



Politechnika
Śląska

ROZPRAWA DOKTORSKA

System rozwiązań konstrukcyjnych do projektowania
silników elektrycznych o zwiększonej gęstości mocy
dla zastosowań w elektromobilności

Autor:

mgr inż. Piotr Dukalski

Promotor:

dr hab. inż. Roman Krok, prof. PŚ

Politechnika Śląska

Opiekun pomocniczy:

prof. dr hab. inż. Tadeusz Glinka

Sieć Badawcza Łukasiewicz – Górnośląski Instytut Technologiczny

Gliwice 2024

Podziękowania

Autor składa promotorowi Panu dr hab. inż. Romanowi Krokowi, profesorowi Politechniki Śląskiej oraz opiekunowi pracy Panu prof. dr hab. inż. Tadeuszowi Glince serdeczne podziękowania za cierpliwość, przekazaną wiedzę i niezliczone godziny konsultacji, bez których ta praca nie powstałaby. Dr inż. Bartłomiejowi Będkowskiemu autor dziękuje za pomoc merytoryczną i koleżeńskie wsparcie.

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów	6
1. WPROWADZENIE	8
1.1. Historia samochodów z silnikami elektrycznymi zabudowanymi w kołach.....	8
1.2. Samochody z silnikami elektrycznymi zabudowanymi w kołach – stan obecny.....	11
2. STAN ZAGADNIENIA.....	14
2.1. Zalety silników elektrycznych zabudowanych w piaście koła.....	14
2.2. Wybrane aspekty projektowania silników elektrycznych zabudowanych w piaście koła.	16
3. GENEZA PRACY, TEZA I METODYKA BADAŃ.....	20
3.1. Geneza pracy	20
3.2. Teza	21
3.3. Metodyka badań.....	21
4. STANOWISKO BADAWCZE.....	23
4.1. Opis stanowiska badawczego.....	23
4.2. Rozmieszczenie czujników temperatury w silniku prototypowym.....	25
5. ZAŁOŻENIA KONSTRUKCYJNE SILNIKA DO ZABUDOWY W PIAŚCIE KOŁA	29
5.1. Topologia napędów pojazdów elektrycznych.....	29
5.2. Silnik z wirnikiem zewnętrznym.....	31
5.3. Ograniczenia gabarytowe.....	32
5.4. Konstrukcja silnika.....	35
6. PROPOZYCJE ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH WSPOMAGAJĄCYCH ODBIÓR CIEPŁA Z UZWOJENIA STOJANA.....	37
6.1. Żywice epoksydowe.....	37
6.2. Radiator boczny	45
6.3. Radiator ceramiczny i przekładka ceramiczna.....	48
6.4. Izolacja żłobkowa ceramiczna	50
7. MODEL TERMICZNY	53
7.1. Model termiczny obwodu elektromagnetycznego silnika.....	53
7.2. Sieci cieplne dla opracowanych nowych rozwiązań konstrukcyjnych silnika.....	59

7.2.1. Silnik z dodatkowym radiatorem bocznym w stojanie.....	60
7.2.2. Silnik z przekładką ceramiczną pomiędzy radiatorem bocznym, a czołami uzwojenia.....	61
7.2.3. Silnik z ceramiczną izolacją żłobkową.....	61
8. MODEL OBLICZENIOWY SILNIKA PROTOTYPOWEGO SMzs200S32.....	63
8. 1. Model obliczeniowy silnika SMzs200S32	63
8.2. Straty mocy obliczane w modelu silnika wykonanym w module ANSYS Motor CAD.....	71
8.3. Straty mocy w silniku zależne od prądu zasilania.....	71
8.4. Straty w rdzeniu magnetycznym silnika.....	72
8.5. Straty mechaniczne.....	74
8.6. Straty w magnesach trwałych.....	75
8.7. Straty mocy w silniku w module Lab.....	76
8.8. Kalibracja modelu symulacyjnego silnika.....	76
9. MODELE SYMULACYJNE SILNIKÓW Z WYBRANYMI ROZWIĄZANIAM I KONSTRUKCYJNYMI.....	96
9.1. Symulacyjne badania stanów cieplnie ustalonych silników z wybranymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi	99
9.2. Charakterystyki elektromechaniczne silnika z wybranymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi.....	102
10. CYKLE JAZDY SAMOCHDU WYKORZYSTANE W BADANIACH SYMULACYJNYCH SILNIKA.....	115
11. BADANIA SYMULACYJNE SILNIKA W RÓŻNYCH CYKLACH JAZDY SAMOCHODU ELEKTRYCZNEGO.....	124
11.1. Cykl jazdy Artemis Urban.....	126
11.2. Cykl jazdy Artemis Motorway 150	130
11.3. Cykl jazdy US06.....	134
11.4. Wybrane wyniki analizy termicznej silnika z zastosowanym systemem rozwiązań konstrukcyjnych w różnych cyklach jazdy samochodu.....	138
11.5. Symulacja stanu cieplnego silnika podczas jazdy samochodu Nissan Leaf po podjazdach o różnym nachyleniu	144
11.6. Podsumowanie analizy	147
12. ZWIĘKSZENIE LICZBY PAR BIEGUNÓW MAGNETYCZNYCH, A MASA SILNIKA	149
12.1. Wpływ liczby par biegunów na charakterystyki elektromechaniczne silnika.....	149
12.2. Straty mocy w silniku o zwiększonej liczbie par biegunów.....	155
12.3. Analiza pracy silnika o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych w różnych cyklach jazdy samochodu	158
12.3.1. Analiza pracy silnika w cyklu Artemis Urban.....	159

12.3.2. Analiza pracy silnika w cyklu Artemis Motorway 150.....	161
12.3.3. Analiza pracy silnika w cyklu jazdy US06	163
12.4. Podsumowanie analizy	166
13. POPRAWA TECHNOLOGII WYKONANIA ORAZ KONSTRUKCJI SILNIKA NA PODSTAWIE WNIOSKÓW Z PRZEPROWADZONYCH BADAŃ	167
14. WYBRANE WYNIKI BADAŃ SILNIKA ZE ZWIĘKSZONĄ LICZBĄ PAR BIEGUNÓW MAGNETYCZNYCH, ULEPSZONĄ KONSTRUKCJĄ I TECHNOLOGIĄ WYKONANIA	172
14.1 „Prototyp 3”o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych	172
14.2 Podsumowanie	177
15. PROJEKT SILNIKA DO ZABUDOWY W PIAŚCIE KOŁA DOSTAWCZEGO SAMOCHODU HYBRYDOWEGO	179
15.1. Analiza projektu silnika SMzs200S48	179
15.2. Ograniczenia gabarytowe silnika	180
15.3. Założenia konstrukcyjne silnika.....	182
15.4. Analiza wpływu napięcia zasilania napędu na pracę silnika.....	184
15.5. Analiza pracy silnika elektrycznego w napędzie samochodu Fiat Ducato w różnych cyklach jazdy	187
16. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE	197
16.1. Wnioski	197
16.2. Perspektywa kontynuacji prac badawczych	203
Bibliografia:	206
Publikacje autora w tematyce silników o zwiększonej gęstości mocy do zastosowania w elektromobilności:.....	217

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów

Oznaczenia:

A_f	- powierzchnia czołowa pojazdu
B_m	- wartość maksymalna indukcji magnetycznej
C_d	- współczynnik oporu powietrza pojazdu
C_w	- ciepło właściwe
f	- częstotliwość napięcia zasilającego
F_D	- siła wywołana oporem aerodynamicznym
F_R	- siła oporu toczenia
g	- przyspieszenie ziemskie
I_{RMS}	- prąd zasilania silnika
k_e	- współczynnik strat nadmiarowych
k_h	- współczynnik histerezy
k_r	- współczynnik oporu toczenia
L_{Fe}	- długość rdzenia magnetycznego silnika
M	- masa silnika
n	- prędkość obrotowa silnika
n_d	- przełożenie końcowe napędu pojazdu
$R_{cond.}$	- opór cieplny bryły
$R_{rad.}$	- opór cieplny związany z odprowadzaniem ciepła poprzez promieniowanie
r_w	- promień koła
S_p	- pole przekroju
T	- temperatura
T_{Cu}	- temperatura uzwojenia silnika
$T_{chłodziwa}$	- temperatura chłodziwa
T_{Fe}	- temperatura pakietu rdzenia magnetycznego
T_{jarzmo}	- temperatura jarzma stojana
T_m	- moment obrotowy silnika
$T_{mag.}$	- temperatura magnesu wirnika

T_{ot}	- temperatura otoczenia
$T_{z\acute{a}b}$	- temperatura zęba
t	- czas
t_s	- poziom styczności pomiędzy elementami silnika
U_{DC}	- napięcie zasilania napędu z baterii
V	- prędkość samochodu
α_R	- współczynnik przejmowania ciepła
ρ	- gęstość materiału
σ	- przewodność elektryczna blach rdzenia magnetycznego silnika
η	- sprawność silnika
Q_s	- liczba żłobków stojana
q	- przepływ chłodziwa
$2p$	- liczba biegunów magnetycznych
λ	- przewodność cieplna
ΔP_{Cu}	- straty mocy w uzwojeniu silnika
ΔP_{Fe}	- straty mocy w rdzeniu magnetycznym silnika
ΔP_{mag}	- straty mocy w magnesach silnika
ΔP_{mech}	- straty mocy mechaniczne silnika
ΔP_{CuFull}	- straty w uzwojeniu związane z efektem wypierania prądu obliczone metodą pełną,
$\Delta P_{CuHybrid}$	- straty w uzwojeniu związane z efektem wypierania prądu obliczone metodą hybrydową
ΔT	- przyrost temperatury

Skróty:

CFD	-	(ang. Computational Fluid Dynamics), jedna z dziedzin komputerowego wspomaganie projektowania wykorzystująca metody numeryczne do rozwiązywania zagadnień przepływu cieczy i gazów
MES	-	Metoda Elementów Skończonych (ang. FEM - Finite Element Method), metoda rozwiązywania układów równań różniczkowych, polegająca na dyskretyzacji dziedziny na elementy skończone
SoC	-	(ang. State of Charge) poziom naładowania baterii
SPM	-	(ang. Surface Permanent Magnets) – magnesy umieszczone na powierzchni wirnika

1. WPROWADZENIE

1.1. Historia samochodów z silnikami elektrycznymi zabudowanymi w kołach

Silniki elektryczne od samego początku swojego istnienia służyły zaspokojeniu potrzeby stworzenia nowego środka transportu na miarę XIX wieku – pojazdu elektrycznego. Pierwszy pojazd elektryczny zbudował kowal z USA Thomas Davenport w 1834 r. Davenport, samouk, z zawodu kowal, był wynalazcą pierwszego opatentowanego silnika elektrycznego, który wykorzystał do napędu pojazdu elektrycznego swojej konstrukcji. Pojazd zasilany był z ogniwa Volty. Innym pojazdem elektrycznym, który jest często wzmiankowany jako pierwszy obok wynalazku Davenporta, jest pojazd zbudowany przez szkockiego biznesmena Roberta Andersona w 1839 roku.

Nowe rozwiązania techniczne w dziedzinie elektromobilności, które powstawały w wielu różnych krajach na przestrzeni niecałych 100 lat po wynalazku Davenporta umożliwiły seryjną produkcję i rozpowszechnienie pojazdów elektrycznych. Znaczący wpływ na rozwój pojazdów z napędem elektrycznym miały między innymi następujące osiągnięcia techniczne:

- a) Wynalezienie akumulatora kwasowo-ołowiowego w roku 1859 przez Francuza Gastona Plante. Było to szczególnie ważne nowatorskie rozwiązanie, ponieważ wcześniejsze pojazdy były zasilane z ogniwa Volty, którego masa i krótki zasięg jazdy stanowiły główną barierę w rozwoju pojazdów elektrycznych.
- b) Prace Tomasa Edisona nad rozwojem baterii zasilających w celu zwiększenia zasięgu pojazdów [1].
- c) W 1882 roku J. R. Finney z Pittsburgha zaprezentował pomysł nowego rodzaju pojazdu elektrycznego, nazwany przez niego „Elektromote”. Był to prototyp trolejbusu – pojazdu elektrycznego poruszającego się po zwykłej jezdni, ale zasilanego z zawieszanej nad drogą sieci trakcyjnej.
- d) W 1884 roku powstał krótkoseryjny samochód elektryczny zbudowany przez brytyjskiego inżyniera Thomasa Parkera. Parker zaczął wdrażać jeden z pierwszych modeli biznesowych

opartych na produkcji samochodów elektrycznych. Sam wykorzystywał prototyp do transportu osobistego, a jego kopie sprzedawał.

e) W 1888 roku Andreas Flocken, właściciel fabryki maszyn rolniczych w Bawarii, opracował samochód o nazwie „Flocken Elektrowagen”. Zaplecze związane z działalnością gospodarczą pozwoliło mu na krótkoseryjną produkcję tych pojazdów elektrycznych.

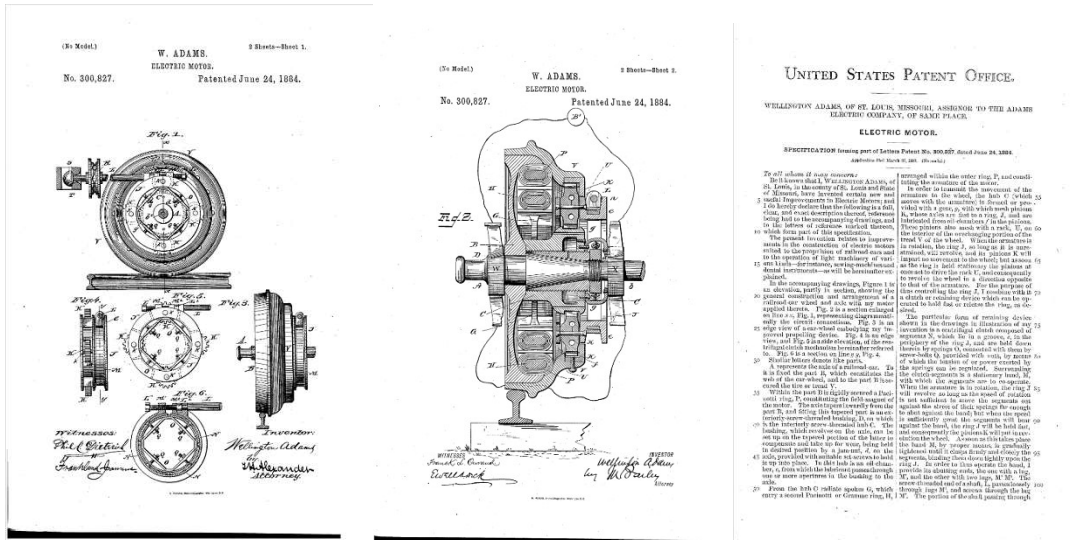
f) Wacław Rechniewski, opracował silniki elektryczne, które były pod koniec XIX wieku jednymi z najlepszych na świecie pod względem osiąganych parametrów i gęstości mocy w odniesieniu do masy (ok. 30 W/kg). Polski wynalazca otrzymał złoty medal za konstrukcję silnika elektrycznego przewyższającego parametrami konstrukcję Thomasa Edisona. Nagroda została przyznana w 1889 roku w Paryżu [2].

g) Wagon elektryczny Siemens – światowy rekordzista prędkości z 1903 r.

Pod koniec XIX wieku bardzo rozpowszechniły się elektryczne karety, wykorzystywane jako forma transportu publicznego w największych i najbardziej rozwiniętych miastach - Berlinie, Paryżu, Moskwie, Petersburgu i Nowym Jorku. Te XIX -wieczne taksówki rozwijały prędkość do 14,4 km/h, a ich zasięg wynosił ok. 48 km. W ostatniej dekadzie XIX wieku pojazdy elektryczne zyskiwały coraz większą przewagę w odniesieniu do konkurencyjnych pojazdów, ponieważ w stosunku do rozwiązań z napędami parowymi czy spalinowymi były ciche i nie emitowały zanieczyszczeń oraz nieprzyjemnego zapachu.

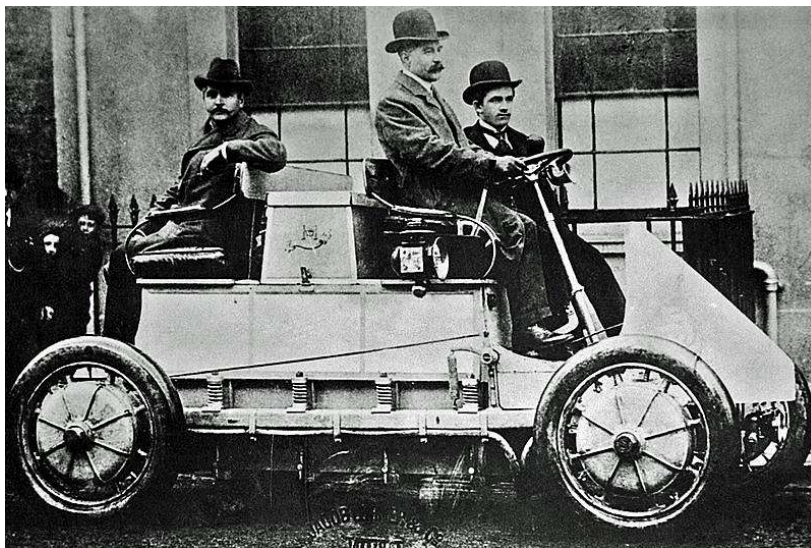
Na przełomie XIX i XX wieku rozpoczęła się masowa produkcja samochodów elektrycznych, co motywowało konstruktorów i wynalazców do rozwijania konstrukcji zgodnie z rosnącymi wymaganiami klientów. Samochody elektryczne produkowano w wielu krajach, głównie Niemczech, Włoszech, Austrii, Wielkiej Brytanii i USA. Czołowymi producentami samochodów elektrycznych były firmy: The American Metal Wheel and Auto Co., Toledo, Pope Motor Car Co., Indianapolis, ElectricVehicle Co.

Pierwsze rozwiązania konstrukcyjne oparte na idei silnika elektrycznego zabudowanego w piaście koła zostały opatentowane przez amerykańskiego inżyniera Wellingtona Adamsa w 1884 roku [3], a następnie Edwarda Parkhursta w 1890 roku [4] i Charlesa Theryo w 1896 roku [5].



Rys.1.1. Fragmety patentu wynalazcy Ellingtona Adamsa [3]

W tej początkowej fazie rozwoju samochodów elektrycznych, wśród różnego typu rozwiązań narodził się również pomysł napędu hybrydowego, bazującego na współpracy silnika spalinowego z silnikami elektrycznymi zabudowanymi w kołach. Pierwszy pojazd z tego typu napędem został opracowany przez firmę Lohner–Porsche i zaprezentowany światu w ostatnich kilku latach XIX wieku.



Rys.1.2. Pierwszy hybrydowy pojazd produkcji Lohner–Porsche z silnikami elektrycznymi zabudowanymi w kołach [6]

Po 1912 roku samochody z napędem spalinowym zaczęły sukcesywnie wypierać pojazdy z napędem elektrycznym, ponieważ stosowane w tamtych czasach baterie kwasowo-olowiowe i nikielowo-kadmowe zapewniały stosunkowo niewielki zasięg. Kiedy masowo

zaczęły pojawiać się pierwsze stacje paliwowe dla samochodów spalinowych, idea samochodów elektrycznych odeszła w zapomnienie na kilkadziesiąt lat.

Podobnie jak inne rozwiązania napędów elektrycznych aut, również napędy z silnikami elektrycznymi w kołach zostały na długo wyparte przez napędy spalinowe. Jednak silniki elektryczne do zabudowy w kołach wciąż były w użyciu, ponieważ w XX wieku znalazły inne zastosowania np. jako napędy pojazdów bezzałogowych, wózków widłowych, wózków golfowych, rowerów czy skuterów.

Pod koniec XX wieku idea silników samochodowych do zabudowy w piastach kół znów stała się aktualna. Świadczą o tym prace badawcze podejmowane w różnych krajach, głównie w prywatnym sektorze motoryzacyjnym, który dysponuje nie tylko niezbędnymi zasobami finansowymi, ale również bogatym doświadczeniem i odpowiednim zapleczem produkcyjnym.

1.2. Samochody z silnikami elektrycznymi zabudowanymi w kołach – stan obecny

Wraz z globalnym wzrostem zanieczyszczenia środowiska, badaniami jego wpływu na życie na naszej planecie oraz świadomością ograniczonej ilości zasobów paliwowych, samochody elektryczne stały się w początkach XXI wieku alternatywą dla powszechnego transportu spalinowego. Postęp technologiczny pozwolił na znaczną poprawę parametrów jezdnych tych samochodów. Dzięki dynamicznemu rozwojowi techniki w zakresie baterii zasilających, układów energoelektronicznych, materiałoznawstwa, konstrukcji silników, metod sterowania i metod obliczeniowych, budowane obecnie napędy elektryczne zaczynają skutecznie konkurować z napędami spalinowymi.

Od kilkunastu lat producenci związani z branżą motoryzacyjną podejmują także prace badawcze i projektowe w zakresie opracowania silników elektrycznych zabudowanych w kołach, o czym świadczy szereg przykładów zbudowanych prototypów i przedstawionych ofert:

a) Firma Elaphe (Słowenia), której prototypowe silniki zostały zastosowane w kilku testowych pojazdach np.:

- pojazd solarny firmy Aptera [7]
- pojazd typu pickup firmy Lords Town Motors [8]

- b) Zaprezentowany w 2005 r. Chevrolet Sequel (General Motors) [9] - pojazd z zamontowanym układem silnika elektrycznego centralnego oraz dwóch silników elektrycznych w kołach;
- c) Firma Protean Electric [10], której silniki zostały zastosowane w pojazdach:
 - Ford -150 pickup [11]
 - Brabus 4WD [12]
- d) Zbudowany w 2005 roku Mitsubishi MIEV z silnikami w kołach wyprodukowanymi przez Toyo Denki Seizo K.K. [13];
- e) Citroën C-Métisse z silnikami wspomagającymi główny napęd, wyprodukowanymi przez firmę Dana TM4;
- f) Peugeot BB1 z opracowanymi silnikami przy współpracy z firmą Michelin [14];
- g) Firma Hino Motors zastosowała napęd z silnikami w kołach w uniwersalnej platformie samochodowej Flat Former [15];
- h) Firma Ziehl-Abegg proponuje silniki do zabudowy w kołach autobusów [16];
- i) WB Electronics – prowadzi badania w zakresie elektryfikacji samochodu dostawczego z zamontowanymi silnikami w kołach [17, 18];
- j) Sieć Badawcza Łukasiewicz – Górnośląski Instytut Technologiczny. Prace badawcze związane z napędem hybrydowym samochodu dostawczego, z silnikami elektrycznymi w kołach tylnej osi napędowej. Kierownikiem projektu jest autor niniejszej pracy mgr inż. Piotr Dukalski.

Idea napędu samochodu elektrycznego oparta na silnikach zabudowanych w piastach kół pomimo olbrzymich zmian w technice i w motoryzacji na przestrzeni ponad 150 lat, jest znów aktualna i stanowi inspirację do dalszych badań. Wymienione prototypy pojazdów z napędami z silnikami w kołach pokazują różnorodność aplikacyjną takiego rozwiązania oraz potwierdzają inwestowanie znacznych środków sektora prywatnego na prace rozwojowe w tym obszarze. Z uwagi na fakt, że zaawansowane prace są realizowane najczęściej przez podmioty sektora prywatnego, szczegółowe informacje i analizy, poparte badaniami laboratoryjnymi nie są powszechnie udostępniane. Badania prowadzone przez ośrodki naukowe, często z powodu braku odpowiedniego zaplecza umożliwiającego budowę prototypów znacznie odbiegających konstrukcją od rozwiązań klasycznych, mają charakter teoretyczny lub bazują na silnikach powszechnie dostępnych – np. silnikach do skuterów o stosunkowo małej mocy.

Rozwój badań dotyczących napędów samochodów elektrycznych jest dynamiczny i stymulowany przez środowisko naukowe oraz przemysł. W samej tylko Europie w ramach programu Horizon Europe powstało wiele inicjatyw związanych z rozwojem nauki i techniki

oraz wzrostem konkurencyjności w dziedzinie elektromobilności. Przykładem jest Europejskie Partnerstwo Na Rzecz Bezemisyjnego Transportu Drogowego („Towards Zero – Emission Road Transport”), które do roku 2020 skupiało 1440 firm i instytucji członkowskich, w tym 59% stanowiły firmy prywatne, 22% organizacje badawcze, 13% uczelnie wyższe, 2% organizacje publiczne oraz 4% inne. Prace badawcze wykonane w ramach doktoratu są ściśle związane z kierunkami rozwoju elektromobilności zawartymi w dokumencie 2 ZERO PARTNERSHIP 2021-2027 [19], opracowanym przez tą organizację. Wyznaczone kierunki rozwoju napędów i elektrycznych silników trakcyjnych to:

- a) doskonalenie silników zabudowanych w kołach samochodów i pojazdów użytkowych;
- b) zwiększenie gęstości mocy w elektrycznych silnikach trakcyjnych;
- c) rozwój zintegrowanych zespołów napędowych: silnik z przekładnią, silnik z osią napędową;
- d) modułowość napędów i skalowalność napędów;
- e) ewaluacja architektury i konstrukcji pojazdów;
- f) uniwersalne platformy łączące potrzeby transportu pasażerów, przewozu towarów i specjalnych zastosowań;
- g) modułowe osie napędowe z innowacyjnymi koncepcjami układów chłodzenia;
- h) strategie wymiany ciepła i sterowania w każdym chłodzonym elemencie silnika, falownika i baterii;
- i) zwiększenie efektywności pracy silników elektrycznych i zakresu hamowania rekuperacyjnego.

Wymienione kierunki rozwoju napędów i silników elektrycznych, dążą do opracowania kompaktowych, zintegrowanych rozwiązań, które zapewnią elastyczność w zastosowaniu napędów w pojazdach o różnym przeznaczeniu i spowodują oszczędności w produkcji pojazdów elektrycznych. Prace badawcze prowadzone w ramach doktoratu są ściśle związane z tymi kierunkami.

2. STAN ZAGADNIENIA

2.1. Zalety silników elektrycznych zabudowanych w piaście koła

Zastosowanie w napędzie samochodów silników elektrycznych przeznaczonych do montażu w piastach kół otwiera szereg nowych możliwości technicznych dla przemysłu motoryzacyjnego. Takie rozwiązanie pozwala na opracowywanie nowych koncepcji nie tylko samych jednostek napędowych, ale również nowych możliwości projektowania kształtu nadwozia czy aranżacji jego wnętrza. Nowe możliwości techniczne takiego rozwiązania wynikają przede wszystkim z eliminacji wszystkich mechanizmów pośredniczących, służących do przenoszenia momentu obrotowego pomiędzy silnikiem a kołem, takich jak dyferencjały, osie napędowe, wały napędowe i przekładnie.

Ponadto decentralizacja napędu, która ma miejsce w przypadku silników elektrycznych zabudowanych w piastach kół, umożliwia nowe funkcjonalności dotyczące dynamiki pojazdu z uwagi na bezpośrednie sterowanie momentem obrotowym każdego koła napędowego z osobna. Decentralizacja napędu pozwala także na wprowadzenie elektrodynamicznych form zaawansowanych systemów wspomagania kierownicy np. układu ABS, elektronicznego systemu stabilizacji ESP, czy systemu kontroli trakcji TCS.

Poniżej przedstawione zostały główne zalety zastosowania silników elektrycznych do zabudowy w kołach jezdnych pojazdów elektrycznych:

- a) Eliminacja elementów pośredniczących w przeniesieniu momentu obrotowego zmniejsza masę pojazdu o masę przekładni, pólosi, mechanizmu różnicowego, co przekłada się na zużycie energii i w rezultacie powoduje zwiększenie zasięgu pojazdu;
- b) Zwiększenie sprawności układu z uwagi na eliminację mechanizmów pośredniczących, które same charakteryzują się stratami mocy, a których sprawność, w zależności od biegu może się zmieniać nawet w zakresie od 96% do 76% w przypadku skrzyń wielobiegowych [20];
- c) Udostępnienie dodatkowego miejsca w nadwoziu pojazdu może posłużyć do zwiększenia strefy ładunkowej, zamontowania dodatkowej baterii, ogniw paliwowych lub innych komponentów np. falowników. Inną możliwością jest optymalizacja strefy zgniotu;

- d) Elementy pośredniczące w przenoszeniu momentu obrotowego są źródłem hałasu, wibracji i tzw. „twardości napędu” podczas jazdy [21, 22]. Ich eliminacja zwiększa komfort kierowcy w czasie użytkowania pojazdu;
- e) Stworzenie nowych możliwości w zakresie sterowania samochodem, z uwagi na bezpośrednie sterowanie momentem każdego z kół pojazdu. Takie rozwiązanie zapewnia większą dynamikę jazdy i jest mniej podatne na drgania podczas zmian obciążenia w porównaniu do napędów centralnych z przekładnią, sprzęgłem i wałem napędowym. Daje także możliwość współpracy z układami wspomagania kierowaniem pojazdu – ABS, ESP, TCS [23];
- f) Eliminacja mechanicznych elementów pośredniczących pozwala na uproszczenie samej konstrukcji układu napędowego oraz redukcję kosztów ich konserwacji [23];
- g) Hamowanie rekuperacyjne może być efektywniejsze z uwagi na brak elementów pośredniczących i związanych z nimi strat mocy;
- h) Napędy bezpośrednie gwarantują modułowość konstrukcji jednostek napędowych, ponieważ są stosunkowo łatwe do implementacji w pojazdach różnego typu, bazujących na napędach z różną liczbą silników elektrycznych;
- i) Eliminacja centralnie montowanego pod maską samochodu silnika elektrycznego oraz elementów pośredniczących w przenoszeniu momentu obrotowego pozwala na projektowanie bardziej aerodynamicznych kształtów pojazdu;
- j) Demontaż w trakcie serwisowania lub wymiany silnika jest stosunkowo łatwy;
- k) Zastosowanie napędowych silników elektrycznych w kołach pozwala na opracowywanie nowych struktur napędów hybrydowych. Silnik spalinowy może być wspomagany przez silniki elektryczne zabudowane w kołach w różnych trybach pracy np. jako:
 - napęd wyłącznie elektryczny w „strefach zielonych” miast,
 - wspomaganie podczas jazdy po trudnym terenie (pokonywanie przeszkód, przyspieszanie, startowanie podczas jazdy poza strefami zamkniętymi dla samochodów spalinowych),
 - hamulec rekuperacyjny i wsparcie dla układów sterowania pojazdem podczas jazdy poza strefami zamkniętymi dla samochodów spalinowych.

2.2. Wybrane aspekty projektowania silników elektrycznych zabudowanych w piaście koła

Pomimo szeregu różnorodnych zalet zastosowanie napędu w postaci silników elektrycznych zabudowanych w piastach kół stawia przed konstruktorami także wiele wyzwań. Silniki elektryczne montowane w kołach stanowią dodatkową masę nieresorowaną pojazdu, co może wpływać na komfort jazdy i sterowność pojazdu. Dlatego masa silnika elektrycznego w takim rozwiązaniu napędowym powinna być jak najmniejsza. Istotny jest stosunek masy resorowanej do masy nieresorowanej pojazdu. Problem ten został opisany w wielu publikacjach [24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35]. Prowadzone są badania w kierunku wprowadzania zmian konstrukcyjnych, mających na celu wykorzystanie masy silnika w konstrukcji absorbera drgań [36], czy zastosowania specjalnej konstrukcji silnika w celu przemiany masy nieresorowanej stojaną w masę resorowaną [37, 38]. Na przykład zaproponowano konwersję masy nieresorowanej jaką stanowi silnik w kole, na masę resorowaną, poprzez zastosowanie dodatkowego mechanizmu redukującego wibracje, który może być montowany równolegle z układem zawieszenia. Niektóre prace badawcze koncentrują się na układzie zawieszenia oraz układzie sterowniczym dla napędów z silnikami w kołach pojazdów [39, 40, 41].

Jeśli własności jezdne samochodów z silnikami w piastach kół mają być porównywalne do własności jezdnych samochodów z silnikami spalinowym lub samochodów z centralnie wmontowanym silnikiem elektrycznym ze skrzynią biegów i przełożeniami, silniki w piastach kół muszą charakteryzować się odpowiednio dużym maksymalnym momentem obrotowym. Jest to niezbędne do zagwarantowania wymaganego przyspieszenia czy pokonywania przeszkód typu krawężnik. Pokonanie oporów ruchu pojazdu podczas jazdy z prędkością maksymalną również wymaga odpowiednio dużego momentu obrotowego. Istotne jest zapewnienie możliwości długotrwałego przeciążenia momentem obrotowym, aby pojazd mógł poruszać się z wymaganą prędkością po zboczach i podjazdach. Silnik elektryczny powinien również charakteryzować się wysoką sprawnością w szerokim zakresie pracy.

Innym ważnym aspektem projektowania silników elektrycznych do zabudowy w piastach kół jest wytrzymałość mechaniczna silników. Są one wystawione na drgania, uszkodzenia i odkształcenia mechaniczne związane z brakiem centryczności, naprężenia wynikające z różnych właściwości zastosowanych materiałów, a także na narażenia

zmęczeniowe układu łożyskowego - najczęstszą przyczynę awarii wszystkich silników elektrycznych [42]. Silnik takiej aplikacji powinien być zaprojektowany tak, aby ograniczyć moment zaczepowy i tętnienia momentu obrotowego [43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51].

Jeszcze innym wyzwaniem konstruktorskim jest zapewnienie odpowiedniej szczelności silnika elektrycznego zabudowanego w piaście koła, narażonego na trudne warunki pracy, w tym zanurzenie w wodzie czy pracę w pyłe.

Zaprojektowanie silnika elektrycznego spełniającego wszystkie te wymagania nie jest łatwe także ze względu na fakt, że wymiary silnika są ograniczone jego umiejscowieniem w kole samochodu. Ta wymagająca konstrukcja mechaniczna musi mieścić się w przestrzeni piasty koła i uwzględniać inne elementy znajdujące się przy kole pojazdu np. układ hamulcowy, który może dodatkowo ograniczać przestrzeń roboczą, zwłaszcza w przypadku hamulca bębnowego, także zabudowanego w piaście koła. Obszar przeznaczony dla obwodu elektromagnetycznego silnika jest również ograniczony z tego powodu, co często nie jest brane pod uwagę w teoretycznych pracach naukowych, nie bazujących na rzeczywistych prototypach silników.

Zaprojektowanie silnika z magnesami trwałymi do zabudowy w piaście koła wymaga wykonania obliczeń elektromagnetycznych i wyznaczenia strat mocy, które są przyczyną nagrzewania elementów silnika. Konieczne duże zmniejszenie masy i objętości silnika wymusza bardzo duże gęstości mocy i momentu obrotowego. Najpopularniejszymi silnikami, stosowanymi obecnie do zabudowy w piastach kół, z uwagi na dużą gęstość mocy w stosunku do swojej masy, są silniki wzbudzone magnesami trwałymi [52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61]. W ich przypadku bardzo trudnym problemem, który musi rozwiązać projektant i konstruktor jest utrzymanie temperatury elementów (w szczególności uzwojenia i magnesów) na poziomie nie przekraczającym wartości dopuszczalnej. Tematyka obliczeń cieplnych silników elektrycznych wzbudzanych magnesami trwałymi jest przedmiotem wielu prac badawczych [62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72].

Wytyczne projektowe stawiają bardzo wysokie wymagania w odniesieniu do parametrów pracy silnika elektrycznego przy zachowaniu jego bardzo małej masy. Silniki w piastach kół współczesnych samochodów elektrycznych są silnikami o stosunkowo niskich obrotach w porównaniu do swoich odpowiedników montowanych centralnie z pełnym układem przełożenia. Ich maksymalna prędkość obrotowa osiąga zazwyczaj $n=1500$ obr/min [73]. Silniki te przy ruszaniu pojazdu, pokonywaniu przeszkód, jeździe drogą o większym nachyleniu, muszą dysponować dużym momentem obrotowym i dużym przeciążeniem

prądowym, a ponieważ są to silniki wielobiegunowe, dodatkowo musi być zapewniona duża częstotliwość napięcia zasilającego. Z wyżej wymienionych powodów tego typu silniki wymagają znacznie większej wydajności chłodzenia niż większość układów napędowych.

W tego typu silnikach zasadne jest stosowanie odpowiednio dobranych materiałów, które spełniają wymagania w wielu aspektach fizycznych. Powinny one mieć odpowiednią wytrzymałość mechaniczną, możliwości technologiczne oraz przewodność cieplną. W silnikach umieszczonych w piastach kół, ze względu na ograniczenia ich wymiarów i masy, dużą gęstość prądu i częstotliwość pracy obwodu elektromagnetycznego (co generuje straty mocy i wydzielanie ciepła), dobór materiałów i jego wpływ na rozkład temperatury elementów silnika ma większe znaczenie niż w standardowych silnikach elektrycznych. Jednym z aspektów konstrukcyjnych silników o zwiększonej gęstości mocy jest zastosowanie materiałów izolacyjnych o podwyższonej przewodności cieplnej.

Silniki zabudowane w kołach pojazdu pracują z większą gęstością prądu niż silniki ogólnego zastosowania. Wraz z korzystnym zwiększeniem liczby par biegunów wzrasta częstotliwość napięcia zasilającego obwód elektromagnetyczny, co skutkuje generowaniem dodatkowych strat mocy. Ciepło musi być odprowadzone do układu chłodzenia. Skuteczność odprowadzenia ciepła wydzielonego w elementach silnika jest uzależniona od właściwości termicznych:

- a) materiałów aktywnych (uzwojenie, rdzeń magnetyczny, magnesy), które biorą udział w generowaniu momentu obrotowego i w nich są generowane główne straty mocy;
- b) materiałów pasywnych, które nie biorą udziału w generowaniu momentu obrotowego, ale zazwyczaj stanowią część drogi dla przepływu ciepła pomiędzy elementami aktywnymi, a układem chłodzenia.

Należy zwrócić uwagę, że najczęściej to elementy pasywne, z uwagi na klasę ciepłoodporności, ograniczają zakres pracy maszyny [74].

Problemy optymalizacji konstrukcji silnika w piaście koła i doboru odpowiednich materiałów stanowią temat wielu publikacji [75]. Niektóre z nich prezentują kilka silników elektrycznych o różnej konstrukcji do zastosowania w kołach napędowych pojazdów [76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83].

Konstrukcjami zaawansowanymi technologicznie są najczęściej silniki synchroniczne z magnesami trwałymi z wirnikami zewnętrznymi [84, 85, 86, 87, 88, 10, 16, 8]. Wynika to z szeregu zalet, w tym z możliwości sterowania tymi silnikami. Silniki mogą pracować w dwóch strefach regulacji prędkości obrotowej przy stałym momencie (pełne wzbudzenie)

i stałej mocy (zmniejszanie wzbudzenia) [89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 60, 96, 97, 98]. Kolejną zaletą takich silników jest stosunkowo duży moment obrotowy ze względu na dużą średnicę szczeliny powietrznej. Geometria silnika sprzyja wielobiegunowej konstrukcji obwodu elektromagnetycznego i naukowcy podejmują również badania na ten temat. Są to jednak zwykle opracowania teoretyczne [99].

Wszystkie wspomniane aspekty projektowania silników do zabudowy w felgach kół pojazdów elektrycznych wymagają od projektanta podejścia kompleksowego i wymuszają zastosowanie kompaktowej budowy, której system rozwiązań konstrukcyjnych oraz technologicznych często ogranicza możliwości projektu obwodu elektromagnetycznego i pośrednio decyduje o parametrach silnika.

Rozwój techniczny takich silników elektrycznych uzależniony jest od dużych nakładów finansowych i wielodyscyplinarnej pracy zespołowej specjalistów różnych dziedzin. Wiele ośrodków naukowych nie jest w stanie pozyskać odpowiednio dużych środków finansowych, nie ma odpowiedniego zaplecza technicznego lub odpowiedniej kadry technicznej i naukowej, aby prowadzić badania nad rzeczywistymi silnikami tego typu. Dlatego wciąż istnieje duże zapotrzebowanie na prace badawcze oraz publikacje bazujące na rzeczywistych silnikach prototypowych oraz modelach opartych na badaniach konstruktorskich.

Niniejsza praca przedstawia rozwiązania zastosowane w rzeczywistych silnikach prototypowych przeznaczonych do samochodów elektrycznych opracowanych w Sieci Badawczej Łukasiewicz -Górnośląski Instytut Technologiczny - Centrum Napędów i Maszyn Elektrycznych. Praca bazuje na badaniach laboratoryjnych i symulacyjnych modeli fizycznych silników, które wykorzystano do skalibrowania modeli obliczeniowych obwodu elektromagnetycznego i cieplnego. W czasie realizacji pracy powstały opatentowane przez doktoranta rozwiązania konstrukcyjne i technologiczne. Autor pracy obierając metodykę badawczą bazującą na sprzężeniu modelu obwodu elektromagnetycznego i cieplnego w środowisku programu ANSOFT Motor CAD zbadał wpływ różnych zmian konstrukcyjnych i materiałowych na temperatury pracy i parametry jezdne silników w piastach kół oraz wykonał szereg symulacji pracy napędów z silnikami w kołach podczas pracy w różnych znormalizowanych cyklach jezdnych samochodów.

3. GENEZA PRACY, TEZA I METODYKA BADAŃ

3.1. Geneza pracy

Układ napędowy samochodu elektrycznego musi spełniać wymagania drogowe związane z pokonywaniem przeszkód oraz dynamiką jazdy w zależności od klasy i przeznaczenia pojazdu. Silniki powinny pracować jako prądnice zapewniające hamowanie rekuperacyjne, które zgodnie z najnowszymi trendami w elektromobilności obejmuje możliwie największą część okresu hamowania pojazdu.

Te wymagania są szczególnie trudne do spełnienia dla silników o kompaktowej konstrukcji, takich jak silniki do zabudowy w piastach kół, gdzie masa silnika stanowi masę nieresorowaną pojazdu, a gabaryty silnika są ograniczone wymiarami felgi, sposobem umieszczenia układu hamulcowego i elementów zawieszenia.

Wszystkie wymienione powyżej czynniki sprawiają, że silniki do zabudowy w piastach kół pracują ze stosunkowo dużą gęstością prądu i dużą częstotliwością zasilania, co skutkuje generowaniem znacznych strat mocy w uzwojeniu i w magnesach trwałych oraz wzrostem ich temperatury pracy.

Realizacja pracy doktorskiej wynika z potrzeby analizy kierunków rozwoju konstrukcji silników do zabudowy w piastach kół uwzględniających zmienne warunki pracy jakim podlegają te silniki oraz chęci oceny korzyści płynących z zastosowania opracowanych systemów rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych.

3.2. Teza

Teza niniejszej pracy brzmi następująco:

Opracowana metoda analizy systemów rozwiązań konstrukcyjnych silnika do zabudowy w piaście koła, wykorzystująca:

- analizę wyników badań laboratoryjnych silnika z odpowiednio rozmieszczonymi czujnikami temperatury

- sprzężony model elektromagnetyczny i cieplno-przepływowy, skalibrowany pomiarami wykonanymi na zbudowanych prototypach, umożliwiający przeprowadzenie badań silnika przy odwzorowaniu rzeczywistych warunków pracy występujących w samochodzie

pozwoli na tworzenie nowych rozwiązań konstrukcyjnych poprawiających parametry elektromechaniczne i cieplne silnika. Metoda umożliwi przeprowadzenie analizy systemu rozwiązań konstrukcyjnych mających na celu redukcję masy silnika, zmniejszenie jego temperatury pracy oraz rozszerzenie zakresu pracy silnika.

3.3. Metodyka badań

Przyjęta metodyka badań obejmuje:

1. Wykonanie silnika modelowego, który będzie przedmiotem badań laboratoryjnych i symulacyjnych. Zbudowanie modeli fizycznych udoskonalonych fragmentów silnika w celu oceny technologii produkcji opracowanych rozwiązań konstrukcyjnych;
2. Dokładne oczujnikowanie silnika modelowego oraz modeli fragmentów silnika (czujniki w magnesach, w żłobkach, na rdzeniu magnetycznym stojana, na magnesach trwałych wirnika oraz na elementach układu chłodzenia);
3. Przeprowadzenie badań laboratoryjnych silnika modelowego oraz modeli fragmentów silnika;

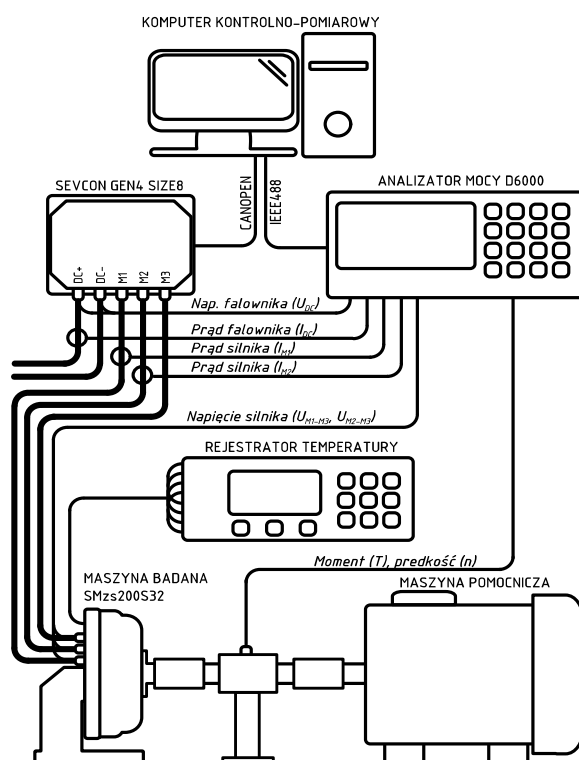
4. Opracowanie sprzężonych modeli obliczeniowych silników w środowisku programu ANSYS Motor CAD - modele obwodów elektromagnetycznych oraz modele ciepło-przepływowe;
5. Kalibrację modeli z wykorzystaniem wyników badań laboratoryjnych odpowiedników fizycznych;
6. Wykonanie obliczeń silników przy:
 - a) zalaniu czoł uzwojenia żywicą epoksydową o różnej przewodności cieplnej,
 - b) zastosowaniu radiatorów na czołach uzwojenia,
 - c) zastosowaniu izolacji ceramicznych pomiędzy uzwojeniem stojana i układem chłodzenia,
 - d) różnych długościach rdzenia magnetycznego,
 - e) zmianie liczby par biegunów p ,
 - f) magnesach trwałych każdego bieguna jednolitych i podzielonych na fragmenty;
7. Przeprowadzenie badań symulacyjnych w programie ANSYS Motor CAD w stanach ustalonych oraz wykonanie badań symulacyjnych wpływu zaproponowanych rozwiązań konstrukcyjnych silnika na jego parametry pracy. Symulacje obejmują pracę silnika w samochodzie osobowym, typu SUV oraz w samochodzie dostawczym poruszającym się w cyklach jazdy miejskiej, okołomiejskiej, po autostradzie oraz na podjazdach po nachyleniu;
8. Wykonanie i badanie laboratoryjne silnika prototypowego na podstawie wniosków z przeprowadzonych badań symulacyjnych.

Podczas opracowywania wyżej opisanej metodyki badań wzięto pod uwagę aspekty ekonomiczne wynikające z ograniczonej puli środków przeznaczonych na badania, dostępności stanowisk badawczych w Instytucie oraz możliwości późniejszego zastosowania wyników przeprowadzonych badań w praktyce.

4. STANOWISKO BADAWCZE

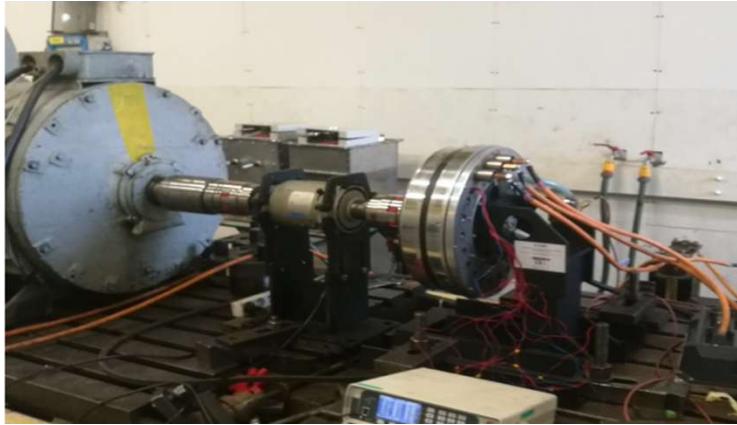
4.1. Opis stanowiska badawczego

Badania laboratoryjne prototypowych silników zostały wykonane na stanowisku badawczym w laboratorium Centrum Maszyn i Napędów Elektrycznych Sieci Badawczej Łukasiewicz Górnośląskiego Instytutu Technologicznego. Badane silniki były sprzęgane z różnymi maszynami obciążającymi. Stosowano różne momentomierze dostosowane do zakresu wykonywanych pomiarów wykorzystując ich dostępność w laboratorium, natomiast sam układ pomiarowy nie ulegał modyfikacji.



Rys. 4.1. Schemat ideowy stanowiska do badania parametrów silnika [100]

Testowany silnik SMzs200S32 sprzężony został za pomocą przetwornika momentu obrotowego z maszyną obciążającą (rys. 4.1 i rys. 4.2).



Rys. 4.2. Widok silnika badanego i silnika obciążającego

Do pomiaru parametrów elektromechanicznych stosowano wysokiej klasy analizator mocy LEM D6000 wraz z przetwornikami prądowymi. Taki układ umożliwił pomiar:

- a) napięcie i prądów silnika oraz mocy czynnej i współczynnika mocy,
- b) napięcia i prądu pobieranego przez sterownik oraz mocy pobieranej przez cały napęd elektryczny,
- c) wielkości mechanicznych - momentu i prędkości.

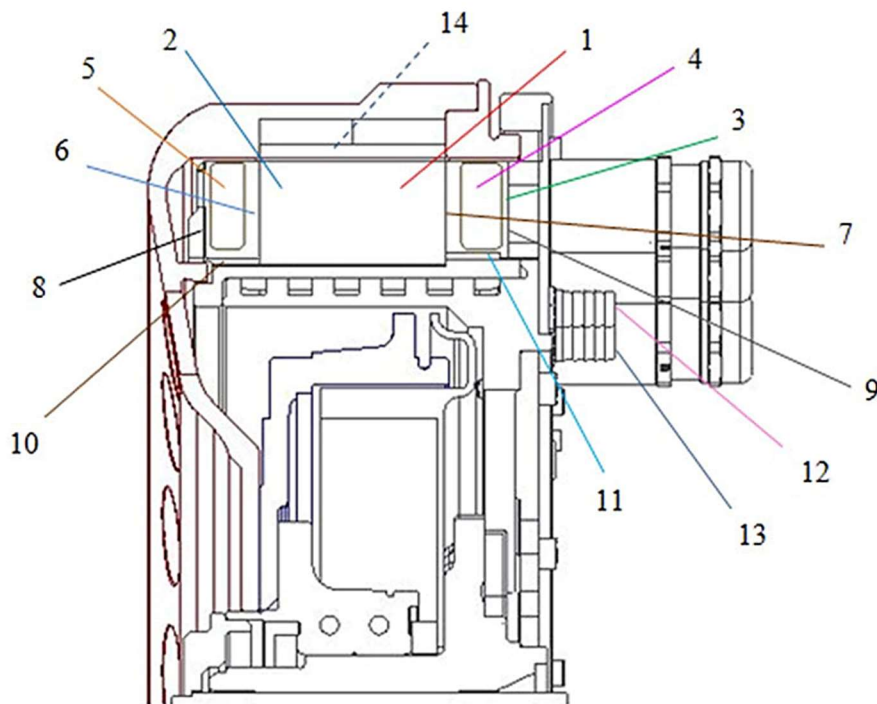


Rys.4.3. Widok pulpitu sterowniczego i aparatury pomiarowej

Na podstawie otrzymanych wyników dla każdego punktu statycznego wyznaczono sprawność silnika, sterownika oraz całego napędu elektrycznego. Archiwizacji mierzonych parametrów dokonywano na komputerze kontrolno-pomiarowym przy wykorzystaniu dedykowanej aplikacji. Silnik zasilano ze sterownika Sevcon Gen4 Size8 przeznaczonego dla napędów pojazdów elektrycznych. Podczas testów falownik był zasilany stałym napięciem o wartości nominalnej odpowiadającej napięciu zasilania baterii w samochodzie $U_{DC}=350$ V.

4.2. Rozmieszczenie czujników temperatury w silniku prototypowym

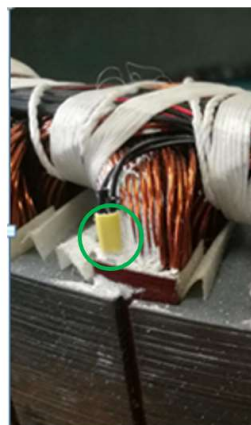
Z uwagi na potrzebę wykonania poszerzonych badań termicznych silnik został wyposażony w dużą liczbę czujników do pomiaru temperatury. Zastosowano małej wielkości czujniki rezystancyjne Pt100. Oczujnikowano nie tylko czoła uzwojenia, co jest standardem, ale również inne kluczowe elementy silnika zarówno od jego strony napędowej jak i przeciwnapędowej oraz w wirniku silnika. Silnik SMzs200S32 został wyposażony w szereg czujników temperatury umieszczonych w uzwojeniu stojana oraz rdzeniu stojana. Czujniki zostały podłączone do wielokanałowego rejestratora umożliwiającą archiwizację zmiany temperatury w poszczególnych punktach pomiarowych. Schemat rozmieszczenia czujników został przedstawiony na rys. 4.4, a przykładowe czujniki i ich wyprowadzenia na rys. 4.5.



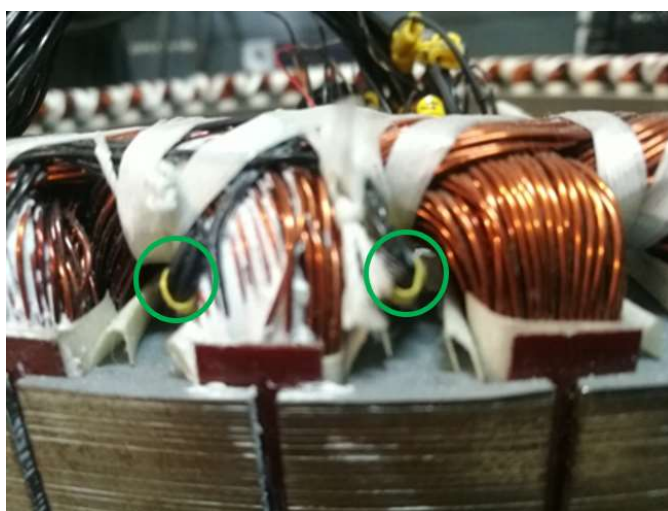
Rys. 4.4. Przekrój silnika SMzs200S32 produkcji Ł-KOMEL. Rozmieszczenie czujników temperatury PT-100 w różnych elementach silnika: 1 -uzwojenie w żłobku N, 2 – uzwojenie w żłobku D, 3 – punkt zerowy uzwojenia, 4 - uzwojenia N, 5 – uzwojenia D, 6 – uzwojenia D, 7 - uzwojenia N, 8 – tarcza radiatora bocznego D, 9 – tarcza radiatora bocznego N, 10 – element radiatora bocznego D, 11 – element radiatora bocznego N, 12 – wlot chłodziwa, 13 – wylot wody, 14 – magnesy trwałe.
* N – strona przeciwnapędowa; *D – strona napędowa.[100]



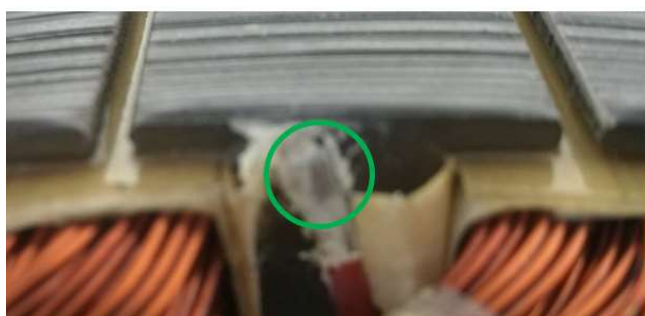
a)



b)



c)



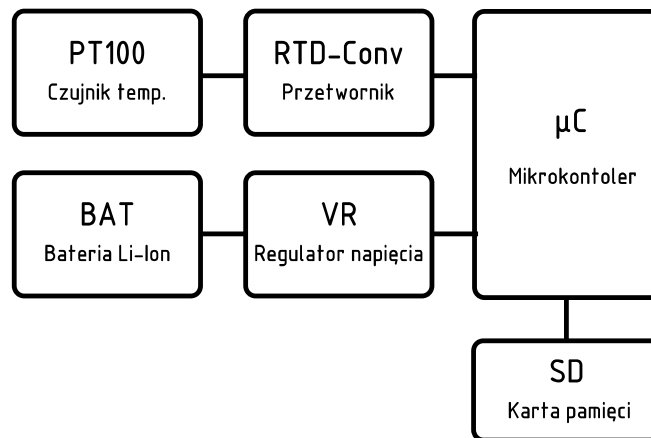
d)



e)

Rys. 4.5. Rozmieszczenie czujników temperatury: a) na magnesie, b) w żłobku (górze żłobka), c) wyprowadzenia czujników temperatury z czoł uzwojenia, d) wyprowadzenia czujników temperatury z rdzenia stojana (górze zęba), e) czujnik temperatury rdzenia stojana (dół zęba/jarzmo stojana).

Ze względu na to, że silnik zasilany jest napięciem o wysokiej częstotliwości, wykonano dodatkowo pomiar temperatury magnesów trwałych umieszczonych w wirniku zewnętrznym. W tym celu zastosowano mały bezprzewodowy rejestrator temperatury (rys.4.6), który po zainstalowaniu na powierzchni wirnika i podłączeniu czujnika umieszczonego na magnesie umożliwia ciągłe rejestrowanie temperatury i przesyłanie danych do odbiornika zewnętrznego np. komputera lub telefonu komórkowego.



Rys.4.6. Schemat blokowy rejestratora temperatury magnesów w wirniku silnika [100, 101]

Głównym elementem układu jest mikrokontroler (μC) zasilany z baterii litowo-jonowej (BAT) poprzez regulator napięcia (VR). Rezystancja niewielkiego czujnika PT100 o budowie foliowej umieszczonego na magnesie wirnika konwertowana jest do postaci cyfrowej za pomocą przetwornika (RTD-Conv) i trafia do mikrokontrolera (μC) gdzie przeliczana jest na temperaturę. Jako konwerter zastosowano dostępny na rynku moduł MAX31865 firmy Maxim Integrated charakteryzujący się 15-bitowym przetwornikiem ADC oraz maksymalnym błędem przetwarzania $0,5^{\circ}C$. Wyniki temperatury rejestrowane były co określony czas na karcie microSD. Zastosowany mikrokontroler to niedużych rozmiarów 32-bitowy moduł z rdzeniem ARM Cortex M0+. Charakteryzuje się on niewielkim poborem energii przy dobrych parametrach technicznych. Z tego powodu jest on często wybierany do zastosowania w mobilnych urządzeniach elektronicznych (m.in. według koncepcji Internetu Rzeczy). Opisany moduł pomiarowy wraz z baterią został zamocowany na części wału służącego do sprzęgnięcia z maszyną obciążającą. W celu ograniczenia zakłóceń mogących oddziaływać na układ, zastosowano taśmę ferrytową pomiędzy wałkiem i rejestratorem. Wszystkie połączenia wykonano przewodami ekranowanymi (w szczególności przewód czujnika RTD).

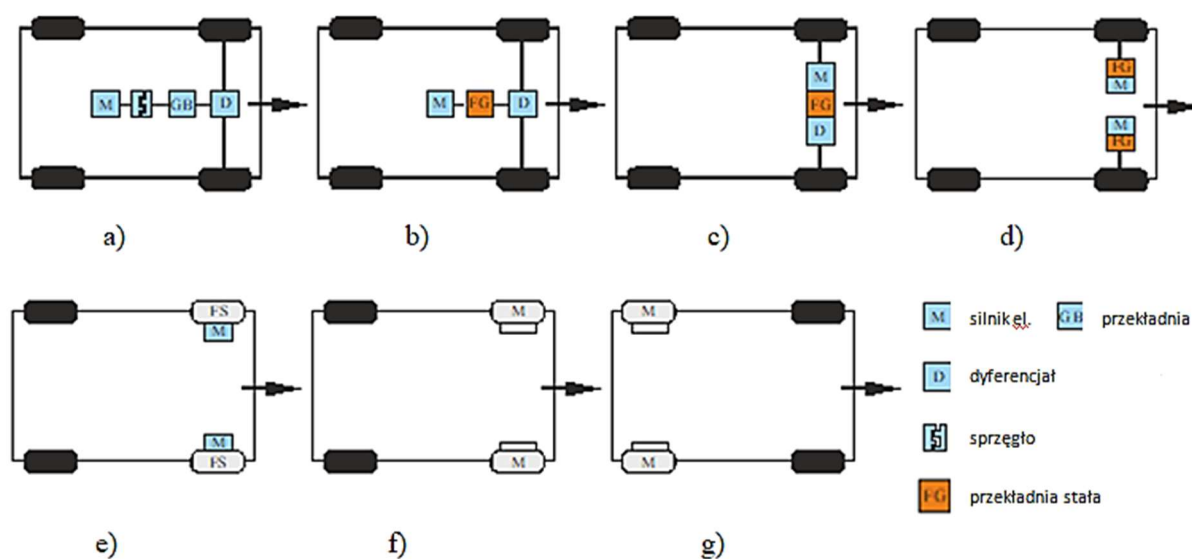
Zastosowanie niewielkiego akumulatora Li-Ion o pojemności 250 mAh umożliwiło przeprowadzenie wielogodzinnych prób z pomiarem temperatury magnesów bez konieczności ładowania.

Nowatorskie rozwiązanie układu pomiaru temperatury wirnika silnika „Układ pomiaru temperatury elementów wirujących” zostało opatentowane [101].

5. ZAŁOŻENIA KONSTRUKCYJNE SILNIKA DO ZABUDOWY W PIAŚCIE KOŁA

5.1. Topologia napędów pojazdów elektrycznych

Współczesna technika motoryzacyjna oferuje wiele konfiguracji układów napędowych do pojazdów elektrycznych od najbardziej zbliżonych do znanych napędów spalinowych, gdzie silnik elektryczny zastępuje silnik spalinowy po rozwiązanie napędu bezpośredniego, gdzie wszystkie elementy mechaniczne, uczestniczące w przeniesieniu momentu obrotowego pomiędzy silnikiem a kołem są wyeliminowane. Na rysunku 5.1 przedstawiono schematycznie poszczególne rozwiązania znanych elektrycznych układów napędowych :



Rys.5.1. Schematy topologii elektrycznych układów napędowych w samochodach

Pierwsze rozwiązanie jest analogiczne do powszechnie stosowanego w pojazdach napędzanych silnikami spalinowymi (rys.5.1a). Pomędzy silnikiem elektrycznym a kołami znajduje się sprzęgło, skrzynia biegów i dyferencjał. Kolejne rozwiązanie (rys.5.1b) eliminuje sprzęgła i skrzynię biegów na rzecz stałej skrzyni biegów, upraszczając układ napędowy i redukując jego koszty. Rozwiązanie pokazane na rysunku 5.1c różni się od poprzedniego poprzecznym umieszczeniem silnika. Inne rozwiązanie (rys.5.1d) przedstawia układ

napędowy, w którym zrezygnowano z mechanizmu różnicowego. Każde koło jest napędzane przez osobny układ napędowy złożony z silnika elektrycznego i połączonej przekładni. Takie rozwiązanie pozwala na zastosowanie dwóch silników o mniejszej mocy, napędzających indywidualnie prawe i lewe koło. Przykładem zastosowania takiego rozwiązania jest Mercedes Benz SLS AMG ECELL [102]. Innym przykładem zastosowania rozwiązania pokazanego na rys.5.1d) jest prototypowy samochód WLV001 wyprodukowany przez polskie firmy Leopard i Car Technology. Silniki napędowe do tego samochodu zostały zaprojektowane i wyprodukowane przez Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL (obecnie Sieć Badawcza Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny). Na rysunku 5.2 przedstawiono zdjęcie samochodu WLV001 oraz platformę z dwoma silnikami.



Rys.5.2. Samochód WLV001 a) widok z przodu b) platforma z napędem z silnikami wyprodukowanymi przez Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL, obecnie Sieć Badawcza Łukasiewicz - Górnośląski Instytut Technologiczny.

Rozwiązanie z rys.5.1d) wymaga odpowiedniego sterowania współpracujących napędów, natomiast sam moment obrotowy jest przenoszony na koła za pośrednictwem wału napędowego. Silniki nie stanowią dodatkowej masy nieresorowanej pojazdu.

W przypadku silników zabudowanych w kołach stosowane są dwa rozwiązania: silnik montowany pośrednio razem z przekładnią mechaniczną (rys.5.1e) lub bezpośrednio (rys.5.1f oraz rys.5.1g). W takiej konstrukcji napędu eliminowane są wszystkie mechanizmy pośredniczące, które biorą udział w przeniesieniu momentu obrotowego, natomiast silnik i ewentualnie dołączona do niego przekładnia stanowią dodatkową masę nieresorowaną. Konfiguracja napędu w pojeździe czterokołowym, z silnikami zabudowanymi w kołach może

występować w trzech układach: silniki montowane w kołach przednich, w kołach tylnych lub we wszystkich kołach.

Współczesne układy napędowe z silnikami elektrycznymi, oprócz przedstawionych wcześniej konfiguracji napędów czysto elektrycznych obejmują również napędy hybrydowe [103, 104, 105, 106].

Analizowane w pracy silniki dotyczą wariantu przedstawionego na rysunku 5.1f oraz rysunku 5.1g.

5.2. Silnik z wirnikiem zewnętrznym

Silniki elektryczne, wzbudzone magnesami trwałymi mogą mieć konstrukcję:

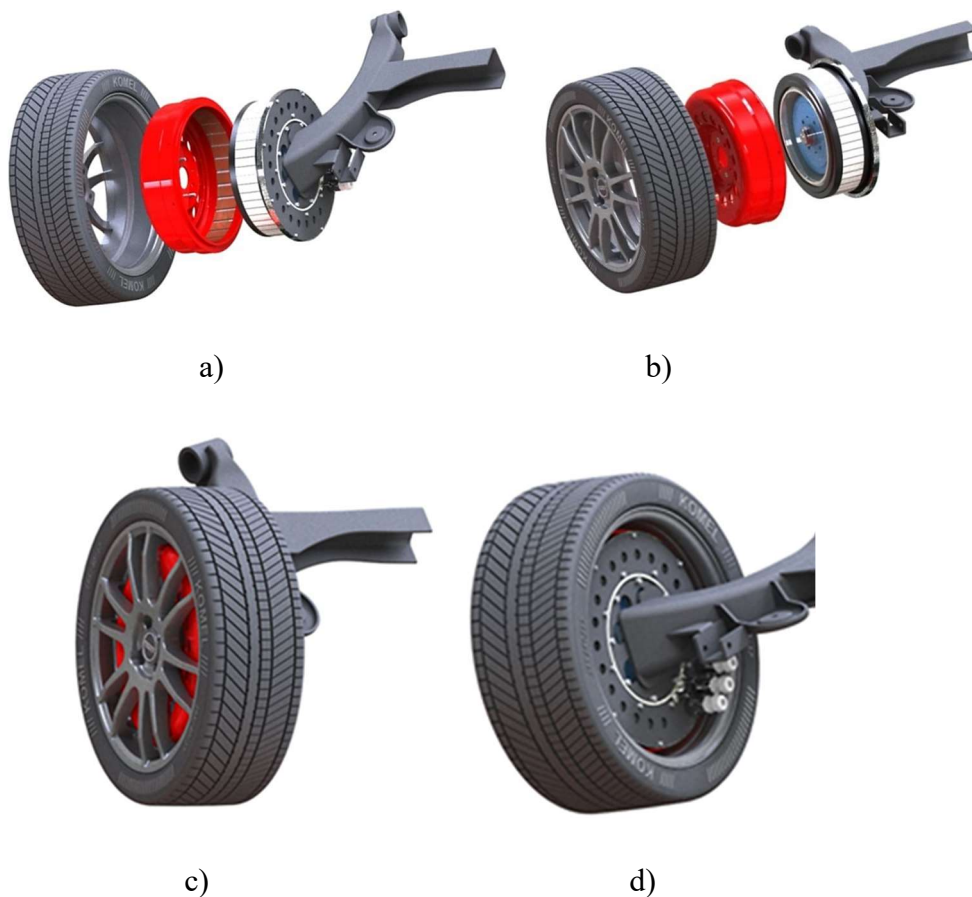
- a) tarczową,
- b) cylindryczną z wirnikiem wewnętrznym,
- c) cylindryczną z wirnikiem zewnętrznym.

Zaletą zastosowania silnika z wirnikiem zewnętrznym jest większa średnica szczeliny powietrznej. Moc wyjściowa maszyny elektrycznej wzrasta wraz z średnicą szczeliny powietrznej i powierzchnią przyszczelinową. Silnik z wirnikiem zewnętrznym charakteryzuje się także większym momentem bezwładności, co pozwala na zmniejszenie tętnień momentu obrotowego i zwiększa stabilność pracy. Konstrukcja z wirnikiem zewnętrznym, przy założonych ograniczeniach technologicznych pozwala na zastosowanie większej liczby par biegunów magnetycznych oraz większej objętości magnesów w obwodzie elektromagnetycznym [107]. Zastosowanie wirnika zewnętrznego pozwala również na wygospodarowanie przestrzeni wewnątrz silnika, w której może być zabudowany układ hamulcowy w postaci hamulców bębnowych.

Wadą zastosowania tej konstrukcji silnika jest mniejsza powierzchnia oddawania ciepła do układu chłodzenia niż w silnikach z wirnikiem wewnętrznym. W przypadku silników z wirnikami wewnętrznymi stojan bezpośrednio może oddawać ciepło do chłodzonego kadłuba. W omawianej konstrukcji stojan musi być zamontowany na stałej części wsporczej, która stanowi najkorzystniejszą drogę odprowadzenia ciepła poza kadłub silnika.

5.3. Ograniczenia gabarytowe

Wybrana koncepcja zabudowy silnika SMzs200S32 zakłada, że przeniesienie momentu obrotowego na koło pojazdu następuje poprzez bezpośrednie połączenie wirnika silnika z felgą. Mocowanie silnika do osi napędowej jest realizowane przez tarczę stałą silnika poprzez śruby, wirnik natomiast jest montowany do bębna hamulcowego. Konstrukcja pozwala na nieutrudniony montaż oraz demontaż koła, nie różniący się od montażu koła standardowego. Na rysunku 5.3 został przedstawiony model silnika oraz fragmentu tylnej belki samochodu.



Rys. 5.3. Rozłożony model stojana, wirnika i koła a) rozłożenie silnika widok od strony koła b) rozłożenie silnika widok od strony osi napędowej c) silnik z kołem widok od strony felgi d) silnik z kołem widok od strony osi napędowej

Przestrzeń przeznaczona na zabudowę silnika jest ograniczona przez wymiary i kształt felgi oraz elementy układu zawieszenia, amortyzacji i układu hamulcowego. Układ hamulcowy w osi napędowej bazuje na hamulcach tarczowych lub bębnowych. W przypadku hamulców

tarczowych może występować ograniczenie długości silnika, natomiast hamulec bębnowy ogranicza minimalną średnicę wewnętrzną silnika. Elementem wspólnym silnika i samochodu w proponowanej konstrukcji jest łożysko samochodu.

Wymiary piasty koła determinują następujące ograniczenia projektowe:

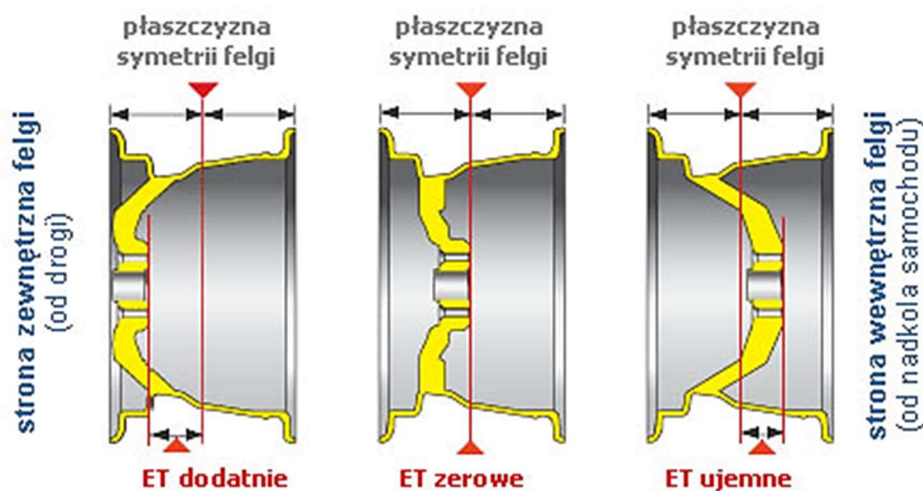
- a) średnicę zewnętrzną wirnika,
- b) średnicę wewnętrzną stojana,
- c) długość rdzenia magnetycznego,
- d) długość czoł uzwojeń oraz połączeń czołowych,
- e) rozwiązania odprowadzenia ciepła z silnika.

Na rysunku 5.4 został przedstawiony koncepcyjny model silnika SMzs200S32, zabudowanego w piaście koła, wyprodukowanego w Sieci Badawczej Łukasiewicz – Górnośląski Instytut Technologiczny.



Rys.5.4.Silnik SMzs200S32 wyprodukowany w Sieci Badawczej Łukasiewicz – Górnośląski Instytut Technologiczny : a) silnik z zamontowanym kołem - widok od strony napędowej b) silnik z zamontowanym kołem - widok od strony przeciwnapędowej c) silnik - widok od strony przeciwnapędowej d) silnik - widok od strony napędowej [108].

Konstruktor przy opracowywaniu silnika do zabudowy w piaście koła powinien wziąć pod uwagę dostępne wymiary felg oraz ich kształt, ponieważ to od budowy felgi zależy możliwa do zagospodarowania przestrzeń, w której zamontowany będzie silnik. Nie każdy typ felgi jest odpowiedni do zastosowania napędu z silnikami w kołach. Oprócz jednego z najważniejszych wymiarów w rozpatrywanej aplikacji jakim jest średnica, istotny jest również kształt felgi oraz współczynnik jej osadzenia ET, czyli odległość płaszczyzny montażowej felgi od jej płaszczyzny symetrii. W przypadku ET ujemnego oś symetrii jest wysunięta na zewnątrz nadwozia, w przypadku ET dodatniego oś symetrii jest odsunięta do wnętrza nadwozia, co dla konstruktora jest korzystne, ponieważ uzyskuje więcej miejsca możliwego do zabudowy silnika (rys.5.5).

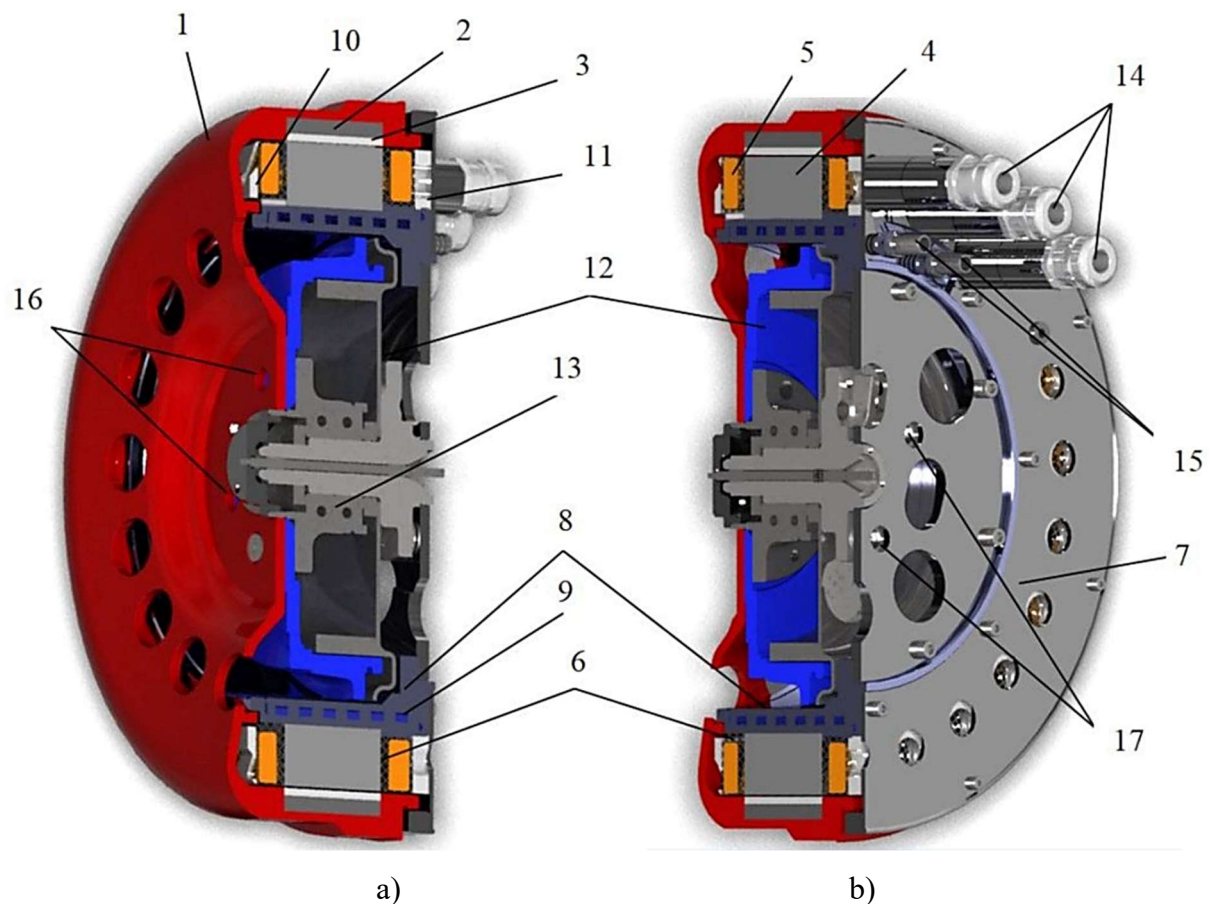


Rys. 5.5. Przykłady przekrojów felg ze współczynnikiem osadzenia felgi: dodatnim, zerowym, ujemnym [109]

Rozważając zabudowę silnika w piaście należy zwrócić uwagę na przekrój felgi, dobrać jak największą średnicę felgi oraz jak największe możliwe do zastosowania w danym modelu samochodu ET. Koncepcja rozpatrywanego silnika SMzs200S32 bazuje na wymiarach gabarytowych felgi 17". Dostępna do wykorzystania przez konstruktora silnika przestrzeń została ograniczona średnicą zewnętrzną, kształtem felgi, osadzeniem felgi (ET) oraz bębnem hamulcowym. W efekcie przyjęła ona kształt toroidalny o stosunkowo dużej średnicy w stosunku do długości.

5.4. Konstrukcja silnika

Przekrój modelu silnika SMzs200S32 został przedstawiony na rysunku 5.6 Jest to silnik synchroniczny z magnesami trwałymi. Zastosowano w nim układ chłodzenia cieczą zabudowany w konstrukcji wsporczej silnika, na której osadzono stojan. Stojan uzwojony został zalany w żywicy epoksydowej. Jej zadaniem jest odprowadzenie ciepła z czoł uzwojenia do układu chłodzenia. Żywica epoksydowa penetruje również przestrzeń żłobka stojana.



Rys.5.6. Przekrój poprzeczny modelu 3D silnika SMzs200S32, wyprodukowanego przez Sieć Badawczą Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny, przeznaczonego do montażu w piaście koła samochodu: 1 — wirnik, 2 — rdzeń magnetyczny wirnika, 3 — magnes, 4 — rdzeń magnetyczny stojana, 5 — czoło uzwojenia stojana, 6 — żywica, 7 — tarcza stała, 8 — konstrukcja wsporcza, 9 — kanały układu chłodzenia, 10 — radiator boczny czoła uzwojenia D, 11 — radiator boczny czoła uzwojenia N, 12 — bęben hamulcowy, 13 — zespół łożyskowy, 14 — zaciski przewodów zasilających, 15 — króćce układu chłodzenia, 16 — otwory montażowe wirnika, 17 — otwory montażowe silnika [108]

Do sterowania silnikiem niezbędny jest czujnik położenia wirnika. W silniku standardowo stosuje się enkoder inkrementalny lub resolver.

6. PROPOZYCJE ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH WSPOMAGAJĄCYCH ODBIÓR CIEPŁA Z UZWOJENIA STOJANA

6.1. Żywice epoksydowe

Obniżenie temperatury pracy uzwojenia stanowi obecnie bardzo istotny aspekt projektowania silników elektrycznych. Sposobem na obniżenie temperatury jest zwiększenie współczynnika wypełnienia żłobka miedzią przy jednoczesnym zastosowaniu materiałów izolacyjnych o zwiększonej przewodności cieplnej, co poprawia odprowadzanie ciepła z uzwojenia do rdzenia. W tym celu stosowane są materiały elektroizolacyjne nowej generacji, ale także różnego typu uzwojenia i technologie uzwojania [110, 111], a nawet nowe metody składania rdzeni magnetycznych [112, 113, 114]. Znaczący wpływ na poprawę odprowadzania ciepła z uzwojenia ma również technologia impregnowania uzwojenia, która pozwala na zmniejszenie oporu cieplnego pomiędzy uzwojeniem, a rdzeniem stojana [115, 116].

Jednym ze sposobów poprawy odprowadzania ciepła z uzwojeń silnika lub generatora elektrycznego jest stosowanie nowej generacji żywic. Wykorzystywane obecnie żywice przyczyniają się również do tłumienia hałasu oraz zabezpieczają uzwojenia przed czynnikami zewnętrznymi, takimi jak wilgoć lub środki chemiczne.

Pojawienie się nawet bardzo cienkich warstw powietrza na drodze przepływu ciepła od uzwojenia do układu chłodzenia powoduje znaczne zwiększenie oporu cieplnego. Dla porównania – w temperaturze 25°C przewodność cieplna powietrza wynosi 0,026 W/m·K, przewodność cieplna stali elektrotechnicznej ok. 55W/m·K, a miedzi 400 W/m·K. Zasadne jest zatem możliwe zmniejszanie grubości warstw powietrza przy jednoczesnym zastosowaniu materiałów izolacyjnych, których przewodność cieplna będzie znacząco wyższa od powietrza, co pozwoli uzyskać znaczną poprawę odprowadzenia ciepła z uzwojenia do układu chłodzenia.

Najnowszym trendem w budowie układów izolacyjnych silników trakcyjnych jest zastosowanie polimerów:

- a) uretanowych,
- b) silikonowych,
- c) epoksydowych [117].

Wykorzystanie polimerów uretanowych jest ograniczone stosunkowo niską temperaturą pracy (do ok. 130°C), natomiast gwarantują one elastyczność i dobre przyleganie do większości materiałów. W aplikacjach o wyższych temperaturach pracy uzwojenia materiały te nie mogą być brane pod uwagę.

Silikony charakteryzują się znacznie wyższą dopuszczalną temperaturą pracy, nawet powyżej $T = 200^{\circ}\text{C}$. Zaletą silikonów jest duży współczynnik rozszerzalności cieplnej, co jest korzystne z punktu widzenia łączenia materiałów o różnych parametrach fizycznych. Ich wadą jest stosunkowo niska siła przyczepności (adhezja). Na rysunku 6.1 został przedstawiony stojan silnika trakcyjnego, którego czoła od strony napędowej były zalane silikonem. Po badaniach laboratoryjnych i próbie nagrzewania okazało się, że silikon stracił kontakt z powierzchnią czołową pakietu.



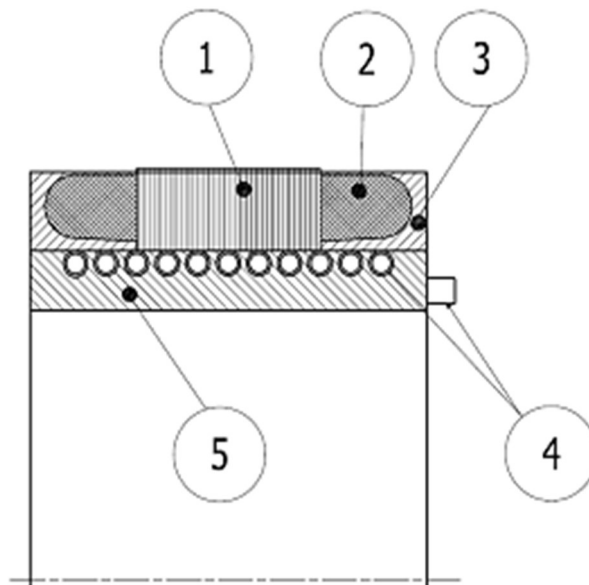
a)

b)

Rys. 6.1. Czoła silnika typu SMwsg160-L4 produkcji Sieć Badawcza Łukasiewicz Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL a) czoła uzwojenia zalane kauczukiem silikonowym po badaniach laboratoryjnych b) rozwarstwienie pomiędzy silikonem, a rdzeniem magnetycznym.

Żywice epoksydowe cechuje wysoka temperatura pracy dochodząca do ok. 200°C oraz bardzo dobra przyczepność. Najczęściej stosowane są żywice epoksydowe, których składnikami są polifenole, poliglikole oraz epichlorohydryna lub oligomery, natomiast do ich utwardzania stosuje się utwardzacze amidowe, aminowe i poliamidowe bezwodnikowe oraz typu kwasu i zasad Lewisa. Dodatkowo epoksydy charakteryzują się lepszymi właściwościami mechanicznymi oraz są bardziej odporne na czynniki środowiskowe od żywicy poliuretanowej.

W silnikach elektrycznych zastosowanie żywicy epoksydowej polega na wypełnieniu przestrzeni pomiędzy czołami uzwojenia, a elementami obudowy stojana, które odbierają ciepło np. kadłubem silnika lub konstrukcją wsporczą z kanałami przepływu cieczy chłodzącej. Korzystne jest również, aby żywica wypełniała przestrzeń wewnątrz żłobka, pomiędzy uzwojeniem, a izolacją żłobkową i rdzeniem magnetycznym stojana. Na rysunku 6.2 został przedstawiony przekrój uzwojonego rdzenia magnetycznego stojana zalanego żywicą epoksydową, osadzonego na konstrukcji wsporczej z układem chłodzenia.



Rys. 6.2. Przekrój uzwojonego stojana osadzonego na konstrukcji wsporczej z układem chłodzenia, zalanego w żywicę epoksydowej; 1 – pakiet rdzenia magnetycznego stojana, 2 – czoła uzwojenia stojana, 3 – przestrzeń wypełniona żywicą epoksydową, 4 – kanały przepływu cieczy chłodzącej, 5 – konstrukcja wsporcza [118]

Na rysunku 6.3 przedstawiono wykonany model wycinka rdzenia z uzwojeniem, zalany żywicą epoksydową PX439XS [119]. Model przecięto w celu dokonania oględzin i oceny penetracji żywicy w poszczególnych częściach stojana, w żłobku oraz w czołach uzwojenia.



a)

b)

c)



d)



e)



f)



g)

Rys. 6.3. Model uzwojonego wycinka stojana, zalany w żywicy epoksydowej a) wycinek przed zalaniem, b) wycinek po zalaniu widok z góry, c) wycinek po zalaniu widok od strony czół uzwojenia, d) przekrój poprzeczny, e) przekrój czół uzwojenia, f) i g) przekrój wzdłużny przez żłobek stojana

Zastosowanie żywicy epoksydowej w silniku elektrycznym, zwłaszcza o wysokiej gęstości momentu i mocy, wymaga przeprowadzenia szeregu prób technologicznych oraz doboru jej parametrów. Żywica epoksydowa łączy ze sobą różne elementy silnika, które są zbudowane z różnych materiałów, takich jak miedź, aluminium, czy blacha elektrotechniczna. Materiały te różnią się własnościami fizycznymi np. przewodnością cieplną, czy termokurczliwością. Dodatkowo w silniku trakcyjnym o konstrukcji kompaktowej należy

spodziewać się możliwych dynamicznych zmian temperatury poszczególnych elementów. Są one zależne od obciążenia, zmiennego rozkładu strat mocy podczas jazdy (gdy silnik dynamicznie zmienia punkt pracy w zakresie prędkości obrotowej oraz wpływu zmian otoczenia (np. przejazd przez głęboką kałużę). Parametry żywicy i parametry pracy obwodu elektromagnetycznego oraz technologia wykonania stojana zalanego w żywicy decydują o tym, czy powstały kompozyt będzie podatny na takie uszkodzenia, jak pękanie żywicy lub odczepianie od łączonych elementów.

Głównymi parametrami, które mają wpływ na możliwość zastosowania żywicy w silniku elektrycznym są: adhezja, rozciągalność, sztywność, skurcz po utwardzeniu, maksymalna temperatura pracy oraz przewodność cieplna. Dodatkowo, istotna może być degradacja pod wpływem wody, która wynika z wchłaniania wody przez daną żywicę.

Żywice epoksydowe w stosunku do innych żywic charakteryzują się:

- a) większą wytrzymałością elektryczną,
- b) wytrzymałością mechaniczną,
- c) większą odpornością na oddziaływanie chemiczne oraz mikroorganizmy,
- d) mniejszą chłonnością wilgoci,
- e) dużą adhezją do różnych materiałów,
- f) słabą palnością i niepylnością przy paleniu,
- g) stosunkowo prostym sposobem utwardzania,
- h) zwiększoną przewodnością cieplną w przypadku grupy żywic przeznaczonych do budowy silników i przekładników.

W przypadku dostępnych obecnie na rynku żywic można zauważyć, że wraz ze wzrostem przewodności cieplnej znacząco komplikuje się technologia zalewania stojana silnika elektrycznego. Żywice o dużych przewodnościach cieplnych w celu zapewnienia lepszych parametrów mechanicznych wymagają wygrzewania po zalaniu w wysokich temperaturach i podgrzania elementów zalewanych oraz form jeszcze przed ich zalaniem [120, 121, 122]. Dostępne na rynku żywice epoksydowe, dedykowane do zastosowania jako ekapsulant uzwojenia charakteryzują się przewodnością cieplną dochodzącą do 3,5 W/m·K.

W ramach testu technologicznego zostały wykonane 4 modele uzwojonego wycinka rdzenia magnetycznego, przy czym 3 z nich zostały zalane żywicami epoksydowymi (PX439X, EP-3500, CW2731 – Tab.6.1) różnych producentów, o różnej przewodności cieplnej. W poszczególnych pakietach zostały umieszczone rezystancyjne czujniki temperatury PT100. Czujniki umieszczono w następujących miejscach:

- a) dno żłobka,
- b) czoło uzwojeń,
- c) blacha pakietu (w zębie).

We wszystkich modelach rozmieszczenie czujników było takie same. Wyprowadzone 3 pasma uzwojenia zostały połączone w szereg i zasilone ze źródła prądowego. W każdym przypadku straty mocy wydzielane w postaci ciepła wynosiły 40 W.

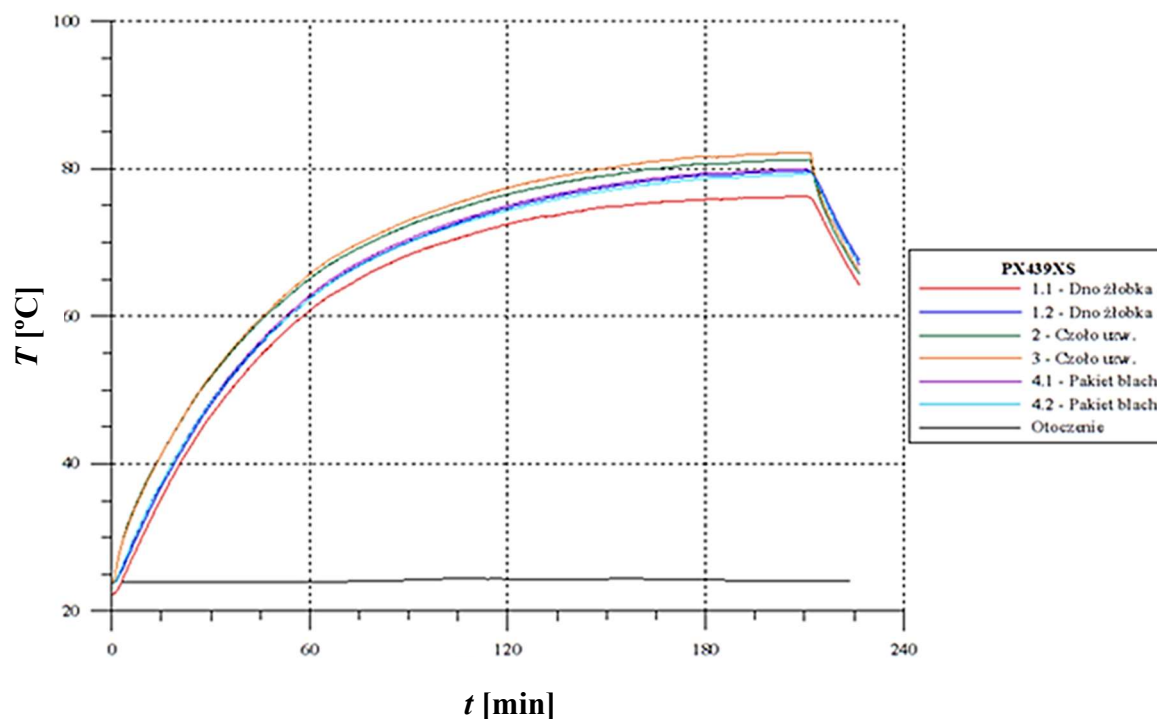
Na rysunku 6.2 zostały przedstawione przykładowe wyniki pomiarów, wykonanych na modelu z żywicą PX439Xo przewodności cieplnej równej $1,3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, a na rysunku 6.3 przedstawiono wyniki pomiarów wykonane na modelu z żywicą CW2731 o przewodności cieplnej $3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Tabela 6.1 pokazuje, że największe różnice temperatur uzyskano pomiędzy częściami silnika bez żywicy epoksydowej, a częściami silnika zalanego żywicą epoksydową CW2731. Różnice te wynoszą od $10,4^{\circ}\text{C}$ w pakietach blach 4.2 do $15,3^{\circ}\text{C}$ w czole naprzeciw wyprowadzeń.

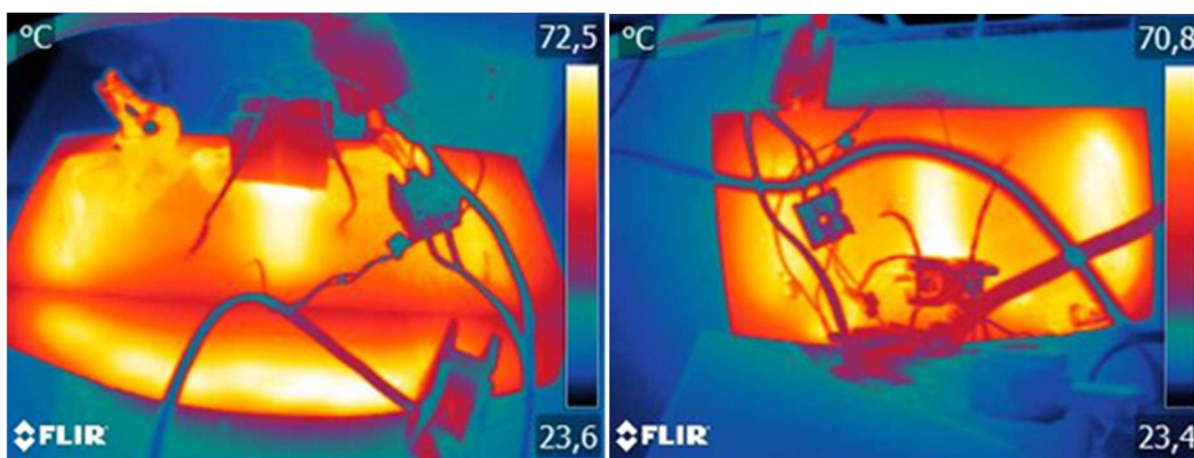
Nowe odmiany żywic epoksydowych o podwyższonych przewodnościach cieplnych powstają zazwyczaj przy współpracy z producentami silników elektrycznych. Możliwości zastosowania żywic o podwyższonej przewodności cieplnej są często ograniczone przeszkodami technologicznymi, ponieważ wymagają one bardziej skomplikowanego reżimu temperaturowego w trakcie utwardzania, mają większą lepkość i charakteryzują się dużymi naprężeniami powstającymi wewnątrz odlewów na skutek skurczu żywicy.

Wysokie temperatury występujące podczas utwardzania mogą być niekorzystne z uwagi na przekroczenie temperatury dopuszczalnej wynikającej z klasy izolacji uzwojenia oraz dodatkowo mogą powodować uszkodzenie zabudowanych czujników temperatury.

Czas utwardzania zalewy żywicznej skraca się ze wzrostem temperatury, co może być korzystne w przypadku produkcji masowej, natomiast należy pamiętać, że na skurcz całkowity ma wpływ różnica temperatur pomiędzy zalewą, a otoczeniem. Z uwagi na dobrą adhezję do większości materiałów należy formę odlewniczą pokrywać środkami zapobiegającymi przyklejeniu odlewu do formy.



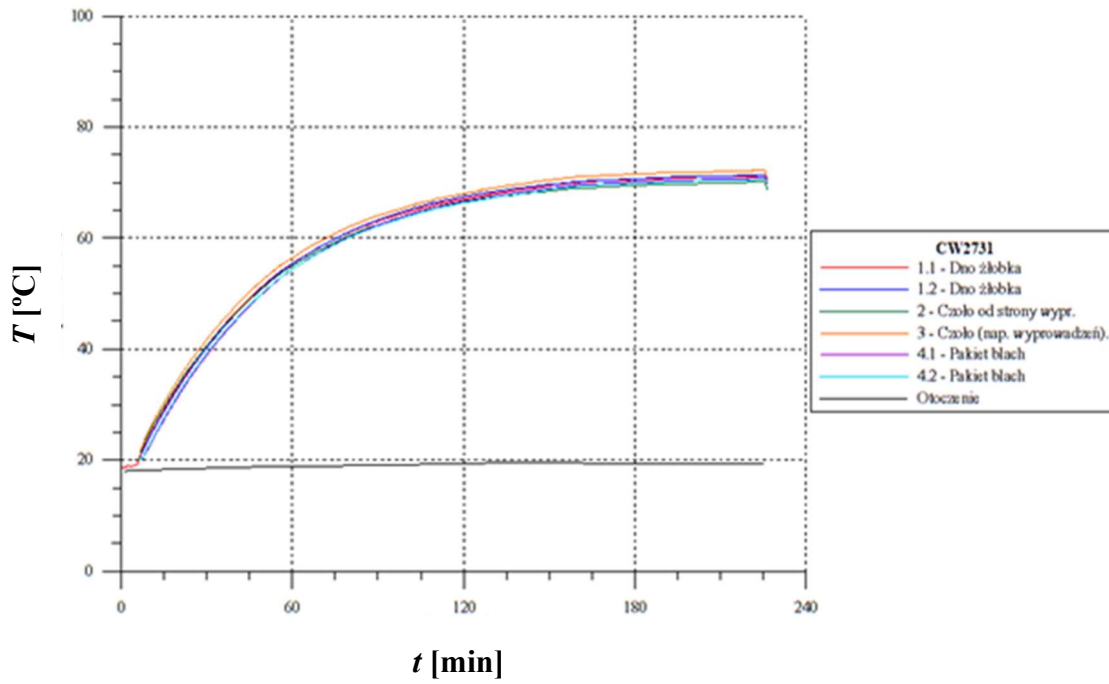
a)



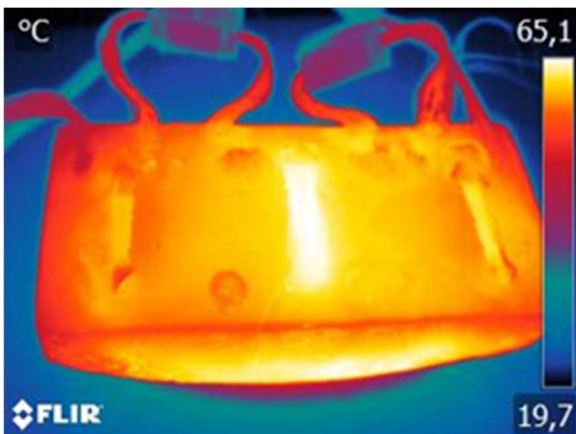
b)

c)

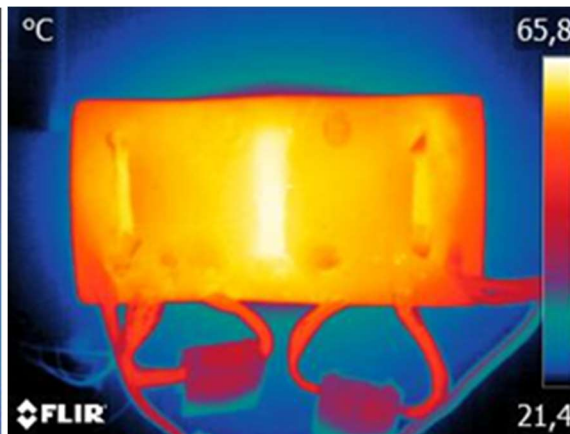
Rys. 6.2. Wyniki pomiarów prób nagrzewania modelu wycinka uzwojonego stojana silnika typu SMzs200S32 zalanego żywicą epoksydową typu PX439XS (o przewodności cieplnej 1,3 W/m·K)
a) zmierzone przebiegi temperatury w wybranych miejscach modelu b) rozkład temperatury zmierzony kamerą termowizyjną, widok od strony czoł uzwojenia c) rozkład temperatury zmierzony kamerą termowizyjną widok od strony rdzenia magnetycznego [122]



a)



b)



c)

Rys. 6.3. Wyniki pomiarów prób nagrzewania modelu wycinka uzwojonego stojana silnika typu SMzs200S32 zalanego żywicą epoksydową typu CW2731 a) zmierzone przebiegi temperatury w wybranych miejscach modelu b) rozkład temperatury zmierzony kamerą termowizyjną, widok od strony czoł uzwojenia c) rozkład temperatury zmierzony kamerą termowizyjną widok od strony rdzenia magnetycznego [122]

Tab. 6.1. Zestawienie przyrostów temperatury w stanie ustalonym dla zbadanych modeli

	jednostka	Bez żywicy	PX439X	EP-3500	CW2731
Przewodność cieplna	[W/m·K]	-	1,3	1,8	3
Temp.dno żłobka 1	[K]	64,4	52,0	52,6	51,8
Temp. dno żłobka 2	[K]	64,9	55,5	53,0	51,9
Temp.czoło od strony wyprowadzeń	[K]	66,0	57,0	-	50,7
Temp. czoło naprzeciw wyprowadzeń	[K]	65,8	58,0	52,9	52,7
4.1 Pakiet blach	[K]	62,1	55,8	51,5	51,3
4.2 Pakiet blach	[K]	61,5	55,1	51,2	51,1

W żywicach epoksydowych o przewodności cieplnej powyżej 1,5 W/m·K, podczas procesu zalewania należało zwiększyć temperaturę żywicy do ok. 60°C w celu zmniejszenia lepkości, która w temperaturze otoczenia ok. 20°C nie zapewniała dostatecznej lejności, aby wypełnić żłobek, czy nawet wypełnić przestrzenie wokół czół uzwojenia. Samo utwardzanie odbywało się przy temperaturze powyżej 100°C. W zbudowanych modelach zastosowanie żywicy epoksydowej o podwyższonej przewodności cieplnej spowodowało znaczne obniżenie ustalonej temperatury uzwojenia (tabela 6.1).

6.2. Radiator boczny

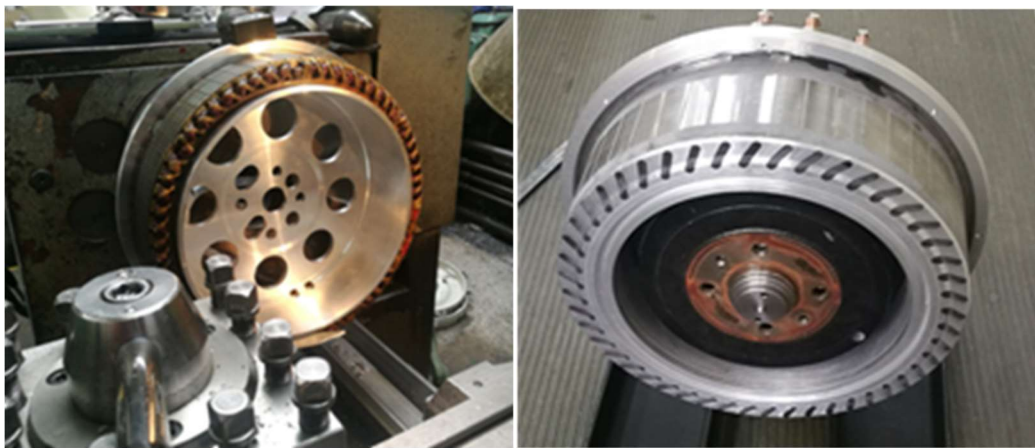
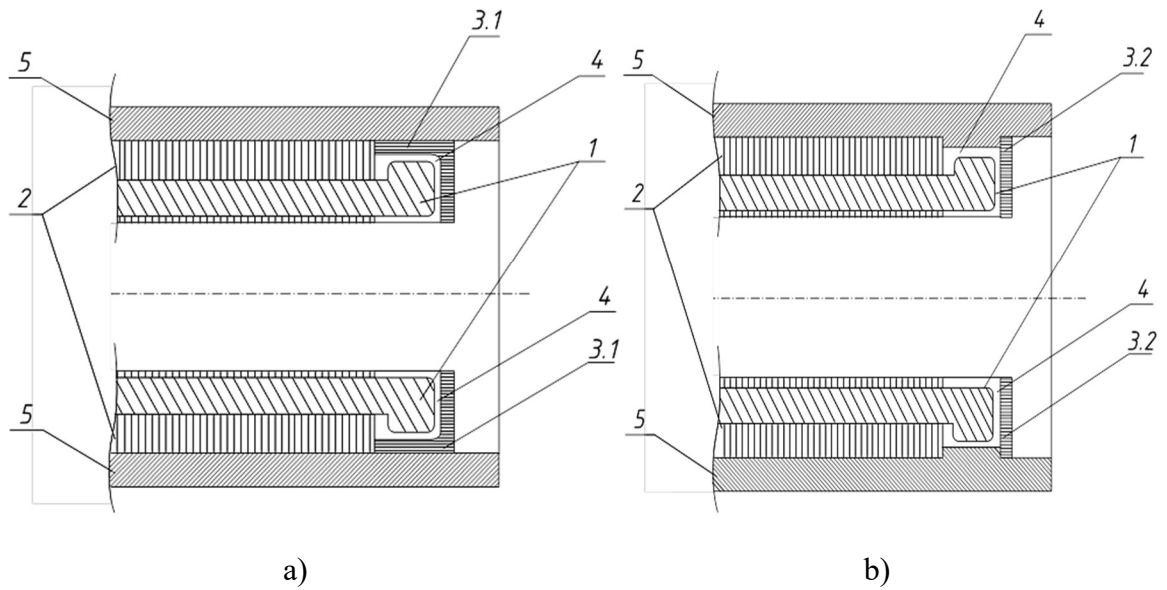
W przemyśle znane są różne rozwiązania obudowy czół uzwojenia stojanów maszyn elektrycznych. Są one stosowane w różnych celach: w silnikach o budowie otwartej, czoła uzwojenia chroni się przed narażeniem zewnętrznym i uszkodzeniem, a w silnikach indukcyjnych klatkowych dużych mocy, czoła zabezpiecza się przed działaniem dużych sił elektrodynamicznych działających w czasie rozruchu. W aplikacji rozpatrywanego silnika celem zastosowania dodatkowego radiatora jest wspomaganie odprowadzenia ciepła z czół uzwojenia. Dodatkowo element ten ma za zadanie ułatwienie zalewania stojana żywicą epoksydową, ponieważ radiator współtworzy formę odlewniczą od strony powierzchni czołowej.

Problem chłodzenia maszyn elektrycznych jest szczególnie istotny w maszynach wzbudzanych magnesami trwałymi, gdyż temperatura wewnątrz maszyny nie może przekroczyć granicy, przy której magnesy trwale rozmagnesowują się.

Standardowym chłodzeniem maszyn elektrycznych jest powietrzny układ wentylacyjny. Polega on na tym, że wentylator zabudowany na wirniku przedmucha strumień powietrza wewnątrz maszyny. W silnikach budowy zamkniętej jest zabudowany jeszcze jeden wentylator, który przedmucha drugi strumień powietrza po żebrach zewnętrznych kadłuba.

W maszynach elektrycznych o dużej gęstości mocy na jednostkę objętości przeznaczonych m.in. do pojazdów elektrycznych, stosowane jest najczęściej chłodzenie cieczą lub olejem. Płaszcz z kanałami przepływu cieczy chłodzącej, najczęściej w formie spirali, zabudowany jest w kadłubie maszyny [123]. Ciepło wydzielone na skutek strat mocy w uzwojeniu i pakiecie stojana odprowadzane jest do chłodzonego cieczą kadłuba poprzez powierzchnię styku pakiet – kadłub. Taki mechanizm chłodzenia stojana powoduje, że czoła uzwojenia mają znacznie wyższą temperaturę niż część żłobkowa uzwojenia. Wartość dopuszczalnej temperatury podczas pracy maszyny determinuje temperatura najgorętszego miejsca, która nie powinna przekraczać temperatury dopuszczalnej dla klasy termicznej izolacji. W maszynach elektrycznych o dużej gęstości prądu najwyższą temperaturę mają połączenia czołowe. Znane są rozwiązania zalewania czoł uzwojenia stojana żywicą dobrze przewodzącą ciepło w celu poprawy skuteczności odprowadzania ciepła z połączeń czołowych bezpośrednio do chłodzonego kadłuba i/lub do pakietu [124, 125]. Rozwiązania te cechują się większą skutecznością w przypadku zalewania niewielkich przestrzeni (objętości) czoł uzwojenia. W maszynach o większych średnicach i dłuższych czołach skuteczność tego rozwiązania jest ograniczona.

W celu rozwiązania powyższego problemu zaproponowano zastosowanie dodatkowego radiatora bocznego, który ma na celu poprawienie odbioru ciepła z czoł uzwojenia. Rozwiązanie to stanowi przedmiot patentu [126]. Na rysunku 6.4 zostało ono przedstawione w postaci rysunków przekroju rozpatrywanego węzła konstrukcyjnego oraz zdjęcia wykonanego wirnika silnika z radiatorem bocznym.



c)

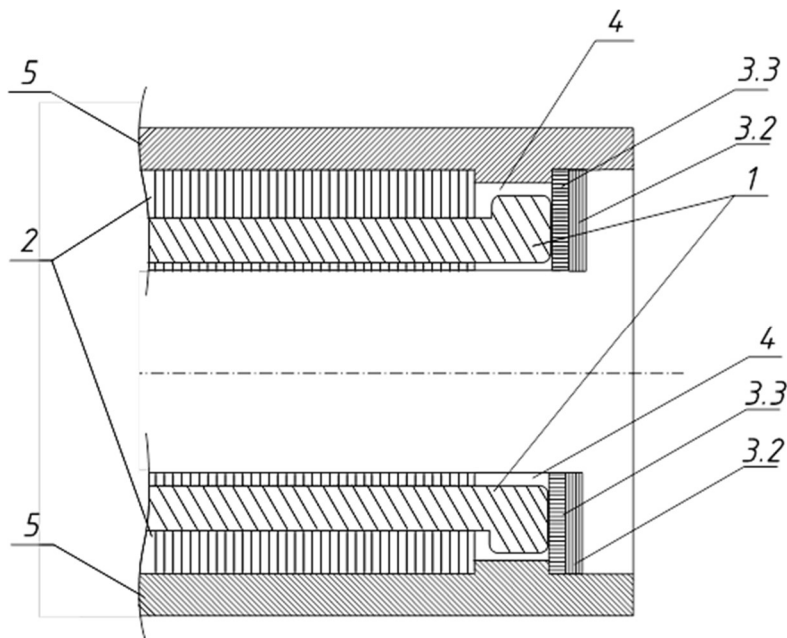
d)

Rys. 6.4. Układ chłodzenia czoł z dodatkowym radiatorom boczny a) radiator w kształcie toroidu o przekroju „L”, b) radiator w kształcie pierścienia, c) stojan uzwojony na konstrukcji wsporczej bez zamontowanego radiatora d) stojan uzwojony na konstrukcji wsporczej z zamontowanym radiatorom; 1- czoła uzwojenia, 2 – rdzeń magnetyczny stojana, 3.1 – radiator boczny „L”, 3.2 – radiator boczny pierścieniowy, 4 – żywica

Radiator boczny może być wykonany w postaci pierścienia osadzonego na konstrukcji wsporczej lub w postaci toroidu o przekroju w kształcie litery „L”. Przekrój toroidalny o przekroju „L” (rys. 6.4 a) dodatkowo zmniejsza przestrzeń pomiędzy czołami uzwojenia, a konstrukcją wsporczą. Podobny efekt można uzyskać stosując próg oporowy na pakiet stojana, jednak takie rozwiązanie można wykonać tylko z jednej strony pakietu, ponieważ stojan jest nakładany z odpowiednim wciskiem na konstrukcję wsporczą. Z technologicznego punktu widzenia korzystnie jest zastosować obie wersje rozwiązania.

6.3. Radiator ceramiczny i przekładka ceramiczna

Zaproponowane rozwiązanie z radiatorem bocznym rozwinięto o zastosowanie dodatkowej przekładki ceramicznej w kształcie pierścienia, co stanowi przedmiot patentu [126]. Przekładka ceramiczna wypełnia przestrzeń pomiędzy radiatorem bocznym, a czołami uzwojenia. Jeżeli jest ona wykonana z materiału dielektrycznego o odpowiednio dużej przewodności cieplnej, to może poprawić oddawanie ciepła z czoł uzwojenia do radiatora bocznego. Rozwiązanie pozwala na zastąpienie przestrzeni pomiędzy radiatorem bocznym a czołami uzwojenia, która jest wypełniona żywicą epoksydową, pierścieniem wykonanym z materiału dielektrycznego o wyższej przewodności cieplnej niż żywica (rys. 6.5).



Rys. 6.5. Przekrój modelu uzwojonego stojana silnika, z zastosowaną przekładką ceramiczną pomiędzy radiatorem bocznym a czołami uzwojenia [126]: 1 – czoła uzwojenia, 2 – rdzeń magnetyczny stojana, 3 – przekładka ceramiczna, 4 – żywica, 5 – kadłub lub konstrukcja wsporcza

W silniku można zastosować pierścień ceramiczny pomiędzy czołami uzwojenia, a radiatorem bocznym lub radiator boczny pokryty powłoką ceramiczną o odpowiednio dużej grubości. Jako materiał do wykonania rozpatrywanego elementu został wybrany tlenek glinu (Al_2O_3), ponieważ jest to dielektryk charakteryzujący się bardzo dobrymi właściwościami termicznymi. Tlenek glinu występuje również pod nazwą korund. Jest on związkiem

chemicznym wykorzystywanym w elementach maszyn, narzędzi, osłon balistycznych oraz do produkcji materiałów ogniotrwałych [127]. Korund znajduje również zastosowanie w pompach dozujących w przemyśle farmaceutycznym i kosmetycznym, zaworach kulowych (przemysł energetyczny, wydobywczy, papierniczy, przetwórczy), zaworach płytkowych (baterie kuchenne i łazienkowe), nurnikach (pompy wysokociśnieniowe), mielnikach (młyny kulowe), izolatorach (przemysł energetyczny), przewodnikach (przemysł kablowniczy, tekstylny) czy podajnikach ślimakowych [128]. W przemyśle stosuje się zwłaszcza syntetyczną postać korundu, która powstaje w wyniku przetapiania boksytu w piecach łukowych. W maszynach elektrycznych wirujących korund znajduje zastosowanie w łożyskach tocznych oraz w gniazdach łożyskowych, w rozwiązaniach chroniących maszyny przed przepływem przez łożysko prądów pasożytniczych. W tabeli 6.2 przedstawiono główne parametry tlenku glinu.

Tab. 6.2. Parametry tlenku glinu Al_2O_3

Parametr	jednostka	wartość
Gęstość	G/cm^3	3,85
Twardość	Mohs	9
Wytrzymałość na ściskanie	MPa	1500
Wytrzymałość na zginanie	MPa	300
Moduł Younga	GPa	350
Współczynnik rozszerzalności cieplnej	$10^{-6}K^{-1}$	4
Odporność na szok cieplny	$\Delta T [^{\circ}C]$	140
Współczynnik przewodności cieplnej	$W/m \cdot K$	19-30
Maksymalna temperatura pracy	$^{\circ}C$	1650

Uzyskanie dużej wytrzymałości połączenia ceramiki z metalem nie jest łatwe. Przy opracowaniu takiego połączenia należy uwzględnić w przypadku metalu granicę plastyczności, wytrzymałości na rozciąganie, natomiast w przypadku materiału ceramicznego granicę kruchego pęknięcia materiału. Jest to zagadnienie skomplikowane, stanowiące przedmiot prac badawczych i naukowych [129, 130, 131].

Do badań symulacyjnych w dalszej części pracy przyjęto przewodność cieplną przekładki ceramicznej $\lambda = 27 W/m \cdot K$.

6.4. Izolacja żłobkowa ceramiczna

Izolacja żłobkowa silników elektrycznych stanowi izolację elektryczną pomiędzy uzwojeniem, a rdzeniem magnetycznym stojana. Materiał izolacyjny musi charakteryzować się oprócz odpowiedniego napięcia przebicia również dużą wytrzymałością mechaniczną oraz odpowiednio wysoką temperaturą pracy. W przypadku silników o dużym stosunku znamionowego momentu obrotowego do masy, korzystne jest, aby izolacja miała bardzo dobrą przewodność cieplną, ponieważ tego rodzaju silniki pracują ze znacznie większym obciążeniem prądowym niż silniki ogólnego stosowania. W odprowadzeniu ciepła z uzwojenia do rdzenia magnetycznego istotne są również inne aspekty, takie jak technologia impregnacji [132] oraz odpowiednio dobrana żywica epoksydowa, która wypełnia przestrzeń pomiędzy drutami uzwojenia oraz pomiędzy uzwojeniem, a izolacją żłobkową [133, 134].

Dostrzegalny jest znaczny wzrost zapotrzebowania na materiały izolacyjne o zwiększonej przewodności cieplnej. Firmy produkujące tego typu materiały to: 3M, Parker Chomerics, Boyd, Huntsman, European Thermodynamics, Lord, Dr Dietrich Muller GmbH, Lord Corporation, Henkel AG & Company, Honeywell International Inc., Dupont. Standardowo stosowana izolacja żłobkowa w maszynach elektrycznych np. Nomex 410 firmy Dupont Magnetic, ma przewodność cieplną $\lambda = 0,139 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. W ofercie firmy Muller Ahlhorn również można znaleźć materiały izolacyjne o przewodności cieplnej na poziomie $1,3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Przykładem takiego materiału jest film Thermiflex® TF 21074 [135].

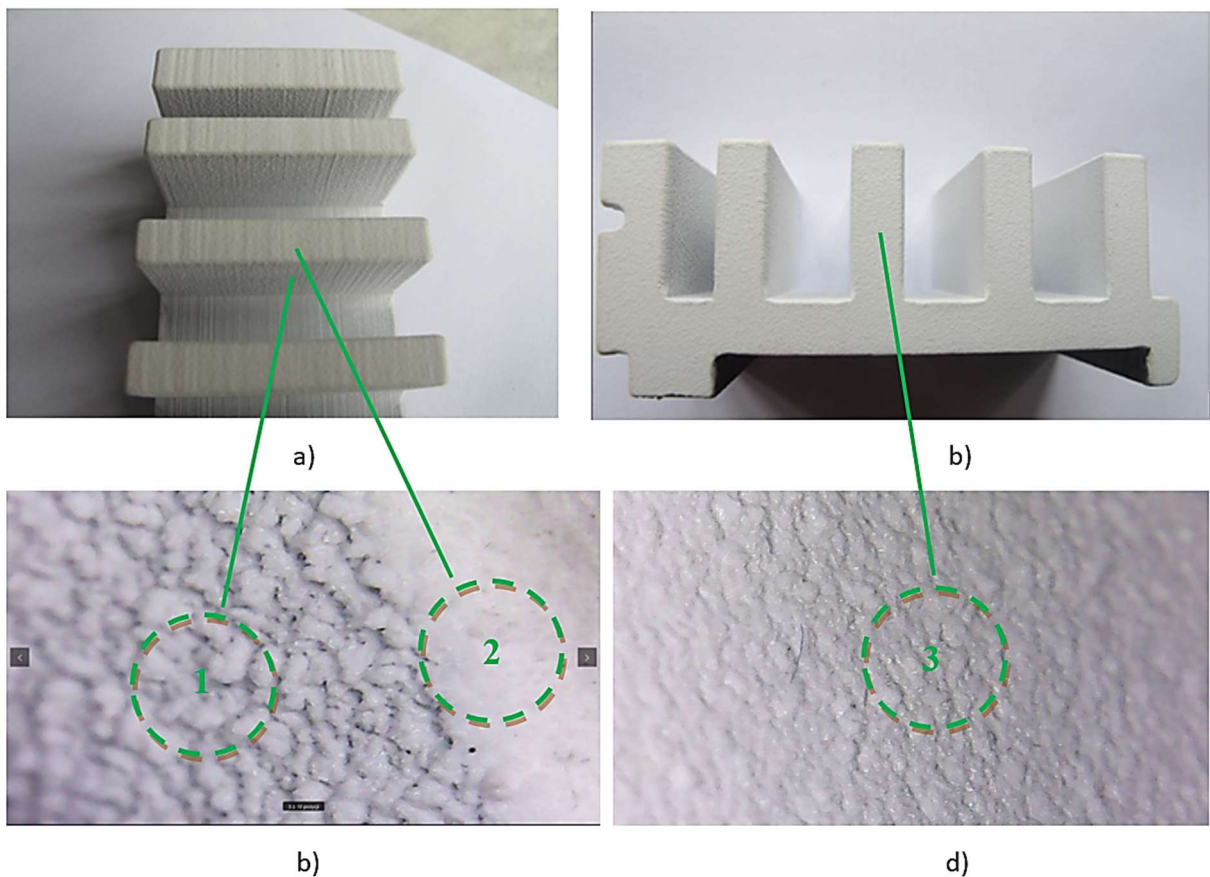
Obecnie firma 3M oferuje izolacje o podwyższonej przewodności cieplnej, Therma Volt ($\lambda = 0,23 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) oraz CeQUIN ($\lambda = 0,195 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) [136]. Firma Dupont oferuje również izolację nowego typu New Kapton® MT+ Polyimide Film o przewodności cieplnej na poziomie $0,75 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Jest to materiał przeznaczony do wykonywania izolacji żłobków rdzenia magnetycznego, który producent dedykuje dla silników stosowanych w elektromobilności. Wyższe przewodności cieplne mają niektóre materiały elektroizolacyjne stosowane w zaawansowanej elektronice (przewodność dochodzi nawet do $6 \text{ W/m}\cdot\text{K}$). Przykładem takiego materiału może być produkt firmy Universal Science - podkładka termoprzewodząca Unigap 6000 ($\lambda = 6 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) [137].

W pracy zaproponowano zastosowanie w silniku izolacji żłobkowej ceramicznej wykonanej z korundu, której przewodność cieplna jest bardziej zbliżona do przewodności cieplnej rdzenia magnetycznego niż standardowo stosowanych izolacji żłobkowych.

Izolację ceramiczną można wykonać na trzy sposoby:

- a) Sporządzenie formy o kształcie żłobka, która byłaby wkładana lub wklejana w żłobku. Forma może być wykonana jako jednolita lub złożona z płytek o wymiarach wynikających z wymiarów żłobka;
- b) Zanurzenie rdzenia w żywicy epoksydowej z dużym dodatkiem korundu w formie proszku;
- c) Nanoszenie plazmowe lub natryskiwanie cieplne poprzez chemiczne osadzanie z fazy gazowej (CVD) lub poprzez fizyczne osadzanie z fazy gazowej (PVD).

Na rysunku 6.6 przedstawiono model wycinka rdzenia stojana, wykonany w celu przeprowadzenia testu wykonalności. Wycinek spakietowanego rdzenia magnetycznego sporządzono metodą plazmową.



Rys.6.6. Model rdzenia magnetycznego z ceramiczną powłoką z korundu naniesioną plazmowo
a) widok od strony szczeliny powietrznej, b) widok od strony czołowej, c) powiększenie widoku warstwy powłoki ceramicznej przy szczelinie powietrznej silnika, d) powiększenie widoku warstwy ceramicznej od strony czołowej rdzenia magnetycznego, 1 – powłoka ceramiczna wewnątrz żłobka stojana, 2 – powłoka ceramiczna od strony szczeliny powietrznej, 3 – powłoka ceramiczna od strony czołowej rdzenia magnetycznego

Metoda ta polega na stapianiu ciepłem łuku plazmowego materiału podawanego w postaci proszku, który tworzy powłokę w wyniku przyspieszania roztopionych cząstek w strudze plazmy. Przybliżenie mikroskopowe pozwoliło na ocenę warstwy ceramicznej modelu. Strona

czołowa oraz fragmenty od strony szczeliny powietrznej charakteryzują się zwartą warstwą, natomiast warstwa od strony zębów stojana przyjęła bardziej niejednorodny kształt, w postaci czap. Tego typu struktura izolacji została spowodowana kątem ustawienia dyszy oprzyrządowania. Próby napięciowe wykazały, że warstwa wewnątrz żłobka nie jest odporna na przebicie przy napięciu powyżej 400 V. Poprawa parametrów izolacji żłobkowej została uzyskana dzięki rozwiązaniu opisanemu w patencie [138]. Rozwiązanie polegało na zastosowaniu rozgałęzionej dyszy mniejszych rozmiarów, która zapewniła korzystniejszy kąt nachylenia do ścianek żłobka.

7. MODEL TERMICZNY

7.1. Model termiczny obwodu elektromagnetycznego silnika

Przed zastosowaniem metod numerycznych i komputerów, analiza termiczna przy projektowaniu maszyny elektrycznej opierała się na bardzo uproszczonych, a w konsekwencji mało dokładnych modelach analitycznych. Proste modele odwzorowywały średnią temperaturę maszyny lub jej uzwojenia, przy czym wyniki obliczeń obarczone były dużym błędem. Często zamiast wykonywania obliczeń temperatury, w analizie cieplnej odnoszono się jedynie do oceny głównych parametrów determinujących limitowane temperatury elementów np. gęstości prądu lub stosunku strat mocy do powierzchni odprowadzania ciepła, bazując przy tym na doświadczeniach empirycznych konstruktorów i projektantów. Jest to sposób postępowania całkowicie nieprzydatny w przypadku silników o nowej konstrukcji, a w szczególności silników charakteryzujących się bardzo dużym wykorzystaniem obwodu magnetycznego. Z taką sytuacją mamy do czynienia w niniejszej pracy. W rozważanych silnikach temperatury głównych elementów silnika są bardzo zbliżone do dopuszczalnych. Ponadto występują w nich stosunkowo duże różnice pomiędzy temperaturą średnią i maksymalną w poszczególnych częściach. Wyznaczenie, i to z małą dokładnością, jedynie średniej temperatury np. uzwojenia w takim przypadku nie umożliwia przeprowadzenia oceny stanu cieplnego silnika, a w szczególności określenia zagrożeń uszkodzenia termicznego lub przyśpieszenia procesu starzenia wywołanego przekroczeniem temperatury dopuszczalnej izolacji uzwojenia lub magnesu trwałego.

Obecnie przy projektowaniu maszyn elektrycznych stosuje się najczęściej metodę sieci cieplnych w ujęciu dostosowanym do obliczeń pola temperatury [139], metodę elementów skończonych (MES) oraz numeryczną mechanikę płynów (CFD) [140, 70, 141, 142].

Warto zwrócić uwagę na fakt, że współcześnie modele symulacyjne maszyn elektrycznych są nie tylko wykorzystywane w systemach komputerowego wspomaganie projektowania, ale również [139]:

a) w systemach monitoringu,

- b) przy wyznaczaniu wartości kryterialnych dla systemów diagnostycznych,
- c) przy projektowaniu i doborze zabezpieczeń,
- d) przy doborze silników do pracy przy zmiennym obciążeniu i zmiennych parametrach zasilania bez niepotrzebnego ich przewymiarowania.

Obliczenia cieplne silników elektrycznych zyskały dużą popularność z uwagi na coraz większe wymagania, zwłaszcza dotyczące uzyskiwania coraz większej gęstości mocy i momentu obrotowego z jednostki objętości. Przyczynił się do tego rozwój elektromobilności, w tym bezzałogowych elektrycznych statków powietrznych, dla których te wymagania są szczególnie wysokie.

Model termiczny silnika elektrycznego, do przeprowadzenia prac badawczych został opracowany w programie Ansys Motor-CAD. Obliczenia w programie bazują na schemacie cieplnym, który dodatkowo może być kalibrowany, w pewnym zakresie, przy wykorzystaniu uproszczonych modeli MES wybranych elementów silnika takich jak np. żłobek rdzenia magnetycznego wypełniony uzwojeniem.

Metoda schematów cieplnych bazuje na znanej w elektrotechnice metodzie sieci elektrycznych, przy czym parametrom elektrycznym przypisane są odpowiednie wielkości cieplne. Model obliczeniowy składa się z sieci węzłów, które reprezentują temperatury w poszczególnych elementach silnika. Drogi dla przepływu ciepła pomiędzy elementami silnika odwzorowane są za pomocą dyskretnych oporów cieplnych. Źródła ciepła występujące w modelu są odpowiednikami źródeł prądu w schematach elektrycznych. Opory cieplne w zależności od sposobu przekazywania ciepła mogą reprezentować przewodzenie, konwekcję lub promieniowanie.

Opór cieplny bryły o grubości h , polu przekroju S_p i współczynniku przewodności cieplnej λ jest określony wzorem:

$$R_{cond.} = \frac{h}{\lambda S_p},$$

Konwekcyjne przenoszenie ciepła między ciałem stałym, a płynem chłodzącym można opisać przez opór cieplny $R_{conv.}$ określony z zależności:

$$R_{conv.} = \frac{1}{\alpha S_0},$$

gdzie α jest współczynnikiem przejmowania ciepła, a S_0 jest powierzchnią granicy faz ciała stałego i płynu.

Opór cieplny związany z odprowadzaniem ciepła poprzez promieniowanie jest wyrażony przy pomocy wzoru:

$$R_{rad.} = \frac{1}{\alpha_R S_O} ,$$

gdzie α_R to współczynnik przejmowania ciepła w wyniku radiacji, a S_O to powierzchnia oddawania ciepła.

Współczynnik α_R jest zdefiniowany jako [143]:

$$\alpha_R = k_{SB} \varepsilon_p F_{1-2} \left(\frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} \right) ,$$

gdzie: F_{1-2} jest współczynnikiem określającym położenie ciał, natomiast T_1 i T_2 są temperaturami powierzchni ciał, wyrażonymi w Kelwinach.

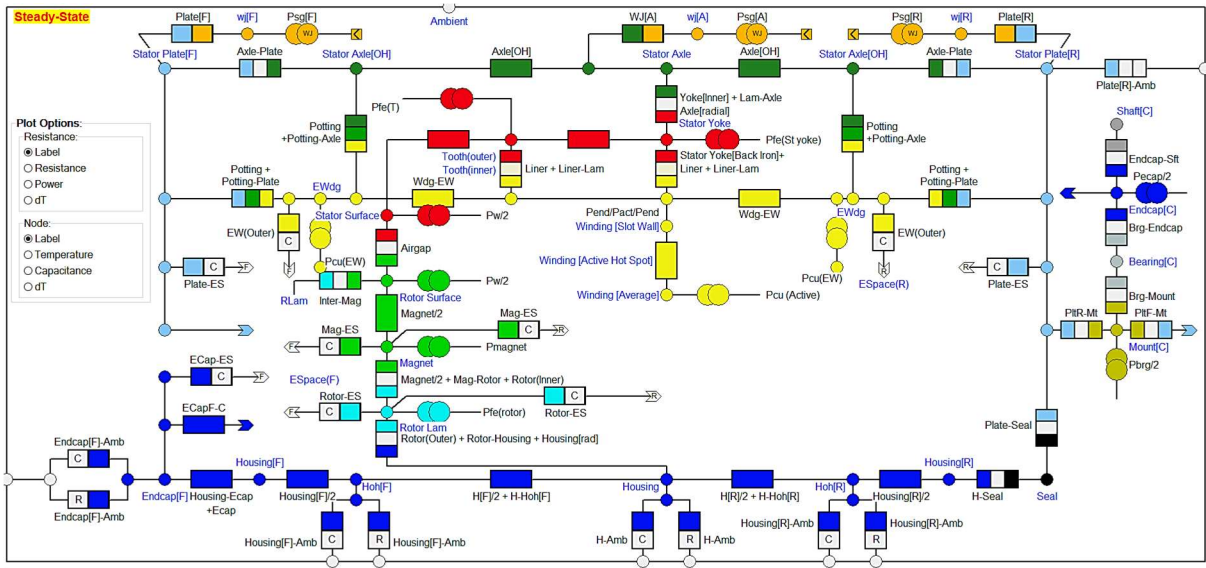
Jeżeli wykonujemy analizę stanu nieustalonego, w schemacie cieplnym pojawiają się dodatkowe kondensatory, które przedstawiają pojemności cieplne elementów silnika. Pojemności te są zależne od objętości elementów oraz właściwości fizycznych materiału i są wyznaczane ze wzoru:

$$C_{th} = C_w \rho V m .$$

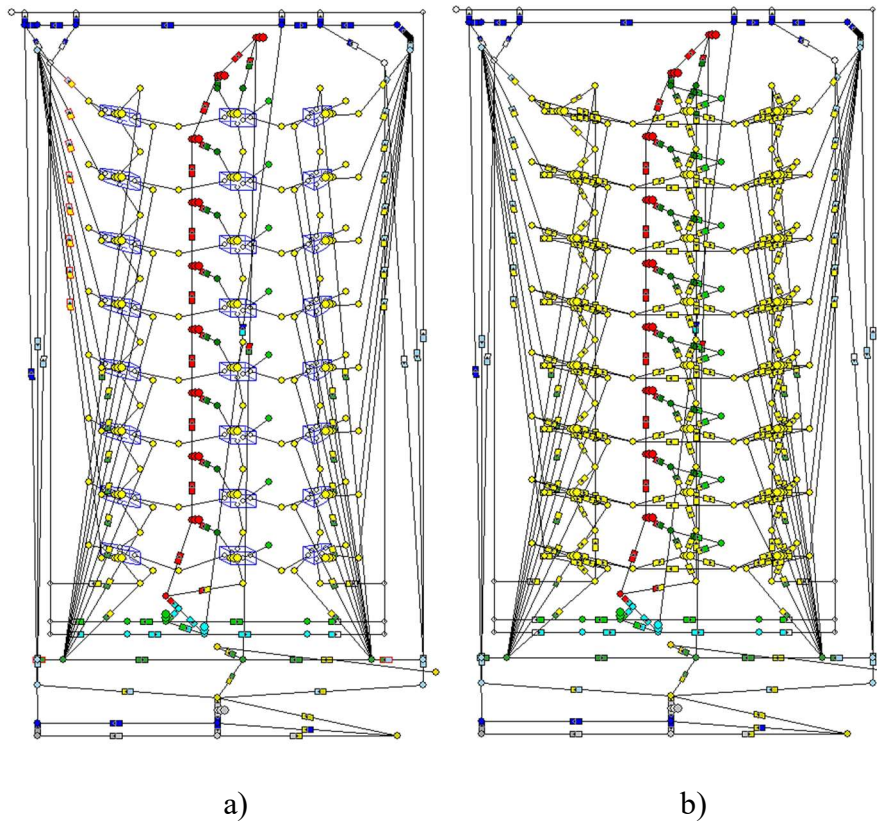
gdzie: V jest objętością elementu silnika, ρ gęstością, natomiast C_w ciepłem właściwym materiału, z którego jest on wykonany.

Program Ansys Motor-CAD wykorzystuje model prostopadłościenny uzwojenia [144]. Takie podejście pozwala dokładnie odwzorować trójwymiarowy transfer ciepła we wszystkich częściach uzwojenia. Model prostopadłościenny, znany również jako model uzwojenia prostopadłościennego, wprowadza podział uzwojenia na kilka prostopadłościannów. Te trójwymiarowe objętości mają różne przewodnictwa w każdym z trzech wymiarów (tj. promieniowo, stycznie i osiowo). Tego typu dyskretyzacja uzwojenia pozwala na odwzorowanie transferu ciepła nie tylko pomiędzy różnymi częściami uzwojenia, ale również pomiędzy różnymi częściami silnika.

Na rysunku 7.1 została przedstawiona sieć cieplna dla silnika synchronicznego wzbudzanego magnesami trwałymi, z wirnikiem zewnętrznym o konstrukcji jednołożyskowej i układem chłodzenia cieczą w konstrukcji wsporczej, na której osadzony jest stojan.



Rys. 7.1. Sieć cieplna silnika sporządzona w programie ANSYS Motor CAD



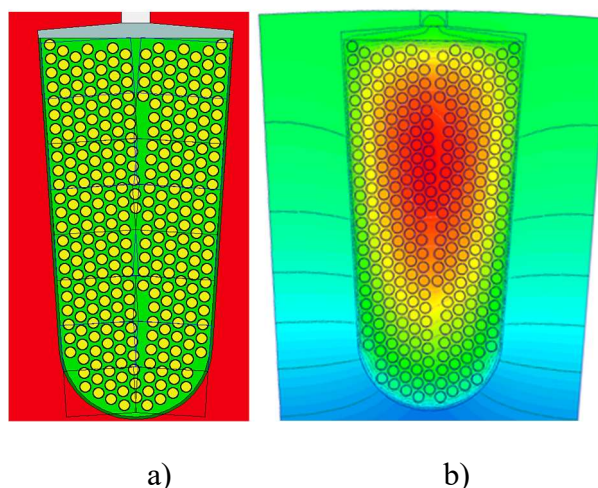
Rys. 7.2. Model węzłowy silnika z podziałem uzwojenia i rdzenia magnetycznego na osiem obszarów (prostokątów) w kierunku radialnym: a) model uproszczony z zaznaczonymi sześciennymi modelami uzwojenia b) model pełny, z przedstawionymi elementami modelu uzwojenia

Na rysunku 7.2 przedstawiono model węzłowy silnika. Uzwojenie zostało podzielone wzdłużnie na 3 części (czołową przednią, żłobkową i czołową tylną). Każdą z tych części

podzielono w kierunku radialnym na 8 prostopadłościaków, co w sumie dało 24 prostopadłościaki.

Model stojana obwodu elektromagnetycznego można podzielić na 4 charakterystyczne obszary: czoła uzwojenia, część czynną uzwojenia umieszczoną w żłobku oraz rdzeń magnetyczny. W każdym wydzielonym prostopadłościennym elemencie uzwojenia znajdują się przewody (część czynna uzwojenia), izolacja drutów i impregnacja.

W przypadku części czołowej uzwojenia dodatkowo wydzielone prostopadłościaki obejmują izolację żłobkową. Każdemu prostopadłościakowi przyporządkowano 7 węzłów w sieci cieplnej: 1 węzeł dla każdej z 6 ścian prostopadłościaku i 1 węzeł centralny, który reprezentuje średnią temperaturę tego prostopadłościaku. Na rysunku 7.3 przedstawiono przykładowy przekrój modelu żłobka z zaznaczonymi przekrojami (8 prostopadłościaków wydzielonych w kierunku radialnym). Po dokonaniu podziału na prostopadłościaki wyznaczono parametry schematu zastępczego.



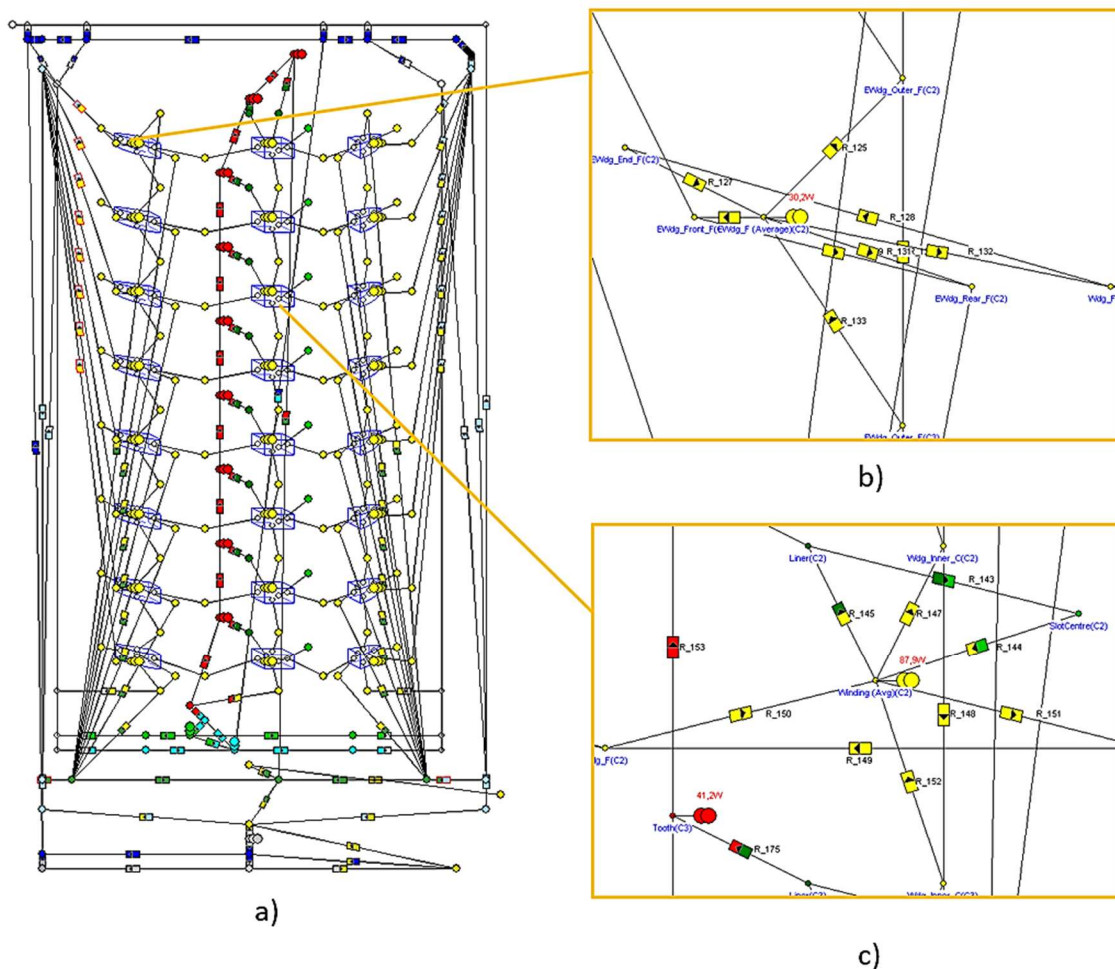
Rys. 7.3. Model żłobka w programie ANSYS Motor-CAD:
a) podział uzwojenia na prostopadłościenne obszary obliczeniowe b) wynik obliczonego przykładowego rozkładu temperatury

Efektywne przewodności cieplne uzwojenia w kierunku radialnym i aksjalnym oraz pojemność cieplna są wyznaczane na podstawie następujących danych:

- a) wymiarów drutu nawojowego,
- b) wypełnienia żłobka,
- c) jakości impregnacji,
- d) grubości izolacji żłobkowej,
- e) właściwości materiałów wypełniających żłobek [145].

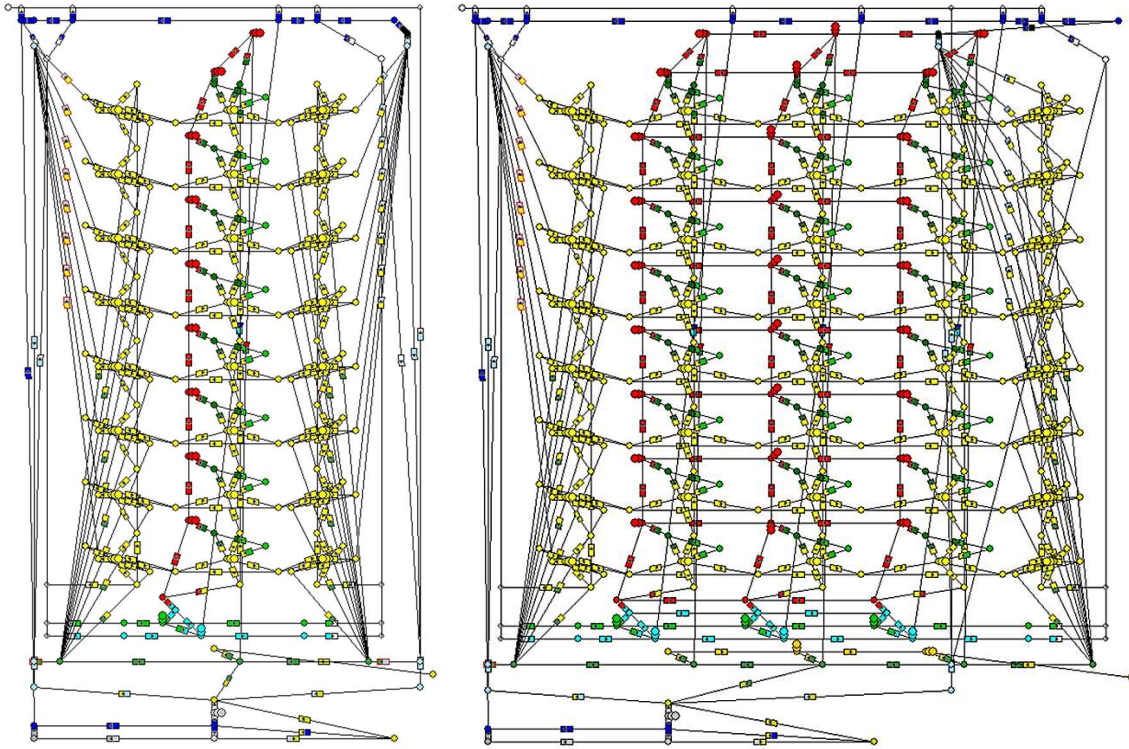
Ze względu na inną strukturę uzwojenia w kierunku radialnym i aksjalnym, efektywne przewodności cieplne w tych kierunkach znacznie się różnią.

Program umożliwia zmianę dyskretyzacji uzwojenia. Zmniejszanie wymiarów prostopadłościanów skutkuje zwiększeniem liczby węzłów, co zwiększa dokładność obliczeń przy jednoczesnym wydłużeniu czasu symulacji. Na rysunku 7.4 został przedstawiony przykładowy fragment sieci cieplnej dla czoła uzwojenia oraz uzwojenia wewnątrz żłobka. Na fragmencie reprezentującym część uzwojenia w żłobku (rysunek 7.4c) widoczne są opory cieplne reprezentujące drogę przewodzenia ciepła do różnych elementów silnika, np. rezystancja R_{147} jest oporem przewodzenia ciepła do części uzwojenia znajdującej się powyżej rozpatrywanego prostopadłościanu (podłączona do węzła reprezentującego średnią temperaturę danego prostopadłościanu i węzła wspólnego z prostopadłościanem sąsiednim). Rezystancja R_{145} jest oporem cieplnym pomiędzy uzwojeniem, a izolacją żłobkową.



Rys. 7.4. Model węzłowy uzwojenia silnika w programie ANSYS Motor-CAD: a) model uproszczony z zaznaczonymi sześciennymi modelami uzwojenia b) model węzłowy prostopadłościanu czoła uzwojenia c) model prostopadłościanu uzwojenia w żłobku

Przy tworzeniu sieci cieplnej rdzeń magnetyczny silnika, podobnie jak uzwojenie, można podzielić na obszary prostokątne w kierunku promieniowym i osiowym, a następnie przyporządkować im węzły cieplne. Na rysunku 7.5 przedstawiono przykład sieci cieplnej rdzenia silnika, o ośmiu węzłach w kierunku promieniowym i jednym węźle osiowym (rysunek 7.5a) oraz o ośmiu węzłach promieniowych i trzech węzłach osiowych (rysunek 7.5b).



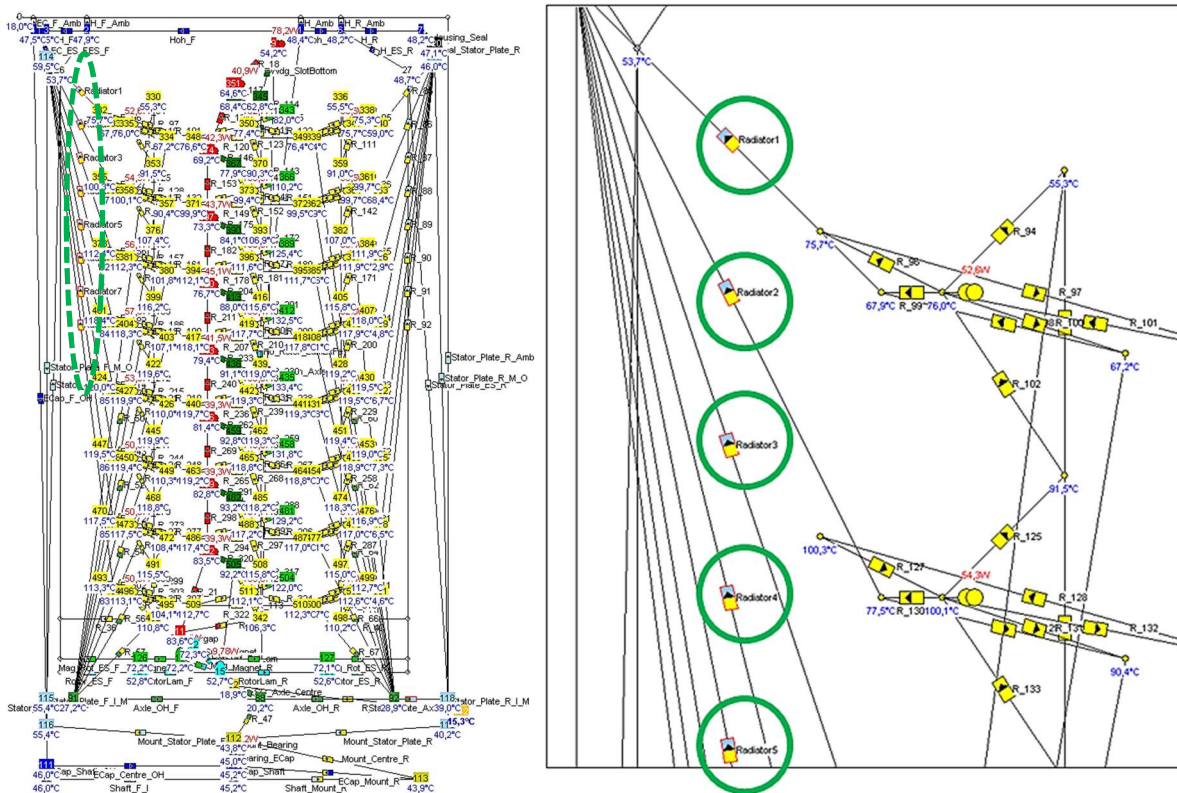
Rys. 7.5. Sieć cieplna dla rdzenia silnika opracowana w programie ANSYS Motor-CAD:
a) o 8 węzłach promieniowych i 1 węźle osiowym b) o 8 węzłach promieniowych i 3 węzłach osiowych

7.2. Sieci cieplne dla opracowanych nowych rozwiązań konstrukcyjnych silnika

W programie ANSYS Motor CAD przygotowano modele obliczeniowe dla zaproponowanych różnych rozwiązań konstrukcyjnych silnika, które następnie zostały wykorzystane do przeprowadzenia symulacyjnych badań cieplnych. Uzyskane wyniki obliczeń stanowiły podstawę do wykonania oceny tych rozwiązań.

7.2.1. Silnik z dodatkowym radiatorem bocznym w stojanie

Sieć cieplna generowana przez program ANSYS Motor CAD została uzupełniona o opory cieplne pomiędzy końcami czół uzwojenia, a radiatorem bocznym od strony napędowej silnika. Generowany automatycznie model nie tworzył powiązań pomiędzy tymi elementami, co uniemożliwiało zamodelowanie zaproponowanego nowego rozwiązania konstrukcyjnego w postaci dodatkowego radiatora bocznego. Na rysunku 7.6 został przedstawiony model silnika z zaznaczonymi, uzupełnionymi oporami cieplnymi.



Rys. 7.6. Model cieplny silnika utworzony w programie ANSYS Motor CAD z zaznaczonymi oporami cieplnymi pomiędzy radiatorem bocznym, a czołem uzwojenia

Wyniki przeprowadzonych prób nagrzewania silnika prototypowego wykazały, że temperatura radiatora znacząco wzrasta wraz ze zwiększaniem obciążenia silnika i wraz ze wzrostem temperatury czół uzwojenia. Model radiatora pozbawiony połączeń w schemacie może przyjmować jedynie ograniczone, maksymalne temperatury, zależne w niewielkim stopniu od temperatury uzwojenia, natomiast zależne od temperatury konstrukcji wsporczej. W celu analizy czułości elementu na zmiany obciążenia wykonano obliczenia na odwzorowanym wygenerowanym modelu cieplnym.

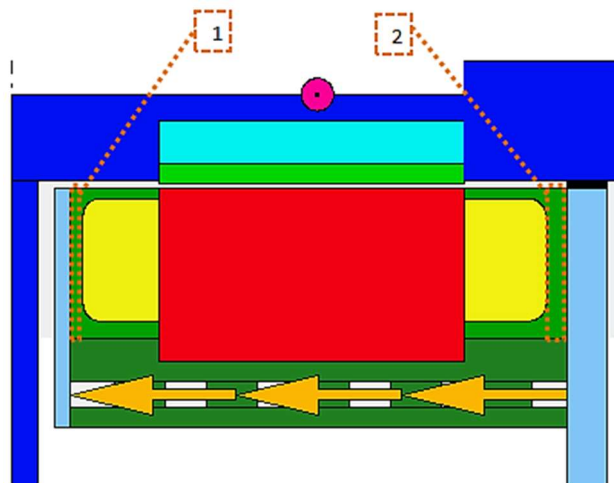
Aby w modelu pierwotnym, bez brakujących oporów cieplnych pomiędzy czołami a radiatorem, radiator od strony napędowej osiągnął ustaloną temp. $T = 57,6^{\circ}\text{C}$ (zmierzona podczas badań laboratoryjnych prototypu silnika) trzeba model tak obciążyć, by uzyskać w uzwojeniu temperatury pracy na poziomie $T_{\text{Cu}} = 440^{\circ}\text{C}$. Rezystancje cieplne zostały dobrane na podstawie zmierzonych odległości pomiędzy czołami a radiatorem bocznym. Należy zwrócić uwagę, że po stronie przeciwnapędowej (od strony wyprowadzeń uzwojenia zasilającego) program automatycznie generuje połączenia.

Autor pracy doktorskiej zgłosił producentowi oprogramowania (w ramach wsparcia producenta programu) brak połączenia termicznego czoł uzwojenia z radiatorem i zaproponował sposób jego zamodelowania w programie.

7.2.2. Silnik z przekładką ceramiczną pomiędzy radiatorem bocznym, a czołami uzwojenia

Zastosowanie dodatkowej przekładki ceramicznej pomiędzy radiatorem bocznym, a czołem uzwojenia zostało zamodelowane przy wykorzystaniu dodatkowych oporów cieplnych pomiędzy tymi elementami.

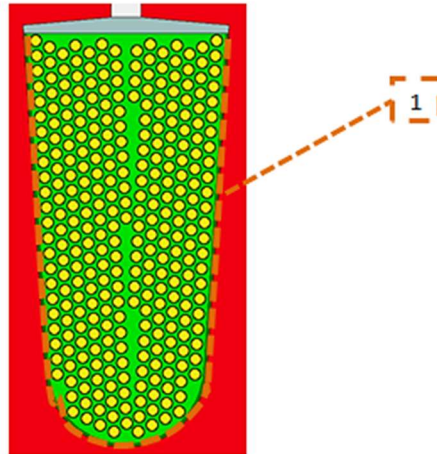
Na rysunku 7.7 przedstawiono miejsce zabudowania podkładki ceramicznej w silniku.



Rys. 7.7. Model silnika zbudowany w programie ANSYS Motor CAD z zaznaczonym miejscem zamodelowanej przekładki ceramicznej pomiędzy radiatorem bocznym, a czołami uzwojenia
1- przekładka ceramiczna od strony napędowej, 2 – przekładka ceramiczna od strony przeciwnapędowej

7.2.3. Silnik z ceramiczną izolacją żłobkową

Silnik zamodelowano w programie ANSYS Motor CAD poprzez zadeklarowanie korundu w obszarze zajmowanym przez izolację żłobkową (rysunek 7.8).



Rys. 7.8. Model żłobka stojana silnika zbudowany w programie ANSYS Motor CAD z zaznaczonym miejscem zamodelowanej izolacji ceramicznej 1- przekładka ceramiczna

Materiał ten nie jest obecnie stosowany do wykonywania izolacji żłobkowej w silnikach, a w konsekwencji nie znajduje się w bibliotece materiałów udostępnionej w programie przez producenta.

8. MODEL OBLICZENIOWY SILNIKA PROTOTYPOWEGO SMzs200S32

8. 1. Model obliczeniowy silnika SMzs200S32

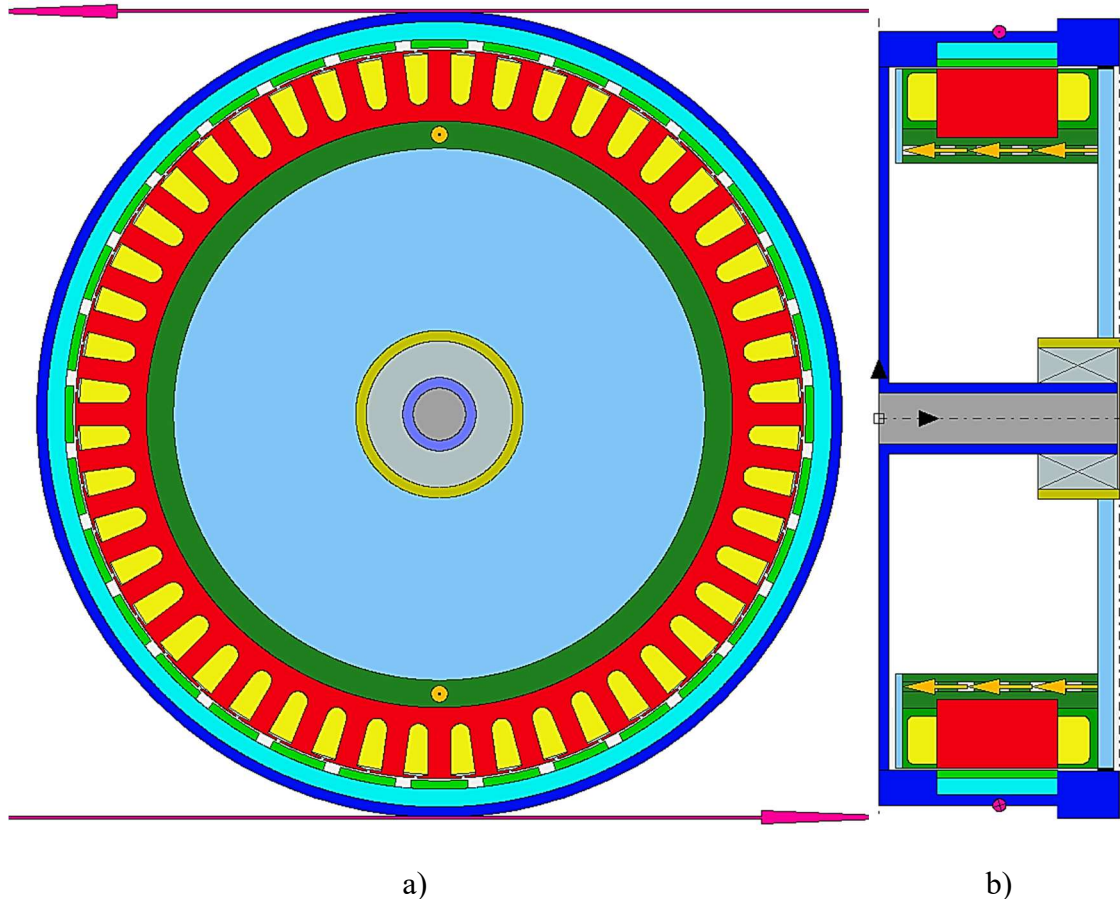
W ramach zrealizowanych prac, w programie ANSYS Motor CAD, został wykonany model obliczeniowy silnika SMzs200S32. Program ANSYS Motor CAD pozwala na projektowanie i analizę pracy silnika zarówno w zakresie obliczeń obwodu elektromagnetycznego jak i w zakresie obliczeń termicznych. Zaletą programu jest możliwość sprzężenia obliczeń modelu obwodu elektromagnetycznego oraz obliczeń modelu termicznego. Model obliczeniowy składa się z trzech modeli, wykonanych w modułach:

- a) Emagnetic,
- b) Thermal,
- c) Lab.

Sprzężony model elektromagnetyczno-ciepłny umożliwia obliczenie charakterystyk pracy silnika. Moduły Emagnetic oraz Thermal zostały wykorzystane do kalibracji modeli symulacyjnych z wykorzystaniem wyników prób nagrzewania przeprowadzonych w laboratorium. Po kalibracji, na podstawie przygotowanego modelu obwodowo-polowego utworzono model rozpatrywanego silnika w module Lab. Model ten posłużył zarówno do wykonania obliczeń charakterystyk statycznych silnika, jak i symulacji jego pracy w cyklach jazdy samochodów przedstawionych w kolejnych rozdziałach.

Model silnika prototypowego został skalibrowany na podstawie otrzymanych wyników badań laboratoryjnych. Dla wykonanych badań silnika dobrano współczynniki korygujące straty w rdzeniu magnetycznym. Współczynniki te dobrano na podstawie wykonanej próby biegu jałowego przy pracy silnikowej. Zostały one pomniejszone o zmierzone straty mechaniczne i wentylacyjne oraz obliczone straty generowane w magnesach trwałych podczas odwzorowanego biegu jałowego.

Straty mechaniczne i wentylacyjne zostały zmierzone na silniku złożonym bez zamontowanych magnesów trwałych. Umożliwiło to uwzględnienie strat mocy łożyska, które w rozpatrywanej konstrukcji jest łożyskiem samochodowym oraz strat wentylacyjnych wirnika i tarczy ruchomej silnika. Na rysunku 8.1 został przedstawiony przekrój opracowanego modelu silnika SMzs200S32.



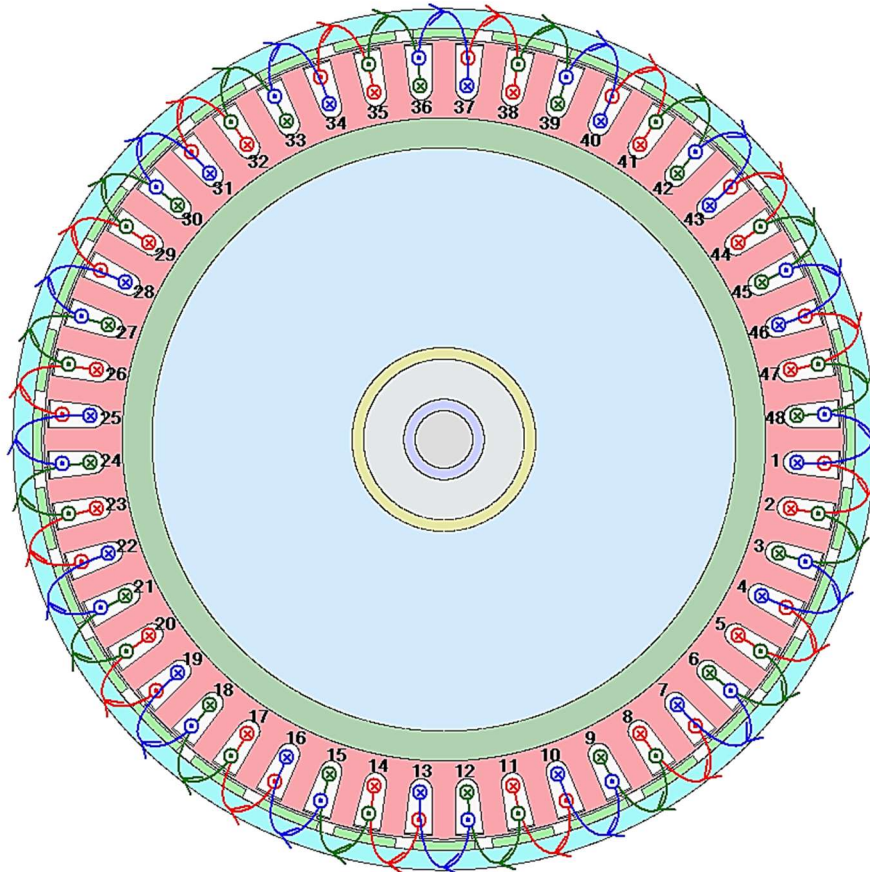
Rys. 8.1. Przekrój modelu silnika SMzs200S32, wykonany w programie ANSYS Motor CAD:
a) przekrój poprzeczny, b) przekrój osiowy

Wymiary obwodu elektromagnetycznego w modelu są odwzorowane na podstawie dokumentacji technicznej. Wysięgi czół zostały zmierzone po wykonaniu uzwojonego stojana silnika. Wymiar grubości radiatora bocznego został uśredniony, ponieważ w wykonanym fizycznie silniku jest on zmienny. Masa radiatora bocznego w modelu została zadana tak, aby odpowiadała rzeczywistej masie radiatora. Masa obwodu elektromagnetycznego złożonego z rdzenia magnetycznego stojana, wirnika, uzwojenia i magnesów trwałych, szacowana na 64

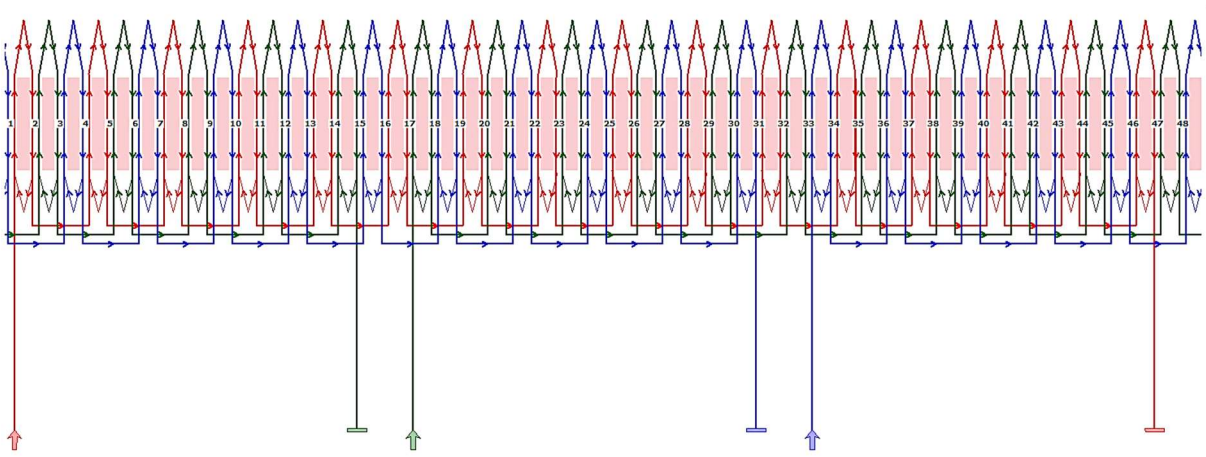
podstawie masy wykorzystanych materiałów jest równa 19,89 kg, co jest wartością zbliżoną do masy obliczonej przez program ANSYS Motor CAD (20 kg). Waga stojana uzwojonego (rdzeń magnetyczny, izolacje i uzwojenie) wyniosła 14,4 kg (przed obróbką średnicy wewnętrznej pod wcisk i średnicy zewnętrznej przy szczelinie). Obliczona w modelu masa stojana uzwojonego wyniosła 14 kg. Gdyby zwiększyć średnice zewnętrzne stojana o materiał, który ulega obróbce, to obliczona masa wyniosłaby 14,41 kg. Masa całkowita stojana uzwojonego została zważona w trakcie wykonywania silnika. Silnik był zalany w żywicy z radiatorem bocznym, konstrukcją wsporczą oraz tarczą stałą, bez układu łożyskowego. Zważona masa stojana zalanego z konstrukcją wsporczą wyniosła około 25 kg. Masa tego samego układu elementów obliczona w programie wynosi 24,79 kg. Różnica masy stojana pomiędzy modelem obliczeniowym, a rzeczywistym elementem to masa żywicy epoksydowej użytej do jego wykonania.

Na rysunku 8.2. przedstawiono rozłożenie uzwojenia stojana oraz schemat uzwojenia. Dwuwarstwowe uzwojenie zostało rozłożone w konfiguracji góra/dół. Boki każdej z cewek są ułożone naprzemiennie raz w górnej, raz w dolnej warstwie żłobków. Ta technologia uzwojania była jedyną dostępną w Górnośląskim Instytucie Technologicznym w trakcie wykonywania silnika.

Na rysunku 8.3. został przedstawiony model MES silnika. Model MES stanowi symetryczny wycinek obwodu elektromagnetycznego silnika, który ma 16 symetrii magnetycznych. Taki podział omawianego obwodu na 16 wycinków pozwala na znaczące skrócenie czasu obliczeń. Na rysunku została również przedstawiona zastosowana do obliczeń siatka elementów skończonych oraz obliczony rozkład indukcji magnetycznej od magnesów trwałych w rdzeniu magnetycznym silnika.

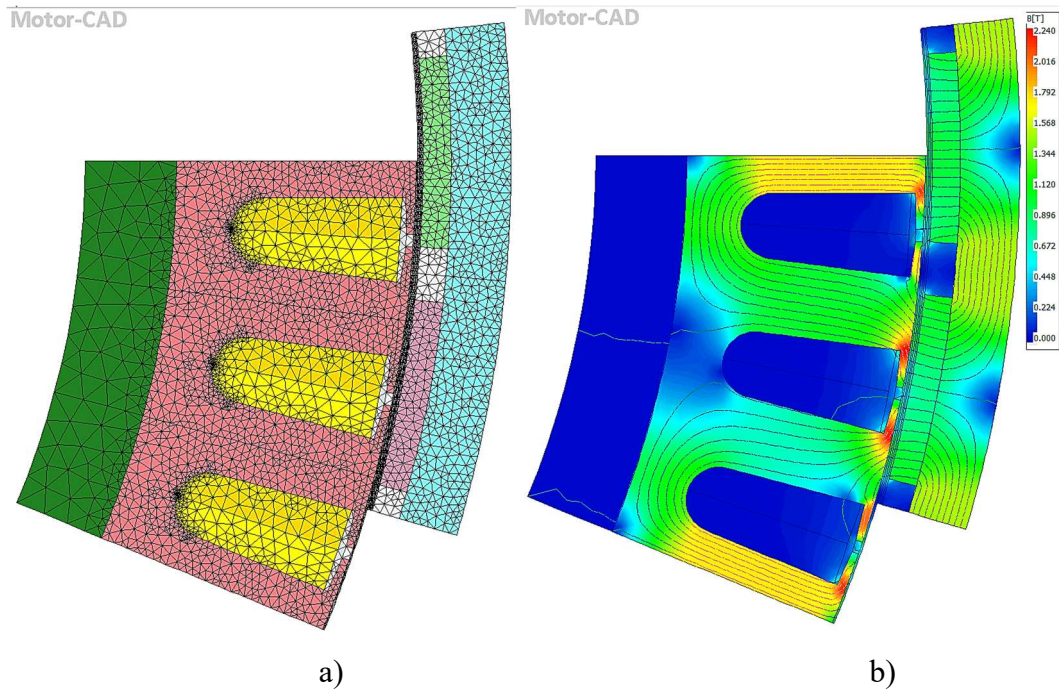


a)



b)

Rys. 8.2. Model uzwojenia silnika SMzs200S32, wykonany w programie ANSYS Motor-CAD:
a) rozłożenie uzwojenia stojana b) schemat uzwojenia



Rys. 8.3. Obliczony w programie ANSYS Motor-CAD rozkład indukcji magnetycznej od magnesów trwałych w rdzeniu magnetycznym silnika: a) siatka elementów skończonych b) obliczony rozkład indukcji magnetycznej od magnesów trwałych w rdzeniu magnetycznym stojana i wirnika

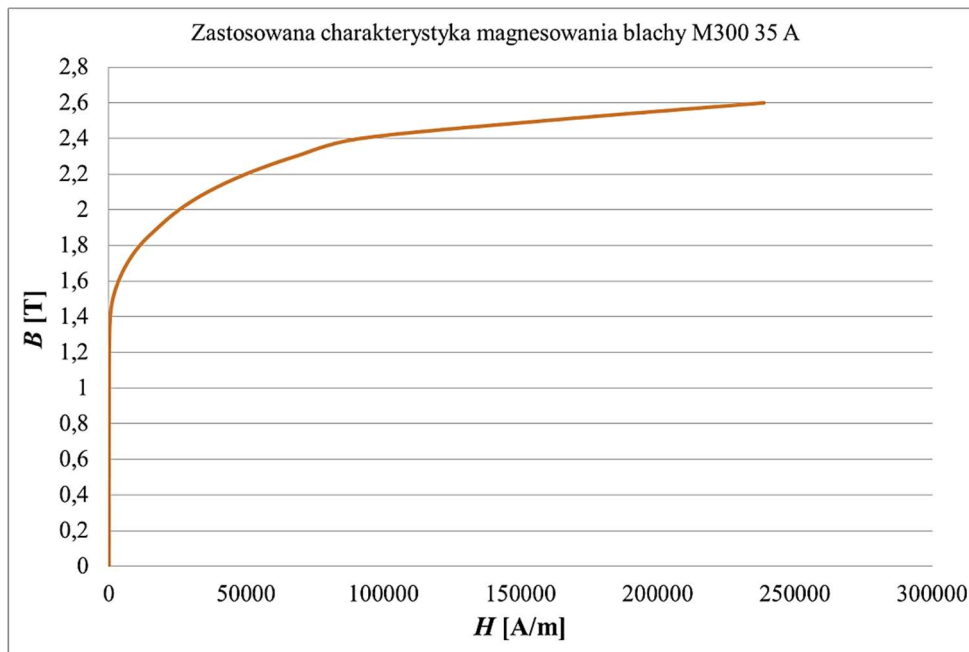
Tabela 8.1 przedstawia obliczone wartości indukcji magnetycznej od magnesów trwałych i wartości indukcji magnetycznej dla wybranego punktu pracy silnika ($n = 950$ obr./min, $T_m = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$).

Tabela. 8.1. Obliczone w programie ANSYS Motor CAD wartości indukcji magnetycznej w silniku dla dwóch punktów pracy: I ($I=0 \text{ A}$, $n = 950$ obr./min), II ($T_m= 400 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n= 950$ obr./min)

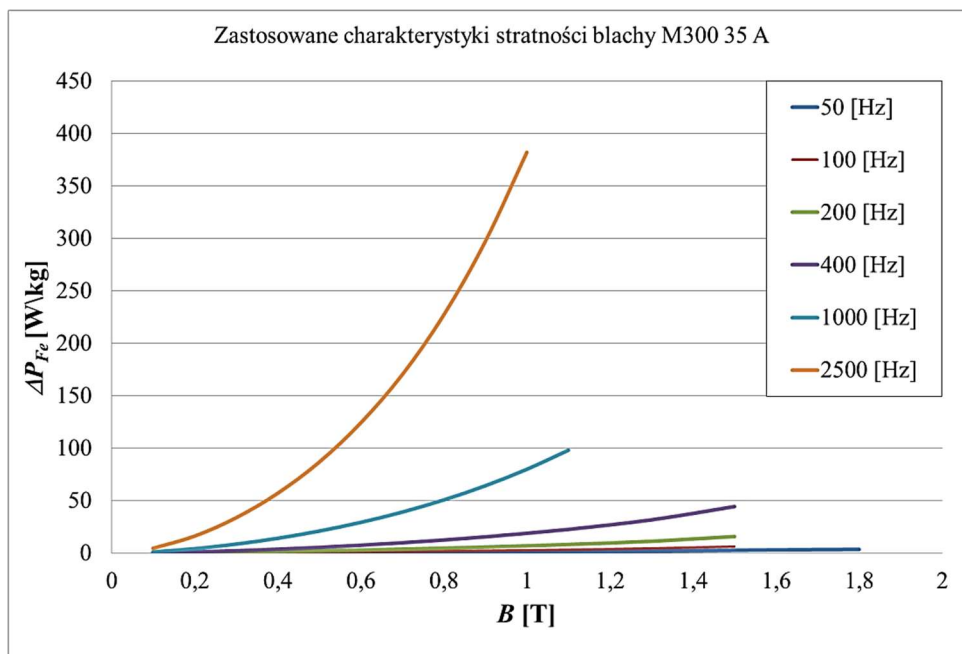
Indukcja magnetyczna	Punkt I	Punkt II
Element lub powietrze		
szczelina powietrzna (średnia)	0,72T	0,73T
szczelina powietrzna (wartość szczytowa)	1,05T	1,26T
ząb stojana (wartość szczytowa)	1,71T	1,72T
górną część zęba stojana (wartość szczytowa)	2,31T	2,41T
jarzmo stojana (wartość szczytowa)	1,12T	1,39T
jarzmo wirnika (wartość szczytowa)	1,5T	1,5T

W tabeli zostały przedstawione odczytane (w programie ANSYS Motor CAD) wartości indukcji w kluczowych miejscach rdzenia magnetycznego od magnesów trwałych oraz wartości indukcji dla punktu pracy $n = 950\text{obr./min}$, $T_m = 400\text{ N}\cdot\text{m}$.

W modelu obliczeniowym przyjęto blachę elektrotechniczną M300-35 A. Na rysunkach 8.4 oraz 8.5 zostały przedstawione jej charakterystyka magnesowania oraz charakterystyki stratności. W opracowanym modelu silnika przyjęto magnesy neodymowe typu N46UH.

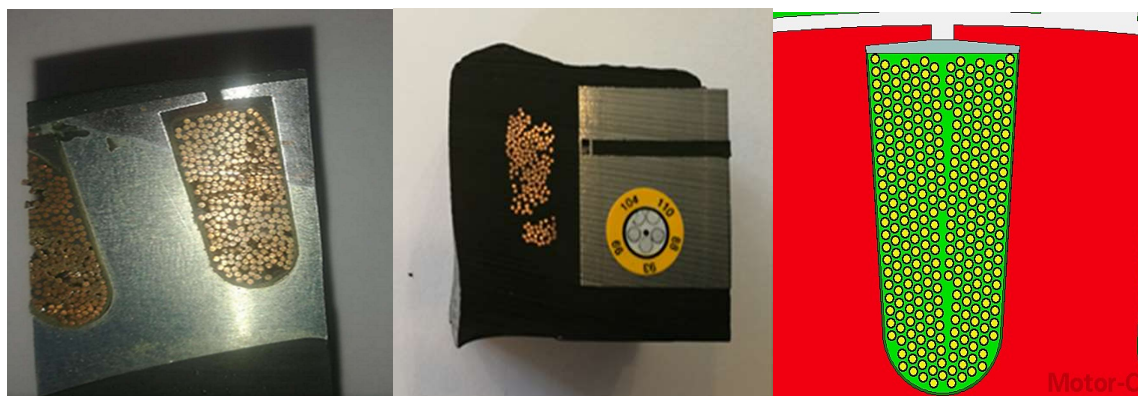


Rys. 8.4. Przyjęta w obliczeniach charakterystyka magnesowania blachy M300 35A



Rys. 8.5. Przyjęte w obliczeniach charakterystyki stratności blachy M300 35A

Rysunek 8.6. przedstawia przekrój żłóbka stojana silnika. Model żłóbka jest sparametryzowany przez wymiary, zastosowane materiały izolacji oraz klina zamykającego oraz tzw. dobroć impregnacji. Wykonane przekroje modelu fizycznego stojana uzwojonego wykazały, że penetracja wybranej żywicy epoksydowej jest bardzo dobra, zarówno w czołach uzwojenia jak i w żłobku stojana.



a)

b)

c)

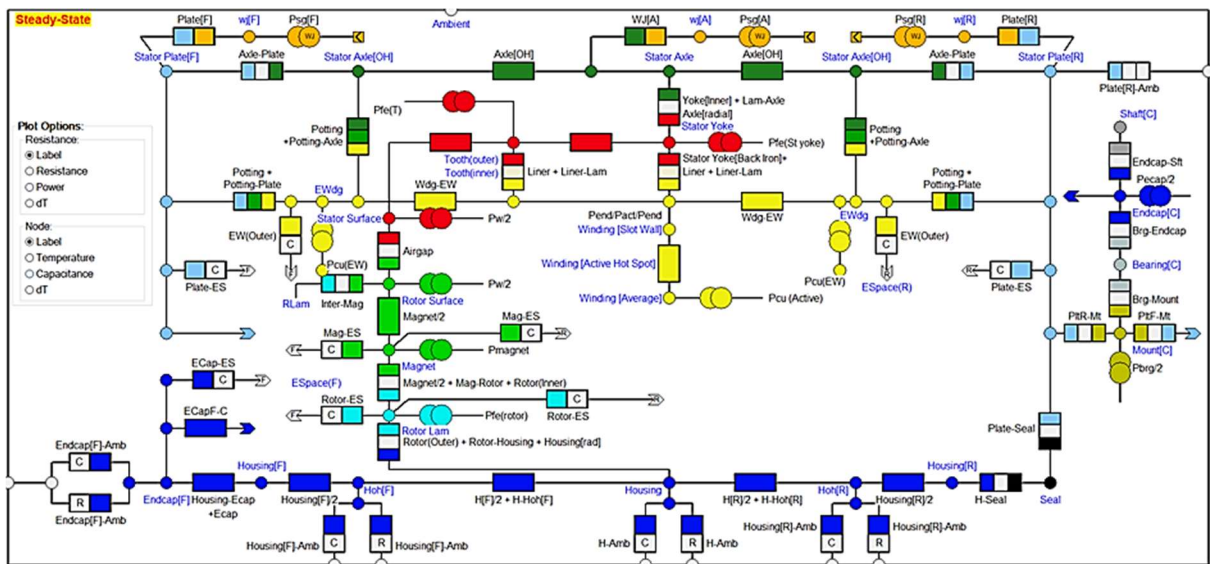
Rys.8.6. Model żłóbka stojana a) przekrój modelu fizycznego żłóbka stojana wykonany dla przeprowadzenia prób uzwojania różnymi przekrojami drutu nawojowego b) przekrój modelu fizycznego czoła uzwojenia c) model żłóbka stojana wykonany w programie ANSYS Motor CAD

W tabeli 8.2. przedstawiono główne parametry modelu uzwojenia. Model cieplny rozpatrywanego silnika został wykonany w module Thermal programu ANSYS Motor CAD.

Na rysunku 8.7. przedstawiono uproszczony schemat cieplny, wygenerowany przez program.

Tabela. 8.2. Główne parametry modelu uzwojenia.

Parametr	jednostka	wartość
Wypełnienie żłobka	-	0,7
Średnia odległość pomiędzy drutami nawojowymi	mm	0,156
Grubość izolacji żłobkowej	mm	0,18
Grubość drutu nawojowego (miedz/ miedz z izolacją)	mm	0,65/0,729
Dobroć impregnacji w części aktywnej	-	1
Dobroć impregnacji w części czołowej (D i ND)	-	1



Rys. 8.7. Uproszczona sieć cieplna dla rozpatrywanego silnika opracowana w programie ANSYS Motor CAD

8.2. Straty mocy obliczane w modelu silnika wykonanym w module ANSYS Motor CAD

Straty mocy w silnikach trakcyjnych (zwłaszcza o dużej gęstości mocy i momencie obrotowego) decydują o ich efektywności mającej wpływ nie tylko na zasięg pojazdu i jego ekonomiczność, ale również na zakres pracy napędu. Przy określonej wydajności układu chłodzenia, wielkość strat mocy w poszczególnych częściach silnika stanowi o zakresie pracy silnika i napędu, co ma bezpośredni wpływ na parametry jezdne i dynamikę pojazdu.

W silnikach trakcyjnych rozkład strat poszczególnych może być zmienny w zależności od tego w jakim stanie pracuje silnik, czy przy wysokich obrotach i z dużą częstotliwością zasilania, czy z dużym przeciążeniem chwilowym lub małym, lecz długotrwałe. Wynika to z aktualnych parametrów jezdnych samochodu, które mogą być skrajnie różne. Z tego powodu wybrane do symulacji pracy silnika narzędzie powinno umożliwiać uwzględnianie różnego typu strat i ich zmiany przy zadanym reżimie pracy silnika lub w przypadku silnika napędowego pojazdu, zadanego cyklu jazdy, który charakteryzuje się zmiennością obciążenia wynikającą z charakteru aplikacji silnika.

Straty mocy w elementach silnika zostały zamodelowane w programie ANSYS Motor CAD w module Emagnetic oraz w module Lab. Motor CAD Lab to połączony zestaw narzędzi do modelowania elektromagnetycznego i termicznego, który umożliwia wykonanie obliczeń, ułatwiających modelowanie i optymalizację projektowanego silnika w całym jego zakresie roboczym.

8.3. Straty mocy w silniku zależne od prądu zasilania

Straty w uzwojeniu, w opracowanych modelach silnika zostały rozbite na straty stałe i straty związane z efektem wypierania prądu tzw. AC Winding losses. Pierwsze są obliczane na podstawie znanego powszechnie wzoru:

$$\Delta P = I^2 R(T),$$

gdzie: I - to wartość skuteczna prądu zasilającego, $R(T)$ - rezystancja uzwojenia w funkcji temperatury.

AC Winding losses mogą być wyznaczone dwiema metodami [145]:

a) Full FEA,

b) Hybrid FEA.

Metoda Full FEA wykorzystuje obliczenia na dokładnym modelu, z uwzględnieniem indukowanych prądów wirowych. W metodzie tej straty są liczone osobno w każdym przewodniku, a w konsekwencji jest ona bardzo czasochłonna. Ponieważ dalsze analizy przeprowadzone w pracy uwzględniają obliczenia w szerokim zakresie obciążenia i prędkości obrotowej, do obliczeń strat AC loss przyjęto metodę Hybrid FEA.

Metoda Hybrid FEA wykorzystuje wyznaczony za pomocą MES rozkład indukcji magnetycznej w żłobku do analitycznego obliczenia strat mocy, które następnie są przemnożone przez dobrany współczynnik korekcyjny. Dla punktu pracy silnika odpowiadającemu maksymalnej prędkości obrotowej i maksymalnemu momentowi obciążenia obliczono straty mocy w uzwojeniu obiema metodami, a następnie wyznaczono współczynnik korekcyjny ze wzoru:

$$k_{\frac{Full}{Hybrid}} = \frac{\Delta P_{CuFull}}{\Delta P_{CuHybrid}}$$

gdzie: ΔP_{CuFull} - to straty w uzwojeniu związane z efektem wypierania prądu obliczone metodą pełną, $\Delta P_{CuHybrid}$ - straty w uzwojeniu związane z efektem wypierania prądu obliczone metodą hybrydową.

8.4. Straty w rdzeniu magnetycznym silnika

W opracowanych modelach, do obliczeń strat w rdzeniu magnetycznym silnika zastosowano metodę Bertottiego [146, 147, 148, 149], która pozwala na uwzględnienie w obliczeniach strat histerezowych, strat spowodowanych przepływem prądów wirowych, oraz strat nadmiarowych. Całkowite straty mocy w rdzeniu silnika wyznaczono ze wzoru:

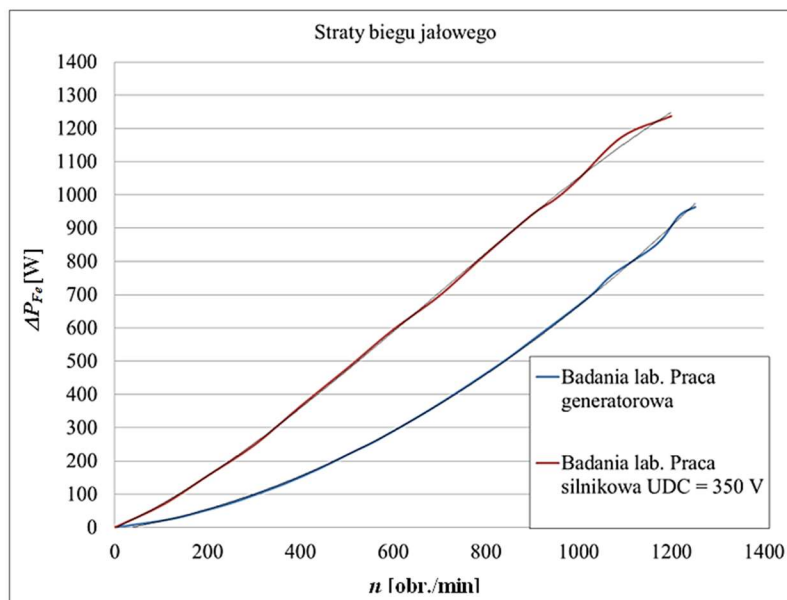
$$\Delta P_{Fe}(t) = k_h B_m^2 f + \sigma \frac{b^2}{12} \left(\frac{dB}{dt}(t) \right)^2 + k_e \left(\frac{dB}{dt}(t) \right)^{\frac{3}{2}}$$

gdzie: k_h - to współczynnik histerezy, B_m - wartość maksymalna indukcji magnetycznej, f - częstotliwość napięcia zasilającego, σ - przewodność elektryczna blach rdzenia, b - grubość pojedynczej blachy elektrotechnicznej (bez izolacji), k_e - współczynnik strat nadmiarowych.

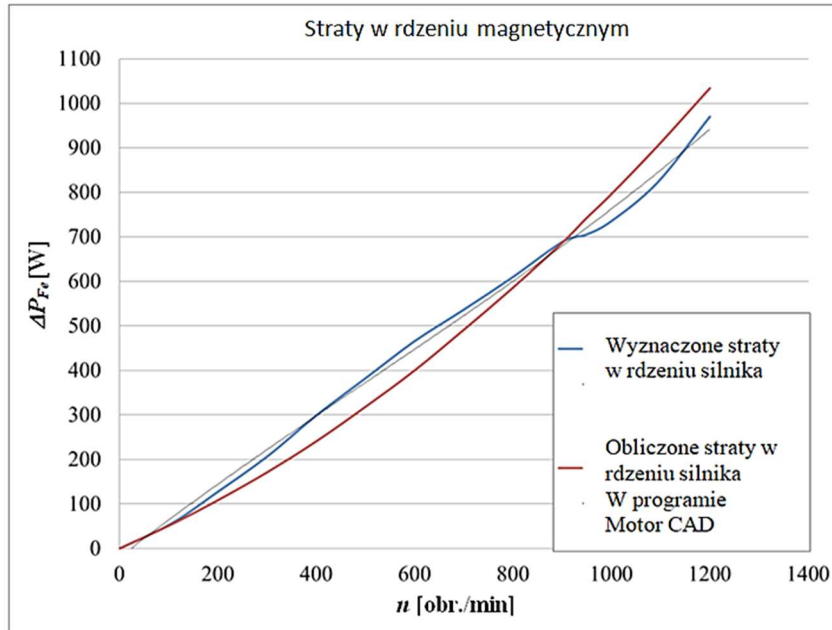
Pierwszy człon równania dotyczy strat histerezowych, które są związane z pętlą histerezy materiału ferromagnetycznego, z którego jest zbudowany rdzeń magnetyczny silnika. Drugi człon równania dotyczy strat wiropądowych, które są związane z indukowaniem się prądów wirowych w rdzeniu magnetycznym. Trzeci człon dotyczy strat nadmiarowych, które są spowodowane wzajemnym oddziaływaniem zewnętrznego pola magnetycznego oraz lokalnych pól magnetycznych pochodzących od prądów wirowych.

W aplikacjach silnika takich jak napędy pojazdów, napięcie zasilania pochodzące z falownika zawiera wyższe harmoniczne powodujące wytwarzanie dodatkowych strat w rdzeniu magnetycznym silnika [150]. Z wyników badań prezentowanych w literaturze [151] wynika, że straty w rdzeniu magnetycznym silnika zasilanego z falownika mogą być wyższe nawet o 45%. Z tego powodu straty w rdzeniu ferromagnetycznym silnika w modelu wyznaczono odejmując od zmierzonych strat biegu jałowego przy pracy silnikowej i przebiegu napięcia z falownika przewidywanego do zasilania silnika, zmierzone straty mechaniczne oraz obliczone straty biegu jałowego w magnesach trwałych.

Na rysunku 8.8. zostały przedstawione zmierzone straty biegu jałowego silnika SMzs200S32 przy pracy prądnicowej oraz silnikowej, przy zasilaniu napięciem $U_{DC} = 350$ V, które jest znamionowym napięciem wybranego do zastosowania w napędzie falownika.



Rys. 8.8. Wyznaczone laboratoryjnie straty biegu jałowego silnika SMzs200S32 przy pracy generatorowej oraz przy pracy silnikowej i zasilaniu napędu napięciem $U_{DC} = 350$ V



Rys. 8.9. Wyznaczona zależność strat mocy w rdzeniu silnika na podstawie zmierzonej charakterystyki biegu jałowego oraz obliczona w programie ANSYS Motor CAD.

Na rysunku 8.9 przedstawiono zależność strat w rdzeniu od prędkości obrotowej, przy zasilaniu silnika z falownika napięciem zawierającym wyższe harmoniczne (wyznaczone opisaną wcześniej metodą) oraz obliczone w programie ANSYS Motor CAD przy zasilaniu napięciem sinusoidalnym od prędkości obrotowej. Na podstawie tych charakterystyk dla danego typu falownika można wyznaczyć współczynnik (zależny od prędkości obrotowej) umożliwiający skorygowanie strat w rdzeniu silnika, obliczonych w programie Motor CAD, w celu uwzględnienia zmiany wywołanej wyższymi harmonicznymi napięcia zasilającego.

8.5. Straty mechaniczne

W literaturze [151, 152, 153] podawane są empiryczne wzory do obliczania sumarycznych strat mechanicznych, dające przybliżone wyniki, które nie zawsze uwzględniają rodzaj łożysk, stan łożysk oraz rzeczywisty układ wentylacyjny maszyny. W przypadku konstrukcji nietypowych warto wyznaczyć straty mechaniczne pomiarowo, zwłaszcza, że taki pomiar można wykorzystać przy wyznaczaniu strat w rdzeniu magnetycznym stojana.

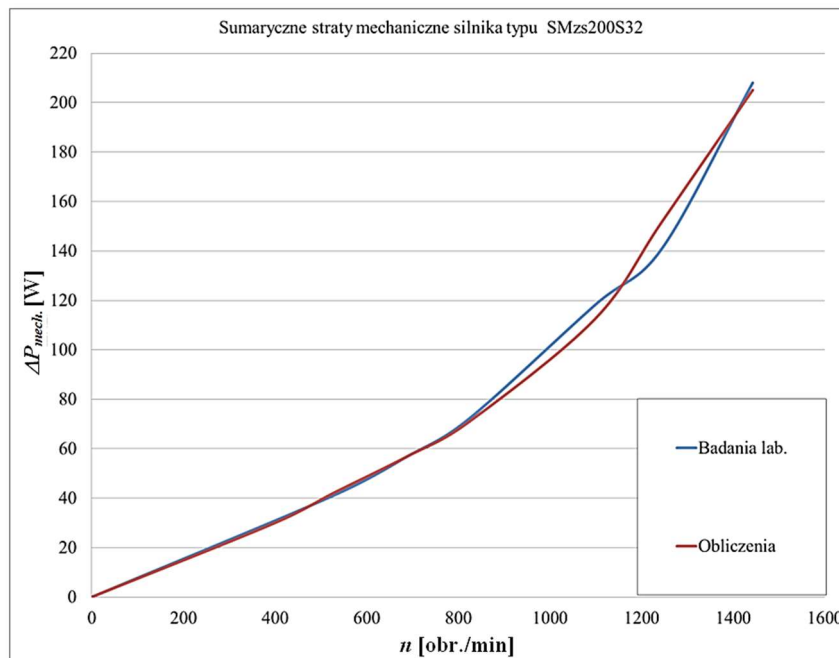
Straty mechaniczne w przyjętej konstrukcji silnika obejmują:

- a) straty wentylacyjne,
- b) straty łożyskowe.

Straty wentylacyjne wynikają z oporu powietrza, co w przypadku rozpatrywanej konstrukcji silnika z wirnikiem zewnętrznym obejmuje straty związane z tarciami o powietrze tarczy ruchomej silnika oraz korpusu wirnika.

Straty łożyskowe wynikają z tarcia w łożysku i zależą od typu łożyska i jego stanu. W przypadku rozpatrywanego silnika konstrukcja silnika jest osadzona na oryginalnym łożysku samochodowym.

Straty mechaniczne zostały zaimplementowane w modelu obliczeniowym jako wielkość zależna od prędkości obrotowej. Straty te zostały zmierzone na hamowni, na silniku bez zamontowanych magnesów trwałych. Na rysunku 8.10 została przedstawiona zależność zmierzonych strat mechanicznych od prędkości obrotowej dla silnika typu SMzs200S32 oraz odwzorowanych w programie ANSYS Motor CAD.



Rys. 8.10. Zależność strat mechanicznych silnika typu SMzs200S32 od prędkości obrotowej, wyznaczonych laboratoryjnie oraz obliczonych w modelu symulacyjnym.

8.6. Straty w magnesach trwałych

Ważnym zagadnieniem, dotyczącym strat mocy w silnikach trakcyjnych z magnesami trwałymi są straty mocy generowane w magnesach trwałych. W idealnym przypadku, gdy pole magnetyczne w szczelinie powietrznej zawiera tylko harmoniczne przestrzenne zsynchronizowane z wirnikiem silnika, w magnesach nie płyną prądy wirowe. W silniku elektrycznym o cewkach skupionych, strumień magnetyczny w szczelinie powietrznej oprócz

podstawowej harmonicznej zawiera również subharmoniczne i wyższe harmoniczne, które powodują indukowanie prądów wirowych w magnesach trwałych [154, 155, 156, 157].

W literaturze można spotkać wiele publikacji opisujących metody ograniczania strat mocy w magnesach trwałych silnika. Najczęściej stosowaną metodą jest osiowa i promieniowa segmentacja magnesów [158, 159, 160] oraz odpowiedni dobór liczby żłobków na biegun i fazę [161, 162, 163]. Innym rozwiązaniem jest odpowiednie kształtowanie powierzchni przyszczelinowej zęba stojana [164]. Analiza literaturowa wykazuje, że nie ma bezpośredniej metody prostego pomiaru strat w magnesach trwałych. Straty te można próbować oszacować metodą obliczeniową oraz szacować bilansując zmierzone całkowite straty mocy i wyznaczone straty poszczególne: straty mechaniczne, straty w rdzeniu magnetycznym oraz straty rezystancyjne [150].

Zastosowany w niniejszej pracy program ANSYS Motor CAD, korzystając z dwuwymiarowego modelu polowego silnika, wyznacza indukowaną gęstość prądu wirowego ze zmiany w czasie potencjału wektora magnetycznego A [145, 165].

8.7. Straty mocy w silniku w module Lab

Obliczenie strat w elementach silnika w programie Motor CAD można wykonywać dla pojedynczego punktu pracy silnika w module Emagnetic, natomiast do wyznaczenia charakterystyk oraz map strat w obszarze dopuszczalnych obciążeń można wykorzystać moduł Lab, który liczy siatkę punktów metodą MES, a następnie buduje model strat bazując na interpolacji między nimi.

8.8. Kalibracja modelu symulacyjnego silnika

Wartości oporów cieplnych w modelu silnika wynikają z rodzaju materiałów zastosowanych do jego budowy oraz wymiarów poszczególnych części. Opory cieplne stykowe zostały dobrane poprzez kalibrację modelu przy wykorzystaniu wyników prób nagrzewania silnika w różnych punktach pracy silnika, przy różnym momencie obciążenia oraz różnej prędkości obrotowej. Opory cieplne stykowe pomiędzy głównymi elementami modelu, dobrane na podstawie kalibracji, zostały przedstawione w tabeli 8.3. W tabeli 8.4 przedstawiono właściwości zastosowanych w modelu materiałów.

Tabela. 8.3. Opory cieplne stykowe modelu silnika utworzonym w programie ANSYS Motor – CAD

Elementy styczne	Średnia grubość zastępczej szczeliny powietrznej [mm]	Opór cieplny [m ² ·K/W] (T = 100 °C)
Pakiet stojana – konstrukcja wsporcza	0,016	0,0005045
Pakiet wirnika – kadłub wirnika	0,016	0,0005045
Magnes – pakiet wirnika	0,1	0,003153

Tabela. 8.4. Właściwości materiałów zastosowanych do budowy elementów zadane w modelu cieplnym silnika

Material	Przewodność ciepła [W/m·K]	Ciepło właściwe [J/kg·K]	Gęstość masy [kg/m ³]
Miedź (uzwojenie)	401	385	8933
Rdzeń magnetyczny wzdłuż blach	30	460	7650
Aluminium (konstrukcja wsporcza, kadłub wirnika, tarcza, radiator boczny)	168	833	2790
Żywica epoksydowa	1,3	1500	1800
Izolacja żłobkowa	0,14	1300	1400
Izolacja drutu nawojowego	0,21	1000	1400
Magnes	7,6	460	7650
Wał	52	460	7800
Łożysko	30	460	7800

Opory cieplne stykowe to opory dla strumienia ciepła przepływającego pomiędzy stykającymi się powierzchniami elementów silnika. Są one uzależnione od jakości kontaktu pomiędzy elementami. W przypadku kontaktu rdzenia magnetycznego z aluminium

konstrukcją wsporczą lub aluminiowym kadłubem wirnika, wartości oporów cieplnych stykowych są uzależnione od:

- a) doboru pasowania (wcisku),
- b) rodzaju obróbki powierzchni stykowych (lub jej braku),
- c) tolerancji wykonania i centryczności,
- d) aktualnej temperatury elementów.

Wpływ temperatury jest mniej istotny gdy element nośny, na którym osadzony jest stojan jest wykonany z żeliwa, natomiast zastosowanie aluminium w konstrukcji wsporczej silnika powoduje wzrost wpływu temperatury na wartości oporu cieplnego pomiędzy tym elementem, a rdzeniem magnetycznym. W rozpatrywanej konstrukcji silnika z wirnikiem zewnętrznym rdzeń magnetyczny stojana, nagrzewany przez straty energii, jest nakładany na aluminiową konstrukcję wsporczą, która z kolei jest schładzana chłodziwem.

W przypadku stojana silnika, wykonanego z aluminium, rezystancję stykową dobrano rozpatrując różne obciążenia silnika. W konstrukcji z wirnikiem wewnętrznym chłodzony kadłub znajduje się na zewnątrz silnika. Rdzeń magnetyczny wraz ze wzrostem temperatury rozszerza się, tym samym zwiększając docisk do kadłuba.

W przypadku łączenia występującego pomiędzy pakietem rdzenia magnetycznego, a aluminium, program ANSYS Motor CAD sugeruje poziomy stykności na podstawie różnych opracowań naukowych. Propozycje zawarte w programie to:

1. $t_s = 0,01$ mm (dobra stykność),
2. $t_s = 0,03$ mm (średnia stykność),
3. $t_s = 0,08$ mm (słaba stykność).

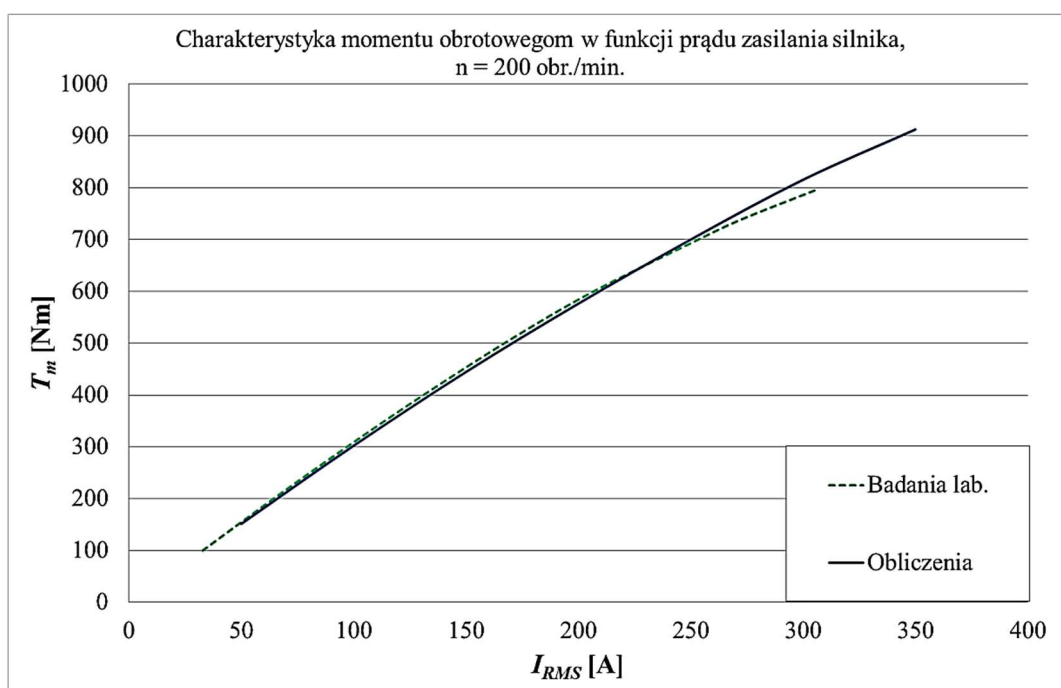
W przypadku kontaktu magnesów trwałych z rdzeniem magnetycznym wirnika istotne są głównie:

- a) obróbka powierzchni stykowej wirnika,
- b) centryczność średnicy wewnętrznej,
- c) tolerancja wykonania łukowych magnesów trwałych,
- d) grubość i gładkość powłoki ochronnej magnesu (wykonanej z epoksydu),
- e) grubość warstwy kleju pomiędzy magnesem, a rdzeniem magnetycznym.

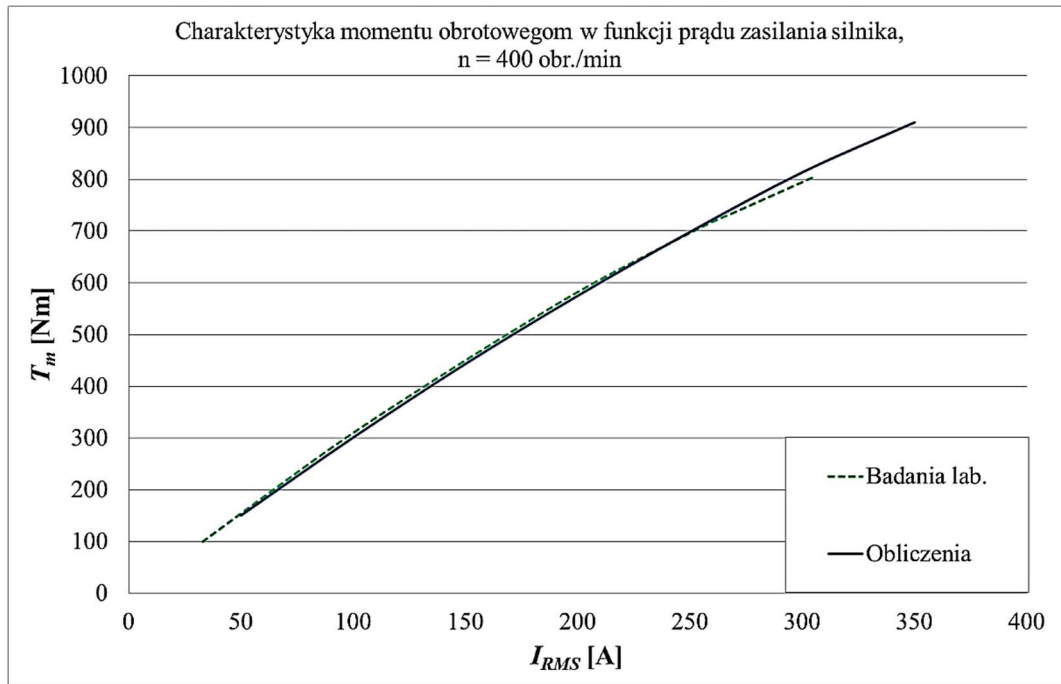
Pomiary nagrzewania silnika zostały wykonane w takim zakresie, na jaki pozwalały możliwości stanowiska badawczego. Podczas pomiarów, starano się nie przekraczać temperatury uzwojenia $T_{Cu} = 140$ °C oraz temperatury magnesów $T_{mag.} = 80$ °C.

Została również zmierzona i porównana z obliczeniami wartość sprawności silnika oraz moment obrotowy dla różnych prędkości obrotowych silnika, zarówno w pierwszej jak i w drugiej strefie sterowania.

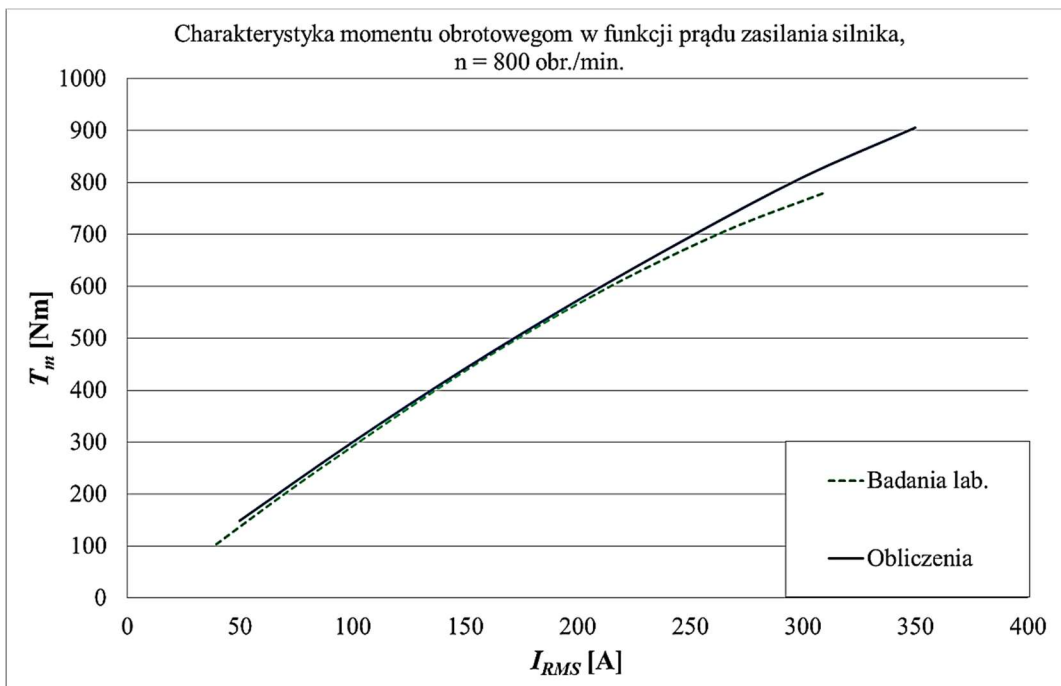
Przykładowe wyniki pomiarów i obliczeń zostały przedstawione na rysunkach 8.11–8.18. Różnice pomiędzy wynikami pomiarów na stanowisku badawczym i wynikami obliczeń przeprowadzonych w programie ANSYS Motor CAD wynikają z niepewności pomiarowych, uproszczeń przyjętych przy tworzeniu modelu symulacyjnego i niedokładności określenia parametrów modelu.



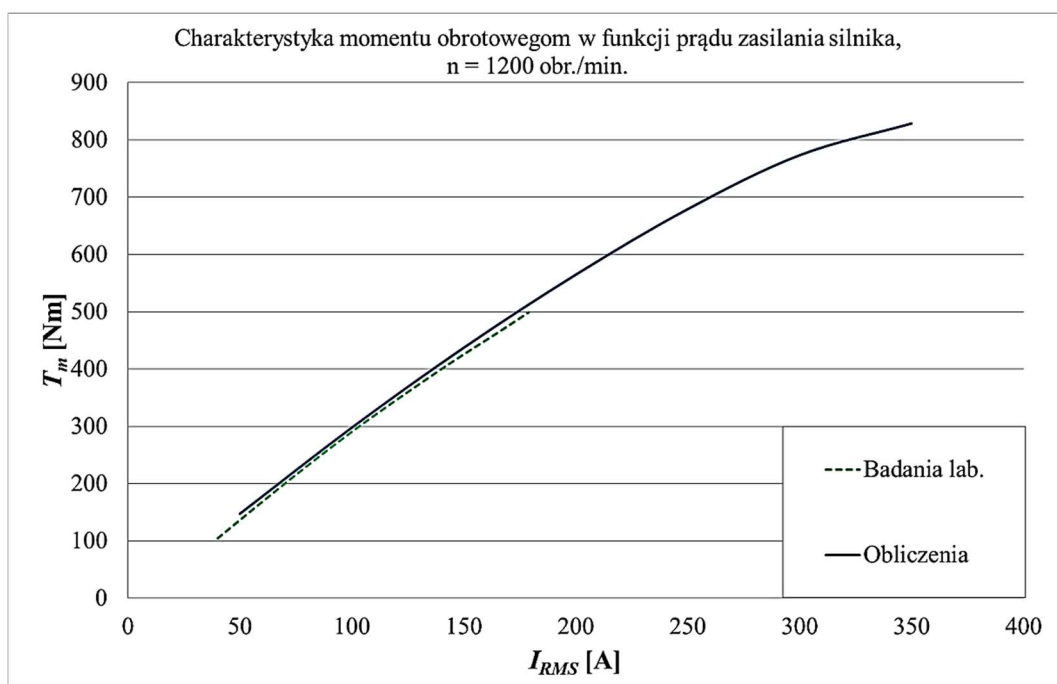
Rys. 8.11. Porównanie charakterystyk momentu obrotowego T_m w funkcji prądu zasilania I_{RMS} dla prędkości obrotowej $n = 200$ obr./min zmierzonych na stanowisku badawczym z charakterystykami obliczonymi w programie ANSYS Motor CAD



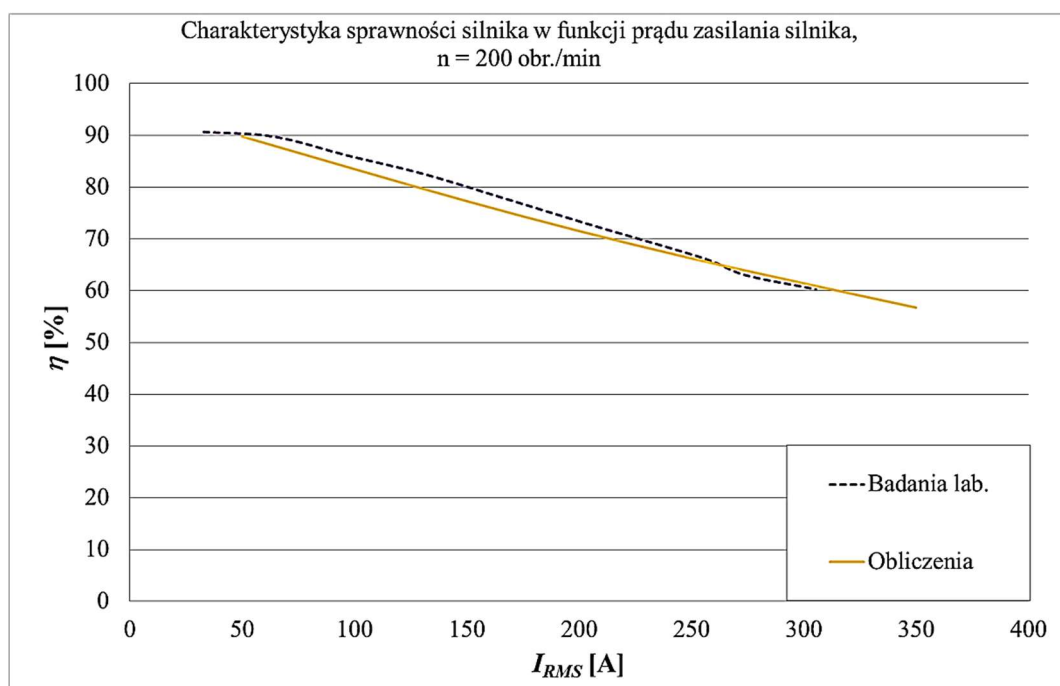
Rys. 8.12. Porównanie charakterystyk momentu obrotowego T_m w funkcji prądu zasilania I_{RMS} dla prędkości obrotowej $n = 400$ obr./min zmierzonych na stanowisku badawczym z charakterystykami obliczonymi w programie ANSYS Motor CAD



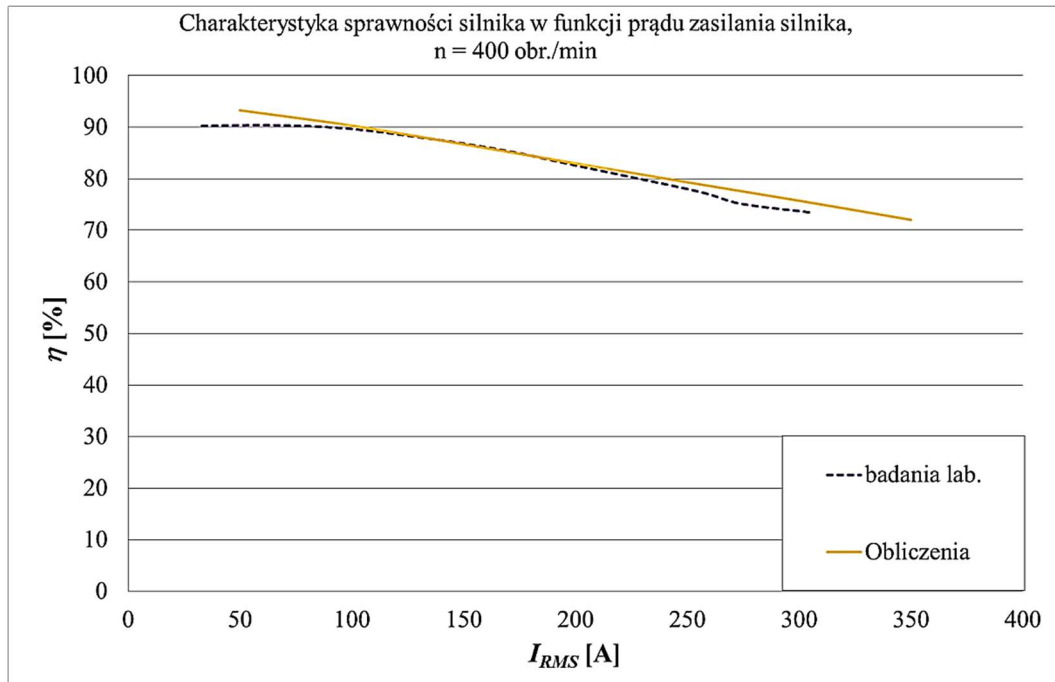
Rys. 8.13. Porównanie charakterystyk momentu obrotowego T_m w funkcji prądu zasilania I_{RMS} dla prędkości obrotowej $n = 800$ obr./min. zmierzonych na stanowisku badawczym z charakterystykami obliczonymi w programie ANSYS Motor CAD



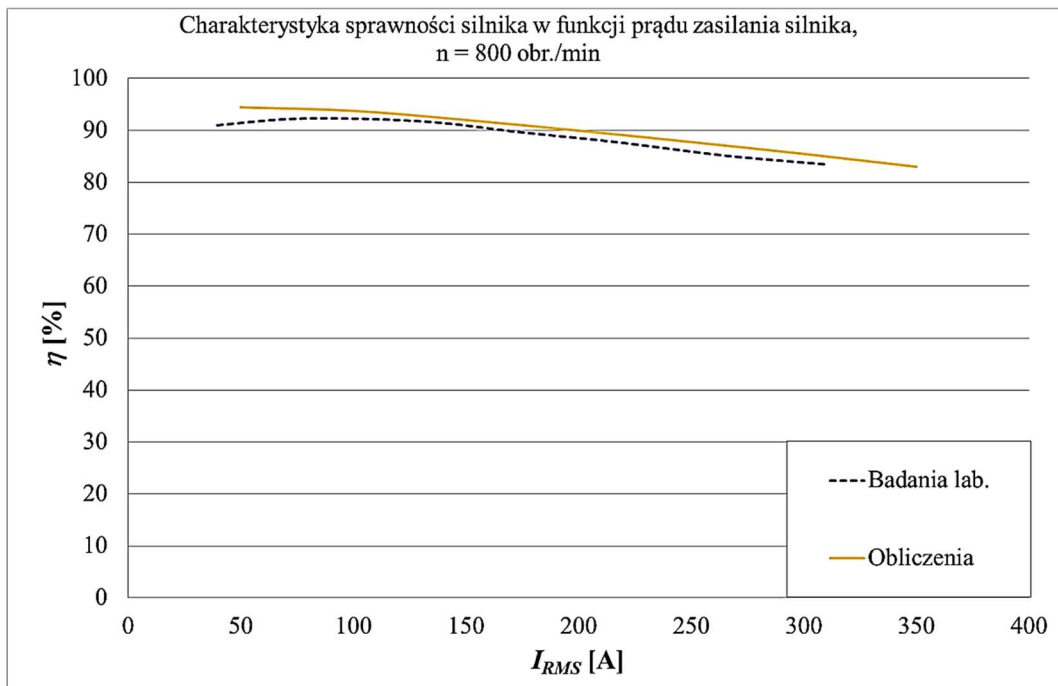
Rys. 8.14. Porównanie charakterystyk momentu obrotowego T_m w funkcji prądu zasilania I_{RMS} dla prędkości obrotowej $n = 1200$ obr./min zmierzonych na stanowisku badawczym z charakterystykami obliczonymi w programie ANSYS Motor CAD



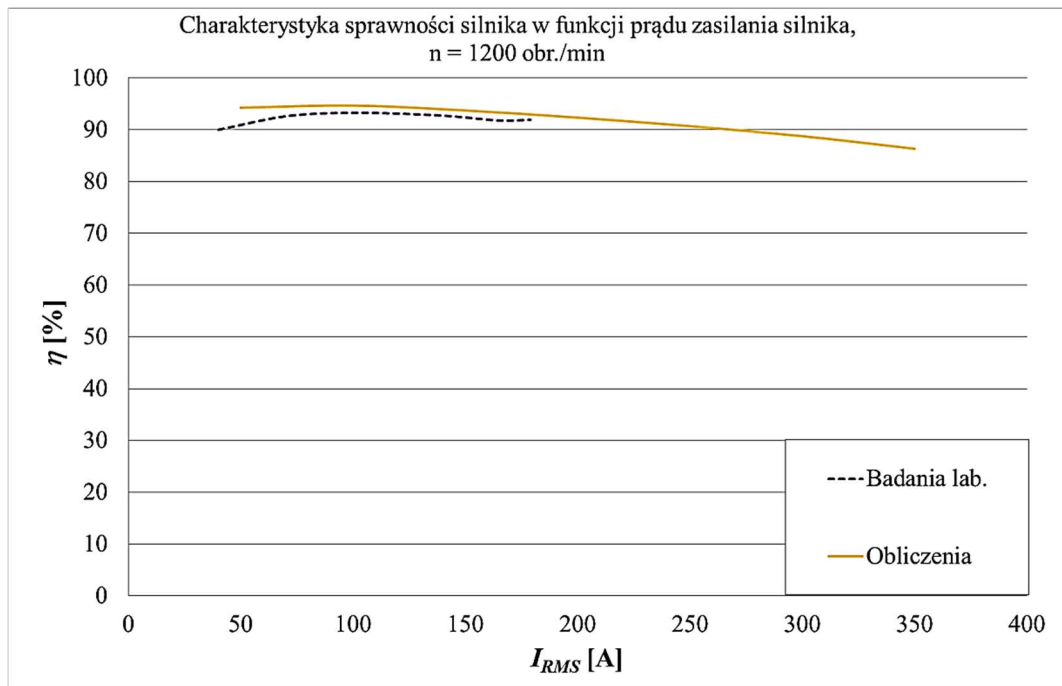
Rys. 8.15. Porównanie charakterystyk sprawności η w funkcji prądu zasilania I_{RMS} dla prędkości obrotowej $n = 200$ obr./min. zmierzonych na stanowisku badawczym



Rys. 8.16. Porównanie charakterystyk sprawności η w funkcji prądu zasilania I_{RMS} dla prędkości obrotowej $n = 400$ obr./min zmierzonych na stanowisku badawczym



Rys. 8.17. Porównanie charakterystyk sprawności η w funkcji prądu zasilania I_{RMS} dla prędkości obrotowej $n = 800$ obr./min zmierzonych na stanowisku badawczym

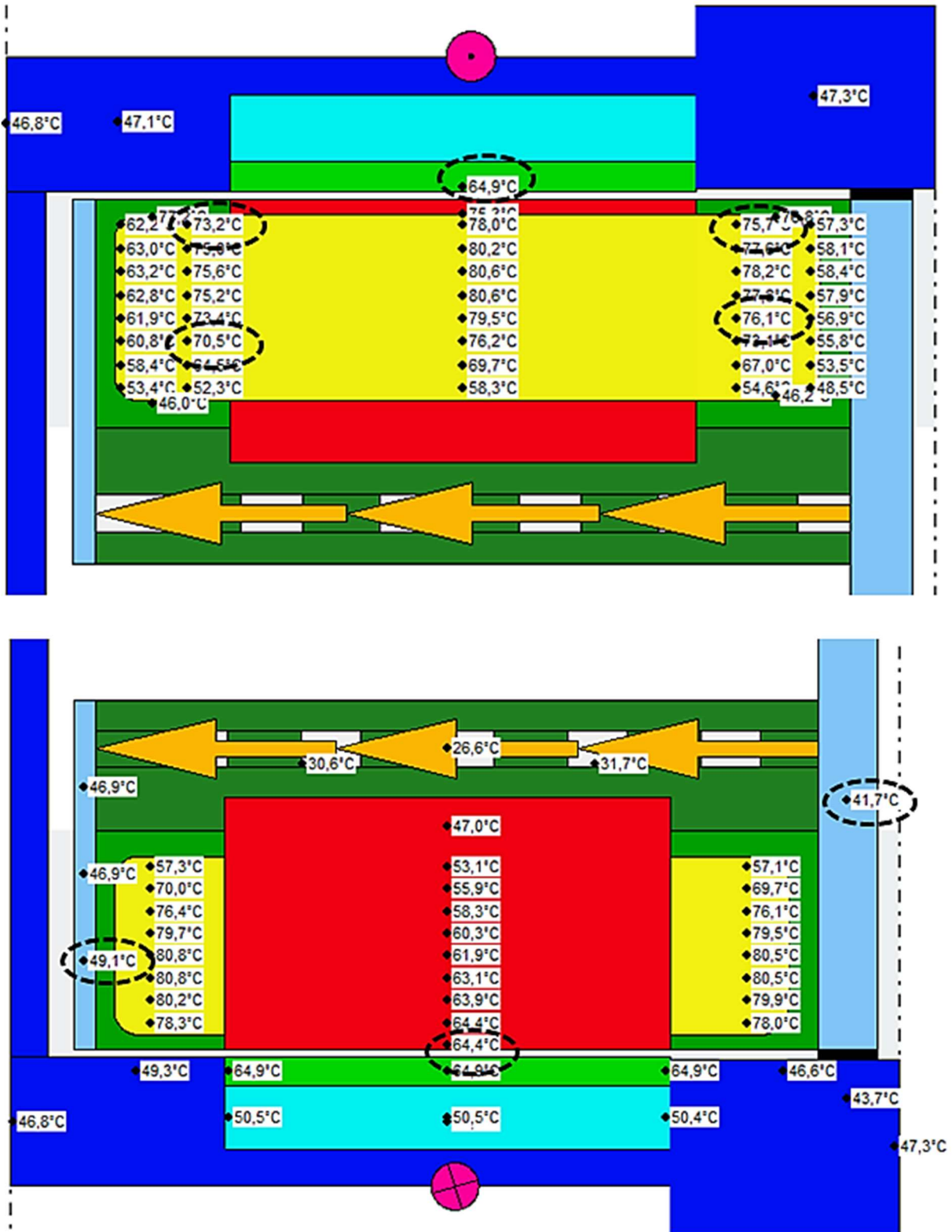


Rys. 8.18. Porównanie charakterystyk sprawności η w funkcji prądu zasilania I_{RMS} dla prędkości obrotowej $n = 1200$ obr./min zmierzonych na stanowisku badawczym

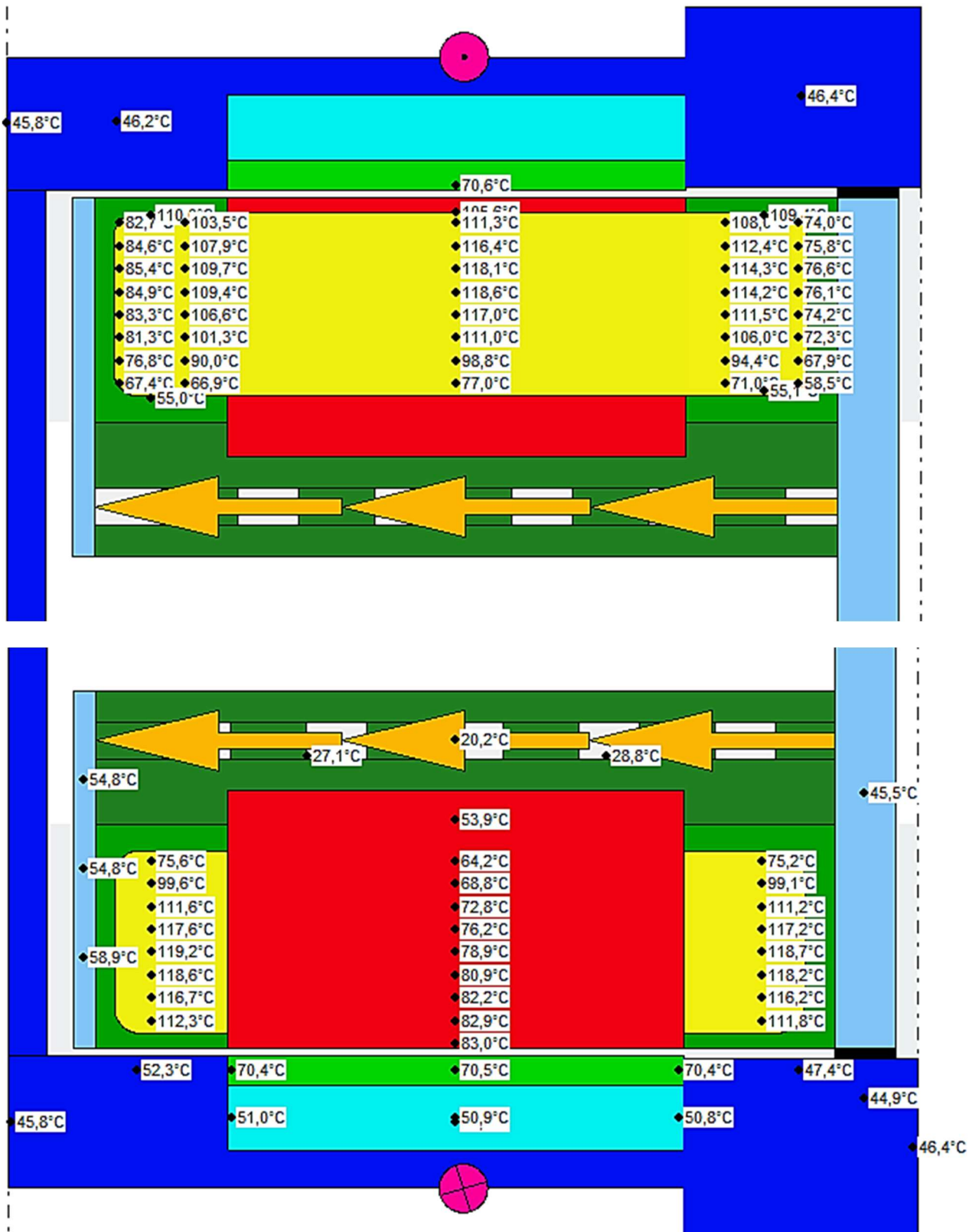
W celu oceny dokładności modelu termicznego wyniki obliczeń programu ANSYS Motor CAD porównane zostały z temperaturami zmierzonymi podczas badań laboratoryjnych. Rozmieszczenie czujników temperatury w silniku zostało przedstawione w rozdziale opisującym stanowisko badawcze. Porównano temperatury: szczytu zęba, w żłobku, w czołach uzwojenia oraz temperatury radiatorów bocznych. Z uwagi na niemożliwość umieszczenia czujników głęboko w żłobku na środku długości rdzenia magnetycznego (z powodu jego dużego wypełnienia), czujniki temperatury umieszczono w żłobku na głębokości kilku milimetrów z każdej strony silnika, a ich pomiar porównano z obliczoną w modelu temperaturą części prostoliniowej czoła uzwojenia. Temperatury w tych miejscach uzwojenia powinny być bardzo zbliżone. Czujnik temperatury w czołach uzwojenia od strony napędowej został umieszczony nieco niżej niż czujnik temperatury po stronie przeciwnej do napędowej, co również zostało uwzględnione w analizie.

W modelu przyjęto jeden węzeł termiczny na długość pakietu silnika, z uwagi na fakt, że długość pakietu jest stosunkowo niewielka oraz z uwagi na czasochłonność obliczeń. Modele były przygotowywane do wielowariantowych obliczeń i symulacji cykli jazdy wykonanych w kolejnych etapach pracy.

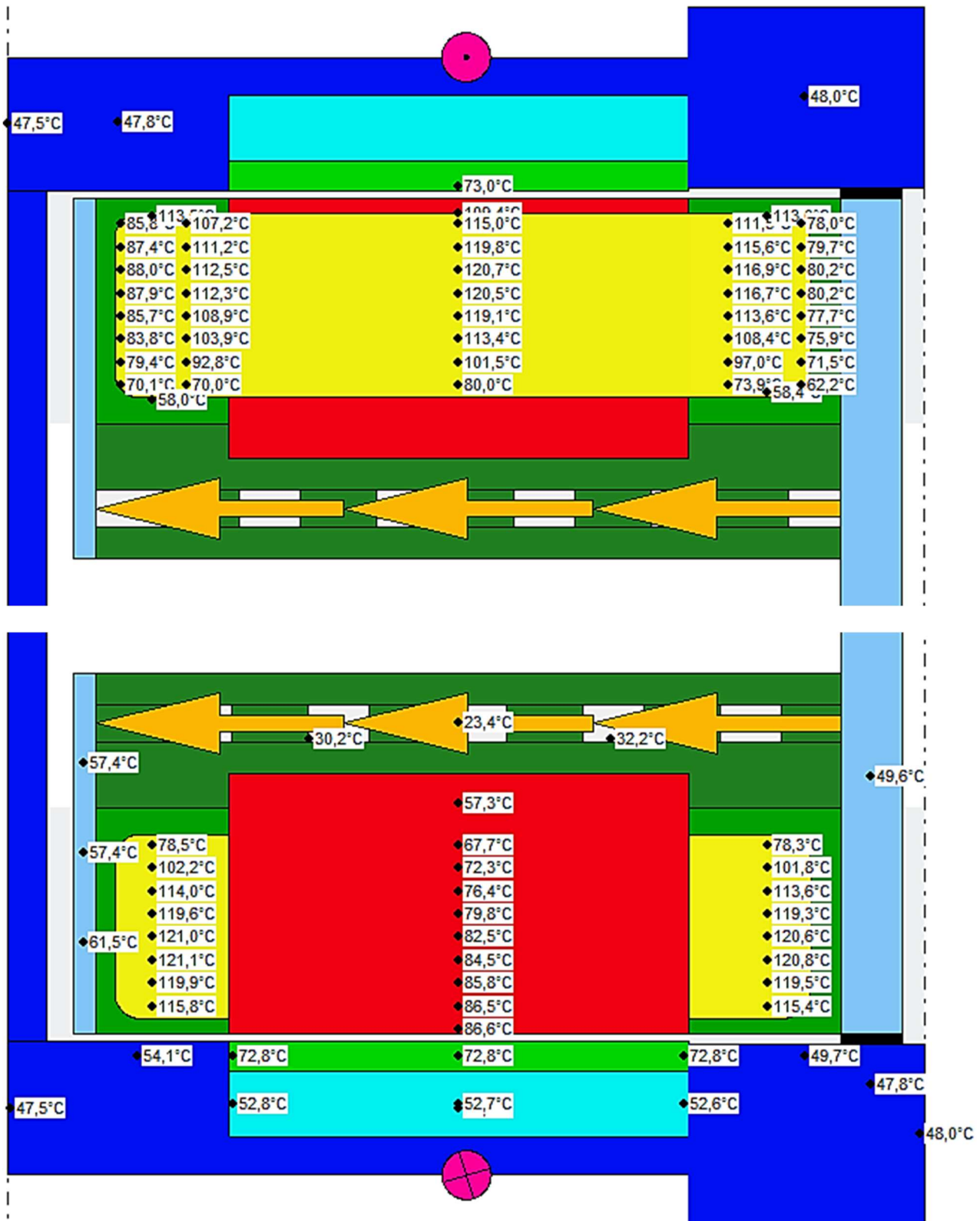
Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń dla różnych punktów pracy silnika.



Rys. 8.19. Obliczone temperatury ustalone, dla punktu pracy silnika $T_m = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{\text{ot}} = 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{chłodziwa}} = 23,8 \text{ }^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



Rys. 8.20. Obliczone temperatury ustalone, dla punktu pracy silnika $T_m = 350 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot} = 28,8^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 24,1^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



Rys. 8.21. Obliczone temperatury ustalone, dla punktu pracy silnika $T_m = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$. ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 15,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$

Na rysunkach 8.19 – 8.21 zostały przedstawione przykładowe wyniki obliczeń (w programie ANSYS Motor CAD) odwzorowujących próby nagrzewania dla różnych punktów pracy silnika. Temperatury początkowe poszczególnych elementów silnika zostały zadane takie, jak przy rozpoczęciu pomiarów. Obliczenia zostały wykonane dla stanu przejściowego (transient). Czas trwania próby nagrzewania silnika wynosił ok. 25 minut.

W tabelach 8.5- 8.8 porównano zmierzone i obliczone temperatury w silniku w stanie cieplnie ustalonym.

Tab. 8.5. Porównanie zmierzonych temperatur poszczególnych elementów silnika podczas próby nagrzewania silnika na stanowisku laboratoryjnym z temperaturami obliczonymi przy wykorzystaniu opracowanego modelu w programie ANSYS Motor CAD: $T_m = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 28,3^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 23,8^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$

Element	Badania lab.	Model obl.	ΔT [°C]	ΔT [%]
Żłobek D	75	73,2	1,8	2,40
Żłobek ND	76,5	75,7	0,8	1,05
Czoło D	72,3	70,5	1,8	2,49
Czoło ND	76,8	76,1	0,7	0,91
Ząb D	65	64,4	0,6	0,92
Ząb ND	65,8	64,4	1,4	2,13
Magnes	67,1	64,9	2,2	3,28
Tarcza D	49,5	49,1	0,4	0,81
Tarcza ND	41,4	41,7	-0,3	-0,72

Tab. 8.6. Porównanie zmierzonych temperatur poszczególnych elementów silnika podczas próby nagrzewania silnika na stanowisku laboratoryjnym z temperaturami obliczonymi przy wykorzystaniu opracowanego modelu w programie ANSYS Motor CAD: $T_m = 350 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$.
 $V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 28,8^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 24,1^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$

Element	Badania lab.	Model obl.	ΔT [$^\circ\text{C}$]	ΔT [%]
Żłobek D	92,3	91,2	1,1	1,19
Żłobek ND	94	94,6	-0,6	-0,64
Czoło D	88,9	88,7	0,2	0,22
Czoło ND	95,8	96,4	-0,6	-0,63
Ząb D	78,7	77	1,7	2,16
Ząb ND	77,5	77	0,5	0,65
Magnes	72,1	72	0,1	0,14
Tarcza D	57,5	57,8	-0,3	-0,52
Tarcza ND	47,5	47,6	-0,1	-0,21

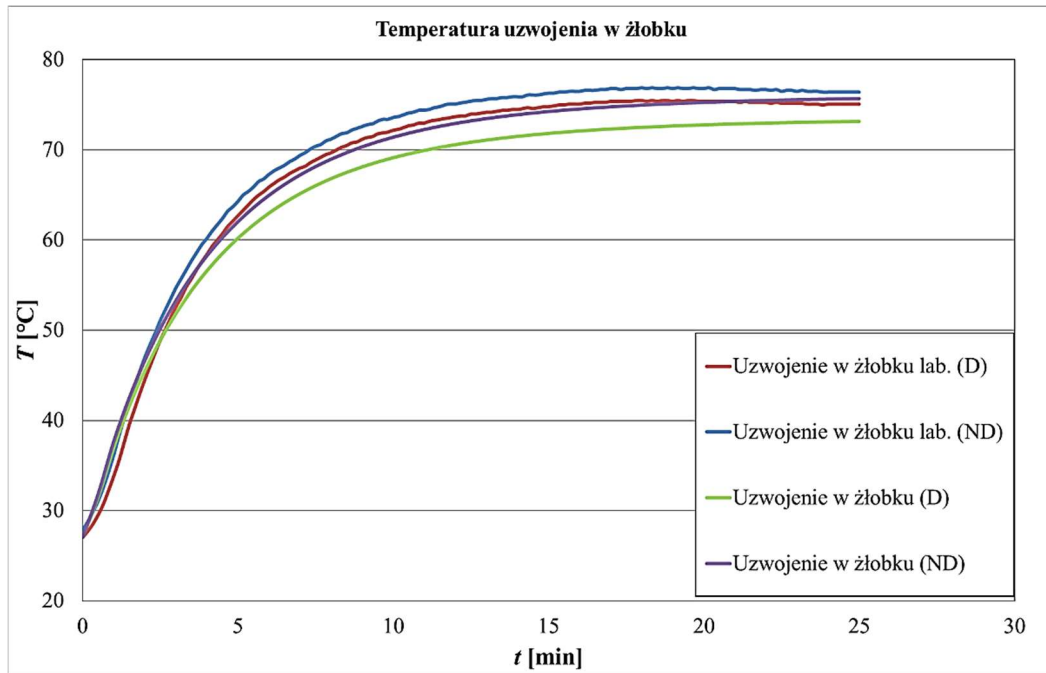
Tab. 8.7. Porównanie zmierzonych temperatur poszczególnych elementów silnika podczas próby nagrzewania silnika na stanowisku laboratoryjnym z temperaturami obliczonymi przy wykorzystaniu opracowanego modelu w programie ANSYS Motor CAD: $T_m = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$.
 $(V = 105 \text{ km/h})$, $T_{ot.} = 18^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 15,3^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$

Element	Badania lab.	Model obl.	ΔT [$^\circ\text{C}$]	ΔT [%]
Żłobek D	103,5	103,5	0	0,00
Żłobek ND	105,6	108	-2,4	-2,27
Czoło D	99,3	101,3	-2	-2,01
Czoło ND	108	111,5	-3,5	-3,24
Ząb D	85,7	83	2,7	3,15
Ząb ND	83,9	83	0,9	1,07
Magnes	70,8	70,5	0,3	0,42
Tarcza D	60	58,9	1,1	1,83
Tarcza ND	45,9	45,5	0,4	0,87

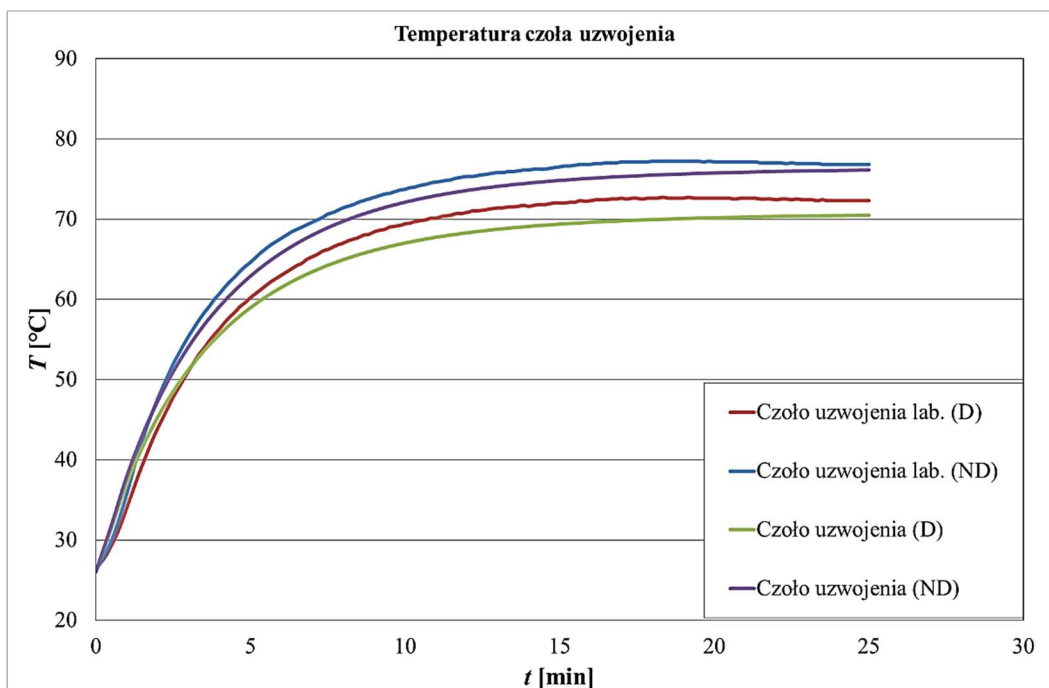
Tab. 8.8. Porównanie zmierzonych temperatur poszczególnych elementów silnika podczas próby nagrzewania silnika na stanowisku laboratoryjnym z temperaturami obliczonymi przy wykorzystaniu opracowanego modelu w programie ANSYS Motor CAD: $T_m = 315 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 1360 \text{ obr./min}$ ($V = 150 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 24^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 19^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$

Element	Badania lab.	Model obl.	$\Delta T [^\circ\text{C}]$	$\Delta T [\%]$
Żłobek D	104	107,2	-3,2	-3,08
Żłobek ND	105,6	111,5	-5,9	-5,59
Czoło D	103,2	103,9	-0,7	-0,68
Czoło ND	108,3	113,6	-5,3	-4,89
Ząb D	85	86,6	-1,6	-1,88
Ząb ND	82,9	86,6	-3,7	-4,46
Magnes	76,5	73	3,5	4,58
Tarcza D	59,9	61,5	-1,6	-2,67
Tarcza ND	49,1	49,6	-0,5	-1,02

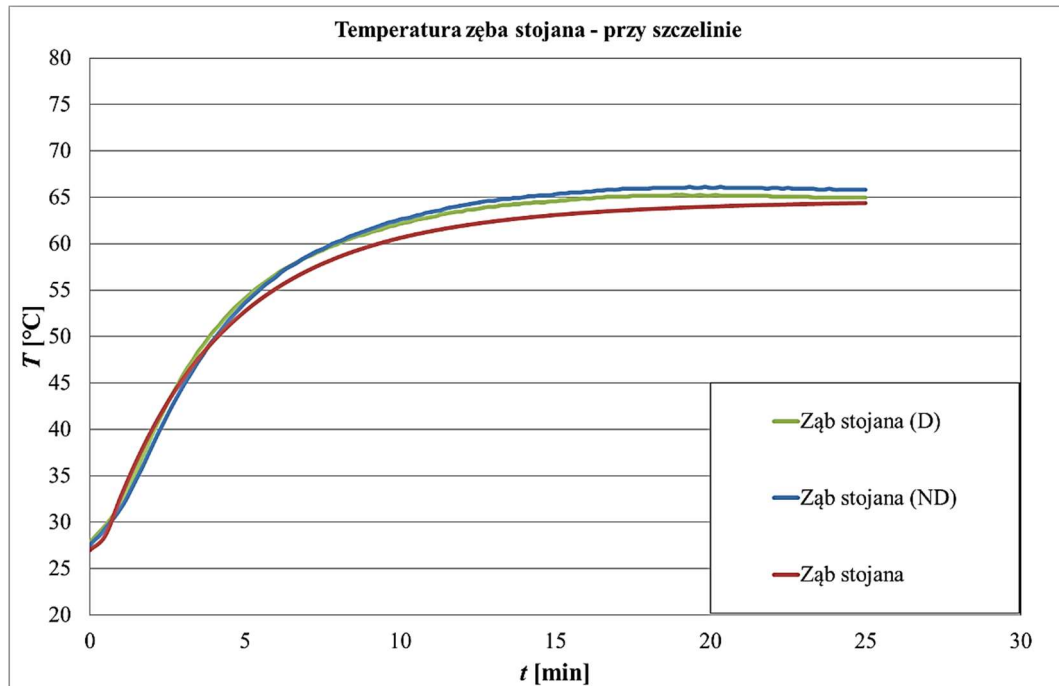
Na rysunkach 8.22 – 8.31 przedstawiono zarówno obliczone przez program, jak i zmierzone na stanowisku badawczym podczas wykonanych prób nagrzewania, przebiegi temperatur poszczególnych elementów silnika. Wykonano wykresy dla przykładowych dwóch punktów pracy: $n = 950 \text{ obr./min}$ i $T_m = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$ oraz $n = 950 \text{ obr./min}$ i $T_m = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$.



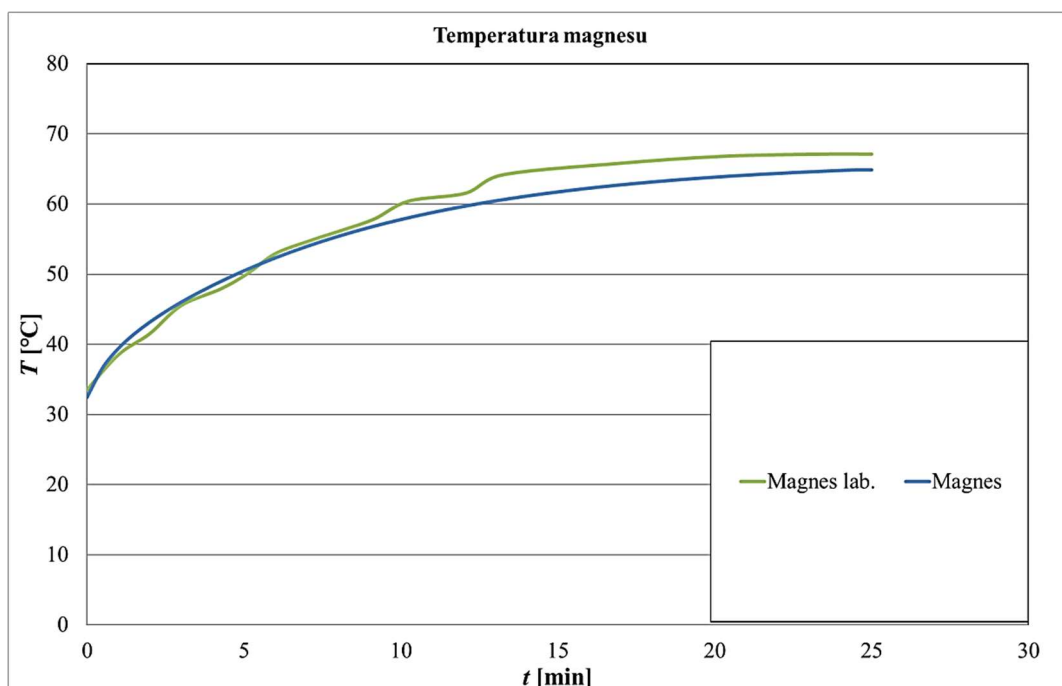
Rys. 8.22. Porównanie obliczonych temperatur uzwojenia w żłobku z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym $T_m = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 28,3^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 23,8^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



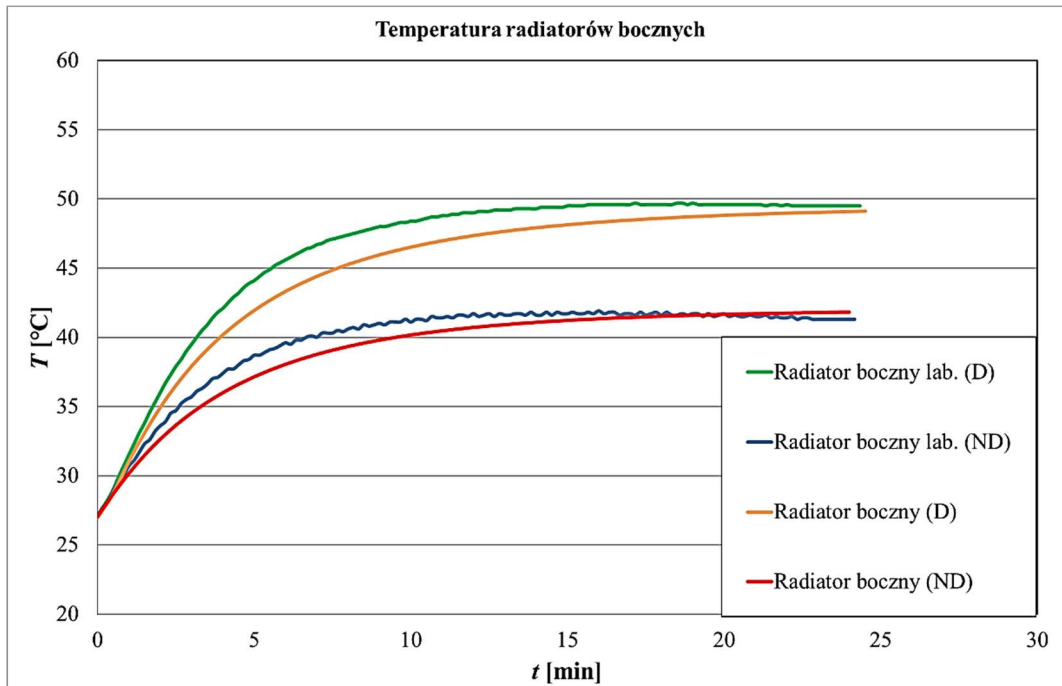
Rys. 8.23. Porównanie obliczonych temperatur czół uzwojenia z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym $T_m = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$. ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 28,3^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 23,8^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



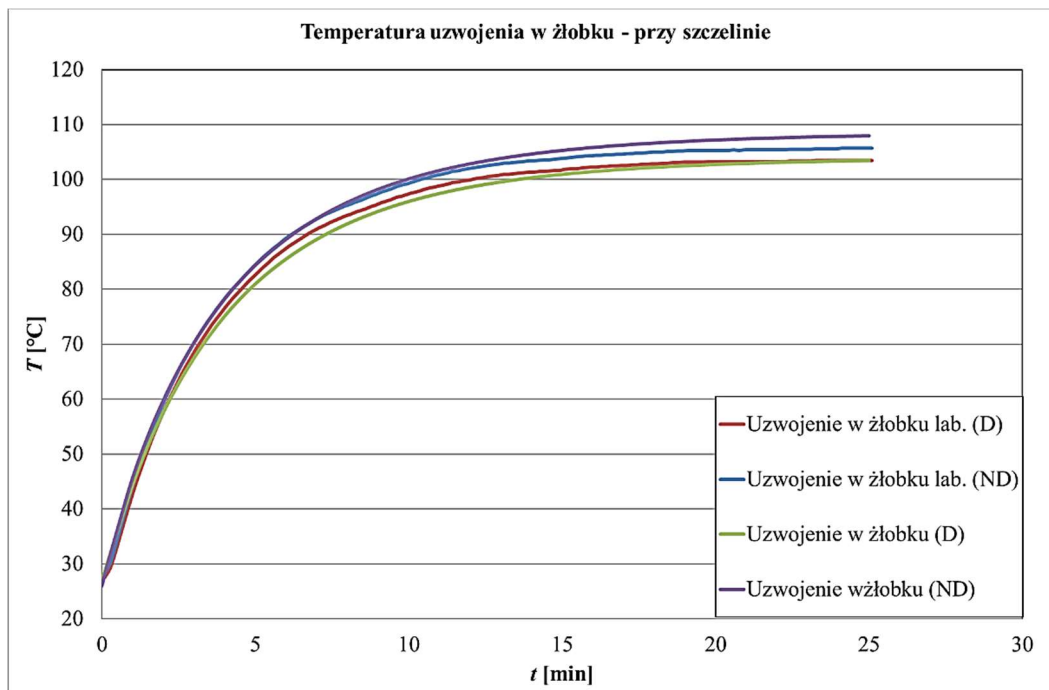
Rys. 8.24. Porównanie obliczonych temperatur zęba stojana z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym $T_m = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 23,8^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



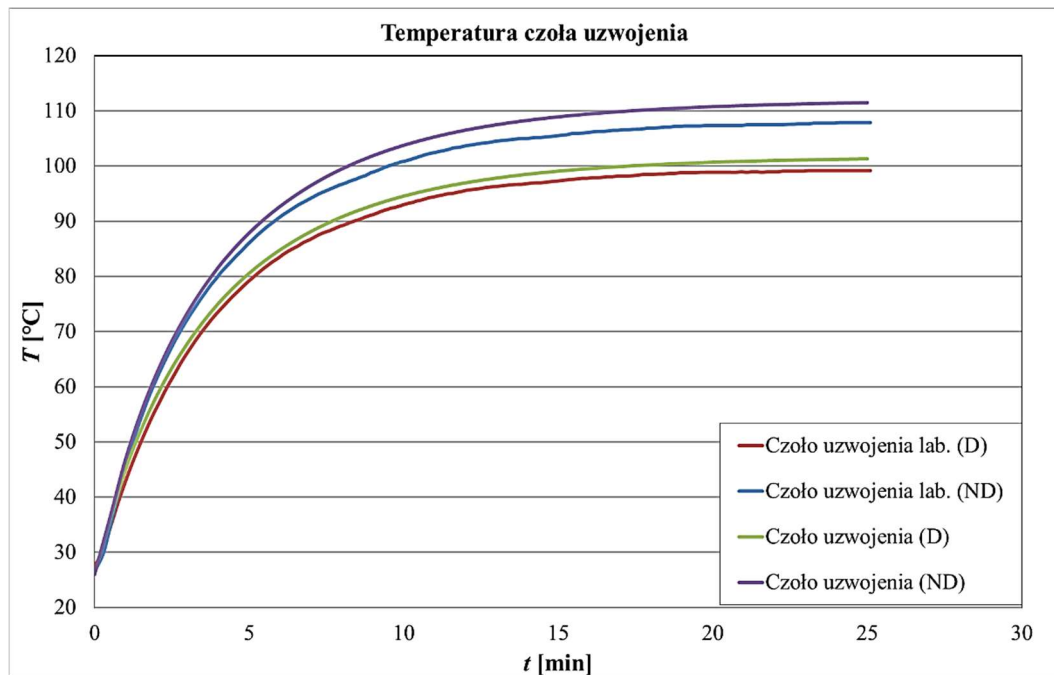
Rys. 8.25. Porównanie obliczonych temperatur magnesów trwałych z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym $T_m = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($v = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 23,8^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



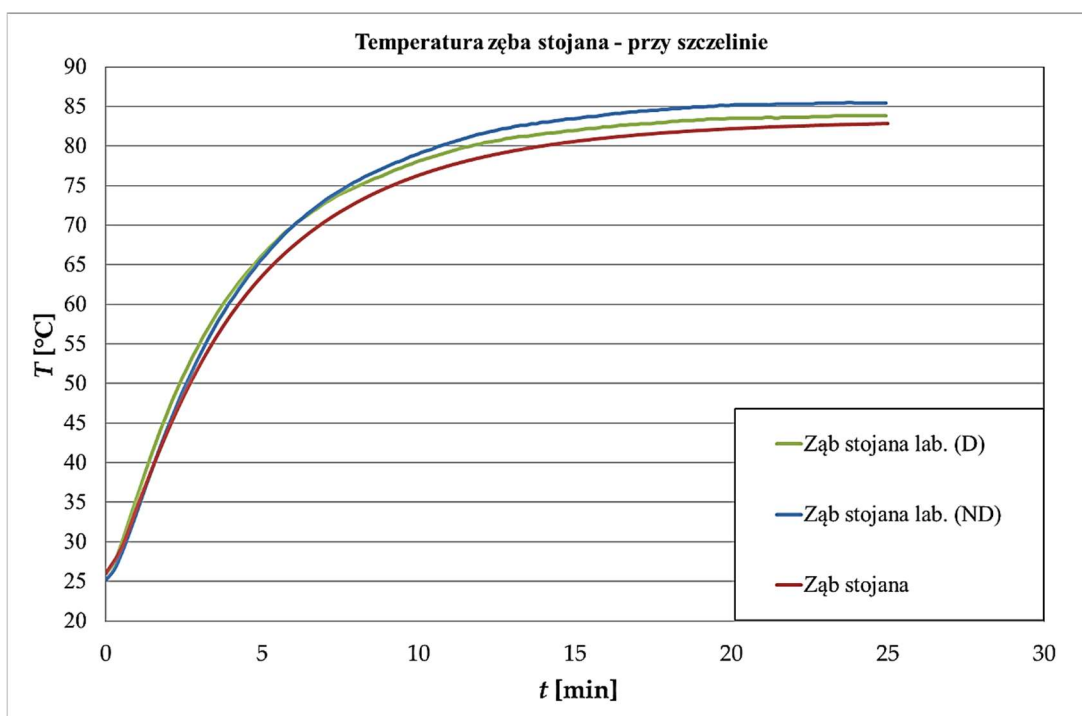
Rys. 8.26. Porównanie obliczonych temperatur radiatorów bocznych z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym $T_m = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 23,8^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



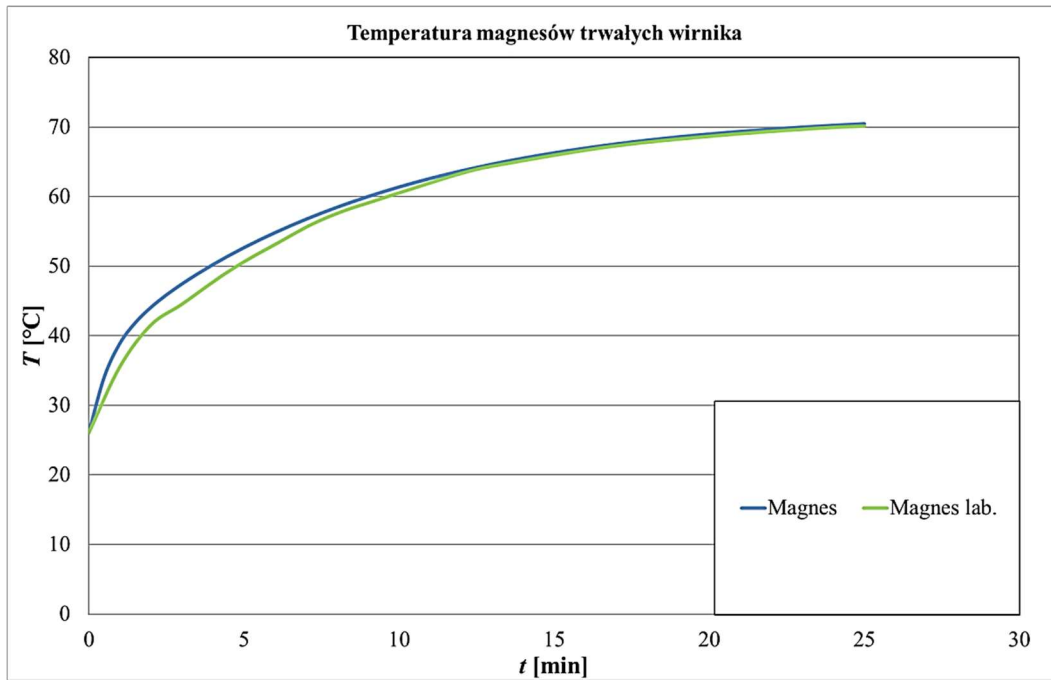
Rys. 8.27. Porównanie obliczonych temperatur uzwojenia w żłobku z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym. $T_m = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$. ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 15,3^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



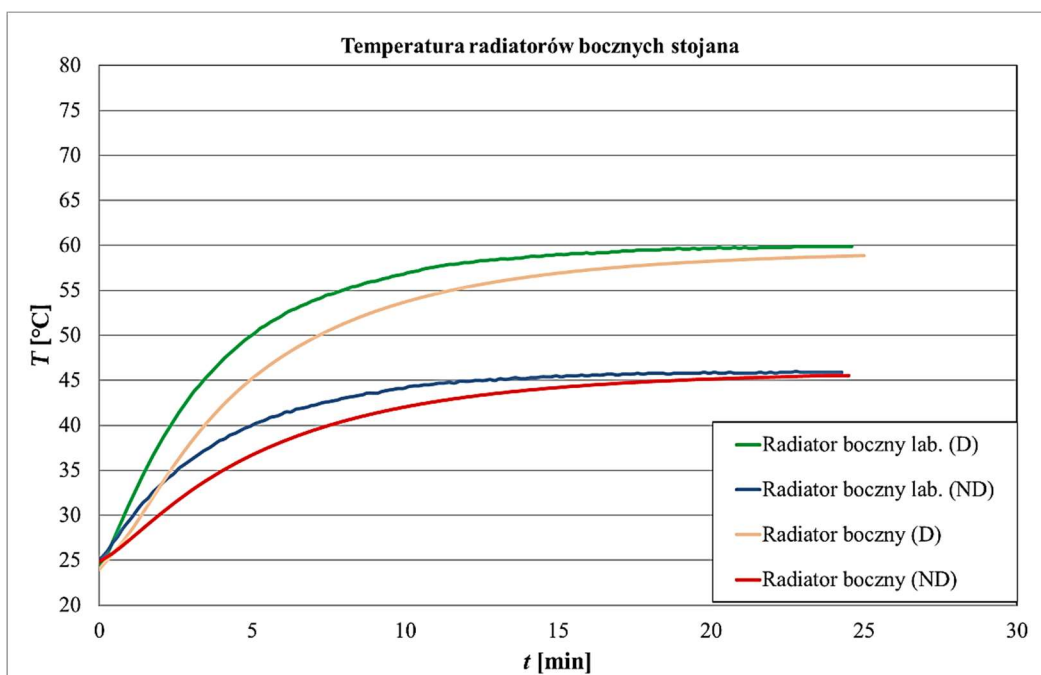
Rys. 8.28. Porównanie obliczonych przez program temperatur czoł uzwojenia z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym $T_m = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 15,3^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



Rys. 8.29. Porównanie obliczonych temperatur zęba stojana z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym $T_m = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 15,3^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



Rys. 8.30. Porównanie obliczonych temperatur magnesów trwałych z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym $T_m = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{chłodziwa} = 15,3^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$



Rys. 7.31. Porównanie obliczonych temperatur radiatorów bocznych z temperaturami zmierzonymi na stanowisku badawczym $T_m = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$, $n = 950 \text{ obr./min}$ ($V = 105 \text{ km/h}$), $T_{ot.} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{chłodziwa} = 15,3^\circ\text{C}$, $q = 10 \text{ l/min}$

Porównanie wyników prób nagrzewania na stanowisku badawczym z wynikami obliczeń programu ANSYS Motor CAD pozwala na ocenę czy model obliczeniowy odzwierciedla rzeczywiste stany cieplne maszyny. Przy porównywaniu uwzględniono nie tylko stany ustalone, ale także stany przejściowe, ponieważ model miał być wykorzystywany do symulacji pracy silnika podczas cykli jazdy samochodu.

Rozbieżność pomiędzy wynikami obliczeń programu, a wynikami badań laboratoryjnych dla głównych elementów obwodu elektromagnetycznego (takich jak uzwojenie stojana, rdzeń magnetyczny czy magnesy trwałe) w miejscach pomiaru temperatury nie przekracza $\Delta T = 6$ K, co stanowi różnicę rzędu kilku procent.

9. MODELE SYMULACYJNE SILNIKÓW Z WYBRANYMI ROZWIĄZANAMI KONSTRUKCYJNYMI

W celu zweryfikowania możliwych kierunków rozwoju trakcyjnych silników kompaktowych o zwiększonej gęstości mocy do zabudowy w piastach kół pojazdów, wykonano modele obliczeniowe w programie ANSYS Motor CAD. Modele są dopasowane do rozwiązań konstrukcyjnych i materiałowych przedstawionych w rozdziale 6. Rozwiązania te mają za zadanie zwiększyć skuteczność odprowadzania ciepła z kluczowych części silnika i zwiększyć zakres jego bezpiecznej pracy. W silniku ciepło z uzwojenia jest odprowadzane do pakietu blach oraz otoczenia czół uzwojenia. Skuteczność odprowadzenia ciepła z uzwojenia do pakietu blach zależy od izolacji żłobkowej, a skuteczność odprowadzenia ciepła z czół uzwojenia zależy od żywicy i zastosowanych dodatkowo radiatorów. Należy nadmienić, że radiator upraszcza technologię zalewania stojana żywicą epoksydową, gdyż zamyka od strony czołowej formę odlewniczą.

Obliczenia zostały przeprowadzone dla następujących systemów rozwiązań konstrukcyjnych:

Model 1. Silnik z magnesami trwałymi niedzielonymi (jeden segment), stojan zalany żywicą epoksydową o przewodności cieplnej $\lambda = 1,3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ z radiatorem bocznym po stronie napędowej - jest to model skalibrowany na podstawie badań laboratoryjnych.

Model 2. Silnik jak w pkt. 1 lecz bez radiatora bocznego po stronie napędowej, a z radiatorem bocznym po stronie przeciwnapędowej.

Model 3. Silnik jak w pkt. 1 z dodatkową segmentacją magnesów w kierunku osiowym (5 równych segmentów).

Model 4. Silnik jak w pkt. 1 lecz bez żywicy i radiatora bocznego.

Model 5. Silnik jak w pkt. 1 z żywicą epoksydową o przewodności cieplnej $\lambda = 3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Model 6. Silnik jak w pkt. 1 z ceramiczną izolacją żłobkową, wykonaną z korundu o przewodności cieplnej $\lambda = 27 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Model 7. Silnik jak w pkt. 6 z dodatkową przekładką korundową o przewodności cieplnej

$\lambda = 27 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ pomiędzy radiatorem, a czołami uzwojenia, zalany żywicą o przewodności cieplnej $\lambda = 3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Model 8. Silnik jak w pkt. 7 lecz ze stojanem zalany żywicą epoksydową o przewodności cieplnej równej $\lambda = 1,3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Model 9. Silnik z zastosowanym szeregiem wcześniej przedstawionych rozwiązań z żywicą epoksydową o przewodności cieplnej równej $\lambda = 3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, z pojedynczym segmentem magnesu wzdłuż osi silnika, z radiatorem bocznym, ceramiczną izolacją żłobkową, z dodatkową przekładką korundową pomiędzy radiatorem, a czołami uzwojenia.

Model 10. Silnik z rozwiązaniami takimi jak Model 9, z segmentacją magnesów (5 segmentów).

W tabeli 9.1 przedstawiono zastosowane systemy rozwiązań konstrukcyjnych w poszczególnych modelach obliczeniowych.

Tab. 9.1. Zastosowane systemy rozwiązań konstrukcyjnych w poszczególnych modelach obliczeniowych

	Magnesy trwałe niedzielone 1 segment	Segmentacja magnesów w kierunku osiowym 5 segmentów	Stojan zalany żywicą epoksydową $\lambda=1,3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$	Stojan zalany żywicą epoksydową $\lambda=3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$	Radiator boczny po stronie D	Radiator boczny po stronie N	Ceramiczna izolacja żłobkowa z korundu $\lambda=27 \text{ W/m}\cdot\text{K}$	Dodatkowa przekładka korundowa $\lambda=27 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ pomiędzy radiatorem, a czołami uzwojenia
Mod. 1*	X		X		X	X		
Mod. 2	X		X					
Mod. 3		X	X		X	X		
Mod. 4	X					X		
Mod. 5	X			X	X	X		
Mod. 6	X		X		X	X	X	
Mod. 7	X		X		X	X		X
Mod. 8	X		X		X	X	X	X
Mod. 9	X			X	X	X	X	X
Mod.10		X		X	X	X	X	X

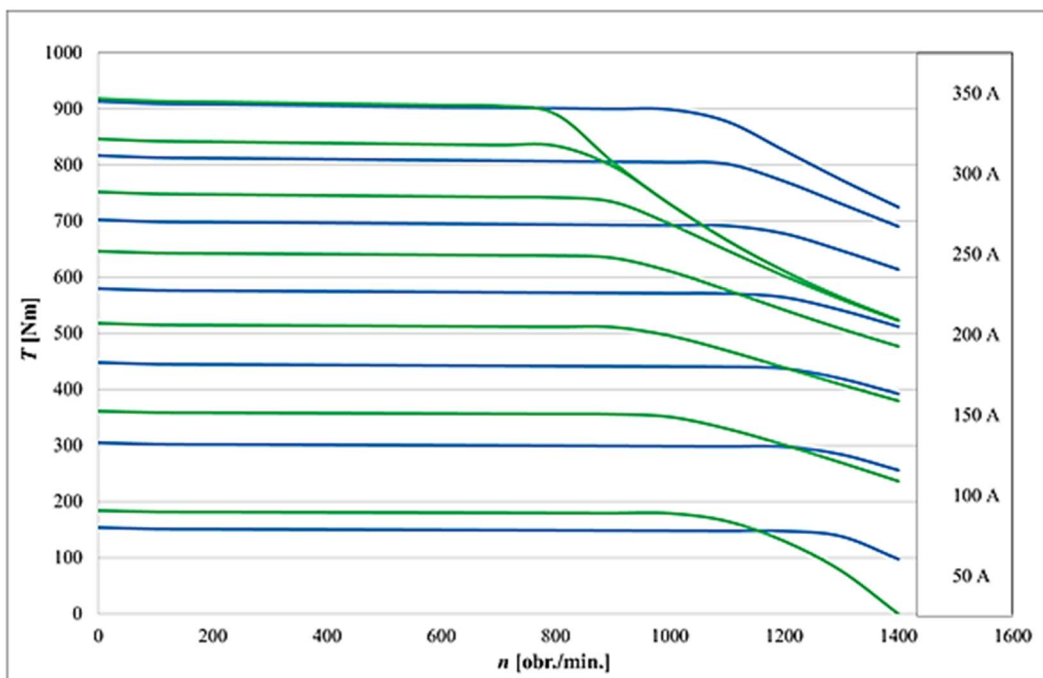
* Model 1 - model silnika skalibrowanego

Dla modeli symulacyjnych wykonano obliczenia cieplne w celu porównania wpływu opisywanych rozwiązań konstrukcyjnych na parametry termiczne silnika. Obliczenia przeprowadzono dla dwóch długości pakietu:

a) $L_{FE} = 60 \text{ mm}$,

b) $L_{FE} = 50 \text{ mm}$ (wersji skróconej silnika).

Silnik krótszy został zaprojektowany tak, aby przekrój poprzeczny obwodu elektromagnetycznego pozostał taki sam jak silnika dłuższego, natomiast zmieniła się długość jego rdzenia magnetycznego i liczba zwojów. Zmiana liczby zwojów miała na celu wyrównanie wartości momentu maksymalnego, aby w dwóch maszynach moment przy starcie od prędkości $V = 0$ km/h oraz podczas pokonywania przeszkód typu krawężnik lub podjazd o stosunkowo dużym nachyleniu był porównywalny (przy założonym, maksymalnym prądzie zasilania równym $I_{RMS} = 350$ A oraz przy tych samych warunkach temperaturowych). Zachowano również taki sam przekrój drutu nawojowego. Masa obwodu elektromagnetycznego po skróceniu silnika uległa zmniejszeniu z $m_{obw. mag} = 20$ kg do $m_{obw. mag} = 17,1$ kg (masa rdzenia magnetycznego, uzwojenia i magnesów trwałych).



Rys. 9.1. Obliczone charakterystyki momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej dla różnych prądów zasilania, dla długości pakietu silnika $L_{Fe} = 60$ mm (linia niebieska), $L_{Fe} = 50$ mm (linia zielona)

Z uwagi na fakt, że przyjęte napięcie zasilania układu napędowego z baterii jest takie samo dla obu długości pakietów $U_{DC} = 350$ V, punkt bazowy silnika również uległ przesunięciu do niższych prędkości obrotowych. Zakres pracy silnika również się zmniejszył, o czym świadczą szybciej opadające charakterystyki momentu obrotowego w funkcji prędkości w drugiej strefie zasilania silnika (rys. 9.1).

9.1. Symulacyjne badania stanów cieplnie ustalonych silników z wybranymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi

Pierwszą przeprowadzoną analizą na przygotowanych modelach obliczeniowych była analiza termiczna dla prędkości znamionowej równej $n = 950$ obr./min oraz dla różnych obciążeń prądowych. Analiza miała na celu sprawdzenie, jaki może być wpływ zastosowania proponowanych rozwiązań przy wzrastających obciążeniach prądowych.

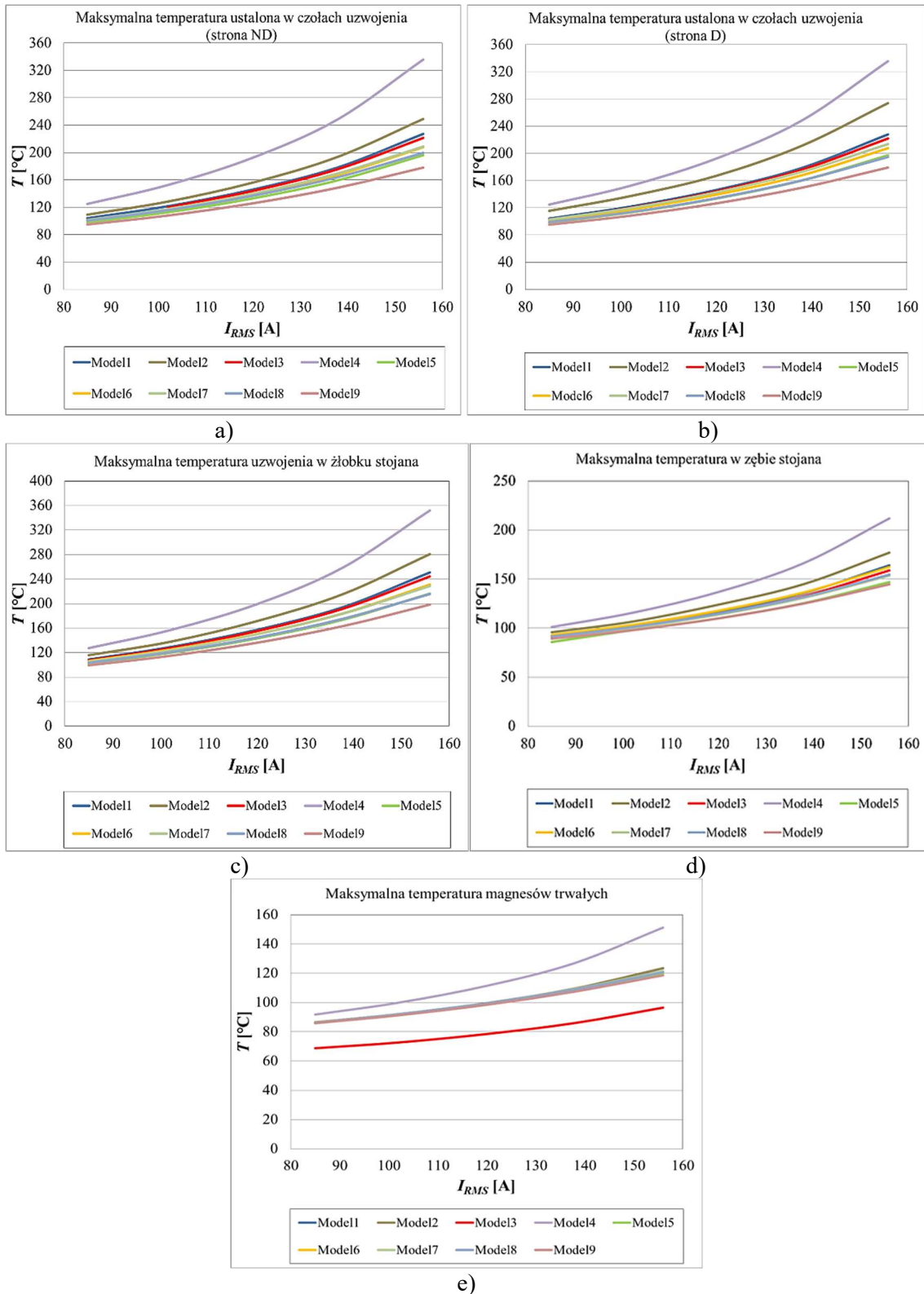
Na rysunku 9.2. zostały przedstawione charakterystyki temperatur ustalonych w funkcji prądu dla pakietu dłuższego, natomiast na rysunku 9.3. dla pakietu krótszego.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że dla silnika o pakiecie dłuższym, bez zastosowanej żywicy epoksydowej i radiatora bocznego (Model 4), przy uwzględnieniu maksymalnej, dopuszczalnej temperatury pracy równej $T_{Cu} = 160^{\circ}\text{C}$ silnik może pracować przy pracy S1 i założonych warunkach chłodzenia z prądem zasilania około $I_{RMS} = 115$ A ($T_m = 338$ N·m).

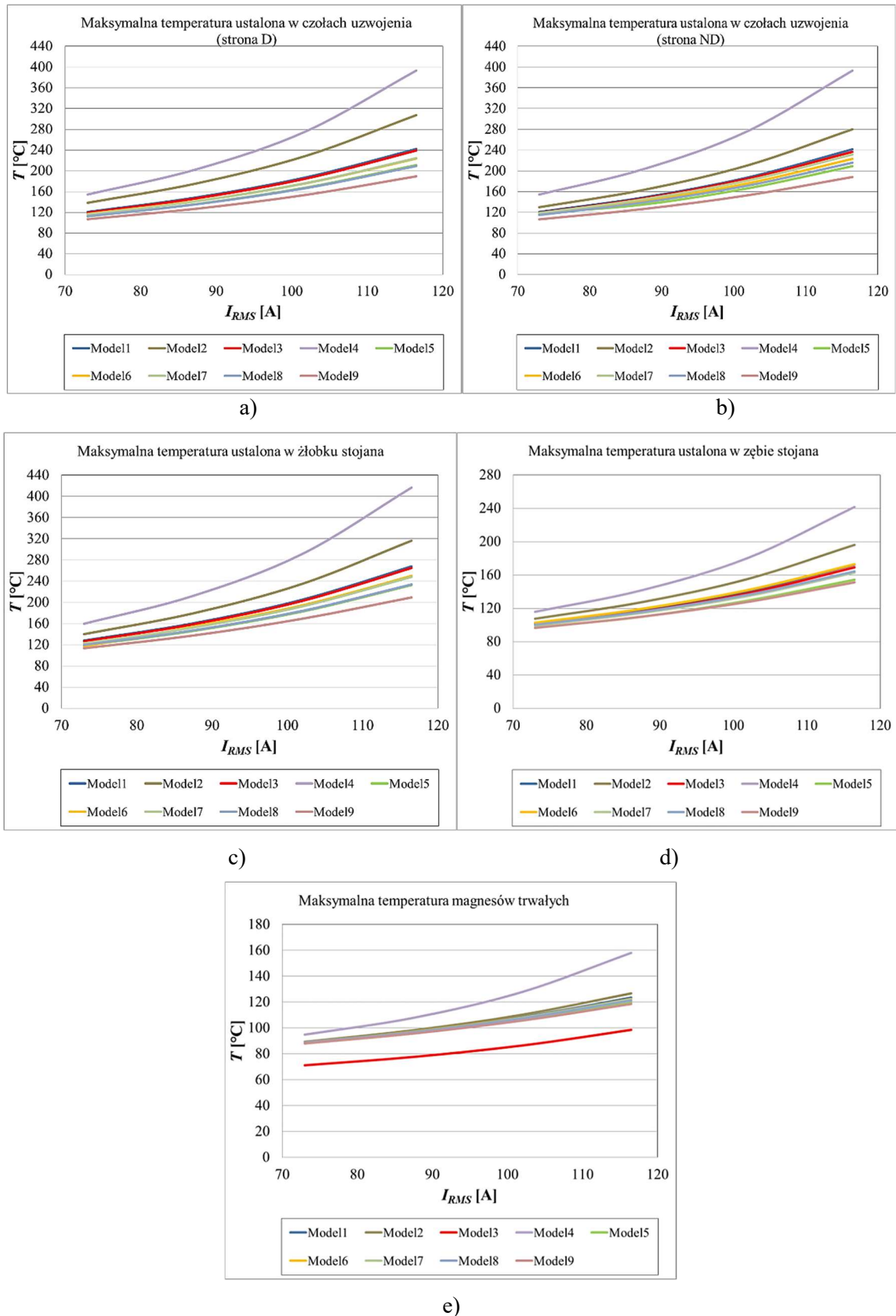
Zastosowanie kolejnych systemów rozwiązań konstrukcyjnych pozwala na zwiększenie dopuszczalnej wartości prądu zasilania silnika I_{RMS} i zwiększanie stałego momentu obrotowego wytwarzanego przez silnik. Zwraca uwagę fakt, że w przypadku Modelu 2 odwzorowującego silnik z zastosowaną żywicą epoksydową o przewodności $\lambda = 1,3$ W/m·K, bez dodatkowego radiatora bocznego po stronie napędowej, temperatura w czołach uzwojenia po stronie przeciwnapędowej jest większa. Jest to logiczne, ponieważ w silniku Model 1, po stronie przeciwnapędowej odbiór ciepła z czoł uzwojenia wspomaga radiator oraz tarcza stała.

Rozwiązania konstrukcyjne opisane w Modelu 1 z zastosowanym dodatkowym radiatorem bocznym pozwalają na wyrównanie temperatur w czołach uzwojenia. Największy, korzystny wpływ na zwiększenie wartości dopuszczalnego prądu zasilania ma system rozwiązań konstrukcyjnych zastosowany w Modelu 9. Przy takim systemie rozwiązań silnik może pracować stale z prądem obciążenia równym ok. $I_{RMS} = 140$ A ($T_m = 400$ N·m). Obliczenia wykazały, że korzyści z zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych wzrastają wraz ze wzrostem temperatury pracy silnika.

Jeżeli przyjąć, że temperatura dopuszczalna długotrwale uzwojenia silnika wynosi $T_{Cu} = 200^{\circ}\text{C}$, to z prądem zasilania na poziomie $I_{RMS} = 140$ A nie mogą pracować silniki oparte o rozwiązania konstrukcyjne Modelu 1 i Modelu 2 (rysunek 9.2). Podobnie narasta wtedy do wartości maksymalnej temperatura w zębach stojana.



Rys. 9.2. Obliczone charakterystyki maksymalnych temperatur ustalonych silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 60$ mm; a) w czole uzwojenia od strony napędowej D, b) w czole uzwojenia od strony przeciwnapędowej ND, c) uzwojenia w żłobku, d) w zębie, e) w magnesach



Rys. 9.3. Obliczone charakterystyki maksymalnych temperatur ustalonych silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 50$ mm; a) w czołach uzwojenia od strony napędowej D, b) w czołach uzwojenia od strony przeciwnapędowej ND, c) uzwojenia w żłobku, d) w zębie, e) w magnesach.

Niemal wszystkie rozpatrywane rozwiązania konstrukcyjne mają niewielki wpływ na temperaturę magnesów trwałych. Wyjątkami są system rozwiązań Modelu 4, w którym w stosunku do pozostałych rozwiązań, wysoka temperatura uzwojenia i zębów rdzenia magnetycznego stojana zwiększa również temperaturę magnesów, oraz Modelu 3, w którym segmentacja magnesów pozwoliła na obniżenie strat mocy w magnesach i tym samym na obniżenie temperatury magnesów.

Analogiczne relacje zachodzą w silniku o krótszym pakiecie (rysunek 9.3.). Silnik z uwagi na zmianę liczby zwojów i mniejszy przekrój przewodu zasilającego osiąga wyższe temperatury przy tych samych prądach zasilania I_{RMS} .

Przedstawiona wcześniej analiza temperatur ustalonych dotyczyła wpływu rozpatrywanych systemów rozwiązań konstrukcyjnych na poszczególne elementy obwodu elektromagnetycznego silnika. Analiza uwzględniała zmiany obciążenia prądowego silnika, ale należy także zwrócić uwagę na fakt, że rozkład strat mocy w poszczególnych elementach maszyn wirujących zmienia się również wraz z częstotliwością zasilania. Innym istotnym aspektem indywidualnym silnika, pracującego w napędzie jest wpływ parametrów zasilania i związana z nimi strategia sterowania.

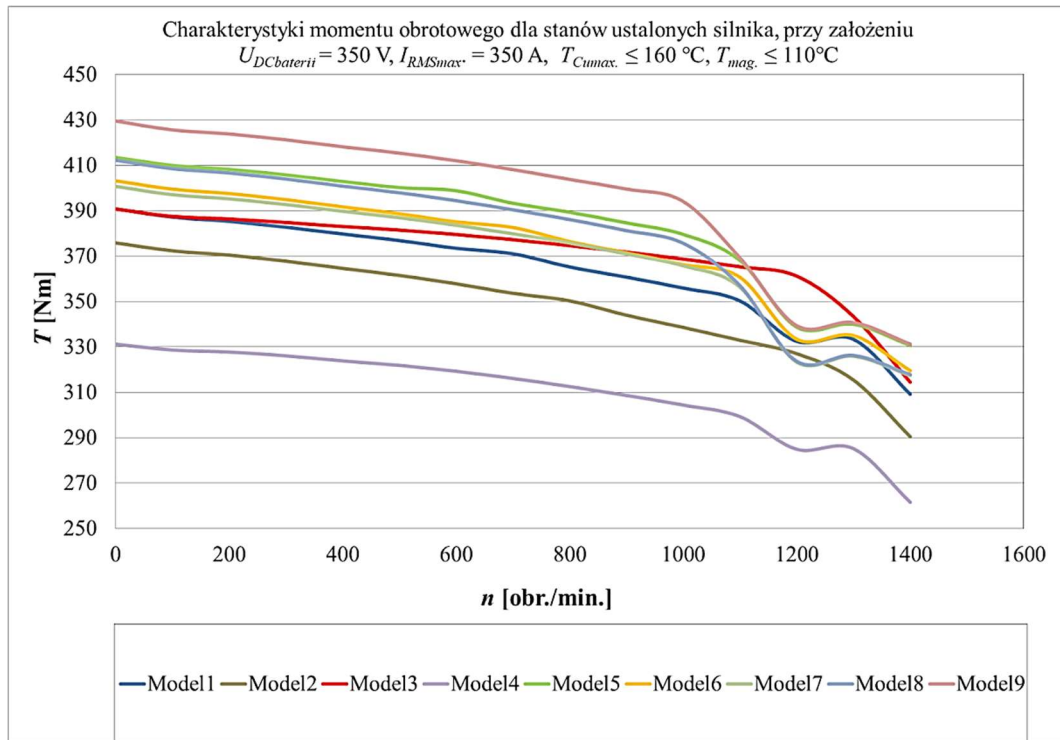
Temperatura magnesów trwałych ma wpływ na ich charakterystykę magnesowania. Strategia sterowania pracą silnika, uwzględniająca odwzbudzenie magnesów wirnika w drugiej strefie prędkości obrotowej, jest uzależniona nie tylko od napięcia zasilania, ale również od punktu pracy magnesów trwałych na charakterystyce. Temperatura pracy magnesów wynika z generowanych strat mocy w magnesach oraz z temperatury pozostałych elementów, które częściowo również przekazują ciepło do wirnika. Poziom odwzbudzenia magnesów jest również zależny od ich aktualnej temperatury i maleje wraz z jej wzrostem.

9.2. Charakterystyki elektromechaniczne silnika z wybranymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi

W celu określenia wpływu różnych rozwiązań konstrukcyjnych silnika na parametry ruchowe obliczono charakterystyki elektromechaniczne w pełnym zakresie zmian prędkości obrotowej. Stosując sprzężony model elektromagnetyczno-ciepły silnika w obliczeniach uwzględniono wpływ zmiany temperatury w elementach silnika na kształt charakterystyk. Do rozważań przyjęto reżim pracy ciągły (S1) oraz założono, że temperatura maksymalna w uzwojeniu nie może przekroczyć $T_{Cu} \leq 160^{\circ}\text{C}$, natomiast temperatura magnesów trwałych

nie może przekroczyć wartości $T_{mag.} \leq 110^{\circ}\text{C}$. Obliczenia miały na celu pokazanie jak zmienia się zakres dopuszczalnej pracy silnika przy zastosowaniu różnych systemów rozwiązań konstrukcyjnych.

Na rysunku 9.4. zostały przedstawione wyniki obliczeń momentu obrotowego w funkcji prędkości dla modeli silnika z pakietem dłuższym $L_{Fe} = 60$ mm.



Rys. 9.4. Obliczone charakterystyki momentu w funkcji prędkości obrotowej silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 60$ mm przy założeniu ustalonych temperatur nie wyższych niż 160°C w uzwojeniu i 110°C w magnesach

Charakterystyki obrazują różne aspekty pracy i zależności termicznych obwodu elektromagnetycznego silnika. Model 9 silnika, z uwagi na zastosowanie systemu złożonego ze wszystkich rozwiązań konstrukcyjnych za wyjątkiem segmentacji magnesów, wykorzystuje również żywicę epoksydową o wyższej przewodności cieplnej. Ten model charakteryzuje się najwyższym momentem obrotowym w pierwszej strefie, czyli do prędkości obrotowej równej ok. $n = 1000$ obr./min.

W pierwszej strefie regulacji prędkości obrotowej, to jest przy pełnym wzbudzeniu Model 2 odwzorowuje silnik bez radiatora bocznego. Brak tego rozwiązania spowodował obniżenie momentu obrotowego o ok. $\Delta T_m = 15$ N·m w stosunku do Modelu 1. Należy zwrócić uwagę, że rozwiązanie z radiatorem jest stosowane także w innych modelach. Wynika to między innymi z praktyczności podczas procesu zalewania stojana żywicą, gdzie radiator

stanowi element formy odlewniczej. Model 2, w którym żywica epoksydowa ma standardową przewodność cieplną, ma moment obrotowy mniejszy ok. $\Delta T_m = 53 \text{ N}\cdot\text{m}$ niż Model 9;

Model 3 charakteryzuje się wyższym momentem obrotowym w stosunku do Modelu 1, przy czym różnica wzrasta wraz ze zwiększaniem częstotliwości, co jest wynikiem zastosowanej segmentacji magnesów, która pozwala na obniżenie strat mocy i temperatury pracy magnesu;

Model 4, rozwiązanie najprostsze, zgodnie z przewidywaniami charakteryzuje się najniższym dopuszczalnym momentem obrotowym, niższym od momentu silnika prototypowego odwzorowanego w Modelu 1 o ok. $\Delta T_m = 59 \text{ N}\cdot\text{m}$ i niższym od Modelu 2 o ok. $\Delta T_m = 4 \text{ N}\cdot\text{m}$;

Model 5, który różni się od Modelu 2 zastosowaną żywicą epoksydową o wyższej przewodności cieplnej, ma również moment obrotowy wyższy od Modelu 2 o ok. $\Delta T_m = 36 \text{ N}\cdot\text{m}$;

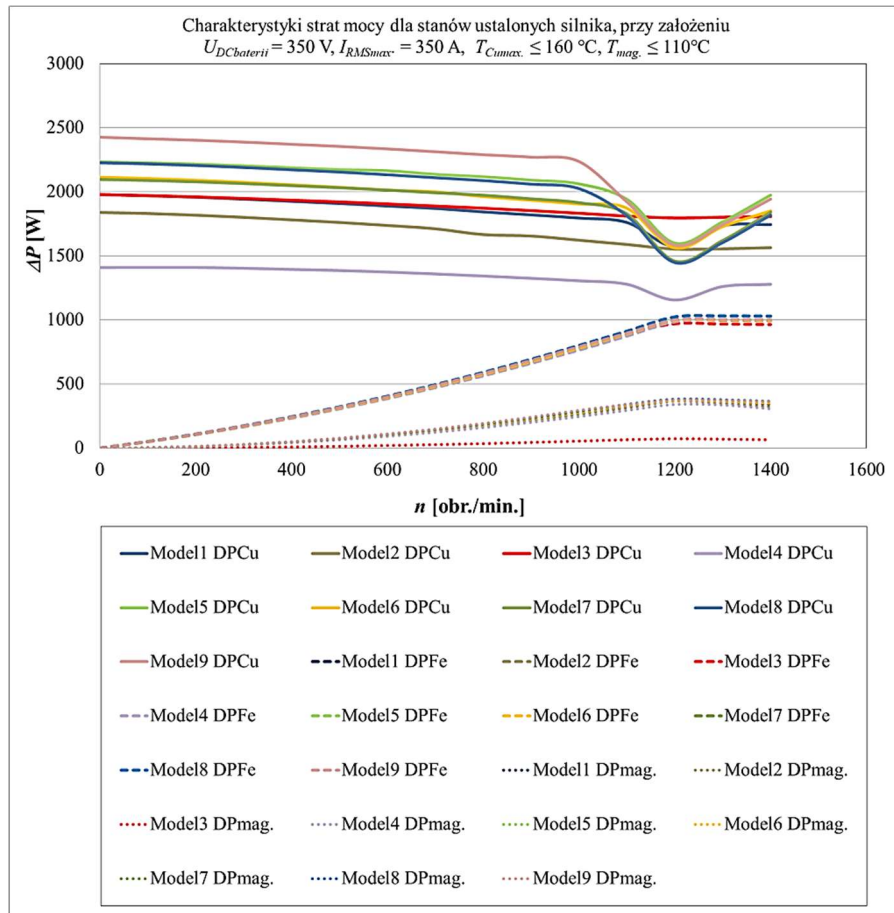
Model 6, z izolacją ceramiczną, ma moment obrotowy wyższy o ok. $\Delta T_m = 27 \text{ N}\cdot\text{m}$ w porównaniu z Modelem 2;

Model 7, wykorzystujący przekładkę ceramiczną pomiędzy czołami uzwojenia a radiatorami bocznymi ma moment obrotowy wyższy o ok. $\Delta T_m = 24 \text{ N}\cdot\text{m}$ w stosunku do Modelu 2;

Model 8, wykorzystujący system rozwiązań konstrukcyjnych analogiczny do Modelu 9, jednak bez zastosowania żywicy epoksydowej o zwiększonej przewodności cieplnej, ma moment obrotowy wyższy o ok. $\Delta T_m = 36 \text{ N}\cdot\text{m}$ niż Model 2.

Dla wszystkich modeli, oprócz Modelu 2 i Modelu 3, charakterystyka momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej przy $n = 1100 \text{ obr./min}$ ulega obniżeniu, a następnie powrotowi do wcześniejszego trendu przy prędkości obrotowej ok. $n = 1300 \text{ obr./min}$. Do tej prędkości obrotowej prądu zasilania (rysunek 9.4) ograniczone były przez dopuszczalną temperaturę uzwojenia $T_{Cu} = 160^\circ\text{C}$ (rysunek 9.6). Ma to związek z założonym ograniczeniem temperatury pracy magnesów trwałych. Zgodnie z założeniami symulacji, przy osiągnięciu przez magnesy temperatury pracy $T_{mag.} = 110^\circ\text{C}$ należy ograniczyć prąd zasilania i pracować z mniejszym momentem obrotowym.

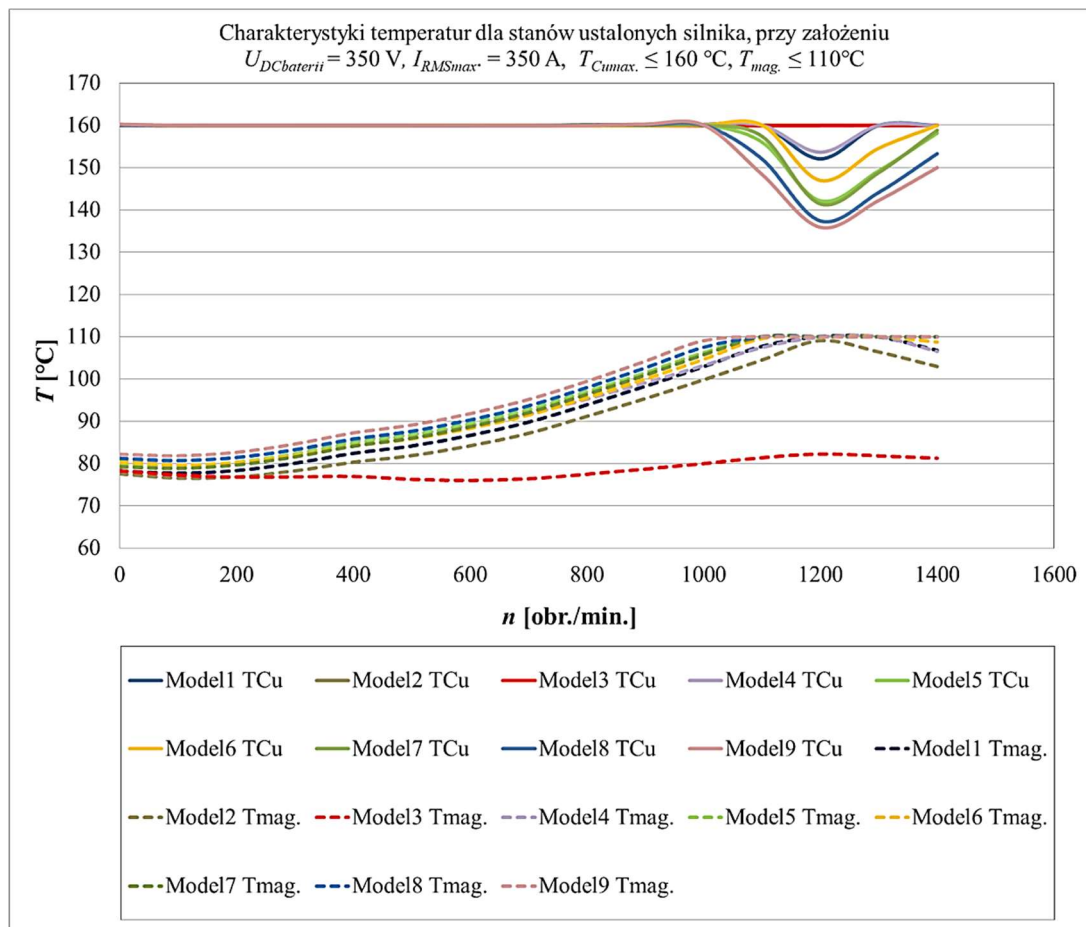
Na rysunku 9.5 przedstawione zostały obliczone charakterystyki strat mocy w silniku w funkcji prędkości obrotowej.



Rys. 9.5. Obliczone charakterystyki straty mocy w funkcji prędkości obrotowej dla silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 60 \text{ mm}$ przy założeniu ustalonych temperatur nie wyższych niż $160 \text{ }^\circ\text{C}$ w uzwojeniu i $110 \text{ }^\circ\text{C}$ w magnesach

Na rysunku 9.5 można zaobserwować jak narastają straty w magnesach trwałych oraz powodowany przez nie wzrost temperatury pracy, która osiąga założoną wartość maksymalną (rysunek 9.6.). Po uzyskaniu przez magnesy temperatury $T_{mag.} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$, silnik zgodnie z przyjętymi założeniami nie może pracować z prądem zasilającym, wynikającym jedynie z ograniczenia temperatury uzwojenia, jak odbywało się to do prędkości $n = 1100 \text{ obr./min.}$ W celu obniżenia temperatury pracy magnesów do wartości dopuszczalnej, silnik musi pracować z coraz niższym prądem zasilania, którego wartość musi maleć wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i wraz z rosnącymi stratami oraz temperaturą magnesów. To zjawisko nie jest stałe, ponieważ jak widać na rysunku 9.4, od prędkości obrotowej równej ok. $n = 1200 \text{ obr./min}$ silnik zaczyna pracować w drugiej strefie sterowania, gdzie jedna składowa prądu zasilającego generuje moment obrotowy, natomiast druga składowa prądu odwzbudza magnesy trwałe. Odwzbudzenie wpływa na zmniejszenie generowanych strat w rdzeniu magnetycznym oraz w magnesach, ale kosztem generowanego momentu obrotowego. Od prędkości ok $n = 1200 \text{ obr./min}$ dopuszczalny prąd zasilania wzrasta wraz z obniżaniem strat i temperatury

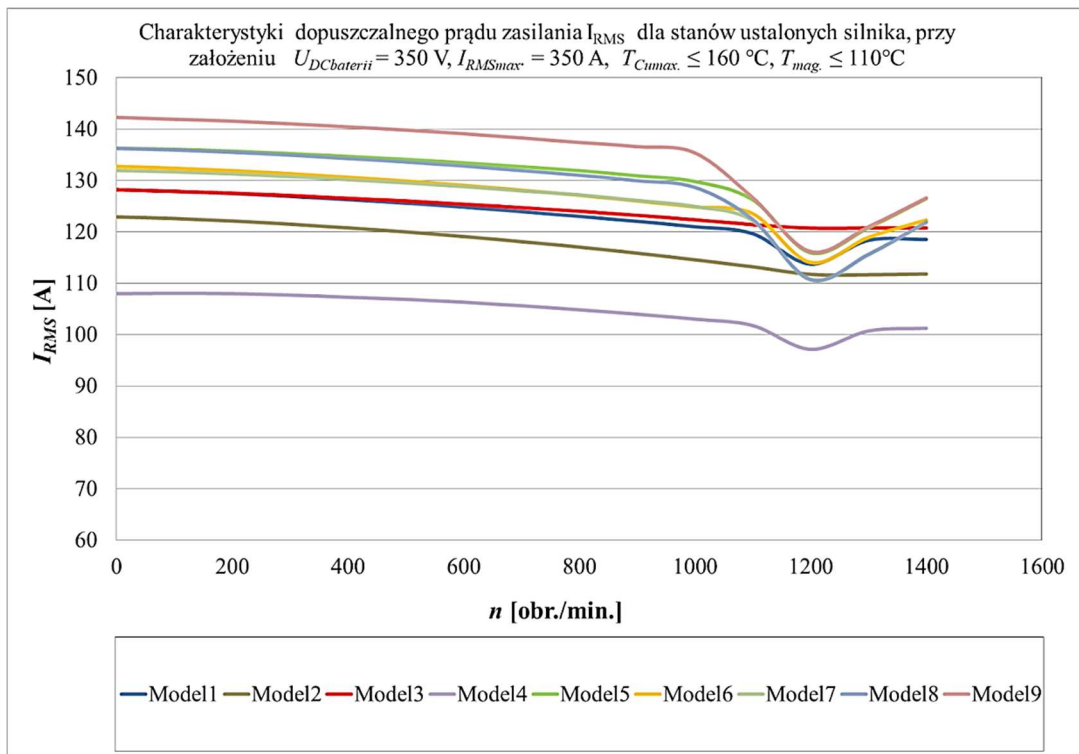
pracy magnesów trwałych, czego efektem jest również wzrost momentu obrotowego przy wyższych prędkościach obrotowych.



Rys.9.6. Obliczone temperatury silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 60 \text{ mm}$ przy założeniu ustalonych temperatur nie wyższych niż 160°C w uzwojeniu i 110°C w magnesach

Model 3, odwzorowuje silnik z rozwiązaniami takimi jak Model 1, ale z zastosowaną dodatkową segmentacją magnesów trwałych. Charakteryzuje się on wyższym, dopuszczalnym momentem obrotowym w całym zakresie prędkości obrotowej. Różnica ta wynika z różnych zjawisk zachodzących w strefach sterowania silnika. W pierwszej strefie sterowania korzystna różnica momentu obrotowego dla Modelu 3 wzrasta wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Jest to podyktowane tym, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i tym samym częstotliwości pracy obwodu elektromagnetycznego zwiększa się różnica strat generowanych w magnesach trwałych, na korzyść rozwiązania z segmentacją (co bardzo dobrze widać na rysunku 9.4), do prędkości obrotowej równej ok. $n = 1100 \text{ obr./min}$. Straty generowane w magnesach trwałych są na podobnym poziomie w całym zakresie pracy we wszystkich modelach za wyjątkiem modelu 3. Tak znaczące ograniczenie strat w magnesach przekłada się na znaczne obniżenie temperatury pracy magnesu. Magnes pracuje w innym punkcie pracy

w stosunku do rozwiązań bez jego segmentacji, co pozwala na generowanie wyższego momentu obrotowego przez silnik przy tym samym prądzie zasilania.



Rys.9.7. Prąd w funkcji prędkości obrotowej silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 60$ mm przy założeniu ustalonych temperatur nie wyższych niż 160°C w uzwojeniu i 110°C w magnesach

Przy krytycznej dla większości modeli prędkości obrotowej ($n = 1200$ obr./min) temperatura magnesu dla Modelu 3 jest znacząco niższa od występującej w innych modelach (za wyjątkiem Modelu 2) o ok. $\Delta T_{mag.} = 30^{\circ}\text{C}$. Temperatura pracy magnesu przy zastosowanej segmentacji jest na tyle niska, że silnik w modelu 3 może pracować z prądem ograniczonym jedynie temperaturą dopuszczalną uzwojenia, co jest widoczne na charakterystykach obliczonych temperatur pracy uzwojenia i magnesów (rysunek 9.6), gdzie temperatura uzwojenia Modelu 3 jest na poziomie dopuszczalnej w założeniach, natomiast w Modelu 1 jest niższa, z powodu konieczności ograniczenia prądu zasilania w celu obniżenia temperatury w magnesach.

Na rysunku 9.7 można zauważyć, że przebieg wartości dopuszczalnego prądu zasilania I_{RMS} dla Modelu 3 obniża się od wartości ok. $I_{RMS} = 130\text{A}$ wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, a następnie utrzymuje na stałej wartości ok. $I_{RMS} = 120\text{A}$ od prędkości obrotowej, przy której rozpoczyna się odwzбудzanie ($n = 1200$ obr./min). Jest to spowodowane obniżeniem strat w rdzeniu magnetycznym, które ma miejsce podczas osłabiania strumienia

magnetycznego od magnesów trwałych i obniżaniem indukcji magnetycznej w rdzeniu stojana. Na rysunku 9.5 widoczne jest jak odwzbudzenie obniża straty mocy w rdzeniu magnetycznym stojana oraz w magnesach trwałych.

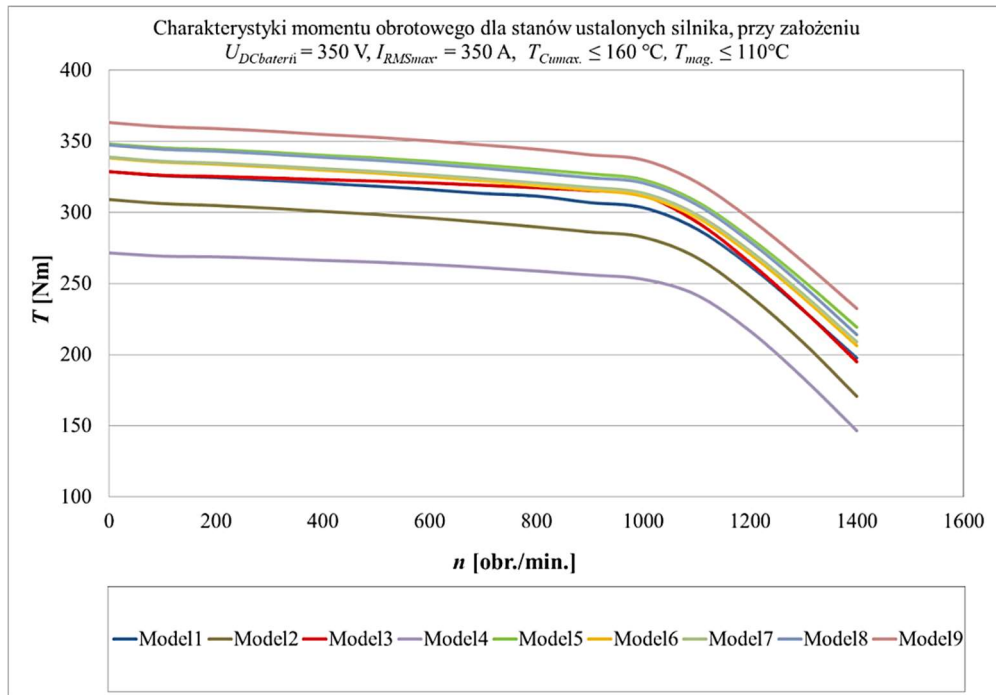
W przypadku Modelu 2, brak radiatora obniżył dopuszczalny prąd zasilania do wartości, przy której temperatura magnesów trwałych jest na granicy temperatury dopuszczalnej. W punkcie pracy przy prędkości obrotowej $n = 1200$ obr./min Model 2 jest na granicy spełnienia obu założonych warunków termicznych.

W Modelu 4 również obserwujemy obniżenie momentu obrotowego w skutek konieczności obniżenia prądu zasilania spowodowanego osiągnięciem temperatury granicznej magnesów, pomimo że dopuszczalny prąd zasilania jest jeszcze niższy niż w Modelu 2. Model 4 charakteryzuje się znacząco niższymi warunkami termicznymi, głównie za sprawą braku żywicy epoksydowej, co sprawia, że przy zbliżonych stratach w rdzeniu magnetycznym, zbliżonych stratach w magnesach trwałych i niższych stratach w uzwojeniu temperatura magnesów trwałych jest również trochę przekroczona.

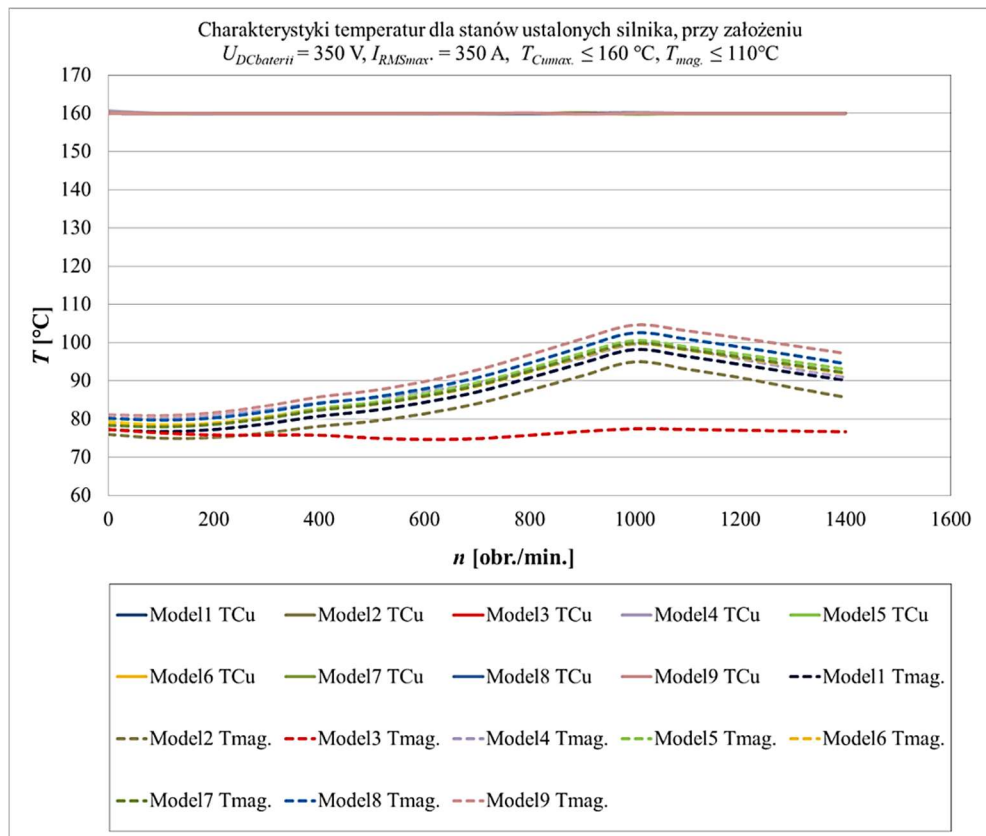
Na rysunku 9.9 można zauważyć, że założona graniczna temperatura magnesów trwałych jest szybciej osiągnięta (przy niższych prędkościach obrotowych) dla rozwiązań, które charakteryzują się pracą z wyższym natężeniem prądu oraz wyższym momentem obrotowym w pierwszej strefie sterowania. Wyjątkiem jest Model 4, w którym brak żywicy epoksydowej pogarsza znacząco stan termiczny obwodu elektromagnetycznego.

Na rysunkach 9.8 – 9.11 zostały przedstawione analogiczne wyniki obliczeń dla pakietu krótszego $L_{Fe} = 50$ mm. Pomimo doboru liczby zwojów tak, aby moment maksymalny obu silników był jednakowy, możliwości termiczne silnika o krótszym pakiecie są mniejsze. Silnik przy założonych dopuszczalnych długotrwale temperaturach uzwojenia i magnesów trwałych może pracować przy niższym momencie obciążenia. Różnica momentu obrotowego pomiędzy silnikami o standardowym rozwiązaniu (Model 2) i różnych długościach pakietu, przy niższych prędkościach obrotowych wynosi $\Delta T_m = 66$ N·m (17,6 %).

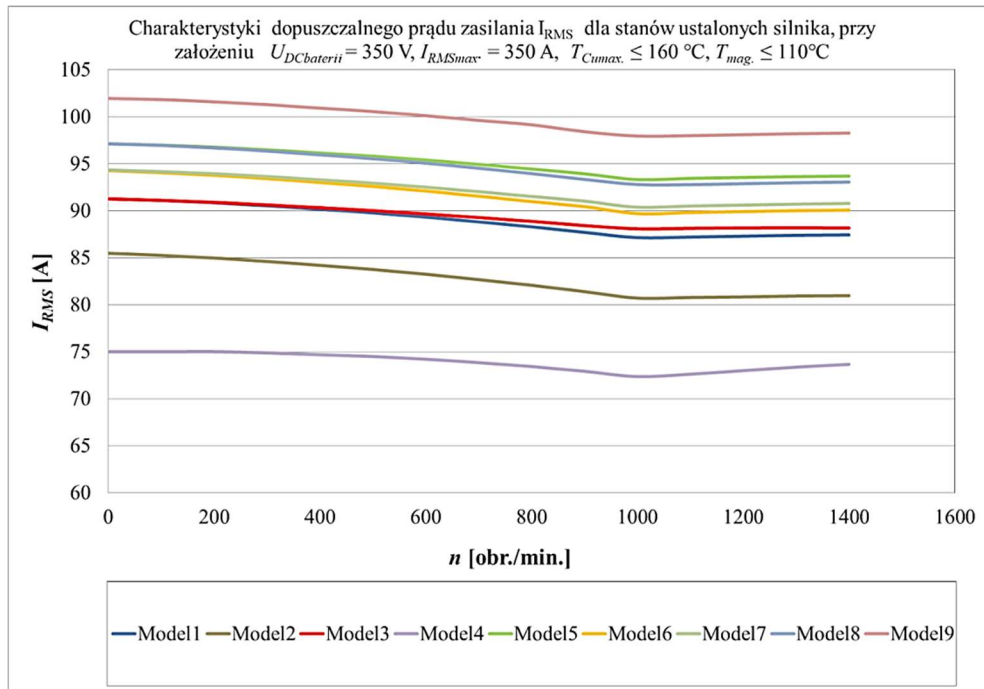
Różnica momentu obrotowego dla pakietu krótszego pomiędzy Modelem 9, a Modelem 2 wynosi $\Delta T_m = 54$ N·m. Zwraca uwagę fakt, że jest to niemal taka sama różnica jak dla silnika z dłuższym pakietem. Uzysk procentowy jest jednak większy, ponieważ punktem odniesienia jest niższy moment obrotowy. W przypadku pakietu dłuższego różnica stanowiła 14,2 %, natomiast dla silnika o krótszym pakiecie stanowi 17,6 %.



Rys. 9.8. Moment w funkcji prędkości obrotowej silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 50 \text{ mm}$ przy założeniu ustalonych temperatur nie wyższych niż $160 \text{ }^\circ\text{C}$ w uzwojeniu i $110 \text{ }^\circ\text{C}$ w magnesach



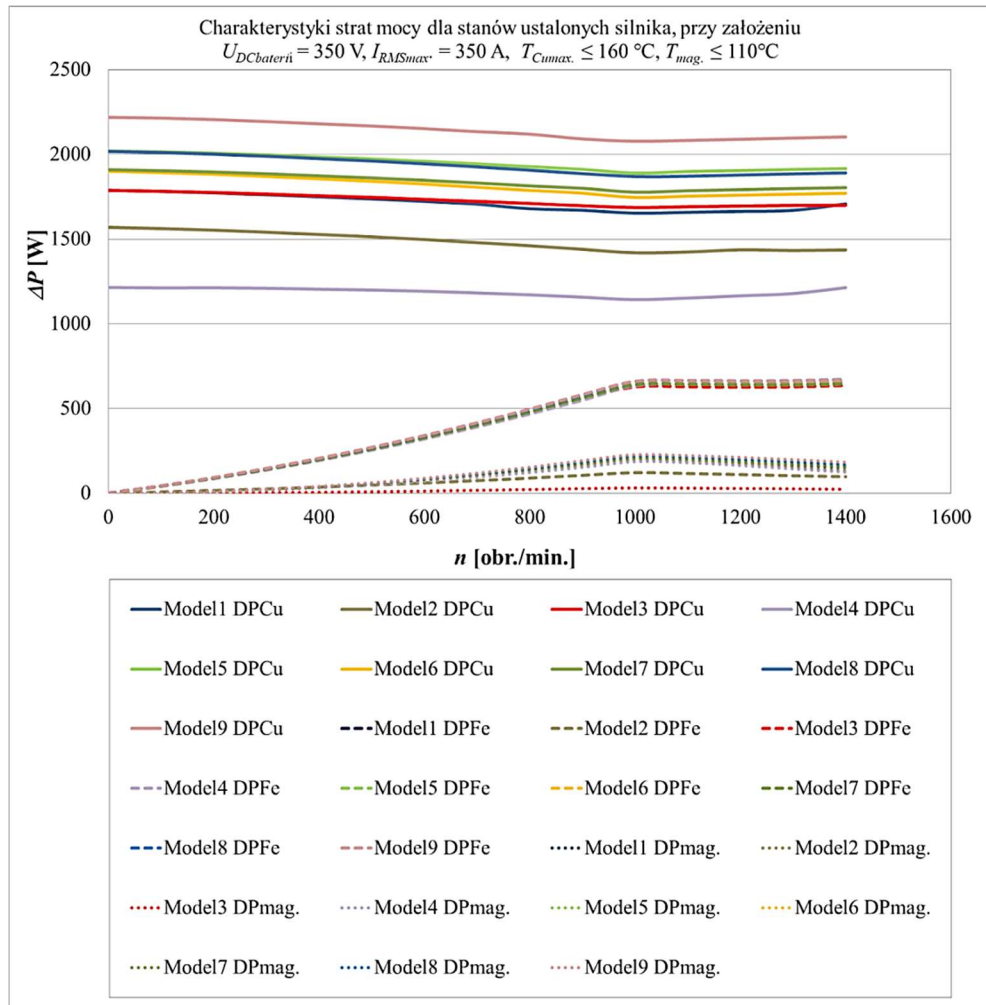
Rys.9.9. Obliczone temperatury w silniku z pakietem o długości $L_{Fe} = 50 \text{ mm}$ przy założeniu ustalonych temperatur nie wyższych niż $160 \text{ }^\circ\text{C}$ w uzwojeniu i $110 \text{ }^\circ\text{C}$ w magnesach.



Rys.9.10. Obliczone charakterystyki prądu silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 50$ mm przy założeniu ustalonych temperatur nie wyższych niż 160°C w uzwojeniu i 110°C w magnesach

W tabeli 9.2 zestawiono wyniki porównawcze momentów ustalonych początkowych dla wszystkich rozwiązań konstrukcyjnych, dla obu długości pakietów rdzenia magnetycznego oraz różnicę procentową pomiędzy rozwiązaniem podstawowym (Model 2), a pozostałymi. Można zauważyć, że silnik z krótszym pakietem nie osiąga założonej maksymalnej temperatury magnesu, dlatego dla wszystkich rozwiązań graniczną temperaturą jest temperatura uzwojenia.

Obliczenia wykazały, że zastosowane rozwiązania konstrukcyjne mają wyższy udział procentowy w zwiększeniu dopuszczalnego momentu obrotowego w pakiecie krótszym. Wynika tego, że korzyści z zastosowania systemu konstrukcyjnego, wykorzystującego proponowane rozwiązania będą procentowo wyższe w silniku, którego wymiar osiowy rdzenia magnetycznego będzie krótszy. W sytuacji, gdy długość silnika należy ograniczyć z powodu braku dostępnej przestrzeni, a inne zmiany konstrukcyjne nie są już możliwe, zastosowanie systemu rozwiązań konstrukcyjnych przyniesie stosunkowo wyższą korzyść w parametrach pracy.



Rys.9.11. Obliczone straty mocy wsilnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 50 \text{ mm}$ przy założeniu ustalonych temperatur nie wyższych niż $160 \text{ }^\circ\text{C}$ w uzwojeniu i $110 \text{ }^\circ\text{C}$ w magnesach

Tab. 9.2. Obliczone różnice momentu obrotowego pomiędzy poszczególnymi wariantami rozwiązań konstrukcyjnych w odniesieniu do Modelu 2.

	$L_{Fe} = 60 \text{ mm}$		$L_{Fe} = 50 \text{ mm}$	
	$\Delta T_m \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$\Delta T_m \text{ [%]}$	$\Delta T_m \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$\Delta T_m \text{ [%]}$
Model 1	- 14,9	- 4,0	- 19,8	- 6,4
Model 3	14,8	3,9	19,7	6,4
Model 4	44,7	11,9	37,3	12,1
Model 5	37,5	10,0	39,3	12,7
Model 6	27,2	7,2	29,5	9,5
Model 7	24,8	6,6	30,0	9,7
Model 8	36,3	9,7	38,5	12,5
Model 9	53,6	14,3	54,4	17,6

Przeprowadzona analiza wykazała, że rozpatrywane rozwiązania konstrukcyjne mogą obniżyć temperaturę pracy silnika i pozwolić na jego pracę z wyższym momentem obrotowym. Długość rdzenia magnetycznego wpływa na procentowy uzysk zastosowania poszczególnych rozwiązań, ponieważ wraz ze zmniejszeniem pakietu zmienia się stosunek udziału poszczególnych rozwiązań w odprowadzaniu ciepła.

Skrócenie pakietu powoduje stosunkowo duży wzrost wpływu na temperaturę pracy rozwiązań w Modelu 2 z dodatkowym radiatorem bocznym. Skrócenie pakietu maszyny sprawia, że mniej ciepła jest przekazywane przez rdzeń magnetyczny, podczas gdy taka zmiana konstrukcyjna nie ma wpływu na wysięg czy wymiar czół ani radiatorów bocznych. W skrajnym przypadku pomniejszania długości rdzenia można sobie wyobrazić sytuację, gdy ciepło z uzwojenia będzie odprowadzane na tym samym poziomie przez czoła co przez rdzeń magnetyczny stojana.

Zastosowanie dodatkowych przekładek/radiatorów korundowych pomiędzy radiatorami bocznymi, a czołami uzwojenia pozwala na skuteczniejsze odprowadzenie ciepła z czół do radiatora i konstrukcji wsporczej, znacząco obniżając rezystancję termiczną pomiędzy czołami uzwojenia a radiatorem bocznym, co skutkuje tym, że po zmniejszeniu długości pakietu różnica w procentowym uzysku momentu obrotowego jest mniejsza, niż w przypadku zastosowania tylko radiatora bocznego. Analogicznie skrócenie pakietu zmniejszyło wpływ zastosowania izolacji żłobkowej o wyższej przewodności cieplnej (Model 6).

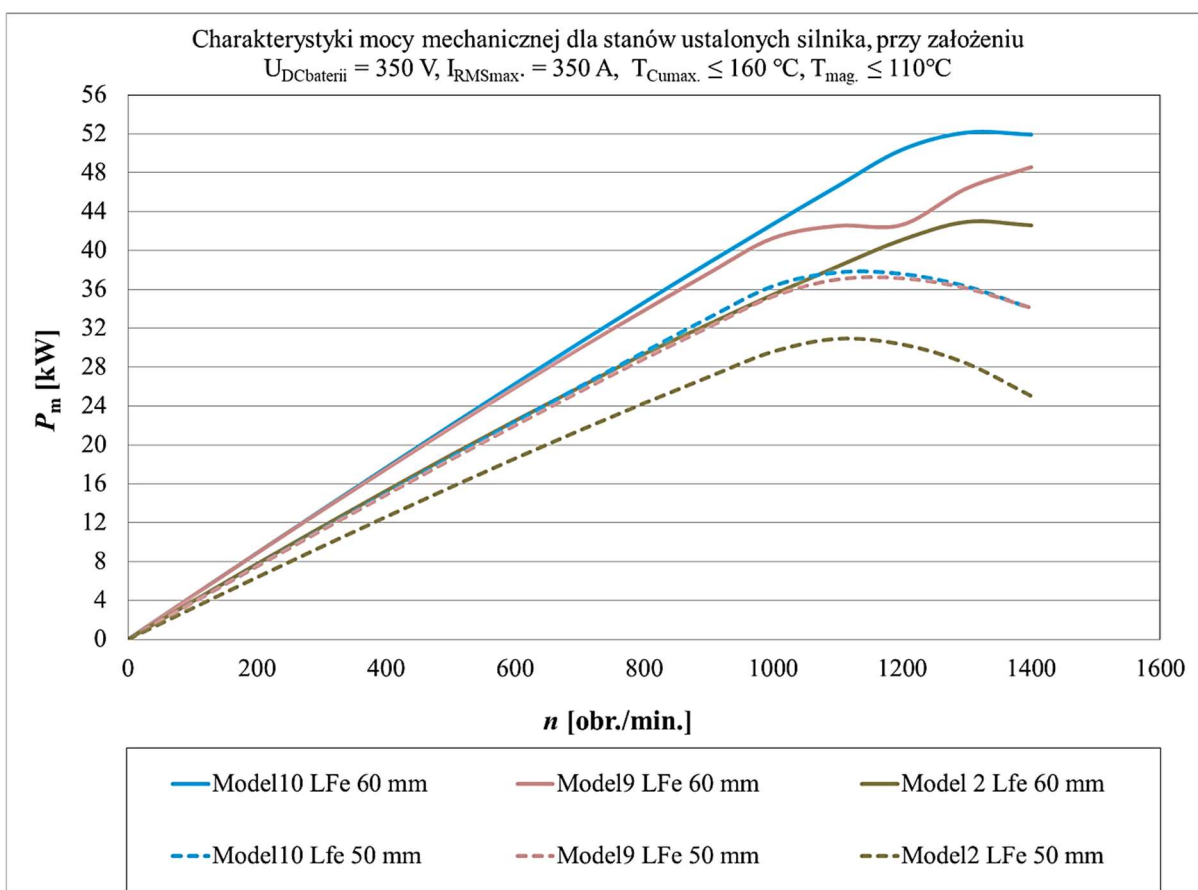
W przypadku zastosowania segmentacji magnesów trwałych należy zwrócić uwagę, że dla obu długości pakietów został zastosowany podział na 5 segmentów, wobec tego w przypadku krótszego pakietu rdzenia magnetycznego, długość osiowa każdego z segmentów została proporcjonalnie zmniejszona. W praktyce dalsze zmniejszanie pakietu rdzenia spowodowałoby konieczność zmniejszenia liczby segmentów.

Wpływ zastosowania żywicy o większej przewodności cieplnej jest również uzależniony ściśle od wypełnienia żłobka uzwojeniem, ponieważ od tego zależy ile żywicy epoksydowej może wypełnić przestrzeń pomiędzy drutami nawojowymi. W skrajnym przypadku, gdy wypełnienie przy uzwojeniu maszynowym byłoby na poziomie bliskim 100 %, wpływ zwiększania przewodności żywicy epoksydowej w części żłobkowej byłby znikomy.

W przeprowadzeniu tego typu analiz istotne jest przygotowanie modelu zgodnie ze stosowaną w zakładzie produkcyjnym technologią oraz na podstawie odpowiednio przeprowadzonych badań laboratoryjnych. Przeprowadzono dodatkową analizę w celu

pokazania pełnego potencjału rozpatrywanych rozwiązań w ujęciu mocowym. W tym celu w kompletnym systemie rozwiązań konstrukcyjnych (Model 9) zastosowano również segmentację magnesów jak w Modelu 3.

Na rysunku 9.12. zostały przedstawione charakterystyki mocy na wale silnika dla obu długości pakietów. Zestawione zostały obliczone moce dla wariantów rozwiązań Modelu 9 i Modelu 10 w odniesieniu do Modelu 2. W przypadku silnika z pakietem krótszym zastosowanie dodatkowo segmentacji magnesów w nieznaczny sposób spowodowało zwiększenie mocy silnika. Znacząca różnica jest widoczna dla silnika z pakietem dłuższym, który bez segmentacji magnesów osiąga założoną temperaturę maksymalną, a jego zakres pracy jest ograniczony przy wyższych prędkościach obrotowych.



Rys.9.12. Moc mechaniczna w funkcji prędkości obrotowych silników z pakietem o długości $L_{Fe} = 60 \text{ mm}$ oraz z pakietem $L_{Fe} = 50 \text{ mm}$ przy założeniu ustalonych temperatur nie wyższych niż $160 \text{ }^\circ\text{C}$ w uzwojeniu i $110 \text{ }^\circ\text{C}$ w magnesach

W przypadku silnika o pakiecie $L_{Fe} = 50$ mm Model 10 z zastosowanymi wszystkimi rozwiązaniami konstrukcyjnymi, względem rozwiązania z samą żywicą epoksydową (Model 2) osiąga maksymalnie moc mechaniczną wyższą o $\Delta P_m = 6,2$ kW (19,3%). Analogicznie silnik o pakiecie dłuższym z zastosowanym systemem rozwiązań konstrukcyjnych w Modelu 10, względem Modelu 2 osiąga maksymalnie moc wyższą o $\Delta P_m = 9,2$ kW (21,4 %).

10. CYKLE JAZDY SAMOCHODU WYKORZYSTANE W BADANIACH SYMULACYJNYCH SILNIKA

Do przeprowadzenia analizy termicznej silnika podczas jazdy samochodu wykorzystano moduł Lab programu ANSYS Motor-CAD, który pozwala na przeprowadzenie symulacji na sprzężonym modelu elektromagnetyczno-cieplnym silnika. W badaniach silnika elektrycznego można zadać różne cykle stosując model utworzony dla wybranego typu samochodu. Na podstawie przebiegu prędkości pojazdu w rozpatrywanym cyklu jazdy, program oblicza zapotrzebowanie na moment obrotowy. Obliczenia można przeprowadzić uwzględniając sprzężenie pola elektromagnetycznego z polem temperatury. Takie obliczenia uwzględniają wpływ temperatury na parametry pracy obwodu elektromagnetycznego.

Model pojazdu jest oparty na analizie sił działających na pojazd podczas jazdy ze stałą prędkością oraz podczas przyspieszania i hamowania.

Poszczególne wzory na siły występujące w modelu pojazdu mają postać [145]:

$$F_R = k_r \cdot m \cdot g \cdot \cos\theta,$$

gdzie:

F_R -siła wywołana oporem toczenia, k_r -współczynnik oporu toczenia, m -masa pojazdu, g -przyspieszenie ziemskie, θ -nachylenie wzniesienia.

$$F_D = \frac{1}{2} \rho (V + V_0)^2 C_d A_f,$$

gdzie:

F_D -siła wywołana oporem aerodynamicznym, ρ -gęstość powietrza, v - prędkość pojazdu, v_0 -prędkość wiatru czołowego, C_d -współczynnik oporu powietrza pojazdu, A_f - powierzchnia czołowa pojazdu.

$$F_C = m \cdot g \cdot \sin\theta,$$

gdzie :

F_C – siła wspinania.

$$F_T = mg(k_r \cos\theta + \sin\theta) + \frac{1}{2}\rho(V + V_0)^2 C_d A_f,$$

gdzie :

F_T – całkowita siła wymagana do stałego ruchu pojazdu

$$F_a = m \cdot a \cdot \delta,$$

gdzie :

F_a – siła dynamiczna wywołana przyspieszeniem pojazdu, δ – współczynnik korygujący masę

$$T_{motor} = \frac{(F_a + F_T) \cdot r_w}{n_d},$$

gdzie:

T_{motor} - moment obrotowy silnika, r_w - promień koła, n_d - przełożenie końcowe

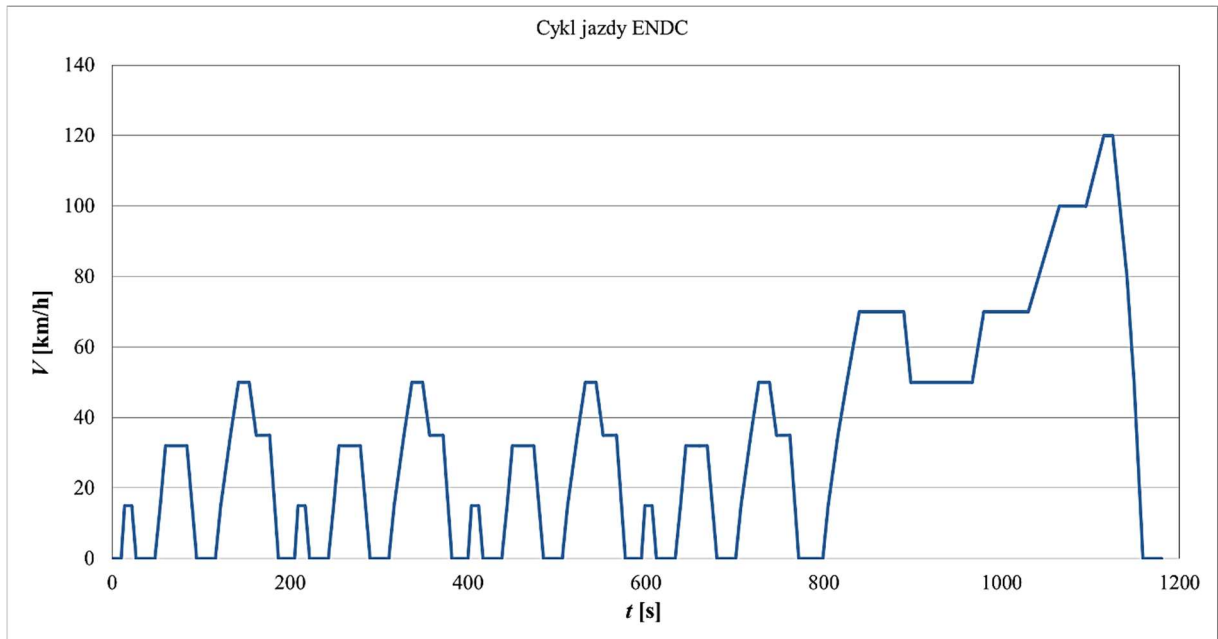
Cykle jazdy są opisane w postaci zestawu punktów na przebiegu prędkości wyznaczonym podczas badań na rzeczywistych pojazdach. Cykle jazdy służą głównie do oceny zużycia paliwa i emisji zanieczyszczeń pojazdu zgodnie z obowiązującymi normami, dla różnych typów pojazdów i z różnymi napędami. Cykl jazdy jest odwzorowany na hamowni podwoziowej, gdzie emisje gazów z rur wydechowych są zbierane i analizowane w celu oceny wskaźników emisji.

Innym badaniem jest test na hamowni silnikowej, gdzie ocena jest wykonywana na podstawie zestawu punktów odpowiadających momentowi obrotowemu i prędkości obrotowej silnika.

Wyróżnia się cykle jazdy:

- a) modalne (rys. 10.1),
- b) przejściowe (rys. 10.2-10.5).

Różnica pomiędzy cyklem modalnym, a przejściowym polega na tym, że cykle modalne są kompilacją okresów przyspieszenia i stałej prędkości. Nie mogą one reprezentować rzeczywistego zachowania kierowcy. Cykle przejściowe (transient) natomiast obejmują wiele zmian prędkości typowych dla warunków jazdy na drogach z przeciętną dynamiką jazdy. Takie cykle mogą być rozpatrywane w obliczeniach termicznych silnika, ponieważ odwzorowują rzeczywistą jazdę przeciętnego kierowcy.



Rys. 10.1. Przebieg ENDC modalnego cyklu jazdy

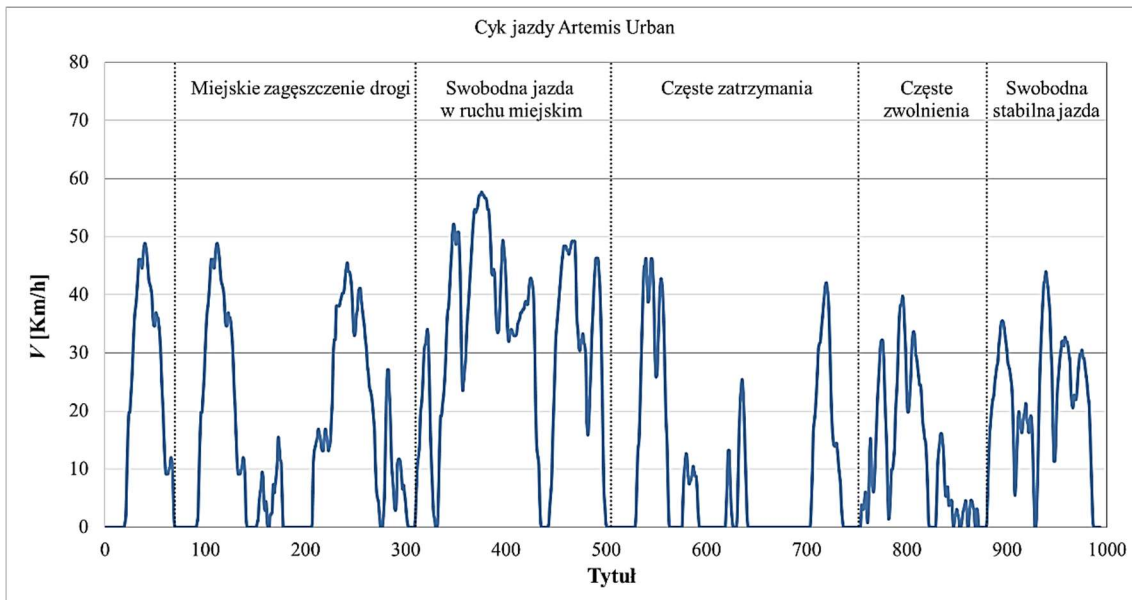
Do przeprowadzenia analizy termicznej silnika wykorzystano cykle przejściowe Artemis [166, 167, 168]:

- a) Artemis Urban,
- b) Artemis Road,
- c) Motorway130,
- d) Motorway150,
- e) oraz cykl US06 [169].

Pierwszym rozważanym cyklem jazdy jest cykl Artemis Urban, reprezentujący przeciętną jazdę miejską. Cykl ten można porównać do jazdy w warunkach miejskich, jakie zwykle występują w strefach zielonych, gdzie mogą jeździć tylko samochody elektryczne.

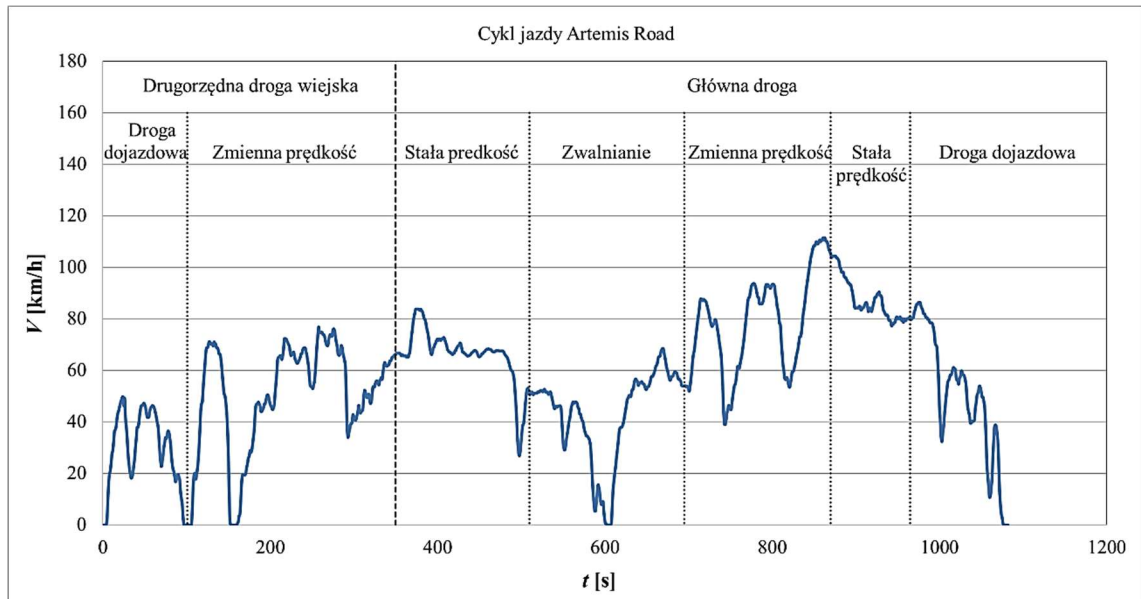
Rysunek 10.2. przedstawia przebieg prędkości pojazdu dla cyklu Artemis Urban. Przebieg składa się z pewnych etapów reprezentujących różne scenariusze jazdy, które wpływają na dynamikę jazdy przeciętnego kierowcy: jazda w typowym natężeniu ruchu miejskiego, jazda w relatywnie małym natężeniu ruchu miejskiego, jazda z częściowymi postojami z powodu dużego zatłoczenia drogi, jazda z niską prędkością w zatłoczonym ruchu oraz swobodna jazda z ograniczoną koniecznością zatrzymań. Maksymalna prędkość pojazdu $V = 57,3$ km/h występuje na etapie jazdy ze stosunkowo małym zagęszczeniem pojazdów.

Prędkość powyżej $V=50$ km/h to 2% całego przebiegu i występuje tylko na tym etapie cyklu. Podczas całego cyklu jazdy postoje stanowią 21% przebiegu, natomiast 77% to ruch pojazdu z prędkością do $V=50$ km/h.



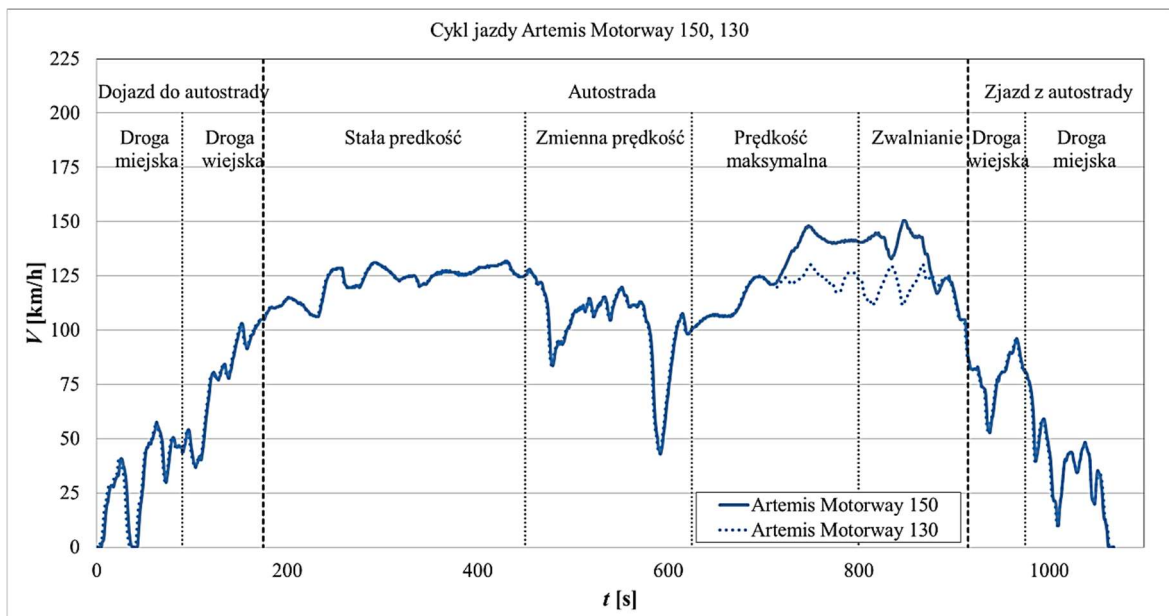
Rys. 10.2. Przebieg prędkości pojazdu w cyklu jazdy Artemis Urban

Kolejnym rozważanym cyklem jest cykl Artemis Road, który reprezentuje jazdę drogą okołomiejską/wiejską. Na rysunku 10.3 przedstawiono przebieg prędkości pojazdu. Cykl składa się z etapów podzielonych na dwie części. Pierwsza część etapów to drugorzędne drogi wiejskie czyli drogi przed włączeniem do ruchu po drodze głównej i ruchu miejskiego. Etap uwzględnia jazdę z nierównomierną prędkością oraz jazdę ze stałą prędkością. Druga część etapów to drogi główne: jazda z nierównomierną prędkością, jazda ze stałą prędkością oraz warunki miejskie. W tym cyklu jazdy dominuje średni zakres prędkości pojazdu (59%) od $V = 50$ km/h do $V = 90$ km/h.



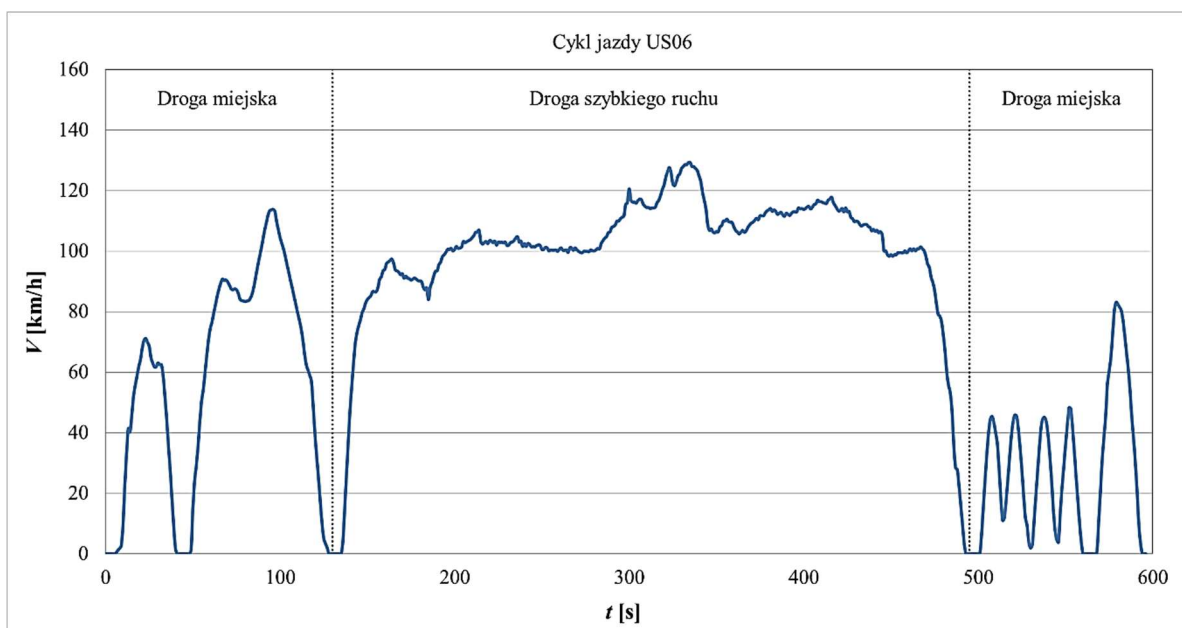
Rys. 10.3. Przebieg prędkości pojazdu w cyklu jazdy Artemis Road

Ostatnimi cyklami z grupy Artemis są Motorway130 i Motorway150 (rys 10.4). Cykle te odzwierciedlają jazdę autostradą do prędkości maksymalnej $V = 130$ km/h oraz do prędkości maksymalnej $V = 150$ km/h. Cykle różnią się między sobą tylko fragmentem jazdy z prędkością maksymalną. Cykl podzielony jest na etapy: przed wjazdem na autostradę: miejski i szosowy, jazda po autostradzie ze stałą prędkością do ok. $V = 130$ km/h, jazda ze stałą prędkością do $V = 150$ km/h i ze zmienną prędkością do zjazdu z autostrady.



Rys. 10.4. Przebieg prędkości pojazdu w cyklu jazdy Artemis Motorway 150 i Motorway 130

Ostatnim, rozpatrywanym cyklem jest cykl US06 (rys.10.5). Został on opracowany w celu odzwierciedlenia bardzo dynamicznej jazdy z uwzględnieniem dużej prędkości oraz szybkiego przyspieszenia. Czas cyklu wynosi ok $t = 10$ min i obejmuje trasę o długości $s = 13$ km. Średnia prędkość wynosi $V_{av.} = 77$ km/h, natomiast prędkość maksymalna wynosi ok. $V_{max.} = 130$ km/h. Cykl uwzględnia cztery zatrzymania oraz przyspieszenie $\Delta V/\Delta t = 13,62$ km/s, do maksymalnej prędkości. Ten cykl również został podzielony na dwa obszary: w warunkach miejskich oraz na obszar na drodze szybkiego ruchu. Cykl zawiera także dynamiczny manewr na końcu, podczas jazdy drogą miejską.



Rys. 10.5. Przebieg prędkości pojazdu w cyklu jazdy US06

W tabeli 10.1 przedstawiono zestawienie głównych informacji o wybranych do rozpatrzenia w pracy cyklach jazdy, a w tabeli 10.2 przyjęte do obliczeń parametry pojazdów. Współczynnik oporu pojazdu, którego wartości dla różnych pojazdów są zamieszczone w tabeli jest zależy od indywidualnego kształtu pojazdu i związanego z nim oporu powietrza [170, 171]. Współczynnik oporu toczenia jest zależny od typu opony. Obecnie opracowywane są specjalne opony dla samochodów elektrycznych, które charakteryzują się niższym współczynnikiem oporu toczenia [172]. W przeprowadzonych obliczeniach przyjęto wartości 0,007 dla opon dedykowanych i 0,02 dla opon standardowych.

Tab. 10.1. Parametry rozpatrywanych cykli jazdy.

Parametr	Artemis	Artemis	Motorway	Motorway	US06
	Urban	Road	130	150	
Czas jazdy [s]	993	1082	1068	1068	596
Dystans na drodze [km]	4.874	17.275	28.737	29.547	12.89
Średnia prędkość pojazdu [km/h]	17.7	57.5	96.9	99.6	77,84
Maksymalna prędkość pojazdu [km/h]	57.3	111.1	131.4	150.4	129
Procentowy udział zakresu prędkości w cyklu [%]					
Postój ($V = 0$ km/h)	21	2	1	1	6,7
Prędkość niska ($0 < V \leq 50$ km/h)	77	32	15	14	23
Prędkość średnia ($50 < V \leq 90$ km/h)	2	59	14	14	13,3
Wysoka prędkość ($V > 90$ km/h)	0	7	70	71	57

Tab.10.2. Przyjęte do obliczeń parametry modeli różnych samochodów

Parameter	Nissan Leaf	SUV	Fiat Ducato	Jednostka
	Wartość			
Masa pojazdu	1,82	2	3,3	t
Powierzchnia czołowa pojazdu	2,3	3	4,4	m ²
Promień koła	0,3	0,3	0,35	m
Współczynnik oporu toczenia pojazdu	0,007	0,007	0,02	-
Współczynnik oporu pojazdu	0,28	0,4	0,31	-
Współczynnik korekcji masy	1,04	1,04	1,035	-
Gęstość powietrza	1,225	1,225	1,225	kg/m ³
Przełożenie mechaniczne	1	1	1	-
Udział silnika elektrycznego w momencie napędowym	0,5	0,5	0,5	-
Udział silnika elektrycznego w momencie hamującym	0,25	0,25	0,25	-

Założona masa pojazdu stanowi masę własną pojazdu wraz z masą pasażerów lub masą ładunku. Powierzchnia czołowa i promień koła zostały określone na podstawie wymiarów charakterystycznych samochodu. Współczynnik korekcji masy (Mass Correction Factor) zwany inaczej współczynnikiem bezwładności obrotowej, kompensuje wzrost masy pojazdu z powodu masy wirującej na pokładzie. Przełożenie przekładni (Gear ratio) jest równe 1, ponieważ rozważamy napęd bezpośredni. Stosunek wymaganego do poruszania się pojazdu momentu obrotowego (Motoring Torque Ratio) jest równy 0,5, ponieważ zakładamy, że każdy z dwóch silników generuje połowę potrzebnego momentu obrotowego. W przypadku napędu na 4 koła, współczynnik jest równy 0,25.

Przełożenie momentu obrotowego (Generating Torque Ratio) stanowi współczynnik udziału momentu hamującego, generowanego przez silnik w procesie hamowania. Hamowanie w samochodach elektrycznych, wykorzystujące rekuperację energii bazuje na hamulcach hydraulicznych oraz momencie hamującym wytwarzanym przez silnik w zakresie pracy generatorowej. Z tego powodu rozkład siły hamującej na osie może być różny. Analogicznie w różnym stopniu mogą być obciążone silniki podczas zmiennych warunków jazdy. W pozycji [173] autor zakłada prosty, stały stosunek rozłożenia momentu hamującego pomiędzy osią przednią i tylną wynoszący 0,7. Jest to rozwiązanie uproszczone, nie wykorzystujące w pełni potencjału zmiennego stosunku rozłożenia momentu hamującego w kołach, w napędach z silnikami rozproszonymi, jakie stanowią silniki w kołach czy silniki przy kołach (działających z przełożeniem lub bez).

W zaproponowanym pojeździe z czterema silnikami w kołach, w pozycji [174] przedstawiony został dynamiczny model hamowania, który uwzględnia wiele zmiennych, takich jak udział hamulców przednich i tylnych, czy podział momentu hamulcowego na mechaniczny i elektryczny z podziałem na każdą oś napędową. Algorytm pozwala na osiągnięcie lepszej równowagi pomiędzy stabilnością hamowania, a maksymalnym odzyskiem energii. Autorzy pozycji [175] proponują z kolei zastosowanie maksymalnego momentu hamującego generowanego przez silnik przy danej prędkości obwodowej, biorąc pod uwagę dostępny moment obrotowy w aktualnym punkcie pracy oraz poziom naładowania akumulatora (SOC). W pozycji [176] autorzy rozpatrują użycie stałego podziału stosunku hamowania ze zwiększonym udziałem na pierwszą oś napędową, wykorzystując maksymalny moment obrotowy, jaki może zapewnić silnik. W publikacji [177] zaproponowana jest metoda optymalizacji rozłożenia momentu hamującego elektrycznego i mechanicznego w poszczególnych kołach wykorzystująca logikę rozmytą również na moment obrotowy oraz

SOC. W pracach [178, 179] autorzy, bazując na parametrach silnika przy pracy generatorowej, wykorzystują maksymalne możliwości hamowania silnikiem w połączonym procesie hamowania obejmującym hamowanie rekuperacyjne i hamowanie cierne. Zaprezentowana w publikacji symulacja oraz przeprowadzone testy pokazują, że układ hamulcowy i zaproponowany algorytm sterowania kooperacyjnego hamowania odzyskowego zapewniają wymaganą siłę hamowania, realizując wspólne hamowanie rekuperacyjne i cierne.

Obecnie, zgodnie z cytowanymi publikacjami naukowymi oraz przedstawionymi na początku pracy wytycznymi odnośnie kierunków rozwoju napędów elektrycznych w Europie, dąży się do zwiększania zakresu hamowania rekuperacyjnego w pojazdach.

W symulacjach uwzględniono różny udział hamowania rekuperacyjnego w celu sprawdzenia jaki ma ono wpływ w danym cyklu jazdy samochodu na pracę silnika.

Hamowanie rekuperacyjne umożliwia zwiększenie zasięgu pojazdu, jednak dla silnika oznacza ono dodatkowe obciążenie termiczne. Silnik o kompaktowej konstrukcji należy zatem projektować uwzględniając założony udział hamowania rekuperacyjnego.

11. BADANIA SYMULACYJNE SILNIKA W RÓŻNYCH CYKLACH JAZDY SAMOCHODU ELEKTRYCZNEGO

Symulacje przeprowadzono dla modelu samochodu Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w piastach kół.



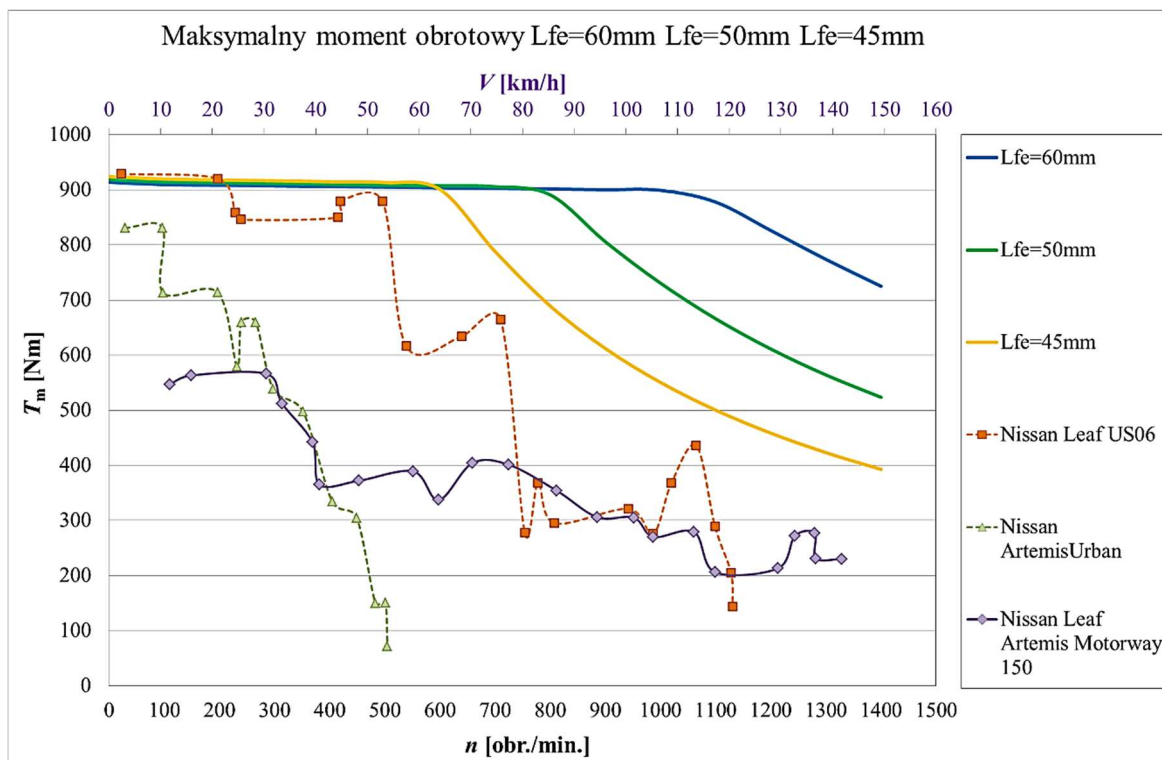
Rys.11.1. Samochód Nissan Leaf rozpatrywany w symulacjach pracy napędu z dwoma silnikami w kołach

W pierwszej kolejności wykonano obliczenia dla trzech różnych długości rdzenia magnetycznego silnika:

- a) $L_{Fe} = 60$ mm,
- b) $L_{Fe} = 50$ mm,
- c) $L_{Fe} = 45$ mm.

Liczba zwojów była dobierana tak, aby moment maksymalny silnika przy założonym maksymalnym prądzie zasilania I_{RMS} był taki sam. Rdzenie magnetyczne rozpatrywanych silników różnią się jedynie długością.

Na rysunku 11.2 zostały przedstawione charakterystyki momentu maksymalnego trzech rozpatrywanych silników. Przebieg charakterystyk można podzielić na strefy z uwagi na sposób sterowania silnika. Pierwsza strefa sterowania obejmuje zakres pracy silnika ze stałym momentem obrotowym. Druga strefa sterowania obejmuje zakres pracy silnika, w którym silnik jest odwzbudzany.



Rys.11.2. Obliczone charakterystyki maksymalnych momentów obrotowych silnika dla różnych długości rdzenia magnetycznych z naniesionymi maksymalnymi momentami obrotowymi występującymi dla rozpatrywanego modelu samochodu Nissan Leaf, dla cyklu jazdy Artemis Urban, Artemis Motorway150 oraz US06

Charakterystycznym punktem pracy silnika, przy danych parametrach zasilania (przy danym napięciu zasilania i prądzie zasilania) jest tzw. punkt bazowy, który jest punktem pracy ze stałym momentem obrotowym przy najwyższej prędkości obrotowej. Punkt bazowy przesuwa się do coraz mniejszych prędkości obrotowych wraz ze zmniejszeniem długości rdzenia magnetycznego. Dla porównania silnik z najdłuższym pakietem dysponuje momentem maksymalnym do prędkości samochodu równej ok. $V = 110\text{km/h}$, podczas gdy silnik z pakietem najkrótszym dysponuje tym samym momentem maksymalnym do prędkości samochodu równej $V = 60\text{km/h}$.

Dodatkowo na rysunku 11.2 przedstawiono zależności maksymalnych momentów obrotowych silnika od prędkości obrotowej, jakie wymagają dla zamodelowanego pojazdu

cykle jazdy: Artemis Urban, Artemis Motorway 150 oraz US06. Zwraca uwagę fakt, że cykl jazdy Artemis Urban mieści się w przedziale prędkości obrotowej w pierwszej strefie sterowania wszystkich trzech silników.

Zgodnie z oczekiwaniami najbardziej wymagającym cyklem jest cykl US06, który charakteryzuje się najwyższym, wymaganym momentem obrotowym zarówno w pierwszej, jak i w drugiej strefie sterowania.

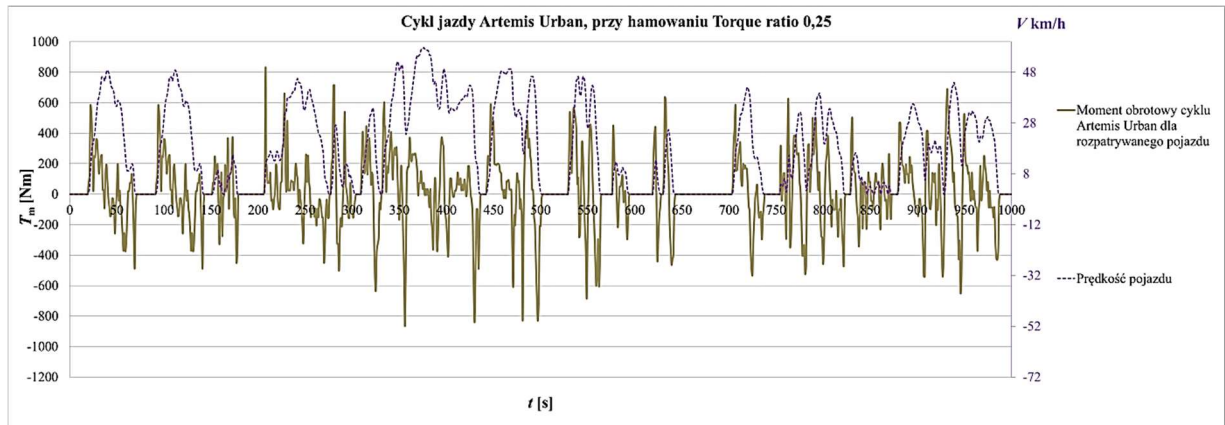
Skrócenie rdzenia magnetycznego skutkuje zmniejszeniem masy obwodu elektromagnetycznego, ale również ogranicza zakres pracy silnika w drugiej strefie sterowania. Masa obwodu elektromagnetycznego silnika o długości rdzenia równej $L_{Fe} = 45$ mm wynosi ok. $m = 15,5$ kg, silnika o długości rdzenia $L_{Fe} = 50$ mm wynosi ok. $m = 17$ kg, natomiast silnika o długości rdzenia $L_{Fe} = 60$ mm oraz $2p = 32$, dla którego wykonano prototyp, wynosi $m = 20$ kg.

Z powodu konieczności zwiększania liczby zwojów w celu zwiększenia momentu maksymalnego silników ze skróconymi długościami rdzenia magnetycznego, przy zachowaniu takiego samego wypełnienia żłobka stojana miedzią, konieczne jest zastosowanie cieńszego przewodu nawojowego. Bez zmiany liczby zwojów moment maksymalny silnika nie spełniłby wymagań momentowych wszystkich rozpatrywanych cykli jazdy. Ma to bezpośrednie przełożenie na zwiększenie strat mocy generowanych w uzwojeniu przy tym samym prądzie zasilania. Istotne jest, że gdy długość rdzenia magnetycznego jest mniejsza, to zmniejsza się również powierzchnia oddawania ciepła pomiędzy uzwojeniem, a układem chłodzenia.

Do symulacji przyjęto odwzorowany układ chłodzenia z radiatorem bocznym, opisany jako Model 1.

11.1.Cykl jazdy Artemis Urban

Pierwszym analizowanym cyklem był cykl Artemis Urban. Na rysunku 11.3 został przedstawiony obliczony przebieg wymaganego momentu obrotowego w czasie trwania cyklu. Dla przeprowadzenia analizy, na wykresie przedstawiono również przebieg prędkości pojazdu w trakcie cyklu. Obliczenia zostały wykonane dla współczynnika hamowania rekuperacyjnego równego 0,25. Z przebiegów wynika, że najwyższy moment obrotowy jest wymagany po około 200 s podczas ruszania pojazdu oraz po około 350 s podczas hamowania.

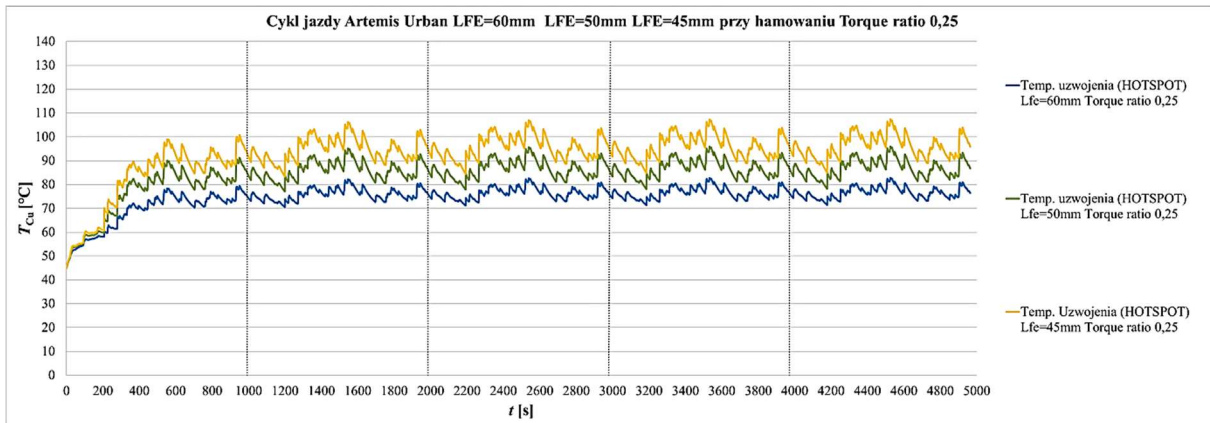


Rys.11.3. Obliczony przebieg wymaganego momentu obrotowego silnika w samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Urban (współczynnik udziału silnika w momencie hamowania 0,25)

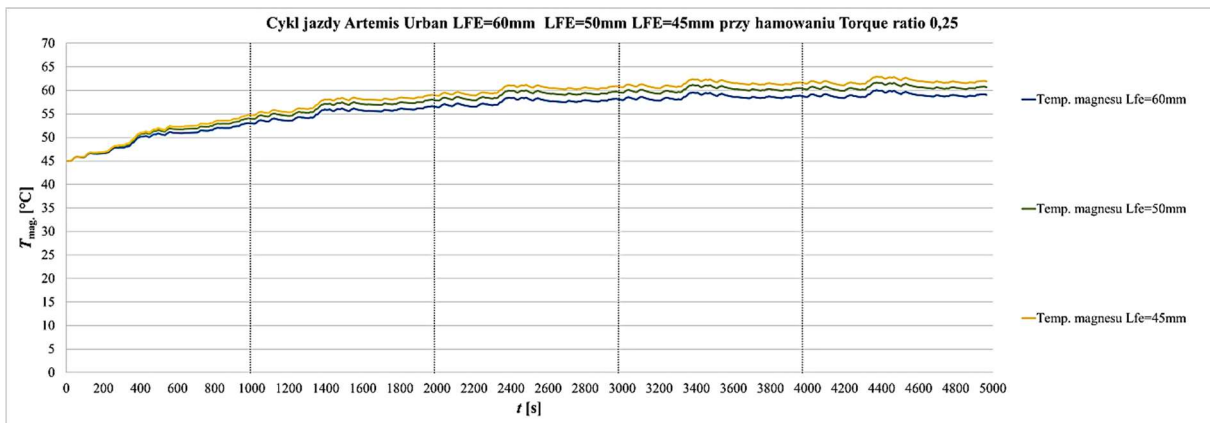
Na rysunku 11.4a zostały przedstawione przebiegi temperatur w silniku dla cyklu powtórnego 5 razy. Zgodnie z oczekiwaniami temperatura uzwojenia osiąga najwyższe wartości dla silnika z najkrótszym pakietem. Maksymalna temperatura dla silnika z najkrótszym pakietem wyniosła $T_{Cu} = 108^{\circ}\text{C}$ w ostatnim powtórzeniu cyklu i jest o około $\Delta T_{Cu} = 26^{\circ}\text{C}$ wyższa od temperatury silnika z pakietem najdłuższym. Osiągnięte temperatury pracy uzwojenia silnika są stosunkowo niskie w stosunku do temperatury dopuszczalnej izolacji żłobkowej, drutu nawojowego oraz żywicy epoksydowej.

Podobnie temperatury pracy magnesów trwałych we wszystkich silnikach nie przekroczyły wartości $T_{mag} = 65^{\circ}\text{C}$, co jest temperaturą bezpieczną, zwłaszcza przy braku odwzbudzenia. Różnica temperatury magnesów silnika z najdłuższym i najkrótszym pakietem nie przekracza $\Delta T_{mag} = 4^{\circ}\text{C}$. Analogicznie różnica temperatur w rdzeniu magnetycznym stojana pomiędzy silnikami o skrajnie różnych długościach rdzeni wynosi w zębie przy szczelinie powietrznej ok. $\Delta T_{z\acute{a}b.} = 10^{\circ}\text{C}$ i w jarzmie ok. $\Delta T_{jarzmo.} = 5^{\circ}\text{C}$.

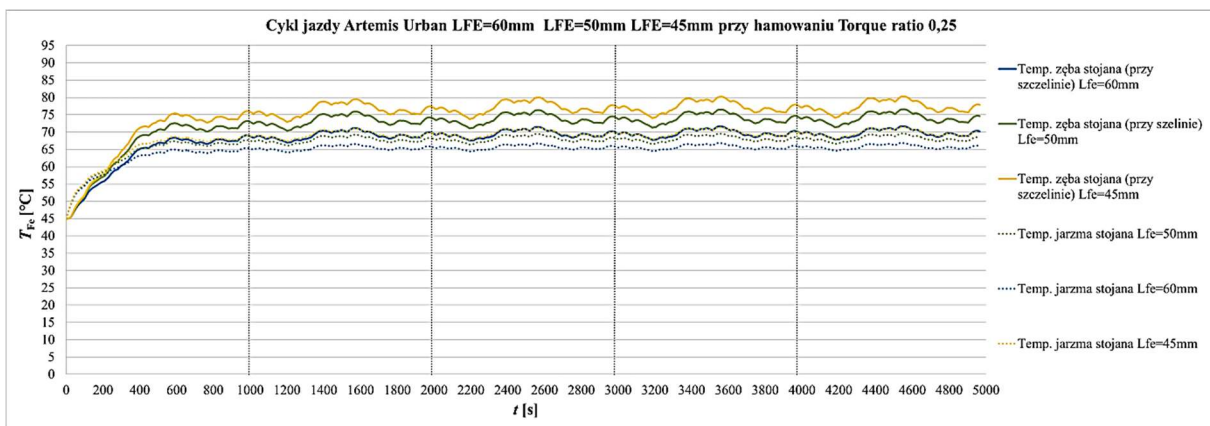
Na rysunku 11.5 przedstawiono obliczone przebiegi straty mocy w uzwojeniu, w magnesach trwałych i w rdzeniu magnetycznym stojana. Na rysunkach 11.5a,b,c zestawiono wyniki obliczeń dla trzech długości rdzenia magnetycznego. Straty mocy w uzwojeniu zgodnie z oczekiwaniami wzrastają wraz ze zmniejszaniem długości rdzenia, a różnica temperatur pomiędzy modelami silnika wzrasta z natężeniem prądu. Straty w magnesach i w rdzeniu magnetycznym maleją wraz ze zmniejszaniem się długości rdzenia magnetycznego.



a)

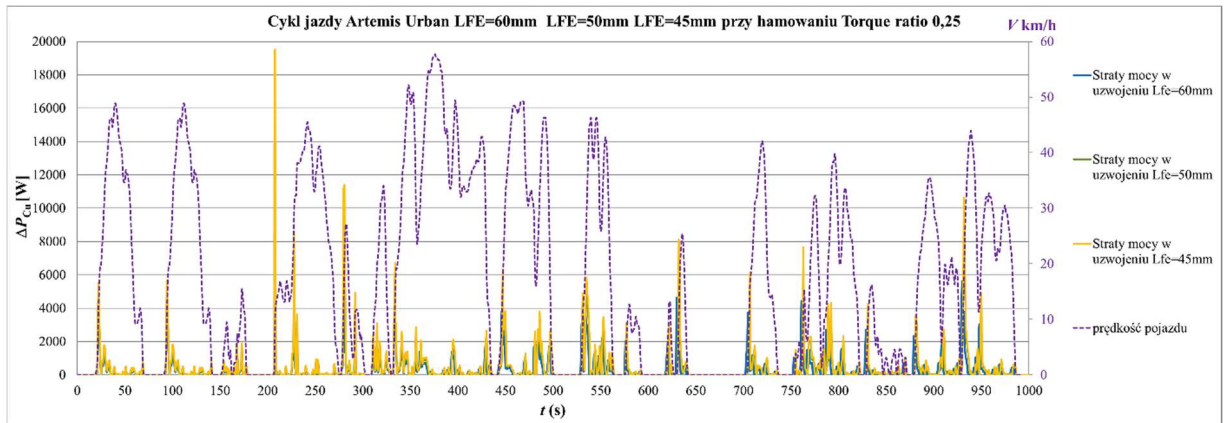


b)

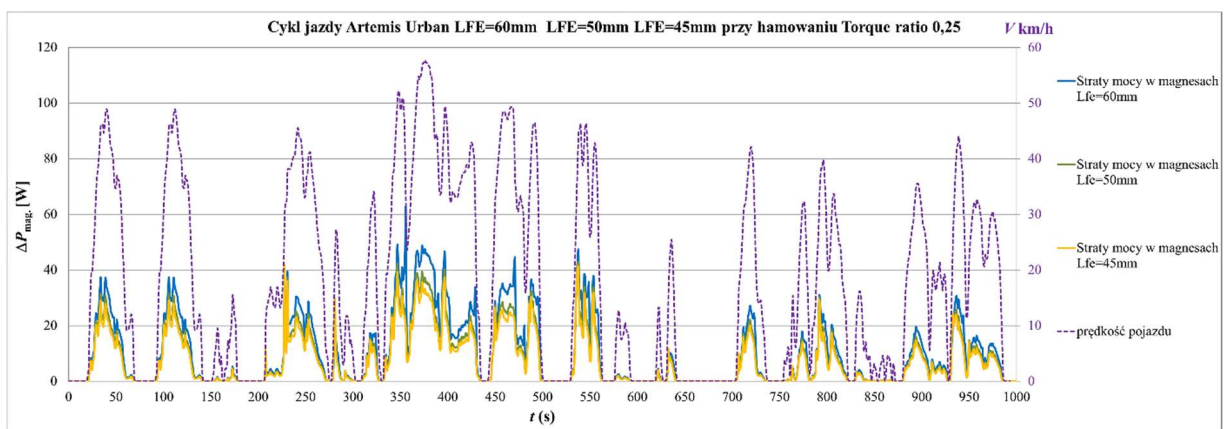


c)

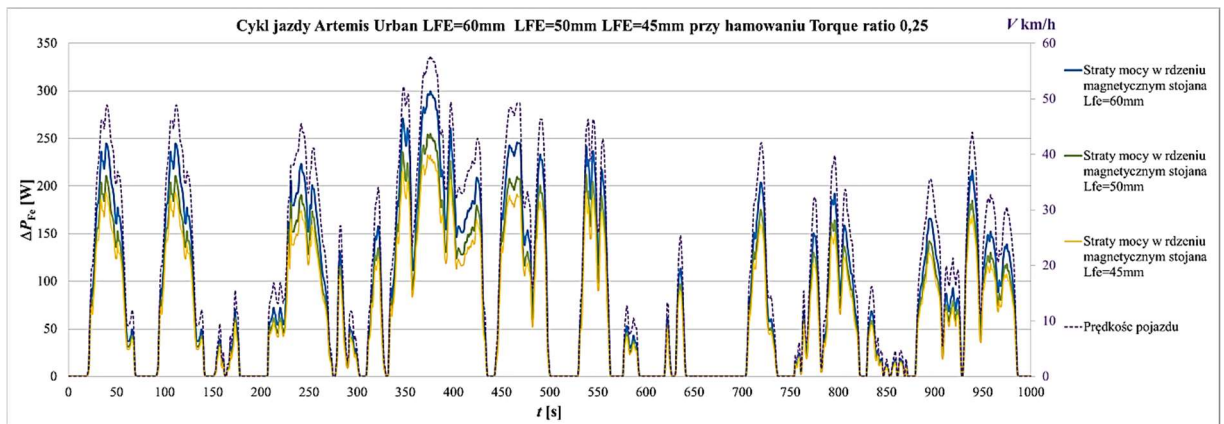
Rys.11.4. Obliczony przebieg temperatur poszczególnych elementów silnika (dla trzech długości rdzenia) w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Urban powtórzonym 5 razy (współczynnik udziału w momencie hamowania 0,25): a) temperatura maksymalna uzwojenia b) temperatura magnesów c) temperatura rdzenia magnetycznego stojana



a)



b)



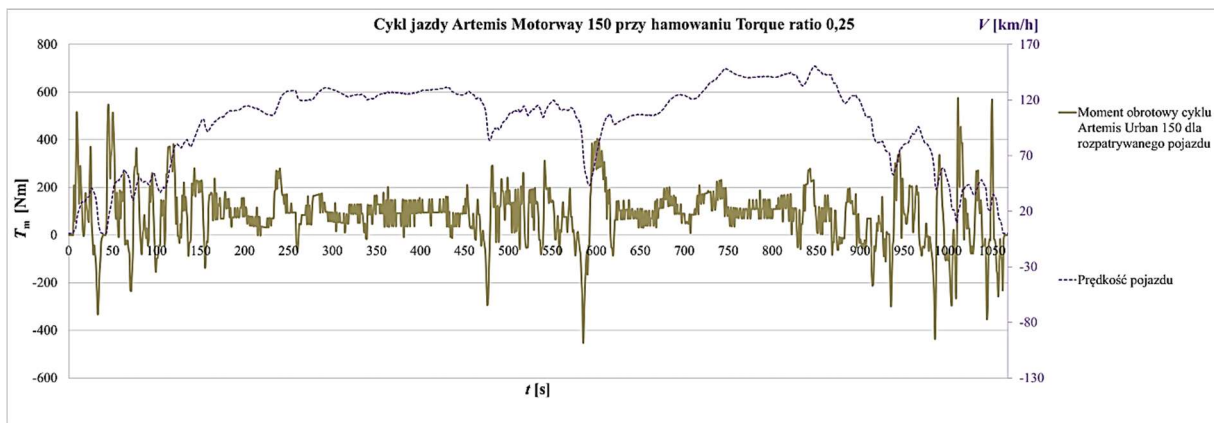
c)

Rys.11.5. Obliczony przebieg strat mocy silnika (dla trzech długości rdzenia) w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Urban; a) w uzwojeniu b) w magnesach c) w rdzeniu magnetycznym stojana

11.2. Cykl jazdy Artemis Motorway 150

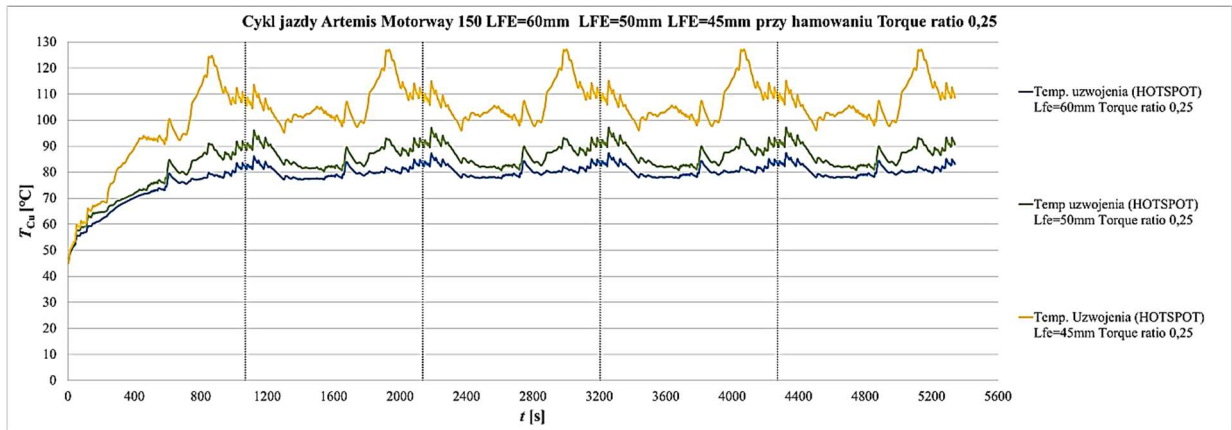
Kolejnym przeanalizowanym cyklem jazdy jest cykl Artemis Motorway 150. Cykl obejmuje jazdę samochodu z prędkością wyższą niż w zakresie jazdy miejskiej, wymuszając pracę silnika w drugiej strefie sterowania. W tym zakresie silniki pracują w różnych warunkach zasilania. Im krótszy pakiet rdzenia magnetycznego, tym silnik musi pracować z większym odzwzudaniem. Następstwem tego jest konieczność zasilania silnika wyższym prądem, aby uzyskać wymagany moment obrotowy.

Na rysunku 11.6 został przedstawiony przebieg wymaganego momentu obrotowego silnika w rozpatrywanym cyklu. Można zauważyć, że najwyższe momenty obrotowe są wymagane przy niższych prędkościach, przy symulowanych dojazdach na autostradę (do około $V = 70$ km/h), natomiast przy wyższych prędkościach pojazdu wymagany moment obrotowy jest niższy.

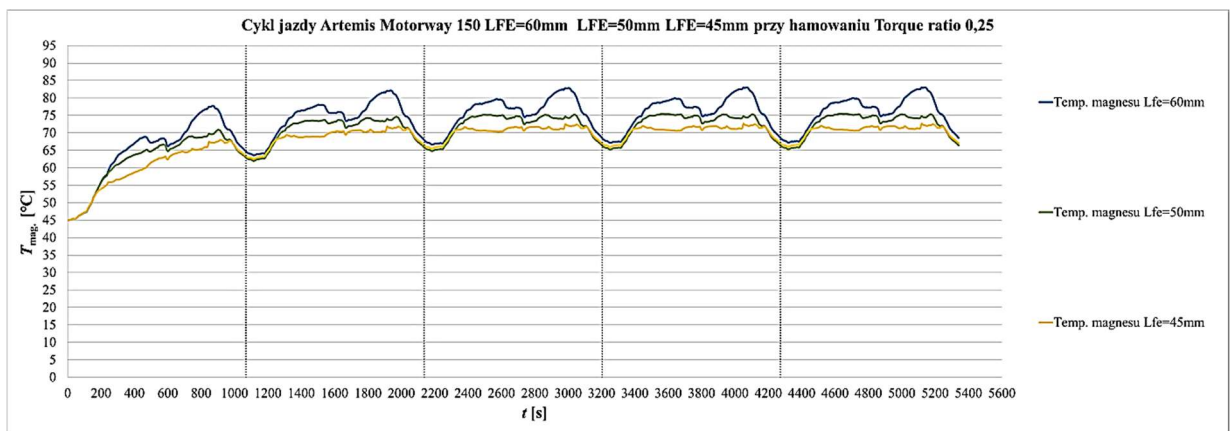


Rys. 11.6. Obliczony przebieg wymaganego momentu obrotowego silnika w samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Motorway 150 (współczynnik udziału silnika w momencie hamowania 0,25)

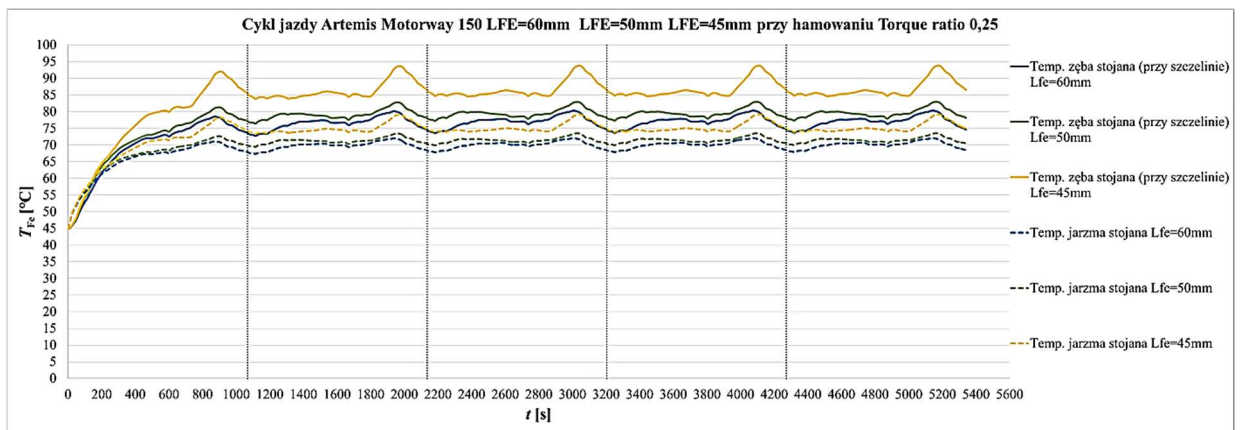
Na rysunku 11.7 zostały, analogicznie do analizy cyklu Artemis Urban, przedstawione przebiegi temperatury uzwojenia, magnesów trwałych i rdzenia magnetycznego. Na rysunku 11.7a, przedstawiającym przebieg temperatury uzwojenia, widać jak od ok. 150 sekundy cyklu, gdy samochód zaczyna zwiększać prędkość powyżej $V = 70$ km/h, temperatura silnika o najkrótszym pakiecie zaczyna znacząco wzrastać w stosunku do dwóch pozostałych silników. Jest to spowodowane koniecznością wcześniejszego odzwzudzenia w stosunku do dwóch pozostałych silników.



a)



b)



c)

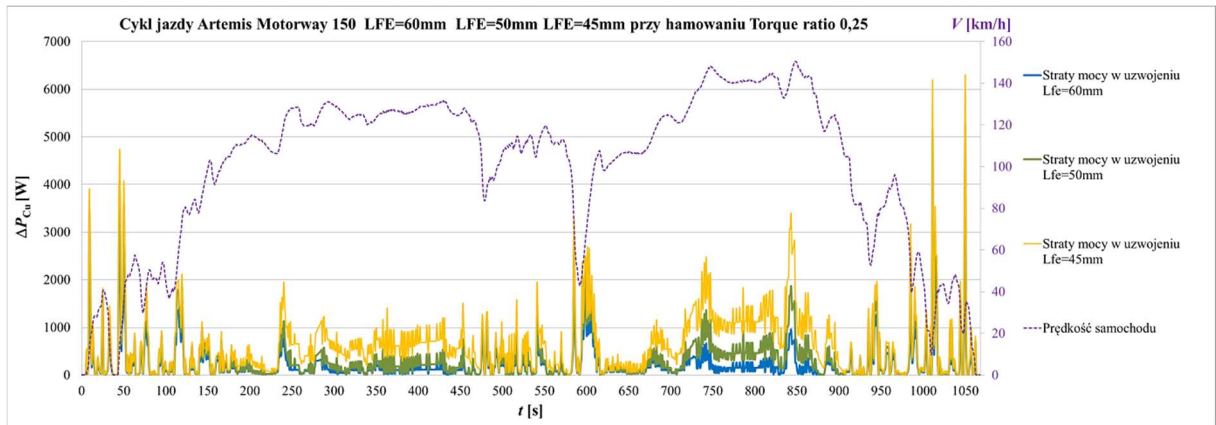
Rys.11.7. Obliczony przebieg temperatur poszczególnych elementów silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Motorway 150 powtórzonym 5 razy (współczynnik udziału silnika w momencie hamowania 0,25). Przebiegi dla trzech długości rdzeni magnetycznych: a) temperatura maksymalna uzwojenia b) temperatura magnesów c) temperatura rdzenia magnetycznego stojana.

Temperatura silnika o pakiecie $L_{Fe} = 50$ mm również zaczyna znacząco wzrastać w stosunku do silnika o pakiecie $L_{Fe} = 60$ mm, ale dopiero od ok. 700 sekundy, gdy prędkość samochodu wzrasta powyżej prędkości $V = 120$ km/h. W tym czasie silnik z pakietem rdzenia magnetycznego o długości $L_{Fe} = 50$ mm pracuje już przy stosunkowo dużym odzwzudaniu. Silnik o pakiecie $L_{Fe} = 60$ mm jest na granicy rozpoczęcia pracy w drugiej strefie sterowania, natomiast silnik o pakiecie $L_{Fe} = 45$ mm jest bardzo mocno odzwzudany.

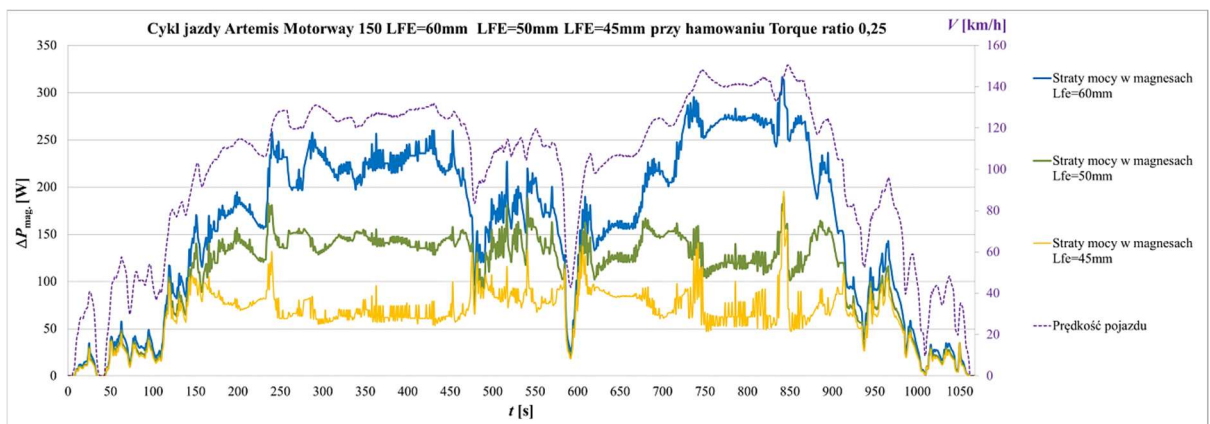
Porównane przebiegi temperatury uzwojenia silnika bardzo dobrze odwzorowują proces znacznego narastania temperatury przy odzwzudaniu. W chwili $t = 864$ s temperatura uzwojenia silnika z najkrótszym rdzeniem osiąga wartość maksymalną ok. $T_{Cu} = 125^{\circ}\text{C}$. Temperatura uzwojenia silnika o średniej długości pakietu osiąga w tym czasie wartość ok. $T_{Cu} = 90^{\circ}\text{C}$. Jest to lokalne ekstremum przebiegu, zaś odpowiadająca mu temperatura maksymalna jest porównywalna z temperaturami osiąganymi pod koniec cyklu, gdzie następuje zjazd z autostrady i seria hamowań oraz przyspieszeń z wyższymi momentami obrotowymi, przy niższych prędkościach, nie obejmujących drugiej strefy sterowania silnikiem. Silnik o najdłuższym pakiecie osiąga wyższe temperatury uzwojenia w innych zakresach cyklu pracy, gdzie wymagane są wyższe momenty obrotowe.

Sterowanie wykorzystujące odzwzudanie ma korzystny wpływ na temperaturę magnesów trwałych, co jest widoczne na przebiegu temperatury magnesów na rysunku 11.7b. W przeciwieństwie do temperatury uzwojenia, najniższe temperatury magnesów osiąga silnik o najkrótszym pakiecie. Na przebiegach również widać wpływ prędkości obrotowej silnika na przebieg temperatury. Silnik z najkrótszym pakietem, po rozpoczęciu pracy w drugiej strefie sterowania, od drugiego powtórzenia cyklu jazdy charakteryzuje się niewielką zmiennością temperatury wokół poziomu ok. $T_{mag.} = 70^{\circ}\text{C}$. W przebiegu temperatury magnesów silnika z najdłuższym pakietem widoczna jest większa zależność temperatury od wzrostu prędkości pojazdu. Ma to również poparcie w obliczonych stratach mocy generowanych w magnesach trwałych, przedstawionych na rysunku 11.8b.

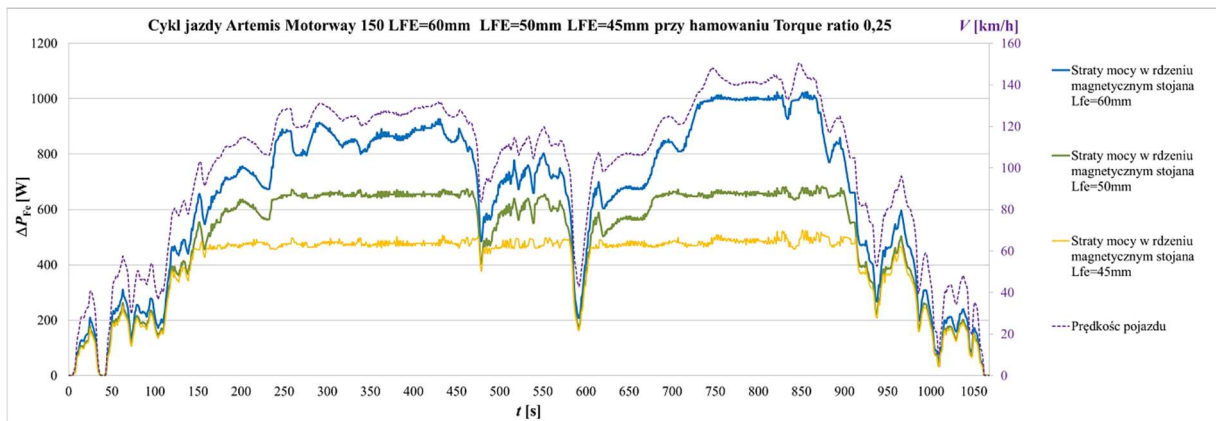
Straty mocy generowane w magnesach, które mają bezpośredni wpływ na ich temperaturę pracy, dla silnika o długości pakietu $L_{Fe} = 60$ mm, widocznie wzrastają wraz z prędkością samochodu. Z kolei straty mocy w magnesach silnika najkrótszego po przekroczeniu prędkości pojazdu ok. $V = 60$ km/h maleją, a następnie wzrastają wraz ze zmniejszaniem prędkości pojazdu.



a)



b)



c)

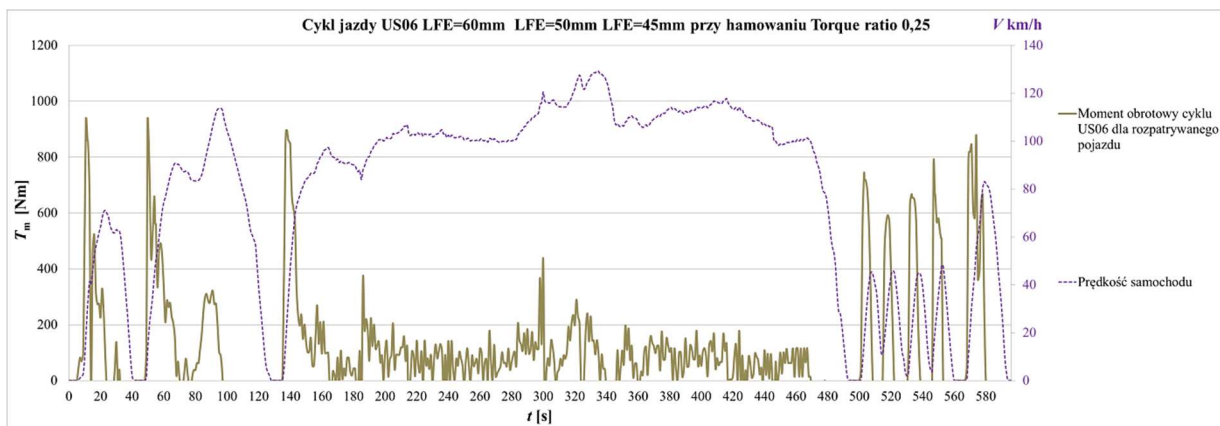
Rys. 11.8. Obliczony przebieg strat mocy silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Motorway 150:
 a) w uzwojeniu b) w magnesach c) w rdzeniu magnetycznym stojana

W silniku o pakiecie $L_{Fe} = 50\text{mm}$ przy przekroczeniu prędkości pojazdu ok. $V = 90\text{ km/h}$ straty w magnesach utrzymywane są praktycznie na stałym poziomie, natomiast przy przekroczeniu prędkości ok. $V = 140\text{ km/h}$ straty w magnesach maleją wraz z przyspieszeniem pojazdu.

Podobna zależność dotyczy strat mocy w rdzeniu magnetycznym (rysunek 11.8c), które również są ograniczane w drugiej strefie sterowania. Natomiast temperatura rdzenia magnetycznego stojana jest w większym stopniu zależna od temperatury uzwojenia, dlatego pomimo odzwbudzenia temperatura rdzenia wzrasta wraz ze skracaniem rdzenia magnetycznego.

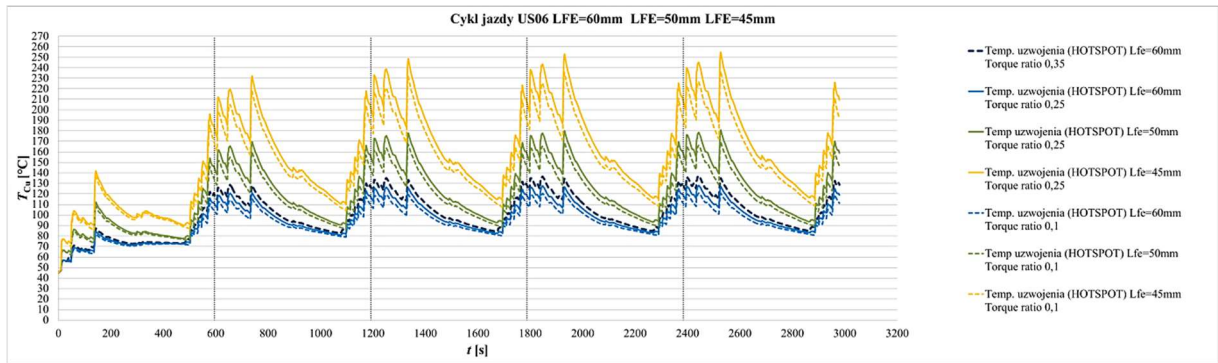
11.3. Cykl jazdy US06

Ostatnim rozpatrywanym cyklem jazdy jest cykl US06, odzwierciedlający dynamiczną jazdę samochodu przy niskich prędkościach oraz podczas jazdy z większą prędkością. Na rysunku 11.9 został przedstawiony przebieg wymaganego momentu obrotowego. W porównaniu z wymaganym momentem obrotowym w cyklu miejskim, wymagana jest praca silnika z wyższym momentem obrotowym zarówno przy niskich prędkościach, jak i przy wysokich prędkościach pojazdu.

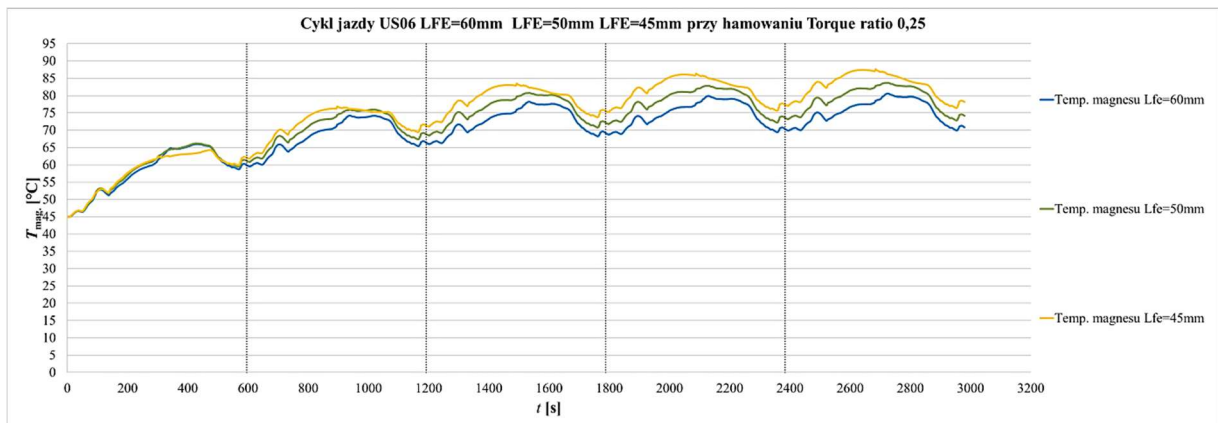


Rys. 11.9. Obliczony przebieg wymaganego momentu obrotowego silnika w samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy US06 (współczynnik udziału silnika w momencie hamowania 0,25)

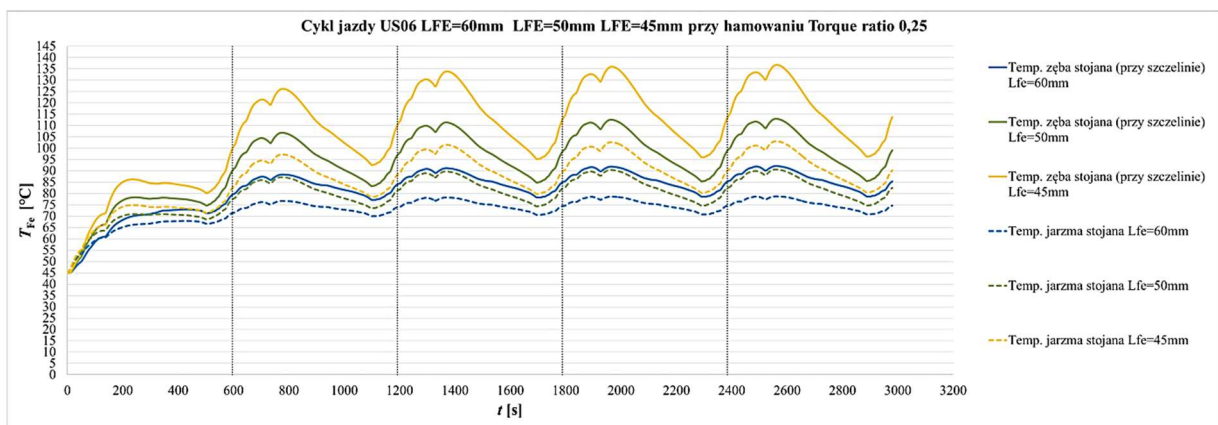
Na rysunku 11.10a zostały przedstawione obliczone przebiegi temperatur maksymalnych uzwojenia silnika. Z uwagi na znaczące różnice pomiędzy temperaturami uzwojeń silników o różnych długościach pakietów wykonano dodatkowe symulacje jazdy uwzględniające różne współczynniki udziału silnika w hamowaniu samochodu. Przeprowadzono symulacje dla współczynnika udziału w hamowaniu równego 0,25 , 0,1 oraz 0,35 dla silnika z najdłuższym pakietem rdzenia magnetycznego.



a)



b)



c)

Rys.11.10. Obliczony przebieg temperatur poszczególnych elementów silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy US06 powtórzonym 5 razy (współczynnik udziału silnika w momencie hamowania 0,25). Przebiegi dla trzech długości rdzeni magnetycznych: a) temperatura maksymalna uzwojenia b) temperatura magnesów c) temperatura rdzenia magnetycznego stojana

Przeprowadzona analiza wykazała, że silnik z pakietem najkrótszym, po pierwszym powtórzeniu cyklu jazdy osiąga bardzo wysokie temperatury uzwojenia równe $T_{Cu} = 195^{\circ}\text{C}$

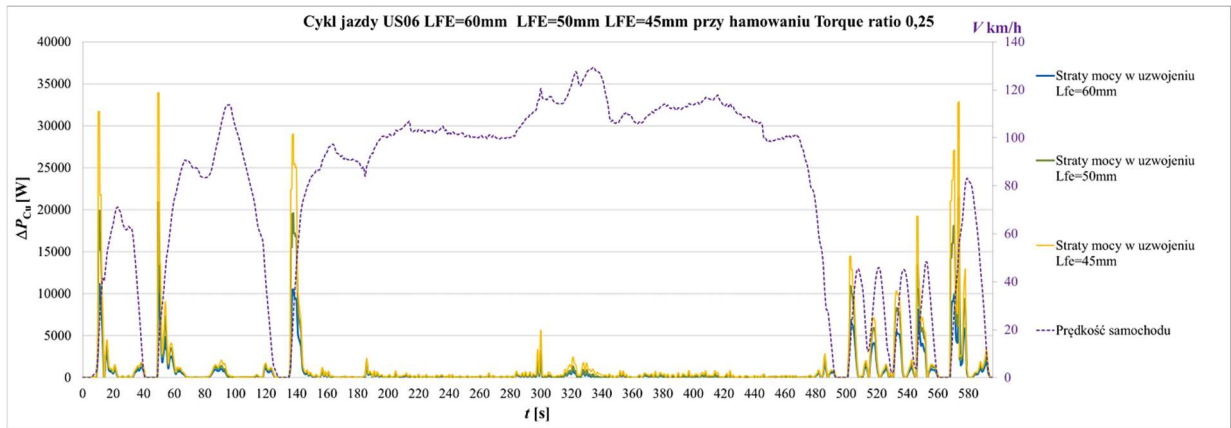
przy współczynniku udziału silnika w hamowaniu równym 0,25 oraz $T_{Cu}=185^{\circ}C$ przy współczynniku udziału silnika w hamowaniu równym 0,1. Są to temperatury stosunkowo wysokie, przekraczające temperaturę pracy żywicy epoksydowej stosowanej w Instytucie. W przypadku powtórzenia cyklu 5 razy temperatura maksymalna uzwojenia wzrasta do $T_{Cu}=250^{\circ}C$, natomiast już w drugim powtórzeniu cyklu jazdy temperatura jest znacząco wyższa od temperatury dopuszczalnej izolacji.

Silnik z najkrótszym pakietem nie powinien pracować w powtarzającym się cyklu dynamicznym. Silnik z pakietem o długości $L_{Fe}=50$ mm w pierwszym powtórzeniu cyklu osiąga maksymalną temperaturę uzwojenia na poziomie ok. $T_{Cu} = 155^{\circ}C$, w kolejnym $T_{Cu} = 170^{\circ}C$, a następnie ustala się na poziomie $T_{Cu} = 180^{\circ}C$. W przypadku ograniczenia hamowania rekuperacyjnego, temperatury w kolejnych cyklach zmniejszają się dodatkowo o $\Delta T_{Cu}=10^{\circ}C$. Jest to temperatura znacząco niższa, bezpieczna dla izolacji żłobkowej i drutu nawojowego. Nie przekracza też dopuszczalnej temperatury pracy stosowanej żywicy epoksydowej.

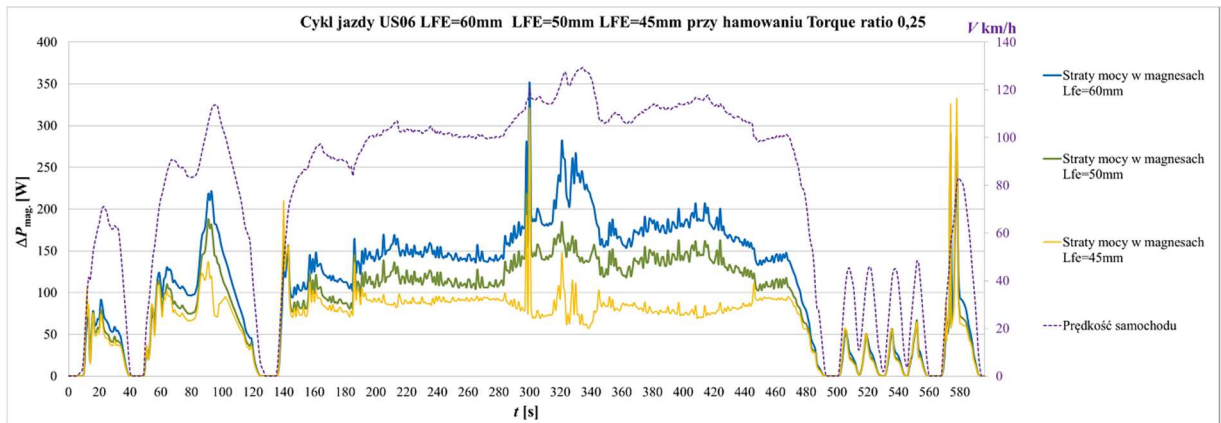
W przypadku silnika o najdłuższym rdzeniu magnetycznym, temperatura maksymalna uzwojenia nawet przy 5 krotnym powtórzeniu cyklu nie przekracza wartości $T_{Cu} = 130^{\circ}C$. Możliwe jest również zwiększenie udziału silnika w hamowaniu samochodu do 0,35 całkowitego momentu hamowania, nie powodując przy tym przekroczenia temperatury $T_{Cu} = 140^{\circ}C$.

Na przebiegi temperatury pracy magnesów ma wpływ przejście do drugiej strefy sterowania. Dla przykładu, w pierwszym cyklu jazdy po 300s występuje ograniczenie tempa narastania temperatury, a następnie jej spadek. Zjawisko to obrazuje przebieg strat w magnesach przedstawiony na rysunku 11.11b, których wartość ulega najpierw ustaleniu, a następnie maleje.

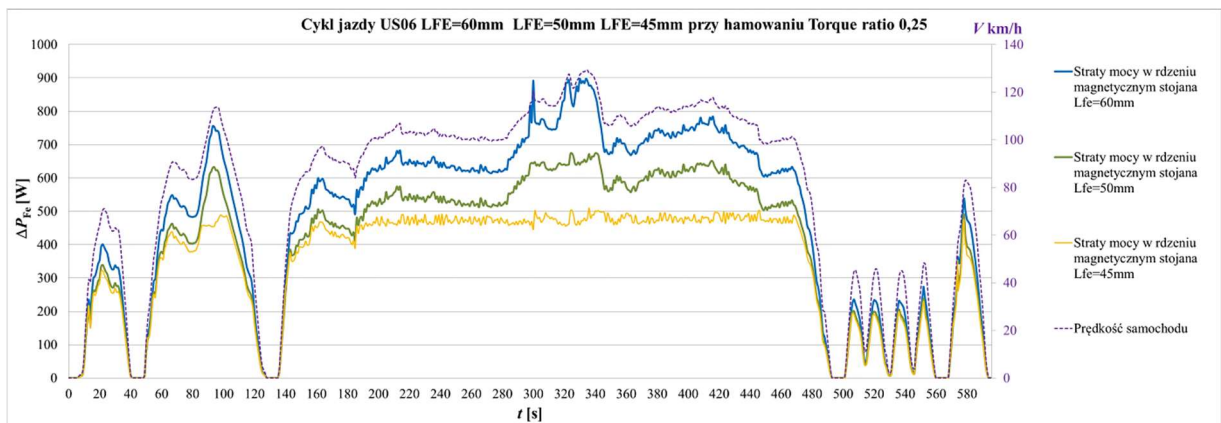
Wraz z kolejnymi powtórzeniami cykli jazdy, stosunek temperatur magnesów rozpatrywanych silników zmienia się. W pierwszym cyklu silnik z najkrótszym rdzeniem ma najniższą temperaturę magnesów, następnie w kolejnych cyklach temperatura magnesów tego silnika narasta w stosunku do pozostałych silników i osiąga ostatecznie wartość największą. Jest to efektem trzech czynników: wzrostu początkowej temperatury magnesów trwałych każdego powtórzenia, wzrostu temperatury uzwojenia i rdzenia magnetycznego, które przekazują część ciepła do wirnika oraz faktu, że wraz ze wzrostem temperatury magnesów trwałych ich punkt pracy się zmienia, magnes wymaga mniejszego odwzbudzenia (mniejszy prąd I_d), co zmniejsza zakres ograniczania strat mocy, natomiast wymaga większego prądu generującego wymagany moment obrotowy (większy prąd I_q).



a)



b)



c)

Rys. 11.11. Przebieg strat poszczególnych obwodów elektromagnetycznego silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy US06 powtórzonym 5 razy (współczynnik udziału silnika w momencie hamowania 0,25). Przebiegi dla trzech długości rdzeni magnetycznych: a) w uzwojeniu b) w magnesach c) w rdzeniu magnetycznym stojana

Dla silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 45\text{mm}$ temperatura jarzma stojana zmienia się od $T_{Fe} = 75^{\circ}\text{C}$ w pierwszym powtórzeniu cyklu, a następnie do $T_{Fe} = 103^{\circ}\text{C}$ w piątym powtórzeniu cyklu. W przypadku silnika o $L_{Fe} = 50\text{mm}$ maksymalna temperatura jarzma stojana

zmienia się od $T_{Fe} = 70^{\circ}\text{C}$ do $T_{Fe} = 90^{\circ}\text{C}$, natomiast dla $L_{Fe} = 60$ mm temperatura jarzma stojana zmienia się od $T_{Fe} = 68^{\circ}\text{C}$ do $T_{Fe} = 78^{\circ}\text{C}$. Taka analiza temperatury jarzma jest istotna z uwagi na konstrukcję silnika z wirnikiem zewnętrznym, ponieważ zbyt duża różnica temperatur pomiędzy jarzmem stojana a aluminiową konstrukcją wsporczą (na której jest on osadzony) może doprowadzić do pogorszenia się styczności tych dwóch elementów i zmniejszenia odbioru ciepła z uzwojenia, a w konsekwencji awarii silnika z powodów termicznych lub pęknięcia żywicy wywołanego zbyt dużym naprężeniem w wyniku różnych rozszerzalności cieplnych materiałów.

11.4. Wybrane wyniki analizy termicznej silnika z zastosowanym systemem rozwiązań konstrukcyjnych w różnych cyklach jazdy samochodu

Wykonano symulacje pracy silnika z zastosowaniem wybranych rozwiązań konstrukcyjnych (omówionych w rozdziale 6) podczas rozpatrywanych cykli jazdy samochodu. Do analizy porównawczej wybrano następujące modele silnika:

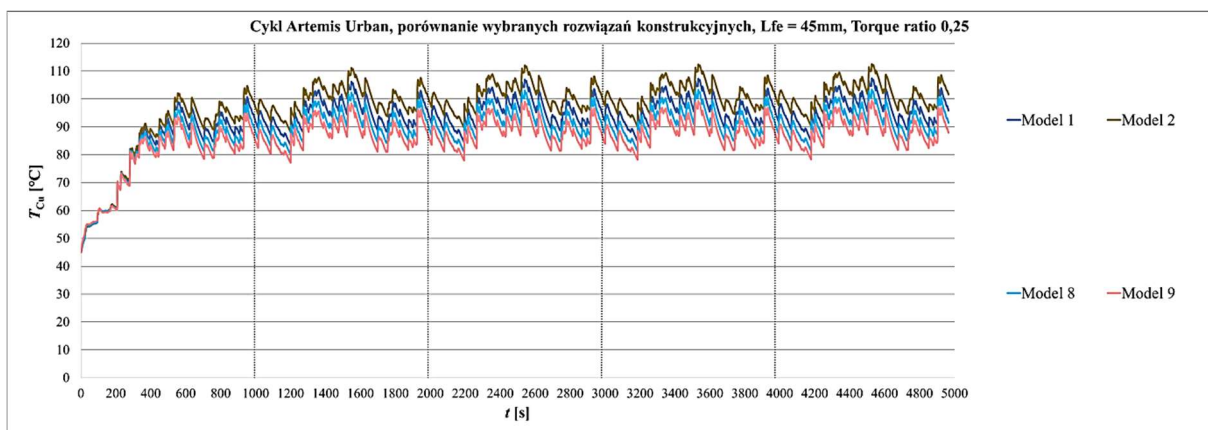
- a) Model 1. Silnik z radiatorem bocznym po stronie napędowej model odwzorowany i skalibrowany na podstawie badań laboratoryjnych,
- b) Model 2. Silnik bez radiatora bocznego po stronie napędowej,
- c) Model 8. Silnik z zastosowaniem wszystkich rozwiązań konstrukcyjnych (radiator boczny, przekładka ceramiczna pomiędzy czołami uzwojenia a radiatorem bocznym, izolacja ceramiczna) z zastosowaną żywicą epoksydową o przewodności cieplnej równej $\lambda = 1,3$ W/m·K, z pojedynczym segmentem magnezu wzdłuż osi silnika,
- d) Model 9. Silnik z zastosowaniem wszystkich rozwiązań konstrukcyjnych (radiator boczny, przekładka ceramiczna pomiędzy czołami uzwojenia a radiatorem bocznym, izolacja ceramiczna) z zastosowaną żywicą epoksydową o przewodności cieplnej równej $\lambda = 3$ W/m·K z pojedynczym segmentem magnezu wzdłuż osi silnika.

Modele silników (a-d) z wybranymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi charakteryzują się najbardziej widocznymi efektami. Model 1 jest odwzorowaniem silnika kalibrowanego. Model 2 reprezentuje standardowe rozwiązanie stosowane również przez innych producentów

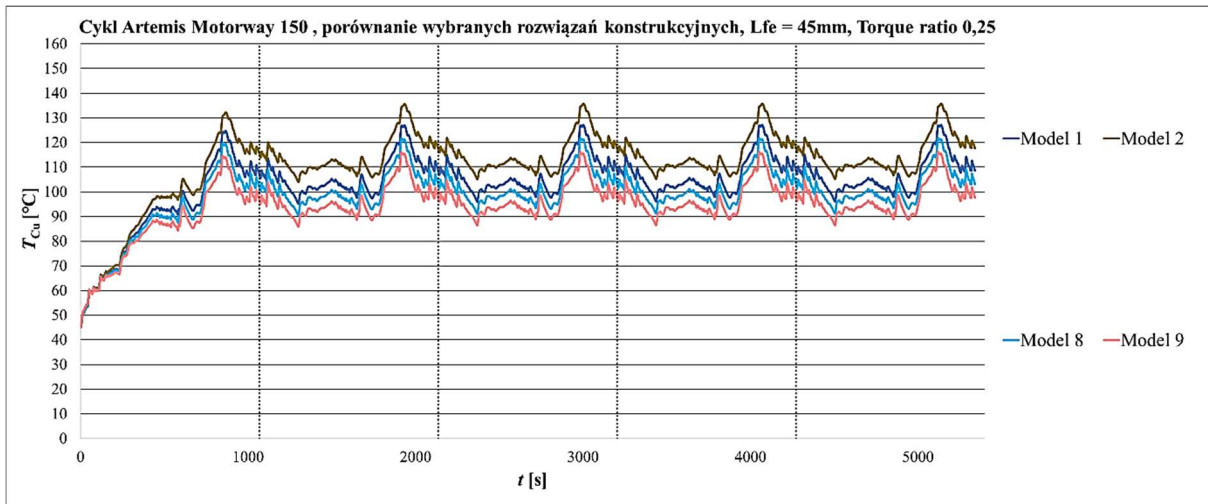
silników tego typu, bez radiatora bocznego. Modele 8 i 9 stanowią połączenie wszystkich rozwiązań, różnią się jedynie rodzajem zastosowanej żywicy epoksydowej. W Modelu 9 zastosowano żywicę epoksydową o zwiększonej przewodności cieplnej. Model 2 stanowi w analizie model odniesienia do porównania wpływu zastosowanych rozwiązań.

Symulacje zostały przeprowadzone dla różnych długości pakietu, natomiast przedstawiono jedynie wybrane wyniki. Na rysunku 11.12 przedstawiono wyniki symulacji dla modeli silników ze skróconym pakietem $L_{Fe} = 45$ mm, pracujących w napędzie samochodu Nissan Leaf w cyklu jazdy Artemis Urban. Jak wykazała wcześniej opisana analiza, w tym cyklu pracy temperatura maksymalna uzwojenia była bezpieczna, daleka od przekroczenia wartości dopuszczalnej. Przeprowadzone symulacje wykazały, że zastosowanie radiatora bocznego (Model 1) w odniesieniu do Modelu 2 obniżyło temperaturę uzwojenia o $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$. Zastosowanie wszystkich rozwiązań (Model 8) obniżyło temperaturę o $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$, zaś zastosowanie dodatkowo żywicy o podwyższonej przewodności cieplnej (Model 9) obniżyło temperaturę o $\Delta T = 13^{\circ}\text{C}$.

Na rysunku 11.13 została przedstawiona analogiczna symulacja dla cyklu jazdy Artemis Motorway 150. Analiza wykazała, że zastosowanie radiatora bocznego pozwoliło na zmniejszenie temperatury maksymalnej uzwojenia silnika o $\Delta T = 9^{\circ}\text{C}$, zastosowanie pozostałych rozwiązań z żywicą o przewodności mniejszej obniżyło temperaturę o $\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$, natomiast zastosowanie wszystkich rozwiązań, łącznie z żywicą o wyższej przewodności cieplnej obniżyło temperaturę o $\Delta T = 21^{\circ}\text{C}$.

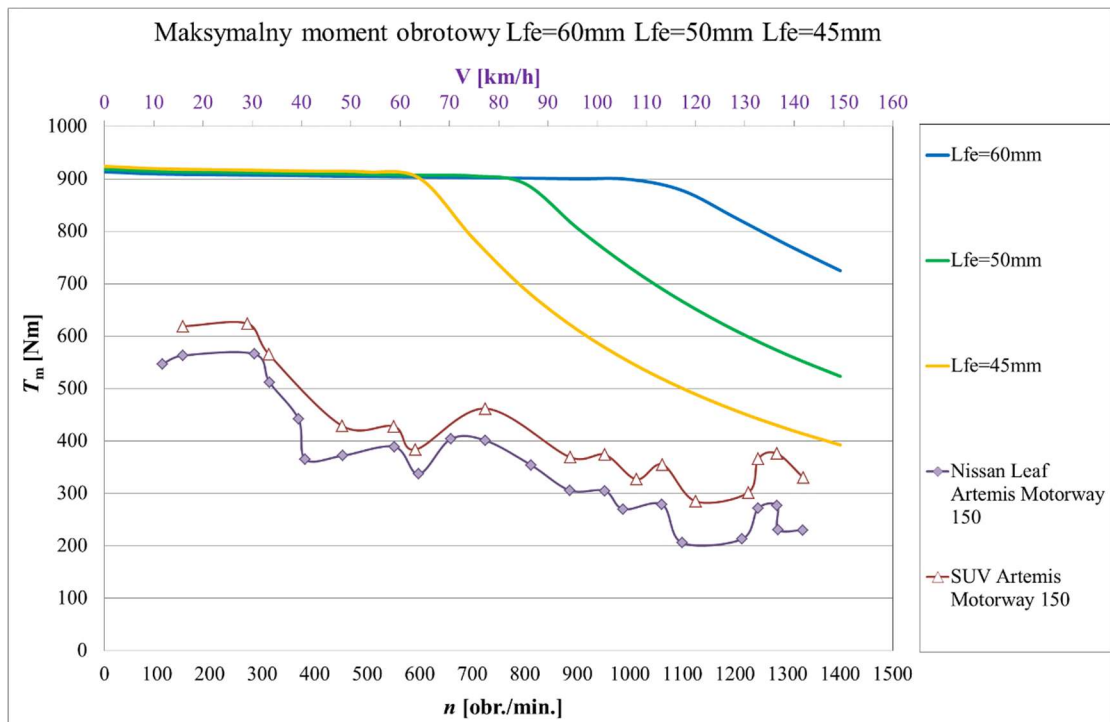


Rys.11.12. Obliczony przebieg temperatur uzwojenia silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Urban, powtórzonym 5 razy dla Modelu 1, Modelu 2, Modelu 8 oraz Modelu 9



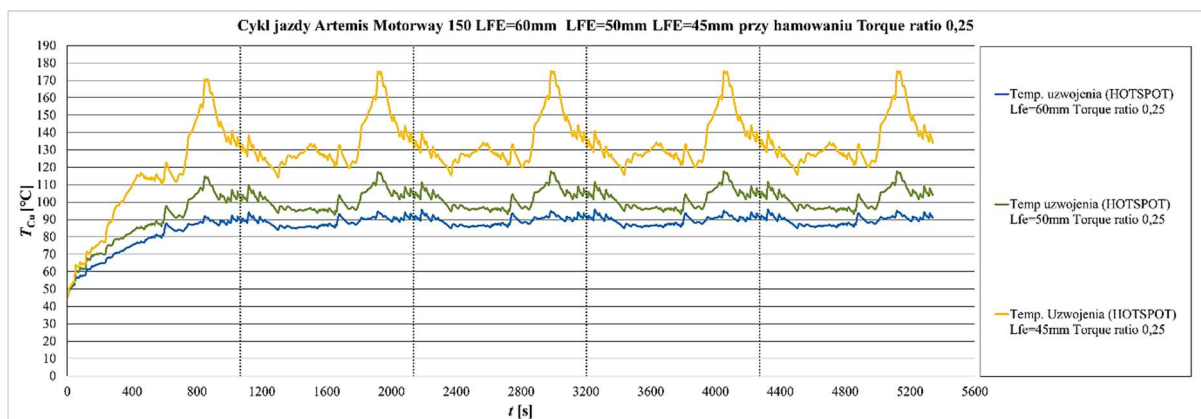
Rys.11.13. Obliczony przebieg temperatur uzwojenia silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Motorway 150, powtórzonym 5 razy dla Modelu 1, Modelu 2, Modelu 8 oraz Modelu 9

Dla cyklu Artemis Motorway 150 i pakietu $L_{Fe} = 45\text{ mm}$ wykonano dodatkową symulację pracy silnika w takiej samej konfiguracji napędu tzn. dwa silniki elektryczne, ale dla samochodu typu SUV. Na rysunku 11.14 porównano wymagania odnośnie wartości maksymalnego momentu obrotowego dla różnych prędkości obrotowych dla obu modeli samochodów. Samochód typu SUV z uwagi na większą powierzchnię czołową oraz masę potrzebuje większego momentu obrotowego do pokonania oporów ruchu przy zachowaniu dynamiki jazdy i prędkości obrotowych wymuszonych przez cykl jazdy.



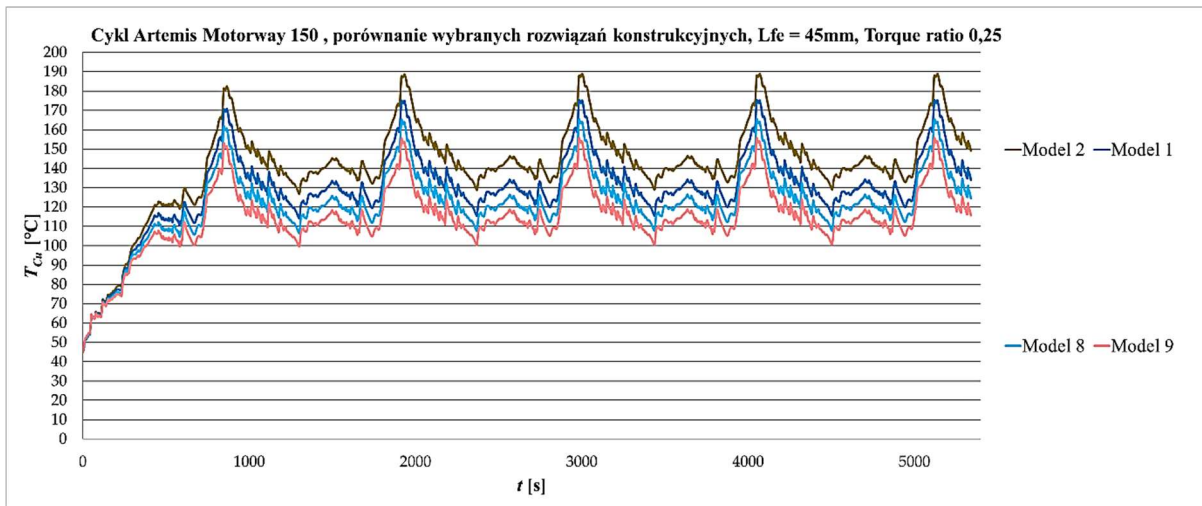
Rys.11.14. Obliczone charakterystyki maksymalnych momentów obrotowych silnika w funkcji prędkości obrotowej dla różnych długości rdzeni magnetycznych z naniesionymi maksymalnymi momentami obrotowymi występującymi dla rozpatrywanych modeli samochodu Nissan Leaf oraz SUV, dla cyklu jazdy Artemis Motorway150

Na rysunku 11.15 został przedstawiony wynik obliczeń temperatur uzwojenia silnika dla samochodu typu SUV dla trzech różnych długości pakietu silnika odwzorowanego (Model 1).



Rys.11.15. Obliczony przebieg temperatury maksymalnej uzwojenia silnika w rozpatrywanym samochodzie typu SUV z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Motorway 150 powtórzonym 5 razy (współczynnik udziału silnika w momencie hamowania 0,25).

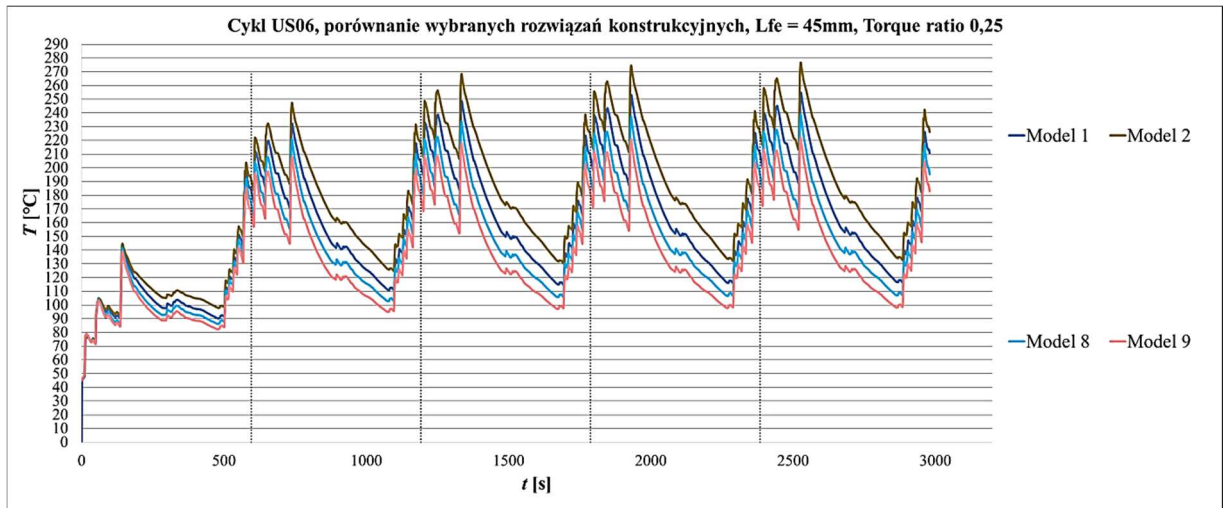
Z uwagi na wymaganą większą wartość momentu obrotowego w drugiej strefie sterowania, temperatura uzwojenia silnika o $L_{Fe} = 45\text{mm}$ jest znacząco wyższa od temperatury silników z dłuższymi rdzeniami magnetycznymi. Temperatura uzwojenia osiąga w kolejnych powtórzeniach cyklu wartość $T_{Cu} = 175^\circ\text{C}$. Na rysunku 11.16 przedstawiono wyniki obliczeń silnika z rdzeniem o długości $L_{Fe} = 45\text{mm}$ dla cyklu jazdy po autostradzie, rozpatrywanych modeli rozwiązań konstrukcyjnych.



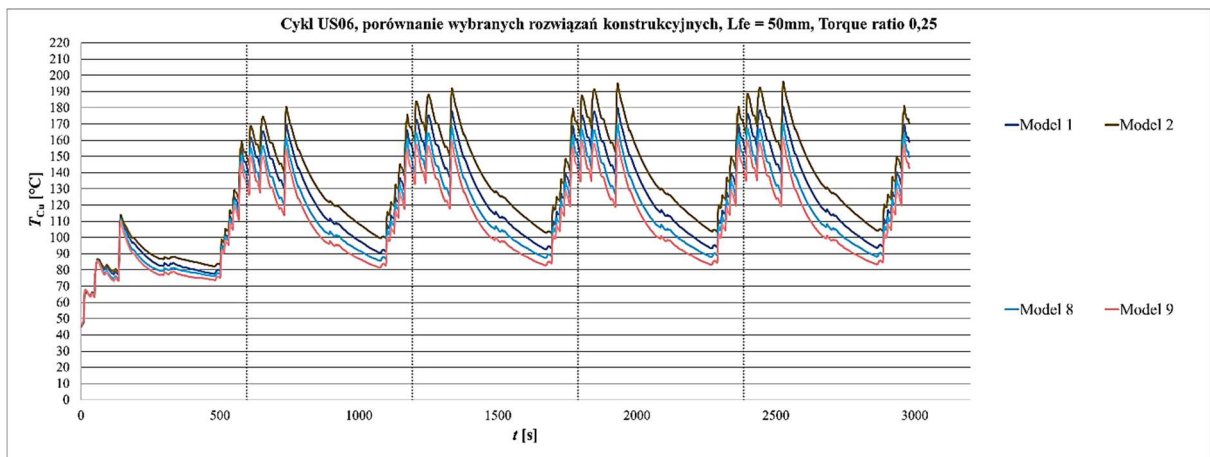
Rys.11.16. Obliczony przebieg temperatur uzwojenia silnika w rozpatrywanym samochodzie typu SUV z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Motorway 150, powtórzonym 5 razy dla Modelu 1, Modelu 2, Modelu 8 oraz Modelu 9

Z przeprowadzonej analizy wynika, że zastosowanie radiatora bocznego pozwoliło na obniżenie temperatury maksymalnej uzwojenia silnika z $T_{Cu} = 190^\circ\text{C}$ do $T_{Cu} = 173^\circ\text{C}$. Zastosowanie rozwiązań konstrukcyjnych z Modelu 8 pozwoliło na obniżenie temperatury uzwojenia do $T_{Cu} = 165^\circ\text{C}$, a zastosowanie dodatkowo żywicy epoksydowej o podwyższonej przewodności cieplnej pozwoliło na obniżenie temperatury maksymalnej uzwojenia do ok. $T_{Cu}=155^\circ\text{C}$ (czyli aż o $\Delta T_{Cu} = 35^\circ\text{C}$ względem Modelu 1).

Na kolejnych rysunkach zostały przedstawione analogiczne symulacje stanu cieplnego silnika dla cyklu jazdy dynamicznej US06 i samochodu Nissan Leaf. Na rysunku 11.17 przedstawiono wyniki obliczeń silnika z krótszym pakietem o długości $L_{Fe} = 45\text{ mm}$, natomiast na rysunku 11.18 przedstawiono wyniki obliczeń silnika z pakietem o długości $L_{Fe}=50\text{ mm}$.



Rys.11.17. Obliczony przebieg temperatur uzwojenia silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy US06, powtórzonym 5 razy dla Modelu 1, Modelu 2, Modelu 8 oraz Modelu 9.



Rys.11.18. Obliczony przebieg temperatur uzwojenia silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy US06, powtórzonym 5 razy dla Modelu 1, Modelu 2, Modelu 8 oraz Modelu 9

Przeprowadzona analiza wykazała, że dla silnika z najkrótszym pakietem zastosowanie kompletnego systemu rozwiązań konstrukcyjnych pozwoliło na obniżenie temperatury maksymalnej uzwojenia, jednak nie do wartości gwarantujących niezawodną pracę silnika. Dla silnika z pakietem o długości $L_{Fe} = 50\text{mm}$ zastosowanie rozwiązań Modelu 9 pozwoliło na ograniczenie maksymalnej temperatury pracy uzwojenia do ok. $T_{Cu} = 160^{\circ}\text{C}$ we wszystkich powtórzeniach cyklu. Przeprowadzona analiza jazdy dynamicznej wskazuje, że w ujęciu całego cyklu wpływ proponowanych rozwiązań jest duży. Porównując przebiegi temperatur maksymalnych uzwojenia silnika dla różnych modeli należy zwrócić uwagę na fakt, że różnice

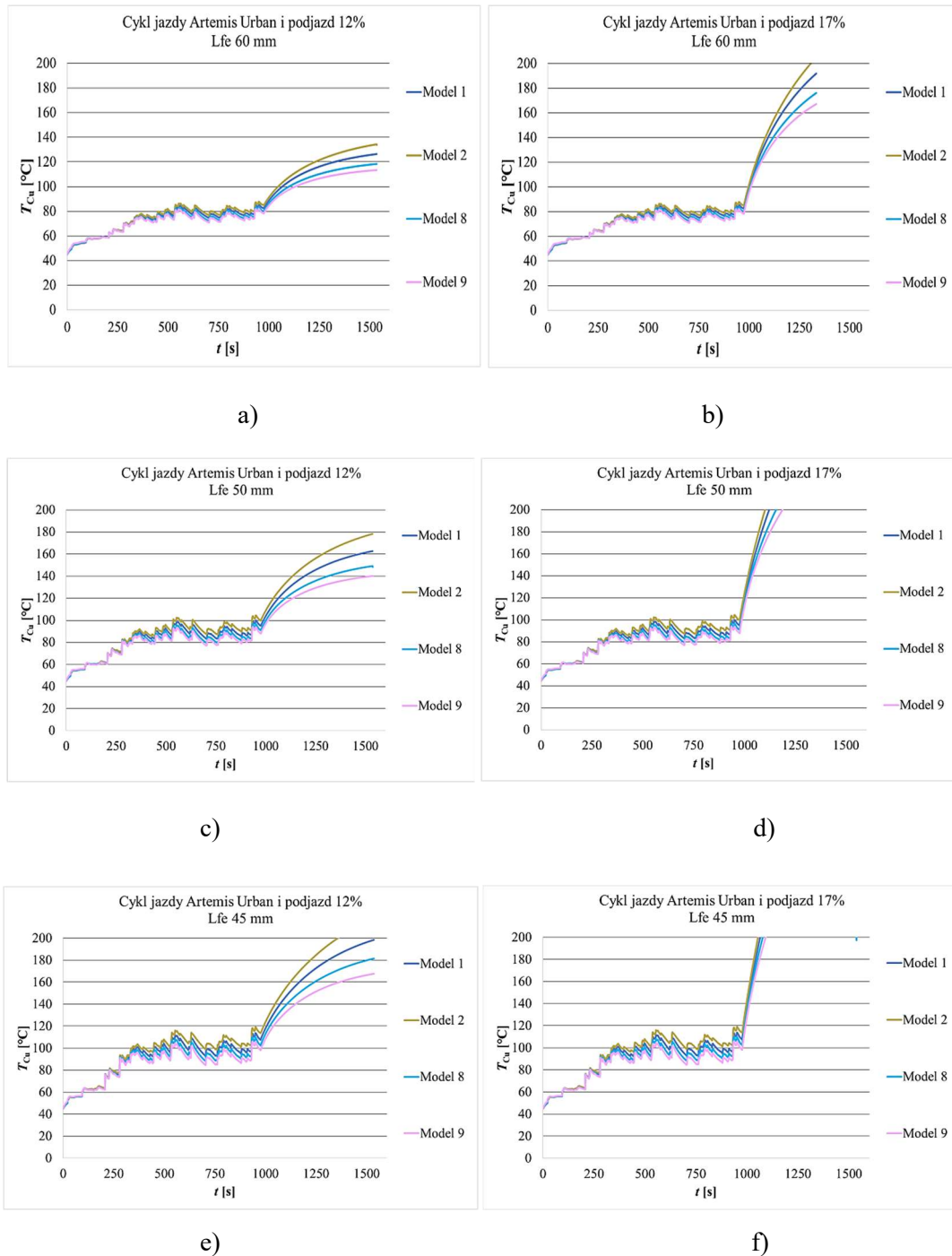
temperatur są mniejsze, gdy silnik pracuje dynamicznie z dużymi stratami mocy w uzwojeniu. Podczas jazdy dynamicznej samochodu, szybki wzrost strat w uzwojeniu stojana silnika powoduje, że proces jego nagrzewania ma charakter zbliżony do adiabatycznego. Akumulowane w uzwojeniu ciepło powoduje szybkie jego nagrzewanie, zaś odprowadzanie ciepła następuje dopiero po zmniejszeniu obciążenia. Temperatury maksymalne są efektem krótkich adiabatycznych nagrzewień, wywołanych chwilowymi przeciążeniami, na które nie mają wpływu zastosowane rozwiązania konstrukcyjne obniżające rezystancję cieplną pomiędzy uzwojeniem a układem chłodzenia.

11.5. Symulacja stanu cieplnego silnika podczas jazdy samochodu Nissan Leaf po podjazdach o różnym nachyleniu

Analiza pracy silników w samochodzie poruszającym się w różnych cyklach jazdy wykazała, że zastosowanie proponowanych rozwiązań konstrukcyjnych jest uzasadnione i może ograniczyć temperaturę maksymalną uzwojenia, natomiast skuteczność jest ograniczona dynamiką generowania strat, zwłaszcza w uzwojeniu stojana. Ostatnia analiza ma na celu porównanie korzyści z zastosowania wybranych rozwiązań konstrukcyjnych podczas scenariusza jazdy złożonego z dwóch etapów. Do analizy wybrano model samochodu Nissan Leaf. Pierwszym etapem jest pojedynczy cykl jazdy po mieście, a następnie podjazd ze stałą prędkością równą $V = 30$ km/h po nachyleniu 12 %, 17 % oraz 20 %.

Na rysunku 11.19 oraz 11.20 przedstawiono obliczone przebiegi temperatur, natomiast w tabeli 11.1 podano czasy podjazdu po nachyleniu do osiągnięcia przez silnik maksymalnej temperatury uzwojenia równej $T_{Cu} = 160^{\circ}\text{C}$.

Wyniki analizy wskazują, że zastosowanie proponowanych rozwiązań konstrukcyjnych w poszczególnych modelach silnika ma istotny wpływ na czas, z jakim silnik może pracować z wymaganym przez podjazd momentem obrotowym oraz na temperaturę uzwojenia, jaka jest osiągnięta w czasie podjazdu. W przypadku silnika o długości pakietu $L_{Fe} = 60$ mm podjazd o nachyleniu 12 % (rys. 11.19a) nie stanowi zagrożenia termicznego, a różnica temperatury pomiędzy Modelem 2, a Modelem 9 w symulowanym czasie przejazdu osiągnęła aż $\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$. Można wyobrazić sobie scenariusz, w którym po podjeździe samochód musi wykonać serię gwałtownych manewrów, co spowoduje znaczące dalsze podwyższenie temperatury uzwojenia.

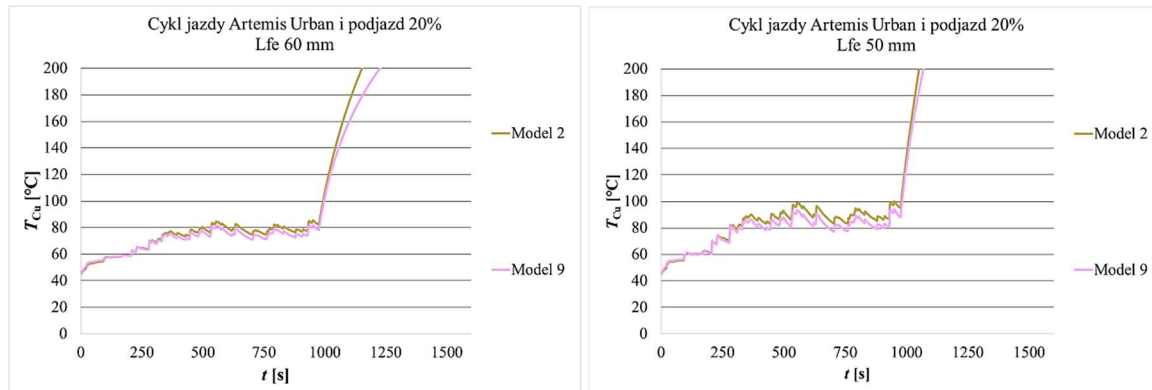


Rys. 11.19. Obliczone przebiegi temperatury maksymalnej uzwojenia stojana silnika samochodu Nissan Leaf (napęd z dwoma silnikami w piastach kół) w założonym scenariuszu jazdy złożonym z cyklu miejskiego Artemis Urban, a następnie podjazdu z prędkością $V=30\text{km/h}$ po nachyleniu. Przebiegi zostały przedstawione dla różnych długości pakietu: a) 12%, $L_{Fe}=60\text{mm}$, b) 17%, $L_{Fe}=60\text{mm}$, c) 12%, $L_{Fe}=50\text{mm}$, d) 17%, $L_{Fe}=50\text{mm}$, e) 12%, $L_{Fe}=45\text{mm}$, f) 17%, $L_{Fe}=45\text{mm}$

W takiej sytuacji korzystniejsze jest rozpoczęcie manewru z niższą temperaturą uzwojenia silnika. W przypadku skracania długości obwodu elektromagnetycznego dopuszczalny czas

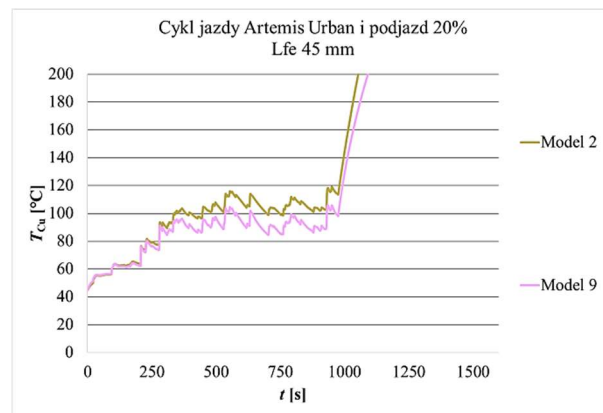
podjazdu samochodu jest krótszy, natomiast wpływ zastosowanych rozwiązań zmniejszających opory cieplne jest większy.

Na rysunku 11.19c przedstawiono przebiegi temperatur dla podjazdu o nachyleniu 12% dla silnika o długości rdzenia $L_{Fe} = 50\text{mm}$. Wprowadzenie rozwiązań konstrukcyjnych Modelu 2 pozwoliło na zwiększenie czasu podjazdu o $\Delta t = 171\text{s}$ (54%), natomiast zastosowanie rozwiązań konstrukcyjnych Modelu 8 i Modelu 9 umożliwiło pracę ciągłą (S1) silnika podczas podjazdu.



a)

b)



c)

Rys.11.20 Obliczone przebiegi temperatury maksymalnej uzwojenia stojana dla silnika pracującego w napędzie samochodu Nissan Leaf (z dwoma silnikami napędowymi w piastach kół) w założonym scenariuszu jazdy złożonym z cyklu miejskiego Artemis Urban, a następnie podjazdu z prędkością $V = 20\text{ km/h}$ po nachyleniu 20%. Przebiegi zostały przedstawione dla różnych długości pakietu:

a) $L_{Fe}=60\text{ mm}$, b) $L_{Fe}=50\text{ mm}$, c) $L_{Fe}=45\text{ mm}$

Wraz ze skracaniem pakietu silnika, czas pracy z wymaganym momentem obrotowym podjazdów jest krótszy, dlatego dla największego, rozpatrywanego nachylenia 20% przedstawione zostały wyniki dla rozwiązania Modelu 2 i najkorzystniejszego Modelu 9.

Tab. 11.1 Obliczony czas jazdy samochodu po nachyleniu do osiągnięcia temperatury maksymalnej uzwojeń silników napędowych $T_{Cu} = 160^{\circ}\text{C}$

Długość pakietu L_{re} [mm]	Czas jazdy po nachyleniu 12% [s]			
	Model 2	Model 1	Model 8	Model 9
60	S1	S1	S1	S1
50	317	488	S1	S1
45	139	185	270	379
Czas jazdy po nachyleniu 17% [s]				
	Model 2	Model 1	Model 8	Model 9
60	159	192	255	304
50	98	111	132	155
45	58	66	67	85
Czas jazdy po nachyleniu 20% [s]				
	Model 2	Model 1	Model 8	Model 9
60	96	-	-	122
50	41	-	-	51
45	20	-	-	32

11.6. Podsumowanie analizy

Analiza stanu cieplnego silnika elektrycznego podczas rozpatrywanych cykli i scenariuszy jazdy samochodu po podjeździe wykazała, że zastosowanie proponowanych rozwiązań konstrukcyjnych, mających na celu zmniejszenie oporów cieplnych pomiędzy uzwojeniem, a układem chłodzenia, pozwala na istotne obniżenie temperatur pracy uzwojenia w różnych scenariuszach jazdy samochodu. Modele z proponowanymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi mogą zwiększyć zakres i bezpieczeństwo pracy silnika, zwłaszcza gdy długość silnika jest ograniczana np. przez elementy układu zawieszenia, czy układu hamulcowego. Z wykonanych badań wynika, że skracanie osiowe rdzenia magnetycznego silnika pozwala na stosunkowo duże obniżenie masy obwodu elektromagnetycznego, natomiast wiąże się z ograniczeniem parametrów pracy z przyczyn temperaturowych przy bardzo dynamicznej jeździe. Głównym ograniczeniem jest temperatura pracy uzwojenia oraz

temperatura rdzenia magnetycznego, która zależy od zastosowanej technologii wykonania silnika i dobranych tolerancji wcisku stojana oraz konstrukcji wsporczej.

Silnik o rdzeniu długości $L_{Fe} = 45\text{mm}$ charakteryzuje się wyższymi temperaturami pracy uzwojenia we wszystkich cyklach jazdy, bezpiecznymi w cyklu miejskim oraz w cyklu autostradowym, natomiast w przypadku cyklu dynamicznego osiąga temperatury umożliwiające sporadyczne, dynamiczne manewry.

Silnik o długości pakietu $L_{Fe} = 50\text{mm}$ osiąga znacząco niższe temperatury, zwłaszcza podczas jazdy z wyższymi prędkościami, powyżej $V = 100\text{ km/h}$, z uwagi na większy zakres pracy ze stałym momentem obrotowym. W przypadku jazdy dynamicznej zakres bezpiecznej temperatury pracy jest dużo większy i można go jeszcze zwiększyć rezygnując z hamowania rekuperacyjnego przy dynamicznym hamowaniu. Należy zwrócić uwagę, że oprócz temperatury uzwojenia i temperatury magnesów trwałych istotna jest również temperatura jarzma stojana. Temperatura wlotowa cieczy chłodzącej wszystkich trzech silników jest jednakowa. Gradient temperatury pomiędzy jarzmem stojana a konstrukcją wsporczą nie powinien być zbyt duży.

Silnik z pakietem $L_{Fe} = 60\text{mm}$ osiąga najniższe temperatury uzwojenia we wszystkich cyklach jazdy. Z napędem z takimi silnikami, podczas jazdy dynamicznej, nawet przy zwiększeniu zakresu hamowania rekuperacyjnego, samochód może poruszać się zgodnie z dynamicznym cyklem jazdy, nie przekraczając bezpiecznej temperatury uzwojenia oraz magnesów.

12. ZWIĘKSZENIE LICZBY PAR BIEGUNÓW MAGNETYCZNYCH, A MASA SILNIKA

12.1. Wpływ liczby par biegunów na charakterystyki elektromechaniczne silnika

Dążąc do zmniejszenia masy silnika, oprócz zastosowania lekkich i wytrzymałych materiałów do budowy konstrukcji wsporczej, kadłuba oraz tarczy kotwicznej, należy możliwie zmniejszyć masę obwodu elektromagnetycznego, stanowiącego zazwyczaj powyżej 50% masy całego silnika. Skrócenie pakietu obwodu elektromagnetycznego powoduje zmniejszenie masy, natomiast wiąże się ze zmniejszeniem zakresu pracy silnika.

Innym kierunkiem zmniejszenia masy obwodu elektromagnetycznego jest zwiększenie liczby par biegunów magnetycznych. Przy projektowaniu obwodu elektromagnetycznego należy dążyć do uzyskania możliwie dużej liczby biegunów magnetycznych, co pozwala na zmniejszenie objętości obwodu elektromagnetycznego, z uwagi na mniejszy strumień magnetyczny w obszarze pojedynczego bieguna. W efekcie można znacząco zmniejszyć szerokość jarzma stojana oraz wirnika obwodu magnetycznego, co daje korzystniejszy stosunek objętości i masy rdzenia do momentu znamionowego.

Rozpatrując możliwości zmniejszenia masy obwodu elektromagnetycznego poprzez zwiększenie liczby par biegunów należy zwrócić uwagę na szereg istniejących ograniczeń. Zwiększenie liczby biegunów w silnikach typu SPM jest technologicznie proste, jednak może być ograniczone minimalnymi wymiarami pojedynczego magnesu. Innym ograniczeniem jest maksymalna częstotliwość napięcia, z jakim zastosowany falownik może zasilać silnik. Należy również pamiętać, że w przypadku zmniejszania grubości jarzma zmniejsza się wytrzymałość mechaniczna wirnika. Ograniczeniem jest również napięcie indukowane przez strumień magnetyczny magnesów trwałych podczas pracy maszyny na biegu jałowym, które nie powinno przekraczać tzw. napięcia nieoperacyjnego falownika. W przypadku utraty kontroli nad silnikiem przy pracy z prędkością maksymalną przekroczenie tego napięcia przy pracy generatorowej na biegu jałowym silnika może doprowadzić do uszkodzenia falownika.

Zwiększenie liczby par biegunów magnetycznych ma również wpływ na liczbę żłobków stojana i liczbę cewek uzwojenia, co w konsekwencji skutkuje zmniejszeniem szerokości zębów stojana. Ograniczenie stanowi minimalny promień gięcia cewki oraz zapewnienie jej wykonalności i koszt budowy uzwojenia. Inne ograniczenie wzrostu liczby par biegunów magnetycznych wprowadza zastosowany czujnik pomiaru prędkości (zazwyczaj enkoder lub resolver), którego stabilna praca może być utrudniona z uwagi na zakres rozdzielczości.

Dodatkowy problem pojawia się, gdy wraz ze wzrostem liczby biegunów chcemy proporcjonalnie zwiększyć liczbę żłobków stojana. Przykładowo w silniku o liczbie biegunów $2p = 32$ i liczbie żłobków $Q_s = 48$, liczba żłobków na biegun i fazę wynosi $q = 0,5$. Jeżeli zwiększymy liczbę biegunów do $2p = 56$ to, aby utrzymać $q = 0,5$, liczba żłobków musiałaby wzrosnąć do $Q_s = 84$ (rysunek 12.1). Przy narzuconym wymiarze zewnętrznym silnika, tak duża liczba żłobków może być niemożliwa lub niezasadna do zastosowania z uwagi na ograniczenia technologiczne parku maszynowego (wraz ze wzrostem liczby żłobków maleje ich przekrój). Dodatkowo koszt wykonania uzwojenia również wzrasta z uwagi na rosnącą liczbę cewek, które należy wykonać, a następnie połączyć. Zmniejsza się również przekrój czynny żłobka, ponieważ wraz ze wzrostem liczby żłobków zwiększa się udział izolacji żłobkowej.

Rozwiązaniem może być zmniejszenie liczby żłobków na biegun i fazę:

$$q = Q/2p \cdot m$$

gdzie:

Q - jest liczbą żłobków stojana,

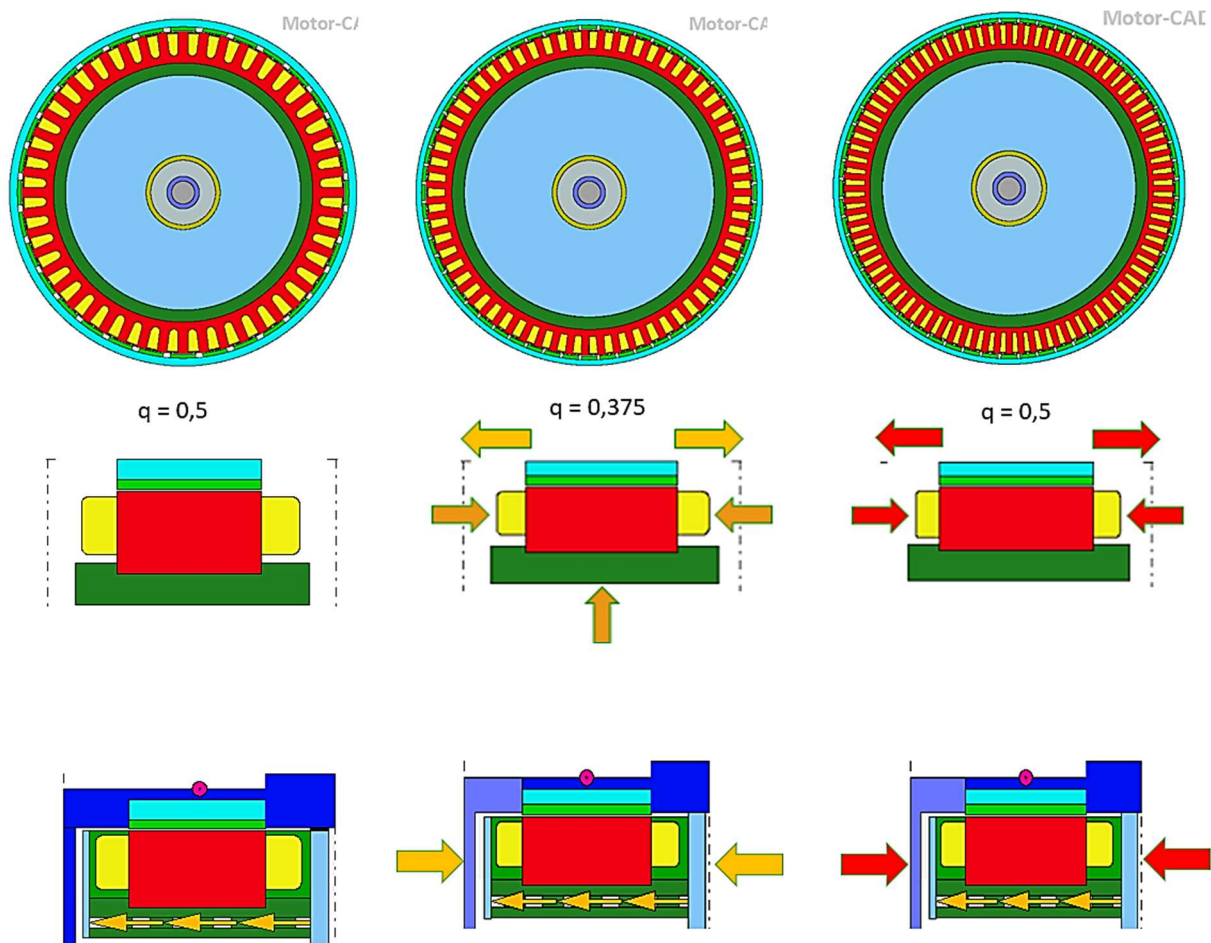
m - liczbą faz silnika,

$2p$ - liczbą biegunów magnetycznych.

Należy jednak pamiętać, że dla silników z $q < 0,5$ rozkład przestrzenny siły magnetomotorycznej jest odkształcony, co powoduje wzrost strat wiropądowych w magnesach trwałych [180].

Standardowo w silnikach elektrycznych czynnikiem ograniczającym moment obrotowy jest temperatura uzwojenia limitowana dopuszczalną temperaturą izolacji. W przypadku, gdy mamy do czynienia z silnikami wielobiegunowymi, zwłaszcza o liczbie żłobków na biegun i fazę q równą lub mniejszą od 0,5, zwiększone straty w magnesach trwałych mogą

powodować, że temperatura magnesów będzie limitowała maksymalne obciążenie silnika zwłaszcza, gdy silnik będzie pracował przy tzw. odwzbudzeniu, w celu zwiększenia zakresu



Rys.12.1. Przekrój modeli silnika o różnych konfiguracjach liczby żłobków i biegunów ze wskazaniem kierunków zmian wymiaru średnicy wewnętrznej, czół uzwojenia i rdzenia magnetycznego: a) $Q=48, 2p=32, q=0,5$ b) $Q=63, 2p=56, q=0,375$ c) $Q=84, 2p=56, q=0,5$

prędkości obrotowej [181]. Podczas odwzbudzenia magnesy są narażone nie tylko na wzrost temperatury spowodowany stratami mocy zależnymi od natężenia prądu zasilania i częstotliwości, ale również na działanie zewnętrznego pola magnetycznego. Dobór ułamkowej liczby żłobków na biegun i fazę może znacznie zmniejszyć moment zaczepowy silnika.

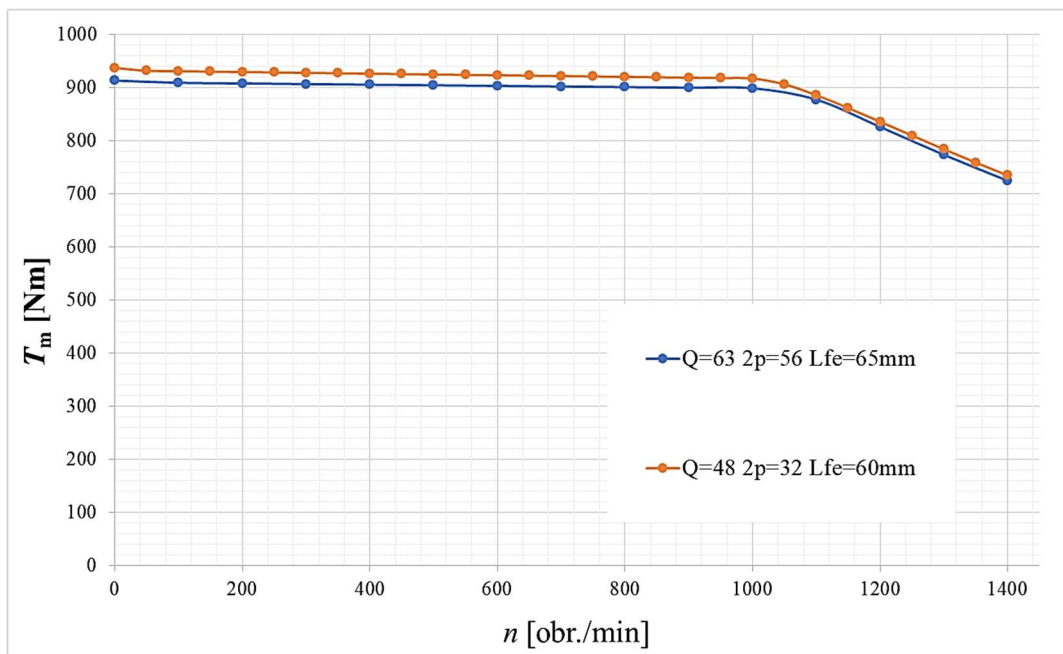
Istnieje wiele publikacji na temat doboru liczby żłobków na biegun i fazę oraz różnych aspektów tego doboru [182, 183, 184, 185]. Dlatego w niniejszej pracy skupiono się na porównaniu parametrów pracy i temperatur silnika, ale tylko w kontekście pracy silnika, zgodnych z wymaganiami napędu samochodu.

Zwiększanie liczby par biegunów magnetycznych pozwala na uzyskanie silnika w kształcie toroidu, który zwiększa swoją średnicę wewnętrzną. W ten sposób, oprócz zmniejszenia masy, uzyskuje się również dodatkowe miejsce na zabudowę np. bębna hamulcowego samochodu lub innych elementów zawieszenia, czy układu hamulcowego.

Inną zaletą zwiększenia liczby par biegunów magnetycznych oraz liczby żłobków stojana jest mniejszy przekrój cewki oraz krótszy wysięg czół uzwojenia, co pozwala skrócić długość konstrukcji wsporczej i całego kadłuba silnika lub zwiększyć długość pakietu silnika, wykorzystując dostępną przestrzeń na obwód elektromagnetyczny.

Do analizy przyjęto, że skrócenie czół zostanie wykorzystane do wydłużenia pakietu rdzenia magnetycznego. Na rysunku 12.1 przedstawiono rysunek obrazujący jak wzrost liczby par biegunów magnetycznych oraz zmiana liczby żłobków stojana i liczbę faz wpływa na zmianę wymiarów gabarytowych maszyny.

Silnik o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych $2p = 56$ zaprojektowano w ten sposób, aby moment maksymalny przy prądzie zasilania $I_{RMS} = 350A$ był porównywalny z maksymalnym momentem obrotowym silnika odwzorowanego (rys. 12.2).



Rys.12.2 Obliczone charakterystyki momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej silnika odwzorowanego i silnika o zwiększonej liczbie par biegunów do $2p = 56$ i $q = 0,375$

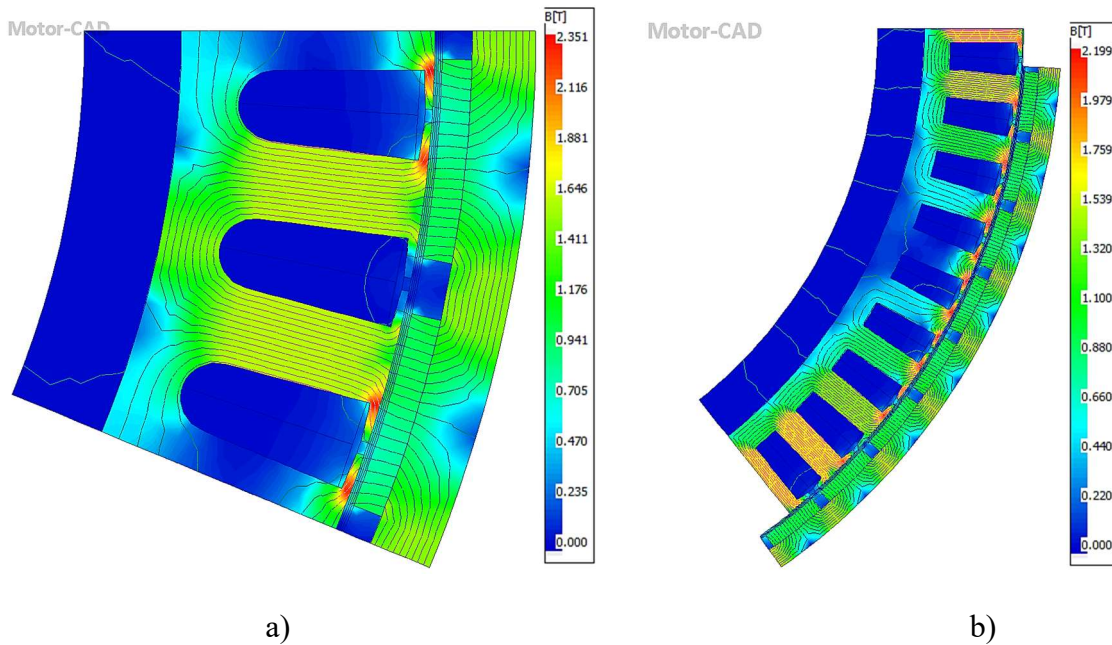
Charakterystyki elektromechaniczne obu silników są bardzo zbliżone do siebie w całym zakresie pracy. Różnica momentu obrotowego nie przekracza 2% przy założeniu, że magnesy w obu silnikach pracują z tą samą temperaturą. W tabeli 12.1. przedstawiono porównanie masy elementów obwodu elektromagnetycznego obu silników. Obwód elektromagnetyczny o zwiększonej liczbie par biegunów charakteryzuje się mniejszą masą o 12,5%.

Tab.12.1.Porównanie masy obwodów elektromagnetycznych silnika odwzorowanego i silnika o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych

Parametr	Silnik 1	Silnik 2
Liczba żłobków Q	48	63
Liczba par biegunów $2p$	32	56
Długość rdzenia magnetycznego L_{re} , [mm]	60	65
Liczba żłobków na biegun i fazę q	0,5	0,375
Masa uzwojenia [kg]	4,5	3,6
Masa rdzenia stojana [kg]	9,5	8,8
Masa rdzenia wirnika [kg]	4,4	3,3
Masa magnesów trwałych [kg]	1,6	1,8
Masa całkowita obwodu elektromagnetycznego [kg]	20	17,5

Na rysunku 12.3 oraz w tabeli 12.2 został przedstawiony rozkład indukcji magnetycznej w rdzeniu obu modeli silnika. Obwody pod względem wykorzystania rdzenia magnetycznego są porównywalne.

Napięcia od magnesów trwałych przy biegu jałowym pracy generatorowej w obu silnikach są bardzo zbliżone. W przypadku silnika odwzorowanego, napięcie to wynosi $U_{\text{Back BMF RMS}} = 178,5 \text{ V}$, natomiast w przypadku rozpatrywanego silnika o zwiększonej liczbie par biegunów wynosi $U_{\text{Back BMF RMS}} = 172 \text{ V}$.



Rys.12.3. Rozkład indukcji magnetycznej od magnesów trwałych rozpatrywanych modeli silnika:
 a) $Q=48, 2p=32, q=0,5$ b) $Q=63, 2p=56, q=0,375$

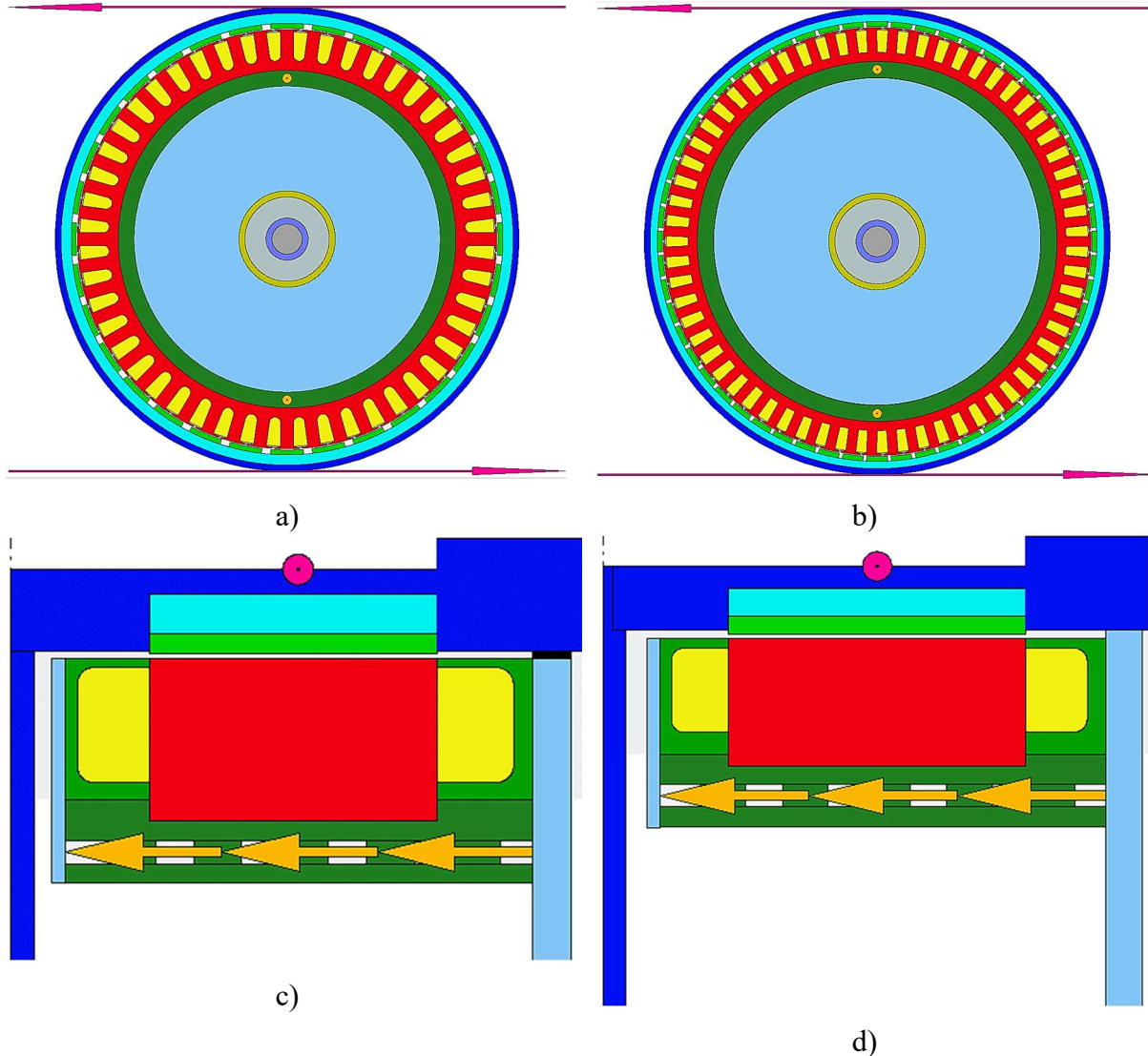
Tab.12.2. Rozkład indukcji magnetycznej od magnesów trwałych ($I=0A$)

Indukcja magnetyczna [T]	$2p=32$	$2p=56$
W szczelinie powietrznej (średnia)	0,72	0,8
W szczelinie powietrznej (szczytowa)	1,05	1,03
W zębie stojana (szczytowa)	1,71	1,7
W górnej części zęba stojana (szczytowa)	2,31	2,16
Jarżmo stojana (szczytowa)	1,12	1,25
Jarżmo wirnika (szczytowa)	1,5	1,45

W przypadku momentu zaczepowego różnice są większe. W silniku odwzorowanym o $q = 0,5$ moment zaczepowy wynosi $T_{zacz.} = 19,5 \text{ N}\cdot\text{m}$, a w silniku o zwiększonej liczbie par biegunów i $q = 0,375$, wynosi $T_{zacz.} = 1,5 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Dla silnika o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych wykonano model do obliczeń cieplnych z zachowaniem takich samych oporów cieplnych stykowych oraz przy wykorzystaniu takich samych materiałów. Na rysunku 12.4 zostały przedstawione przekroje modeli obu silników. Model o zwiększonej liczbie par biegunów, zgodnie z założeniami,

charakteryzuje się większą średnicą wewnętrzną, nieco krótszym wysięgiem czół oraz dłuższym pakietem rdzenia magnetycznego stojana i wirnika.

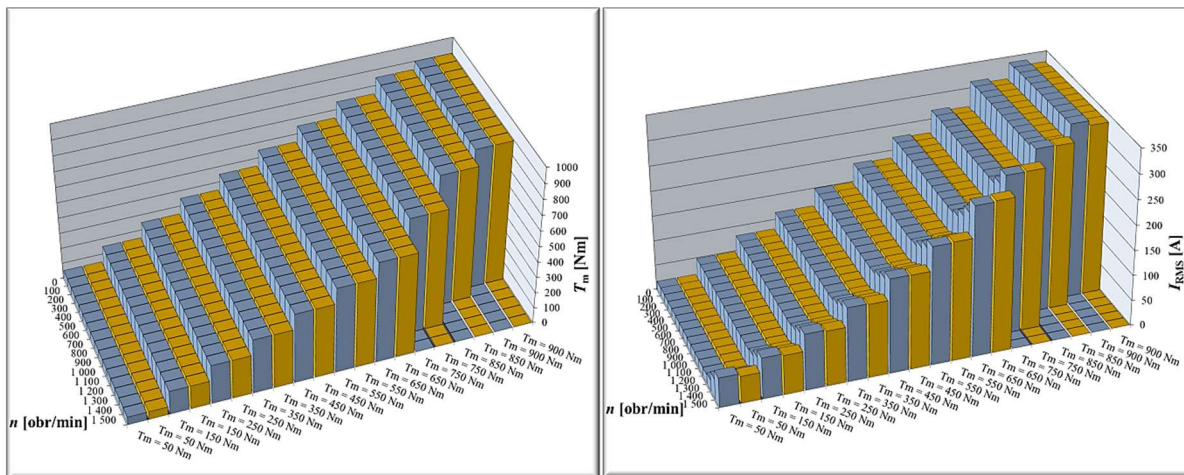


Rys.12.4. Przekroje modelu silnika a) $2p=32$, $q=0,5$ b) $2p=56$, $q=0,375$

12.2. Straty mocy w silniku o zwiększonej liczbie par biegunów

W celu porównania obu modeli silników wykonano analizę parametrów pracy przy wymuszeniu momentu obrotowego od $T_m = 0$ do $T_m = 900 \text{ N}\cdot\text{m}$ co $\Delta T_m = 100 \text{ N}\cdot\text{m}$. Na rysunku 12.5a zostały przedstawione obliczone charakterystyki momentu obrotowego, natomiast na rysunku 12.5b zostały przedstawione charakterystyki odpowiadających im prądów zasilania.

Parametry do analizy obliczono dla tej samej temperatury pracy uzwojenia oraz magnesów trwałych. Obliczone momenty obrotowe oraz odpowiadające im prądy zasilania są w obu modelach bardzo zbliżone.



a)

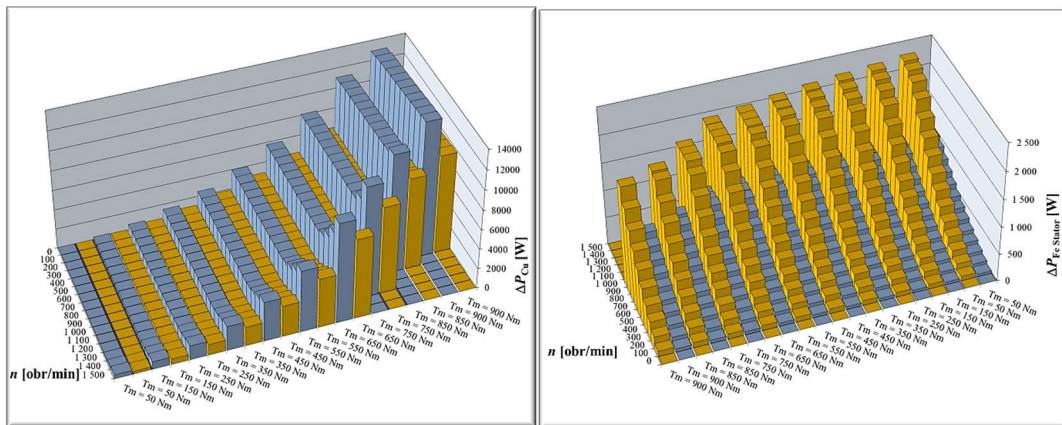
b)

■ $Q=48, 2p=32, q=0,5$ ■ $Q=63, 2p=56, q=0,375$

Rys.12.5. Obliczony wykres słupkowy parametrów pracy rozpatrywanych modeli silników:
a) moment obrotowy b) prąd zasilania

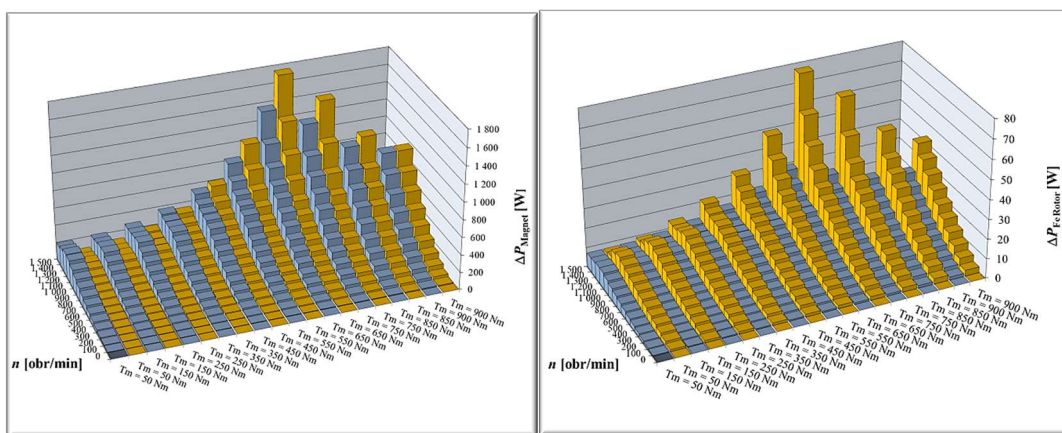
Częstotliwość zasilania silnika o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych, przy tej samej prędkości obrotowej, jest wyższa. Na rysunku 12.6 przedstawiono wykresy strat mocy w silnikach. W uzwojeniu stojana straty mocy w obu silnikach są porównywalne (rys. 12.6a). Straty mocy w rdzeniu magnetycznym stojana są większe w silniku o zwiększonej liczbie par biegunów, przy czym różnica wzrasta wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i wzrostem prądu zasilania (rys. 12.6b).

Na rysunku 12.6c widać, że w niemal całym zakresie pracy straty generowane w magnesach trwałych są mniejsze w silniku z liczbą biegunów $2p = 56$, przy czym różnica ta zwiększa się wraz ze wzrostem natężenia prądu zasilania. Straty w magnesach są mniejsze, gdyż łuk magnesów jest mniejszy. Straty mocy generowane w rdzeniu magnetycznym wirnika silnika o liczbie biegunów $2p = 56$ są większe w całym zakresie pracy. Co do wartości straty mocy generowane w rdzeniu magnetycznym obu silników są dużo mniejsze od strat generowanych w magnesach.



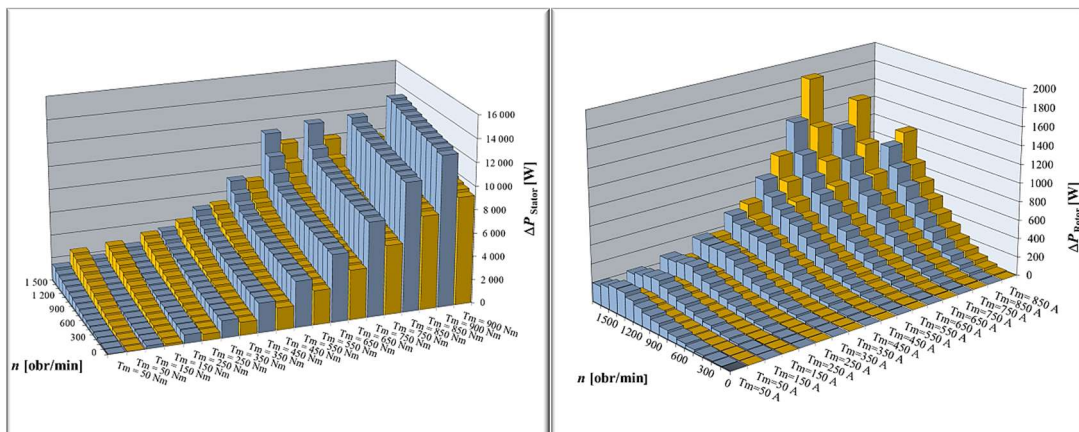
a)

b)



c)

d)



e)

f)

■ $Q=48, 2p=32, q=0,5$ ■ $Q=63, 2p=56, q=0,375$

Rys.12.6. Obliczone wykresy słupkowe strat mocy silników: a) w uzwojeniu, b) w rdzeniu magnetycznym stojana, c) w magnesach, d) w rdzeniu magnetycznym wirnika e) sumaryczne w stojanie, f) sumaryczne w wirniku

Na rysunku 12.6e i 12.6f przedstawiono sumaryczne straty mocy w stojanie i w wirniku obu modeli silników. Sumaryczne straty mocy w wirniku są głównie zależne od strat

w magnesach i są większe w niemal całym zakresie pracy w silniku z $2p = 32$. Straty sumaryczne w stojanie są sumą strat w uzwojeniu i w rdzeniu magnetycznym stojana. Z tego powodu w zakresie pracy z wysokimi prędkościami obrotowymi i z momentem obrotowym do $T_m = 350 \text{ N}\cdot\text{m}$, silnik o $2p = 56$ charakteryzuje się większymi stratami mocy w stojanie.

Z literatury wiadomo, że zmniejszenie liczby żłobków przypadający na biegun i fazę skutkuje wzrostem strat w magnesach [186]. Silnik o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych, rozmieszczonych na zbliżonej średnicy, ma mniejszy kąt łuku i mniejsze straty mocy generowane w magnesach.

Straty mocy generowane w rdzeniu magnetycznym wirnika są większe w silniku o $2p=56$, jednak ich wartość w stosunku do strat generowanych w magnesach trwałych jest znacznie mniejsza.

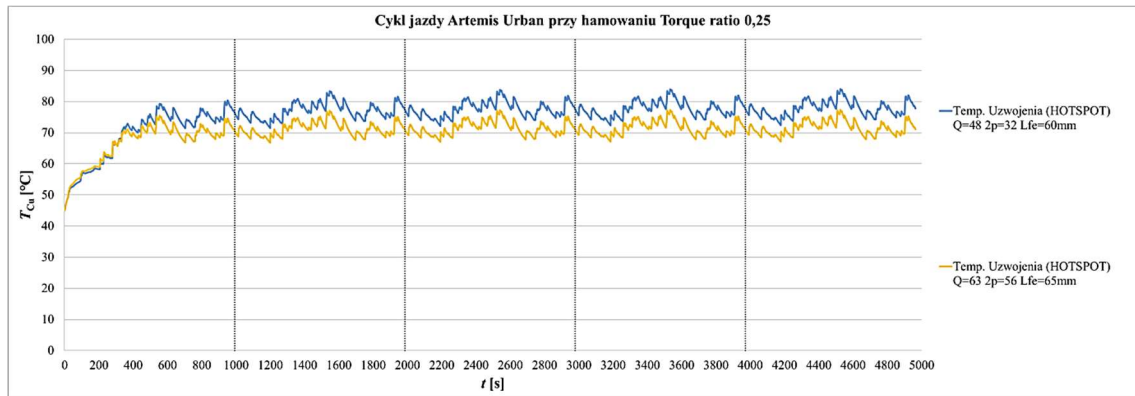
Należy również zwrócić uwagę na fakt, że podczas pracy na przyrosty temperatury elementów silnika ma wpływ również powierzchnia odprowadzania ciepła. Konstrukcja o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych do $2p = 56$ ma dłuższe jarzmo wirnika i stojana do którego przylega układ chłodzenia wodnego, co skutkuje większą powierzchnią odprowadzania ciepła. Mniejsze szerokości (grubości) jarzma stojana i wirnika skutkują mniejszymi oporami dla przepływu ciepła z uzwojenia do płaszcza wodnego oraz pomiędzy magnesami i powierzchnią zewnętrzną wirnika. Zmniejszenie jarzma stojana powoduje również przybliżenie czoł uzwojenia do układu chłodzenia, co skutkuje zmniejszeniem oporu cieplnego warstwy żywicy epoksydowej umieszczonej pomiędzy tymi elementami, a w konsekwencji polepsza odprowadzanie ciepła z tej części uzwojenia, która w klasycznych maszynach charakteryzuje się najwyższą temperaturą [187].

12.3. Analiza pracy silnika o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych w różnych cyklach jazdy samochodu

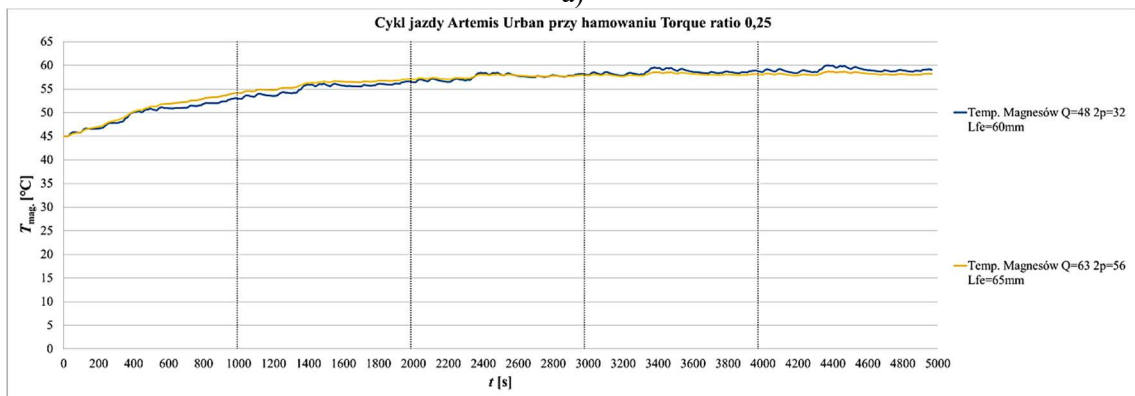
Kolejną przeprowadzoną analizą porównawczą pracy obu silników są symulacje cykli jazdy: Artemis Urban, Artemis Motorway 150 oraz US06. Obliczenia zostały przeprowadzone dla symulacji pracy silników w samochodzie Nissan Leaf z dwoma silnikami napędowymi w tylnej osi napędowej.

12.3.1. Analiza pracy silnika w cyklu Artemis Urban

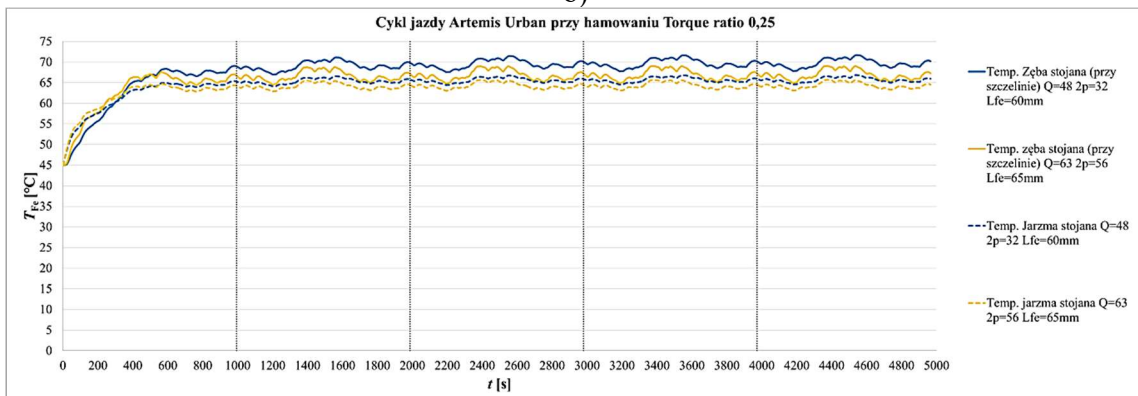
Na rysunku 12.7 porównane zostały przebiegi temperatury maksymalnej uzwojenia, magnesów trwałych oraz rdzenia magnetycznego silnika o liczbie par biegunów magnetycznych $2p = 32$ i $2p = 56$.



a)



b)

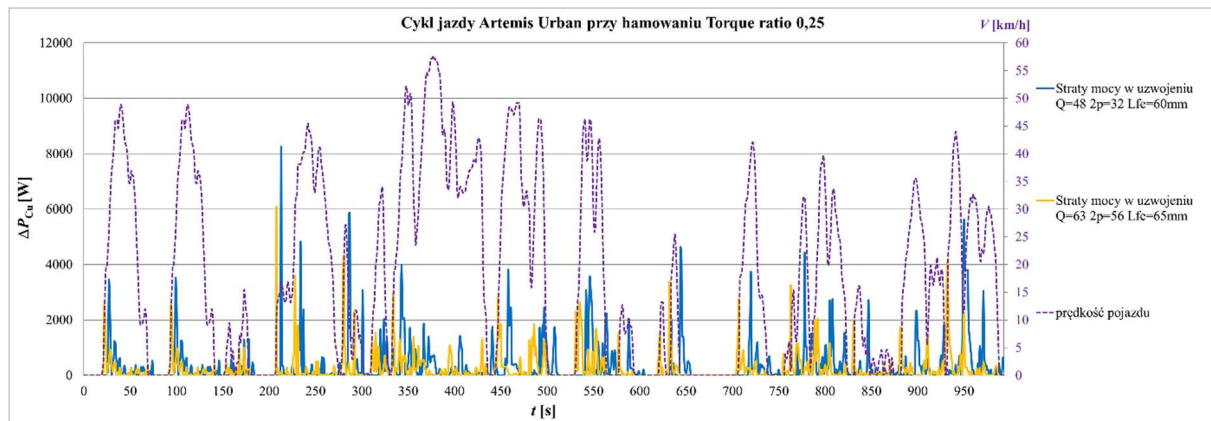


c)

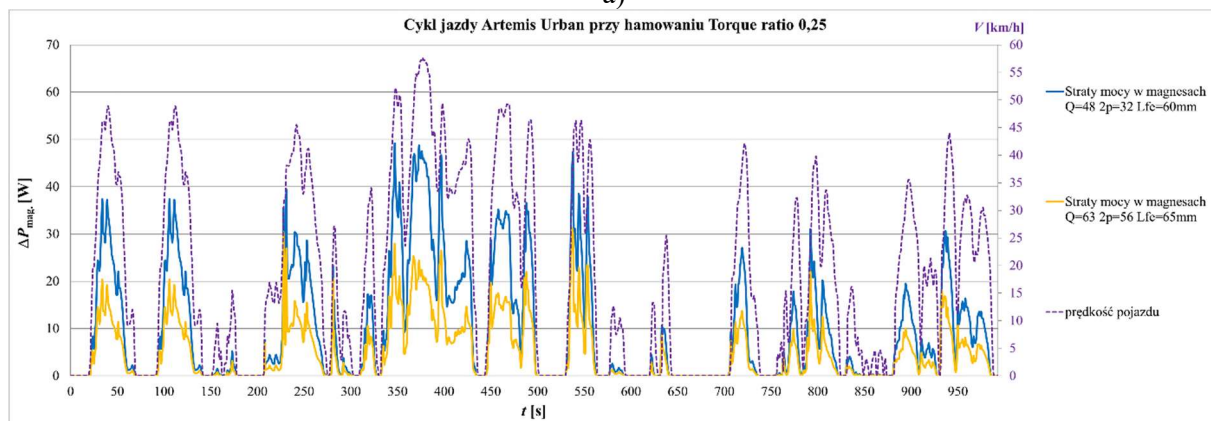
Rys. 12.7 Obliczone przebiegi temperatur poszczególnych elementów silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Urban powtórzonym 5 razy (współczynnik udziału w momencie hamowania 0,25):

- a) temperatura maksymalna uzwojenia
- b) temperatura magnesów
- c) temperatura rdzenia magnetycznego stojana

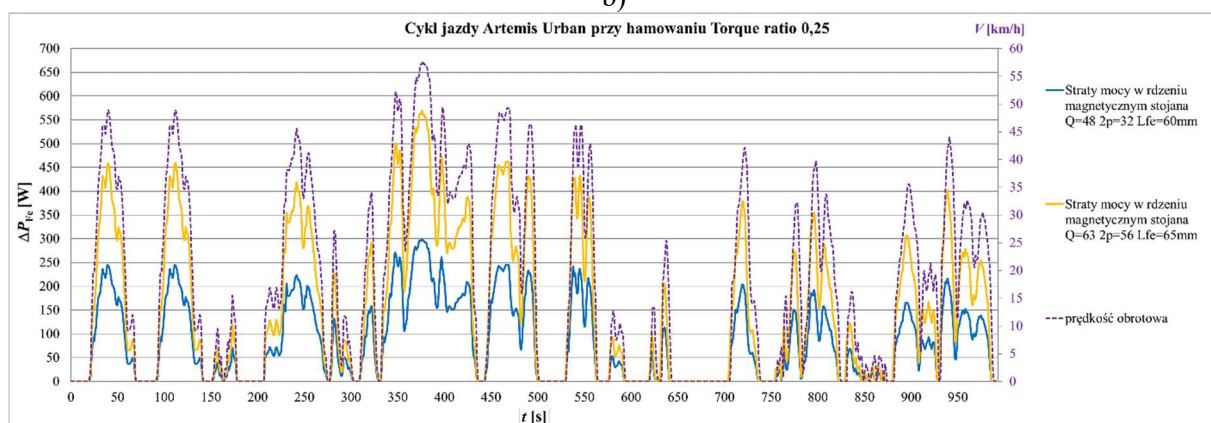
Silnik o liczbie par biegunów magnetycznych $p = 56$ i mniejszej masie obwodu elektromagnetycznego ma niższą temperaturę pracy podczas jazdy w cyklu miejskim. Różnica temperatury maksymalnej w obu silnikach wyniosła ok. $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$. Temperatura magnesów trwałych jest niemal taka sama, pomimo różnicy częstotliwości zasilania.



a)



b)



c)

Rys.12.8 Obliczone przebiegi strat mocy silnika w samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Urban: a) straty w uzwojeniu, b) w magnesach, c) w rdzeniu magnetycznym stojana

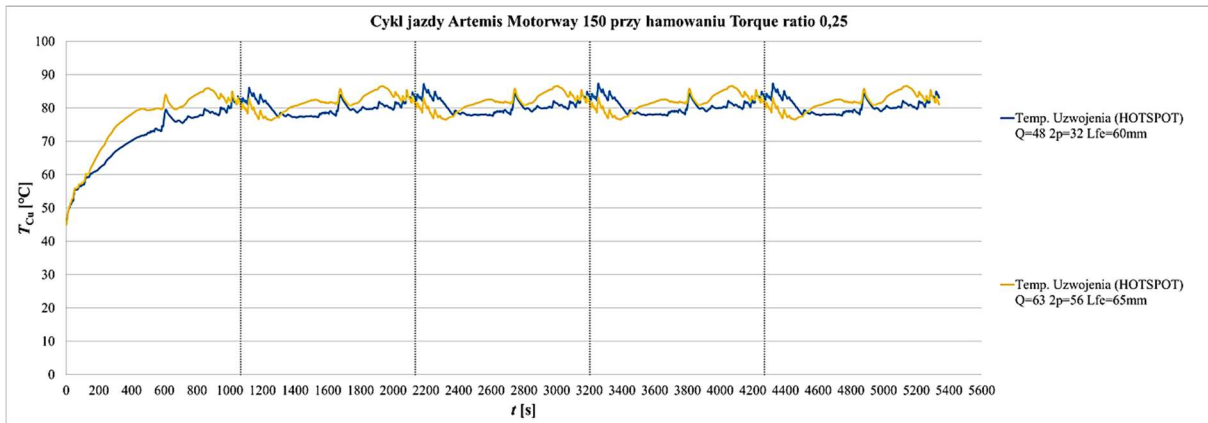
Temperatura pracy rdzenia magnetycznego stojana jest niższa o ok $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$ w silniku o liczbie par biegunów $2p = 56$.

Na rysunku 12.8 zostały przedstawione przebiegi strat mocy obu silników w cyklu Artemis Urban. Stosunek strat potwierdza przedstawione wcześniej wyniki na wykresach słupkowych. Straty w uzwojeniu oraz magnesach trwałych są większe w silniku o $2p=32$ natomiast mniejsze w rdzeniu magnetycznym stojana.

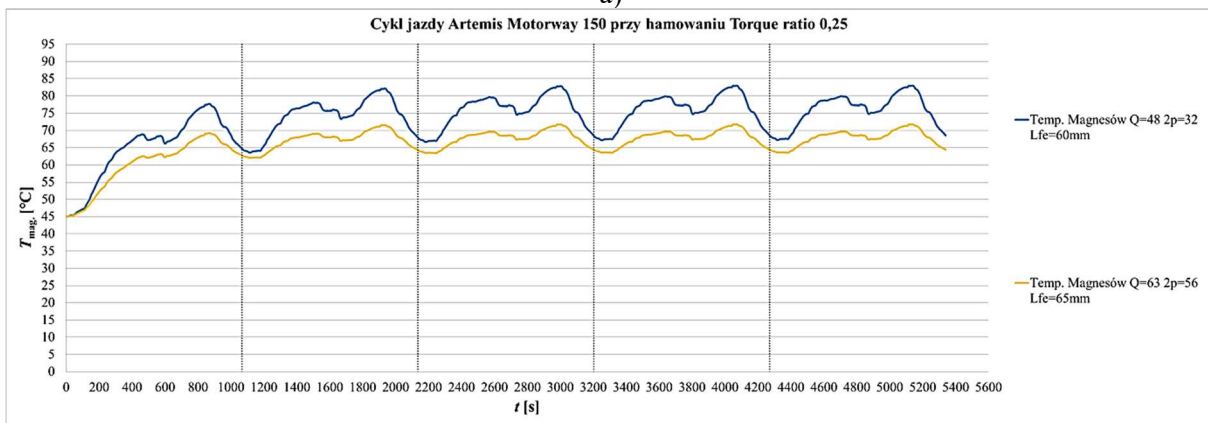
12.3.2. Analiza pracy silnika w cyklu Artemis Motorway 150

Analiza jazdy samochodu w cyklu Artemis Motorway 150 wykazała, że temperatura maksymalna uzwojenia w cyklu jest równa ok $T_{\text{Cu}} = 87^{\circ}\text{C}$ (rysunek 12.9 i 12.10) dla obu silników natomiast jej przebiegi w trakcie cyklu są różne. Wyższe temperatury uzyskuje silnik o liczbie biegunów magnetycznych $2p=32$ na początku i na końcu cyklu, przy wjeździe na autostradę i przy wyjeździe. Z kolei silnik o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych do $2p=56$ pracuje z wyższą temperaturą maksymalną w trakcie jazdy samochodu z wyższą prędkością.

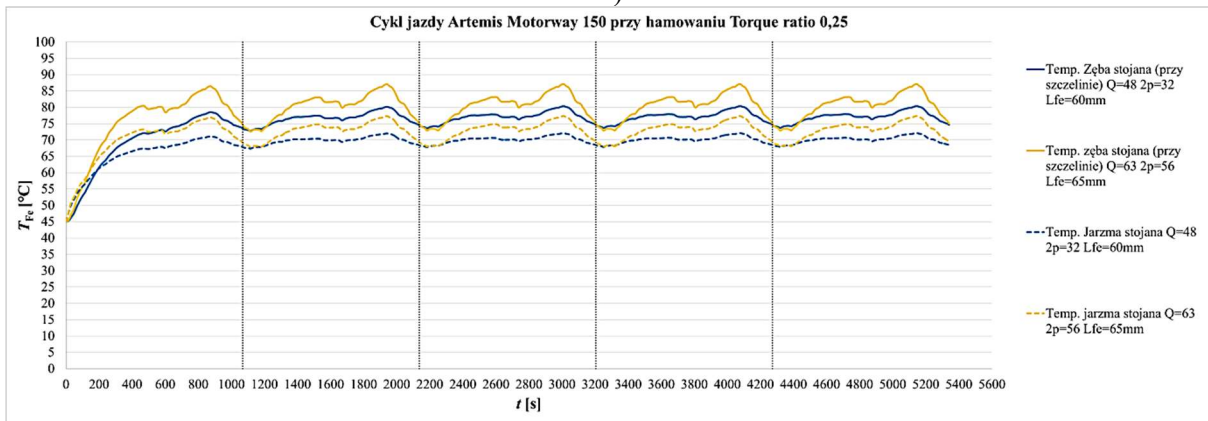
Analizując wykresy słupkowe, przebieg strat mocy na rysunku 12.9 oraz wymagania momentu w rozpatrywanym cyklu można zauważyć, że podczas jazdy po autostradzie (z wyższymi prędkościami), zapotrzebowanie na generowany moment obrotowy jest mniejsze. Z tego powodu, jak wykazała wcześniejsza analiza, różnica pomiędzy stratami mocy w uzwojeniu w obydwóch silnikach jest niewielka w porównaniu z sytuacją, gdy jest wymagany wysoki moment obrotowy. Przy wysokich prędkościach obrotowych i niskich momentach obrotowych poniżej $T_m=200 \text{ N}\cdot\text{m}$ większy wpływ mają straty mocy generowane w rdzeniu magnetycznym stojana, które w tym zakresie pracy są znacznie większe w silniku o $2p = 56$. Temperatura rdzenia, analogicznie do przebiegu strat mocy w rdzeniu, jest wyższa w silniku o zwiększonej liczbie par biegunów. Temperatura pracy magnesów trwałych jest o ponad $\Delta T_{\text{mag}} = 10^{\circ}\text{C}$ niższa przy jeździe samochodu z wyższymi prędkościami, rzędu $V = 130 \text{ km/h}$.



a)



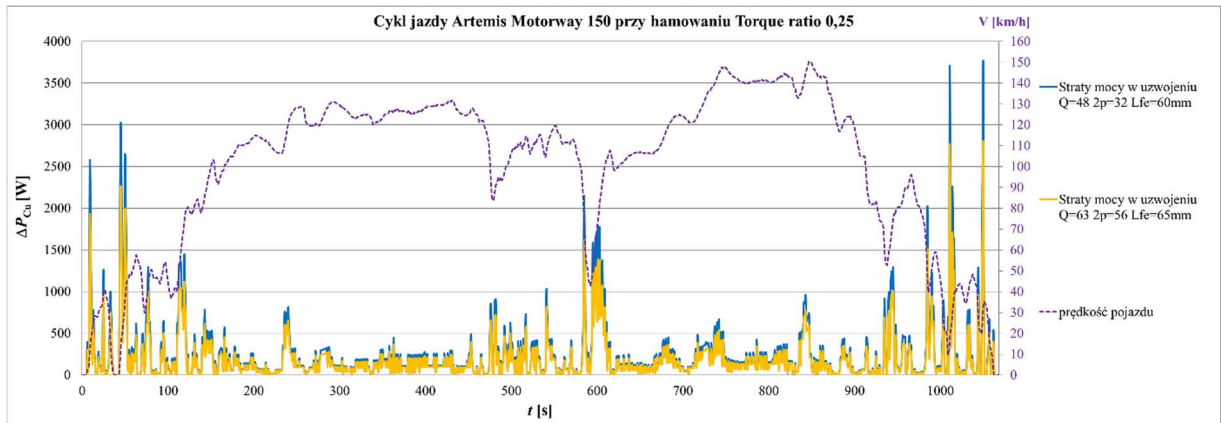
b)



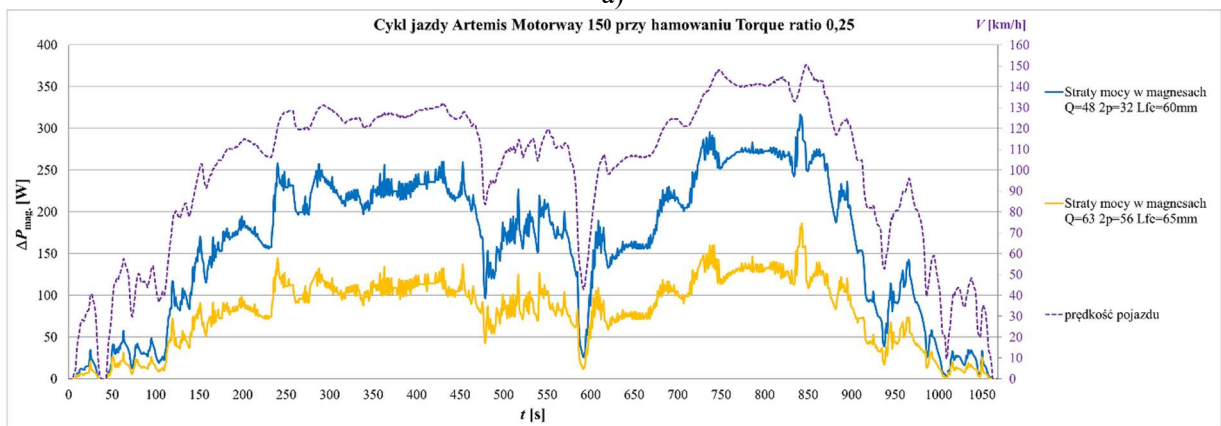
c)

Rys.12.9 Obliczone przebiegi temperatur poszczególnych elementów silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Motorway 150 powtórzonym 5 razy (współczynnik udziału w momencie hamowania 0,25):

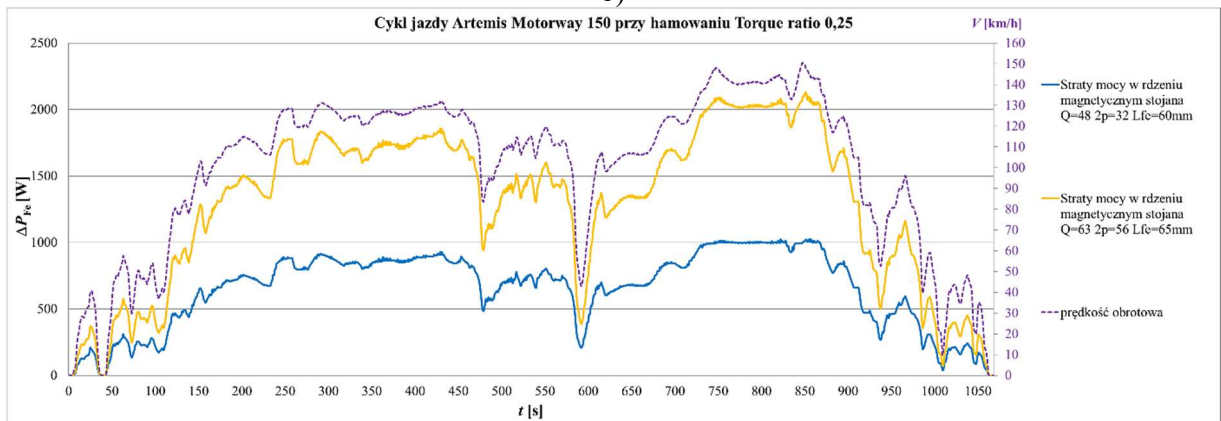
a) temperatura maksymalna uzwojenia, b) temperatura magnesów, c) temperatura rdzenia magnetycznego stojana



a)



b)



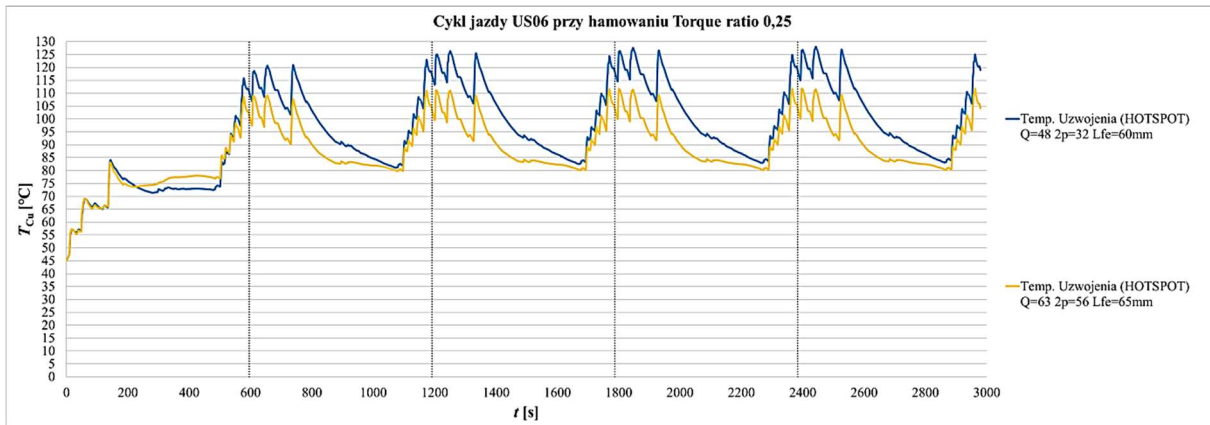
c)

Rys.12.10. Obliczone przebiegi strat mocy silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy Artemis Motorway 150:

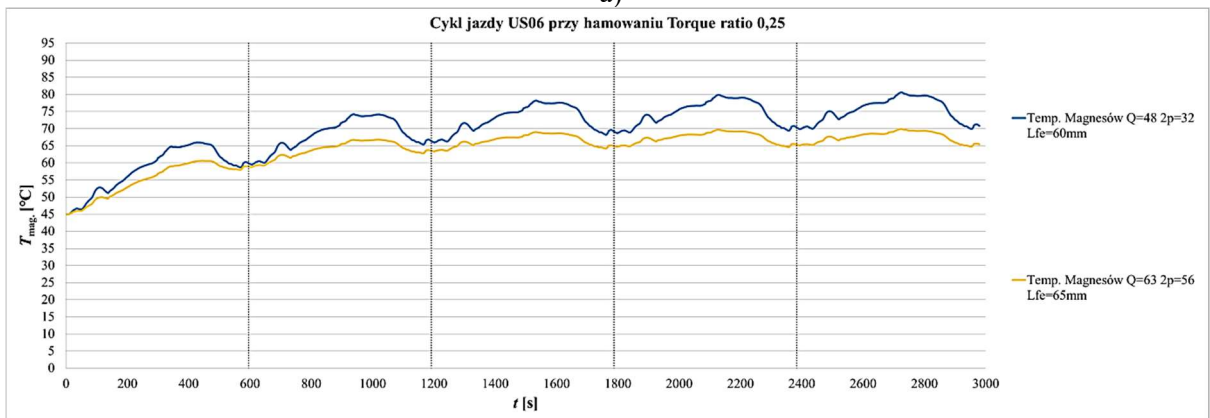
a) straty w uzwojeniu b) w magnesach c) w rdzeniu magnetycznym stojana

12.3.3. Analiza pracy silnika w cyklu jazdy US06

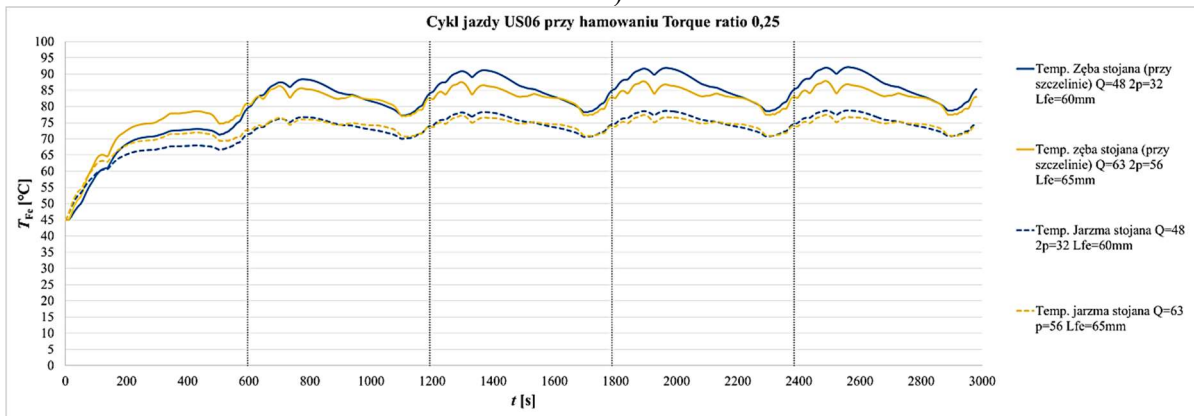
Analiza cyklu jazdy dynamicznej (rysunek 12.11 i 12.12) wskazała, że temperatury maksymalne uzwojenia są wyższe w silniku z liczbą biegunów magnetycznych $2p = 32$ nawet o $\Delta T = 17^\circ\text{C}$ w ostatnim powtórzeniu cyklu.



a)



b)

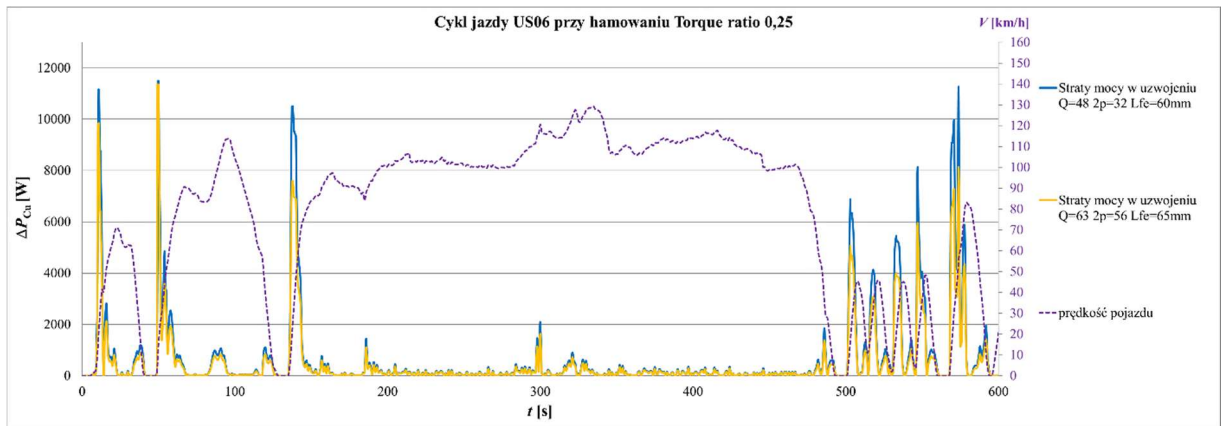


c)

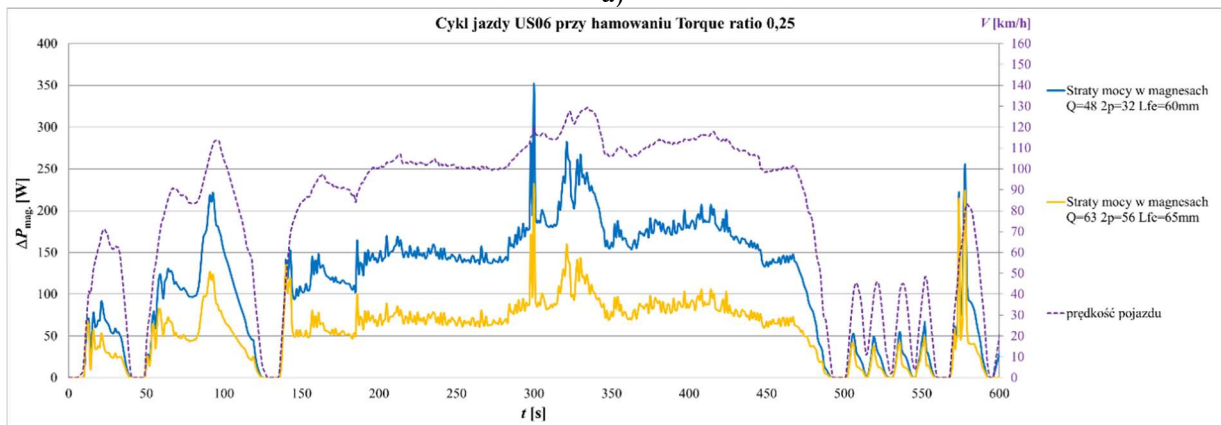
Rys.12.11 Obliczone przebiegi temperatur poszczególnych elementów silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy US06 powtórzonym 5 razy (współczynnik udziału w momencie hamowania 0,25): a) temperatura maksymalna uzwojenia b) temperatura magnesów c) temperatura rdzenia magnetycznego stojana.

Symulacje wykazały, że silnik o $2p = 32$ uzyskuje wyższe temperatury podczas jazdy z niskimi prędkościami obrotowymi i wysokim momentem obrotowym. W przypadku jazdy z wyższymi prędkościami w cyklu US06, w pierwszym powtórzeniu cyklu temperatura silnika o $2p=56$ jest nieco wyższa, z kolei w następnych powtórzeniach widać wpływ temperatury rozpoczynającej

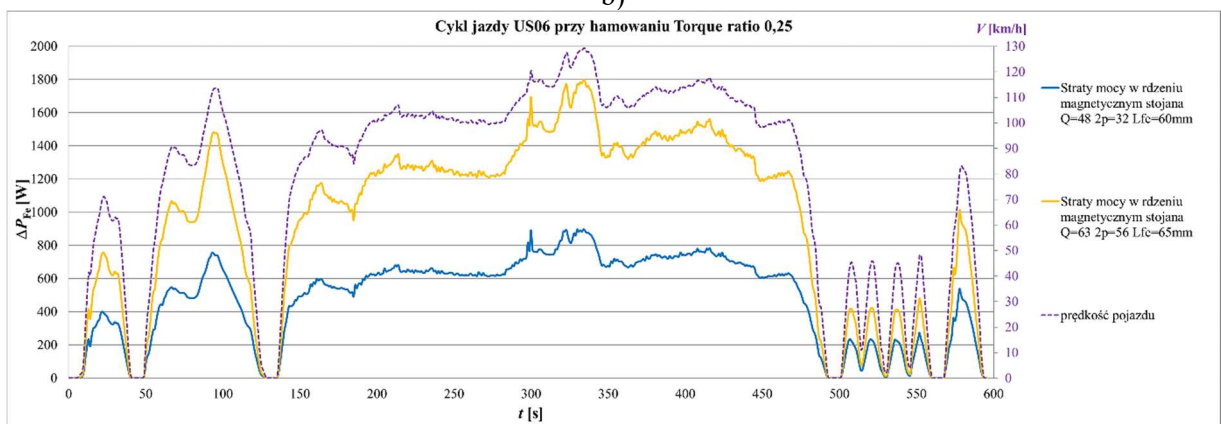
cykl, który zmienia tą zależność w kolejnych powtórzeniach. Temperatura magnesów trwałych jest wyższa w silniku o $2p = 32$ w całym cyklu.



a)



b)



c)

Rys. 12.12 Obliczone przebiegi strat mocy poszczególnych obwodów elektromagnetycznego silnika w rozpatrywanym samochodzie Nissan Leaf z napędem z dwoma silnikami w kołach, poruszającym się w cyklu jazdy US06 powtórzonym 5 razy (współczynnik udziału silnika w momencie hamowania 0,25): a) w uzwojeniu b) w magnesach c) w rdzeniu magnetycznym stojana

12.4. Podsumowanie analizy

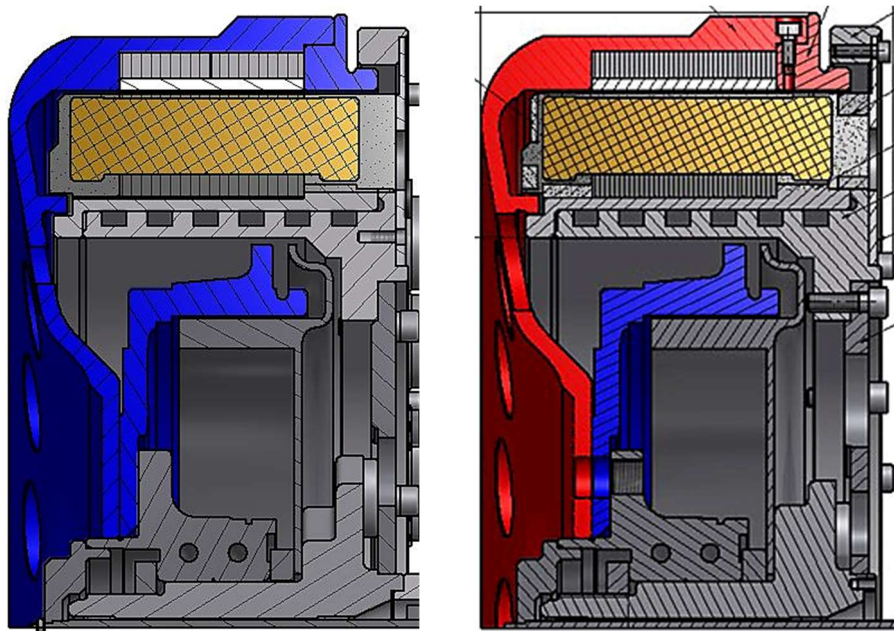
Celem przeprowadzonych badań było sprawdzenie możliwości zmniejszenia masy obwodu elektromagnetycznego silnika poprzez zwiększenie liczby par biegunów magnetycznych. Wykonane badania modelowe potwierdziły oczekiwania. Zwiększenie liczby par biegunów z 32 do 56 poskutkowało zmniejszeniem masy obwodu elektromagnetycznego o ponad 12% przy jednoczesnym zachowaniu temperatury maksymalnej uzwojenia oraz magnesów trwałych podczas poszczególnych cykli pracy, na poziomie takim samym lub niższym jak w silniku odwzorowanym.

Należy również zwrócić uwagę, że silnik o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych i $q = 0,375$ charakteryzuje się znacząco mniejszym momentem zaczepowym, co w przypadku napędu pojazdu elektrycznego może mieć istotny wpływ na komfort jazdy i sterowność samochodu. Aby obniżyć wartość momentu zaczepowego można zastosować skos w stojanie lub skos dyskretny magnesów wirnika. Wiąże się to jednak z ograniczeniem momentu obrotowego i koniecznością zwiększenia prądu zasilającego, co spowoduje zwiększenie temperatury pracy uzwojenia i jeszcze większą różnicę temperatur na korzyść silnika o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych.

Nowa propozycja obwodu elektromagnetycznego wydaje się być korzystniejsza zarówno pod względem masy, jak i parametrów cieplnych. Otwiera ona możliwość dalszego skrócenia pakietu, a w konsekwencji jeszcze większego zmniejszenia masy obwodu elektromagnetycznego.

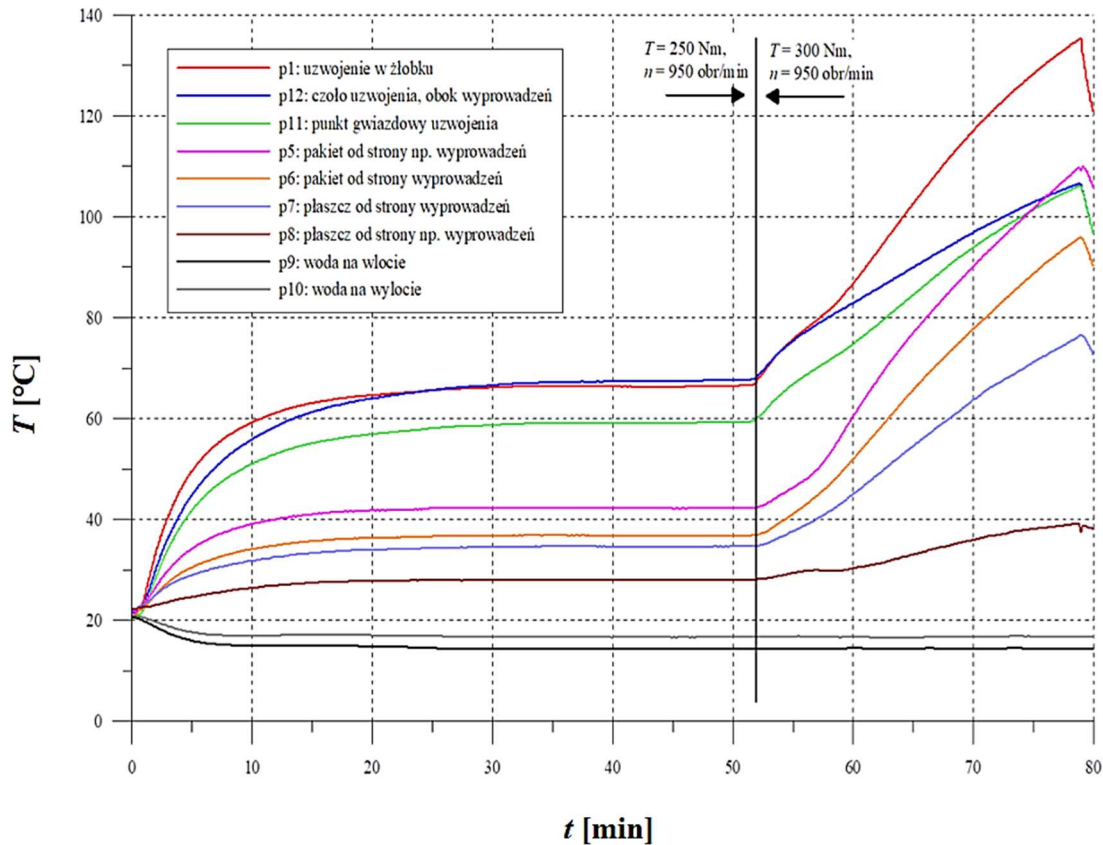
13. POPRAWA TECHNOLOGII WYKONANIA ORAZ KONSTRUKCJI SILNIKA NA PODSTAWIE WNIOSKÓW Z PRZEPROWADZONYCH BADAŃ

W ramach przeprowadzonych prac badawczych wykonano kilka silników prototypowych. Pierwszym rozwiązaniem był silnik oznaczony jako „Prototyp 1”, którego wymiary i parametry pracy były takie same jak silnika odwzorowanego w niniejszej pracy w rozdziale 8, natomiast nie posiadał on radiatora bocznego zarówno po stronie napędowej, jak i po stronie przeciwnapędowej. Na rysunku 13.1 zostały przedstawione przekroje modeli silnika „Prototyp 1” oraz silnika „Prototyp 2” (odwzorowanego). Silnik „Prototyp 1” ma takie same parametry, jak silnik odwzorowany, natomiast różni się technologią wykonania łączenia rdzenia magnetycznego na konstrukcji wsporczej. Pasowania pomiędzy rdzeniem i konstrukcją wsporczą w Prototypie 1 zapewniały zdecydowanie mniejszy wcisk niż w Prototypie 2.



Rys.13.1. Przekrój modelu silnika: a) „Prototyp 1” b) „Prototyp 2”

Próby nagrzewania silnika „Prototyp 1” wykazały, że przy większym obciążeniu następowało znaczące pogorszenie skuteczności odprowadzania ciepła z uzwojenia. Zarejestrowane przebiegi temperatur silnika zostały przedstawione na rysunku 13.2.



Rys.13.2. Zarejestrowane przebiegi temperatur silnika Prototyp 1 podczas próby nagrzewania $n=950$ obr/min, $T_m=250$ N·m i $T_m=300$ N·m

Silnik „Prototyp 1” podczas pracy z prędkością obrotową $n = 950$ obr./min mógł pracować ciągle z momentem obrotowym na poziomie $T_m = 250$ N·m. Temperatury poszczególnych elementów ustaliły się po czasie ok. $t = 25$ minut.

Po zwiększeniu obciążenia do $T_m = 300$ N·m temperatura uzwojenia gwałtownie narastała. Analiza charakterystyk nagrzewania poszczególnych elementów silnika wskazała na przyczynę związaną z pracą elementów silnika o różnej termokurczliwości. Wraz ze wzrostem poszczególnych strat mocy w silniku wzrastał opór termiczny pomiędzy rdzeniem magnetycznym stojana a konstrukcją wsporczą z płaszczem układu chłodzenia. W efekcie pogarszała się styczność pomiędzy uzwojonym rdzeniem magnetycznym a układem chłodzenia od strony przeciwnej do zasilania. Podczas próby nagrzewania, po czasie ok. $t=55$ s temperatura uzwojenia w żłobku zaczęła gwałtownie rosnać, podobnie jak temperatura pakietu stojana rdzenia magnetycznego oraz temperatura płaszcza układu chłodzenia (konstrukcja wsporcza).

Temperatury uzwojenia w żłobku stojana oraz w punkcie gwiazdowym przewyższyły temperaturę czoła uzwojenia od strony wyprowadzeń. W silniku „Prototyp 1” uszkodzeniu uległ czujnik temperatury na czole od strony napędowej.

W silniku „Prototyp 2” zastosowano wielokrotnie większy wcisk pomiędzy rdzeniem magnetycznym stojana a konstrukcją wsporczą. Przy osadzaniu rdzenia zastosowano chłodzenie helem elementów aluminiowych oraz podgrzanie w piecu uzwojonego stojana.

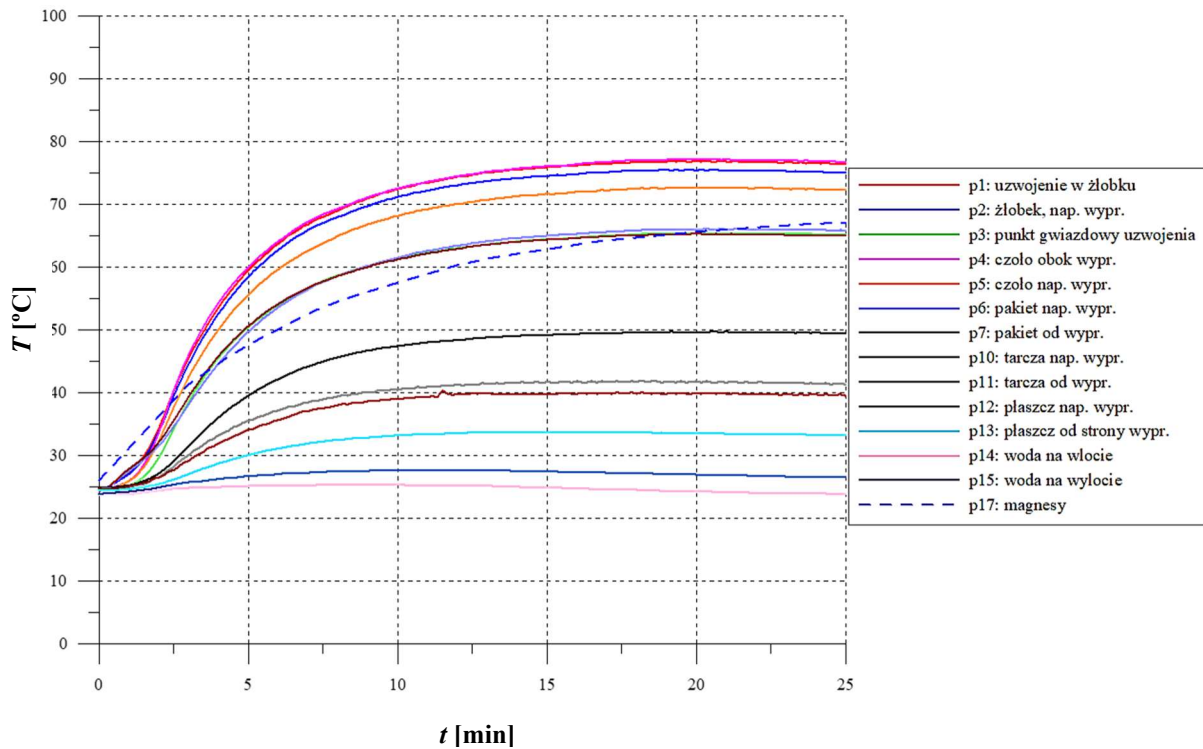
Na rysunku 13.3. zostały przedstawione zarejestrowane przebiegi temperatur silnika „Prototyp 2” przy prędkości $n = 950$ obr./min i momencie obrotowym $T_m = 300$ N·m, $T_m = 425$ N·m oraz $T_m = 450$ N·m (dogrzewanie).

Silnik „Prototyp 2” osiągnął niskie temperatury pracy dla tej samej prędkości obrotowej i takiego samego obciążenia momentem obrotowym ($n = 950$ obr./min i $T_m = 300$ N·m), przy których w silniku „Prototyp 1” temperatury zaczęły gwałtownie narastać. Temperatury elementów silnika ustaliły się po czasie ok. $t = 25$ min.

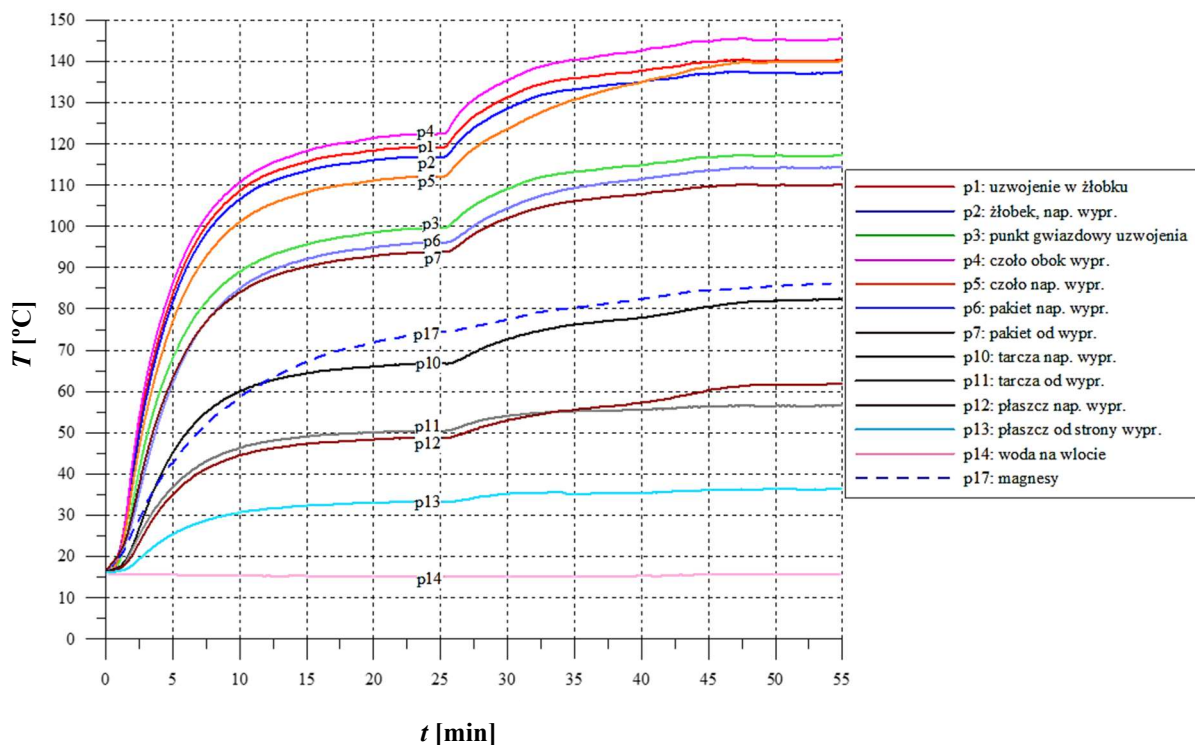
Kolejne próby nagrzewania potwierdziły skuteczność wprowadzenia lepszego wcisku. Pomimo tego, przy obciążeniu silnika „Prototyp 2” momentem obrotowym $T_m = 450$ N·m, gdy temperatury wydają się ustalać, w czasie ok. $t = 33$ s trwania próby, temperatury zaczęły ponownie niespodziewanie narastać.

Przebieg temperatury czoła uzwojenia naprzeciwko wyprowadzeń w mierzonym punkcie pracy ciągle narastał, aż do zrównania się z mierzoną temperaturą w żłobku. Narastanie temperatury w Prototypie 2, w czasie $t = 33$ s trwania próby nagrzewania nie jest tak dynamiczne, jak w przypadku silnika „Prototyp 1” w czasie $t = 55$ s trwania próby nagrzewania i nie przekracza bezpiecznej temperatury pracy.

Powodem zaobserwowanego zjawiska w Prototypie 2, w $t = 33$ s może być rozwiązanie konstrukcyjne radiatora bocznego, który również jest elementem osadzonym na wcisk na konstrukcji wsporczej. Analiza wyników badań laboratoryjnych wskazuje, że styk radiatora bocznego do konstrukcji wsporczej, przy pewnych obciążeniach również może znacząco pogorszyć oddawanie ciepła. Zdolność odbierania ciepła z uzwojenia do układu chłodzenia w tej części systemu układu chłodzenia pogarsza się wraz z różnicą temperatur pomiędzy radiatorem a konstrukcją wsporczą.



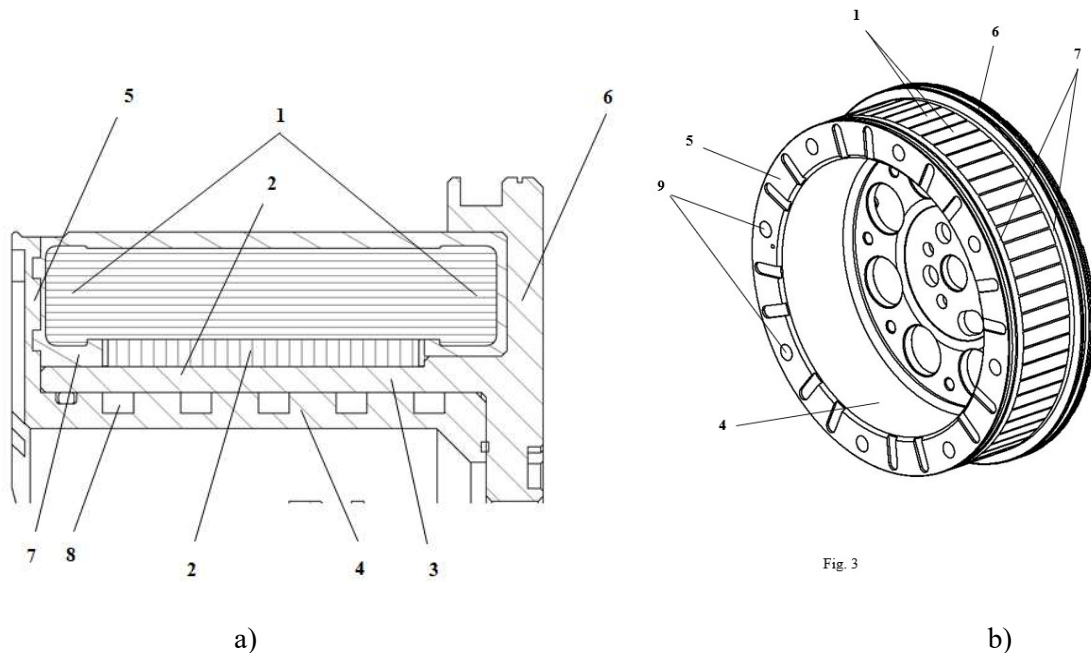
a)



b)

Rys. 13.3. Zarejestrowane przebiegi temperatur silnika „Prototyp 2” podczas prób nagrzewania: a) $n=950$ obr./min, $T_m=300$ N·m ; b) $n=950$ obr./min, $T_m=425$ N·m i $T_m=450$ N·m

Analiza wyników przeprowadzonych badań laboratoryjnych wykorzystujących zabudowane czujniki temperatury pozwoliła na opracowanie nowego rozwiązania, w którym radiator boczny strony napędowej i przeciwnapędowej stanowią część spójnego elementu konstrukcji wsporczej i płaszcza układu chłodzenia.



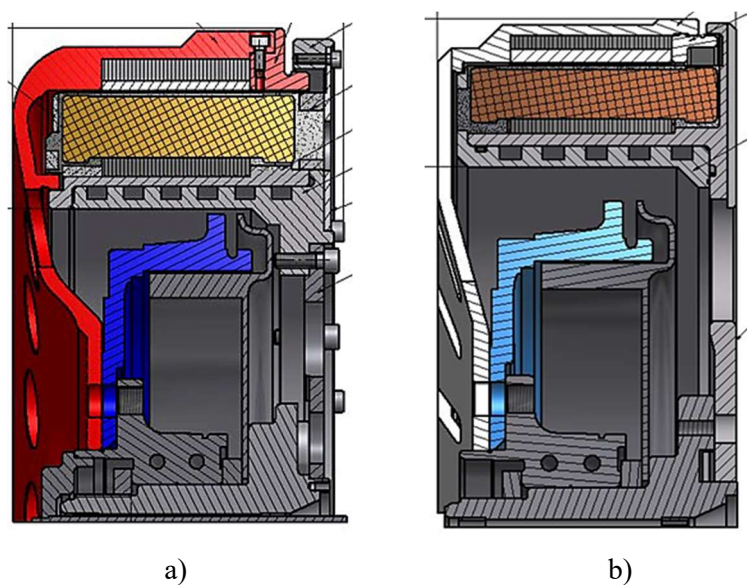
Rys.13.4. Zmodyfikowany radiator boczny [188]: a) przekrój wzdłużny b) model 3D stojana; 1- czoła uzwojenia, 2 - rdzeń magnetyczny stojana, 3 – element konstrukcji wsporczej 4 – element konstrukcji wsporczej z kanałami układu chłodzenia, 5 – tarcza radiatora bocznego strony napędowej, 6- tarcza radiatora bocznego strony przeciwnapędowej, 7 - przestrzeń wypełniona żywicą epoksydową, 8 - kanał przepływu cieczy chłodzącej , 9 - otwory technologiczne do zalewania stojana żywicą epoksydową

Na rysunku 13.4. został przedstawiony rysunek ze zgłoszenia patentowego [188] przedstawiający to rozwiązanie.

14. WYBRANE WYNIKI BADAŃ SILNIKA ZE ZWIĘKSZONĄ LICZBĄ PAR BIEGUNÓW MAGNETYCZNYCH, ULEPSZONĄ KONSTRUKCJĄ I TECHNOLOGIĄ WYKONANIA

14.1 „Prototyp 3” o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych

Na podstawie przeprowadzonej analizy symulacyjnej w programie Ansys Motor CAD oraz uzyskanych wyników badań laboratoryjnych został opracowany silnik „Prototyp 3” o zwiększonej liczbie par biegunów $2p = 56$, liczbie żłobków $Q = 63$ ($q = 0,375$), którego obwód elektromagnetyczny został przedstawiony we wcześniejszych rozdziałach pracy. Długość rdzenia magnetycznego pozostała taka sama, jak w silniku „Prototyp 2” ($L_{Fe} = 60$ mm), aby zachować kontekst porównawczy w stosunku do powierzchni oddawania ciepła (różnica wynika z różnicy średnic wewnętrznych stojana). Masa obwodu elektromagnetycznego silnika wyniosła $m = 16,2$ kg (19% mniej w stosunku do silnika „Prototyp 2”). Na rysunku 14.1 przedstawiono przekroje modelu silnika Prototyp 2 i Prototyp 3.



Rys.14.1.Model 3D przekroju silnika: a) Prototyp 2 b) Prototyp 3 [189]

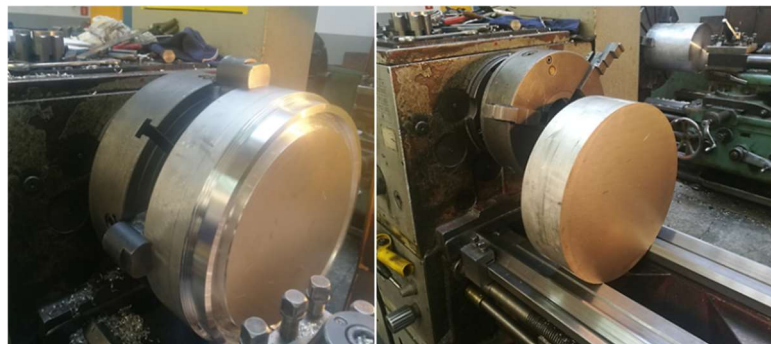
W silniku „Prototyp 3” zastosowano rozwiązanie radiatorów bocznych opisane w zgłoszeniu patentowym [188] przedstawionym w rozdziale 13. Zostały również znacząco zmniejszone wymiary konstrukcji wsporczej oraz długość silnika, dzięki krótszemu wysięgowi czoł uzwojenia, co w efekcie pozwoliło zmniejszyć masę silnika do $m=29$ kg (19,4 % mniej w stosunku do silnika „Prototyp 2”). Na rysunku 14.2 przedstawiono model 3D rozłożenia silnika.



a)

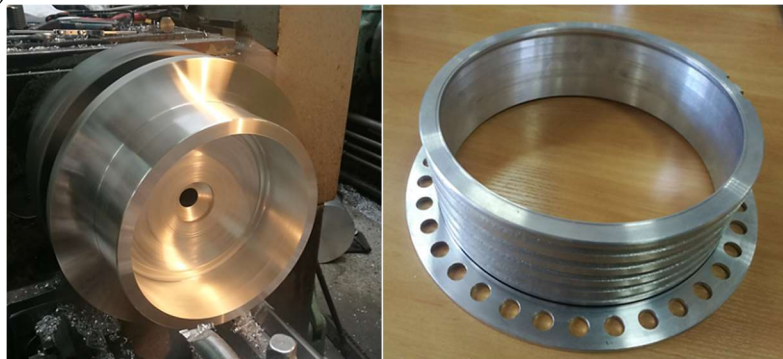
b)

Rys. 14.2. Model 3D rozłożenia silnika „Prototyp 3” :
a) widok od strony napędowej b) widok od strony przeciwnapędowej [189]



a)

b)



Rys. 14.3. Wykonanie konstrukcji wsporczej z radiatorom boczny: a) walec aluminiowy
b) walec w trakcie obróbki c) element po obróbce wstępnej d) gotowy element

Na rysunkach 14.3 – 14.8 przedstawiono kolejne etapy wykonania silnika „Prototyp3”.



Rys.14.4. Wytaczanie wirnika: a) w trakcie toczenia b) w trakcie obróbki końcowej c) gotowy element



Rys.14.5. Montaż rdzenia magnetycznego w wirniku: a) wirnik aluminiowy umieszczony w piecu, b) „wrzucenie” schłodzonego rdzenia wirnika, c) gotowy wirnik, widok od strony felgi



Rys.14.6. Porównanie wysięgu czół uzwojenia stojana silnika „Prototyp 2” (po lewej) ze stojanem silnika „Prototyp 3” (po prawej)



a)

b)

c)



d)

e)

f)

Rys.14.7. Montaż uzwojonego stojana z konstrukcją wsporczą: a) montaż konstrukcji wsporczej z tarczą od strony przeciwnapędowej, b) montaż stojana z elementem konstrukcji wsporczej z radiatorami strony napędowej, c) stojan uzwojony osadzony na konstrukcji wsporczej z radiatorami bocznymi, d) stojan zalany w żywicy epoksydowej w komorze ciśnieniowej, e) obróbka stojana po zalaniu w żywicy epoksydowej, f) gotowy stojan



a)

b)

c)

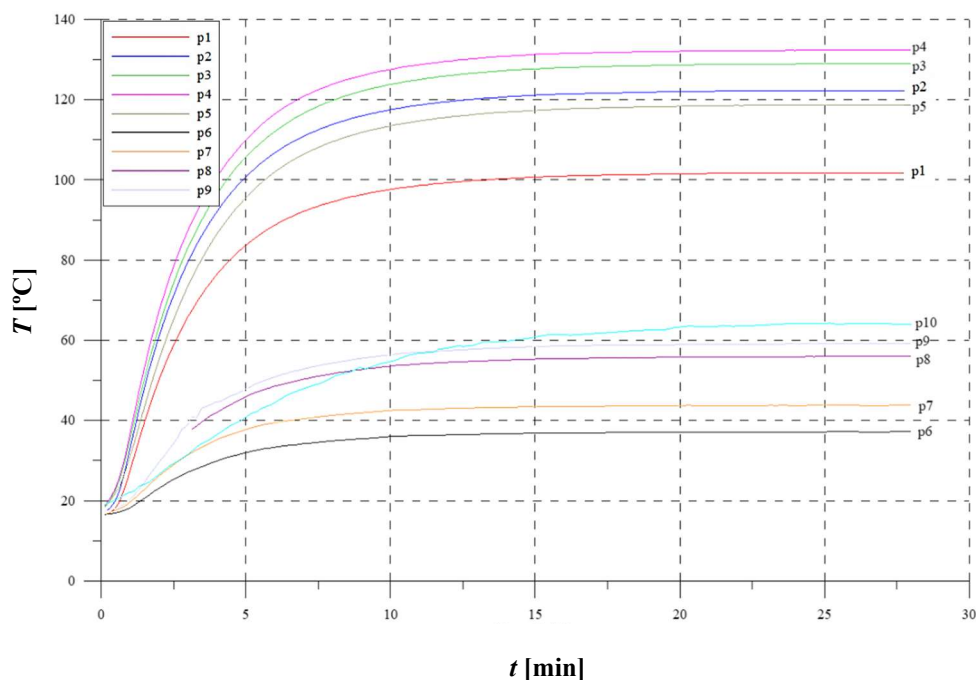
Rys. 14.8. Zmontowany silnik „Prototyp 3”: a) widok od strony napędowej, b) widok od strony przeciwnapędowej, c) silnik na stanowisku badawczym

Przykładowe wyniki prób nagrzewania silnika przedstawiono w tabeli 14.1.

Tab.14.1.Zmierzone temperatury ustalone silnika oraz przyrosty temperatury względem temperatury wlotowej wody silnika Prototyp 2 i Prototyp 3 dla punktu pracy:
 $n=1050$ obr./min, $T_m=450$ N·m, $Q=10$ dm³/min

		Prototyp 2		Prototyp 3		$\Delta t_{(P2-P3)}$
Nr	Oznaczenie	$n=1050$ obr/min		$n=1050$ obr/min		$n=1050$ obr/min
pkt	pkt.pomiarowego	$T_m=449,7$ N·m		$T_m=446,6$ N·m		$T_m=ok.450$ N·m
pom.		$P_m=49,44$ kW		$P_m=49,06$ kW		$P_m=50$ kW
	temperatura	t [°C]	Δt_{v_2} [K]	t [°C]	Δt_{v_3} [K]	Δt [K]
p1	Czoło uzwojenia od strony wypr.	143,7	128,6	101,5	87,4	41,2
p2	Czoło uzwojenia naprzeciw wypr.	138,9	123,8	122,3	108,2	15,6
p3	Żłobek od strony wypr.	139,4	124,3	129,1	115	9,3
p4	Żłobek naprzeciw wypr.	138,9	123,8	132,3	118,2	5,6
p5	Pakiet naprzeciw wypr. (ząb 1)	110,7	95,6	118,6	104,5	-8,9
	Pakiet od strony wypr. (ząb 1)	106,7	91,6	Uszkodzony czujnik	Uszkodzony czujnik	Uszkodzony czujnik
p6	Płaszcz od strony wypr.	37,1	22	37,1	23	-1
p7	Płaszcz naprzeciw wypr.	61,9	46,8	43,9	29,8	17
p8	Tarcza od strony wypr.	59,6	44,5	55,9	41,8	2,7
p9	Tarcza naprzeciw wypr.	86	70,9	59,2	45,1	25,8
p10	Magnesy na wirniku	86,6	71,5	63,9	49,8	21,7
w1	Woda na wlocie	15,1	-	14,1	-	-
w2	Woda na wylocie	19	3,9	21,2	7,1	-
ot	Otoczenie	20,3	-	23	-	-

Na rysunku 14.9 został przedstawiony przebieg temperatur silnika „Prototyp 3”. Przebiegi ustaliły się bez nagłych zmian narastania.



Rys.14.9. Zarejestrowane przebiegi temperatur elementów silnika „Prototyp 3” dla punktu pracy: $n = 1050$ obr./min, $T_m = 450$ N·m, $Q = 10$ dm³/min [190]

Wykonane próby nagrzewania wykazały, że silnik „Prototyp 3” może pracować z większą gęstością prądu ($j=16$ A/mm²) w stosunku do silnika „Prototyp 2” ($j=14$ A/mm²). Przebieg temperatur pokazał również, że przy większej gęstości prądu „Prototyp 3” osiąga niższe temperatury uzwojenia i nieco wyższe temperatury rdzenia stojana. Temperatura tarczy radiatora bocznego od strony wyprowadzeń jest kilka stopni niższa w „Prototypie 3”, natomiast temperatura tarczy radiatora od strony napędowej jest dużo niższa ($\Delta T = 21,7$ K).

14.2 Podsumowanie

Wykonany silnik „Prototyp 3” pozwolił na potwierdzenie założeń technologicznych związanych z krótszym wyięciem czoł uzwojenia przy zwiększeniu liczby żłobków w silniku o zwiększonej liczbie par biegunów (rysunek 14.6). Pozwoliło to na opracowanie krótszego silnika, którego masa jest mniejsza. Silnik „Prototyp 3” został wyposażony w konstrukcję wsporczą z płaszczem układu chłodzenia, która jest zintegrowana z radiatorami bocznymi. Silnik „Prototyp 3” pracuje z niższymi temperaturami uzwojenia i magnesów w stosunku do silnika „Prototyp 2”. Przebiegi temperatur silnika „Prototyp 3” w rozważanym zakresie zmiany

momentu ustaliły się na bezpiecznym poziomie. Przeprowadzona w pracy analiza wykorzystująca opracowane modele elektromagnetyczno-cieplne silnika i badania eksperymentalne wykonane na prototypach umożliwiły opracowanie lżejszego i krótszego silnika, który charakteryzuje się lepszymi parametrami cieplnymi. Dodatkowo umożliwiły również udoskonalenie konstrukcji radiatora bocznego.

15. PROJEKT SILNIKA DO ZABUDOWY W PIAŚCIE KOŁA DOSTAWCZEGO SAMOCHODU HYBRYDOWEGO

15.1. Analiza projektu silnika SMzs200S48

Prace badawcze, zrealizowane w ramach niniejszej pracy doktorskiej wchodzą w zakres projektu „Polskie rozwiązania napędu elektrycznego w kołach (4WHED)”. Projekt jest realizowany przez Sieć Badawczą Łukasiewicz - Górnośląski Instytut Technologiczny – Centrum Napędów i Maszyn Elektrycznych. Celem projektu jest zaprojektowanie, wykonanie i przetestowanie w warunkach laboratoryjnych i drogowych napędu bezpośredniego z silnikami zabudowanymi w kołach samochodu elektrycznego. W projekcie wykorzystywana jest metodyka oraz wnioski przedstawione w poprzednich rozdziałach. Kierownikiem B+R projektu jest autor niniejszej pracy.

Opracowywany napęd zakłada zastosowanie dwóch silników elektrycznych, zamontowanych w tylnej osi napędowej samochodu. Napęd elektryczny ma współpracować z oryginalnym silnikiem spalinowym samochodu i umożliwiać jego pracę jako napęd czysto elektryczny lub napęd hybrydowy. Do elektryfikacji, ze względu na aspekty praktyczne, perspektywę wdrożeniową, zapotrzebowanie rynkowe i trendy elektromobilności w Europie, wybrano pojazd dostawczy Fiat Ducato o masie 3,5 t. Według założeń, pojazd ma mieć możliwość poruszania się w strefie miejskiej i około-miejskiej z prędkością do $V = 90$ km/h przy wykorzystaniu jedynie elektrycznego układu napędowego, natomiast poza miastem układ dwóch silników elektrycznych ma jedynie wspomagać układ napędowy z silnikiem spalinowym.

Zaprojektowane silniki elektryczne mają umożliwiać pracę napędu w trzech trybach:

- a) czysto elektrycznym w zielonych strefach miast i rezerwatach przyrody,
- b) jako wsparcie silnika spalinowego podczas pokonywania przeszkód,
- c) jako dodatkowy hamulec przy hamowaniu z wyższymi prędkościami (hamowanie z odzyskiem energii).

15.2. Ograniczenia gabarytowe silnika

Z uwagi na stosunkowo dużą masę pojazdu postanowiono wykorzystać maksymalną objętość felgi koła do zabudowy silnika napędowego. W tym celu przeprojektowano całą tylną oś napędowa pojazdu, aby umożliwić zmieszczenie wszystkich elementów układu amortyzacji i hamowania. W tylnej osi napędowej wykorzystano układ hamowania wyposażony w hamulce tarczowe. Na rysunku 15.1 zostały przedstawione elementy układu zawieszenia oraz układu hamulcowego, które musiały zostać przemieszczone, aby w pełni wykorzystać przestrzeń wewnątrz felgi.



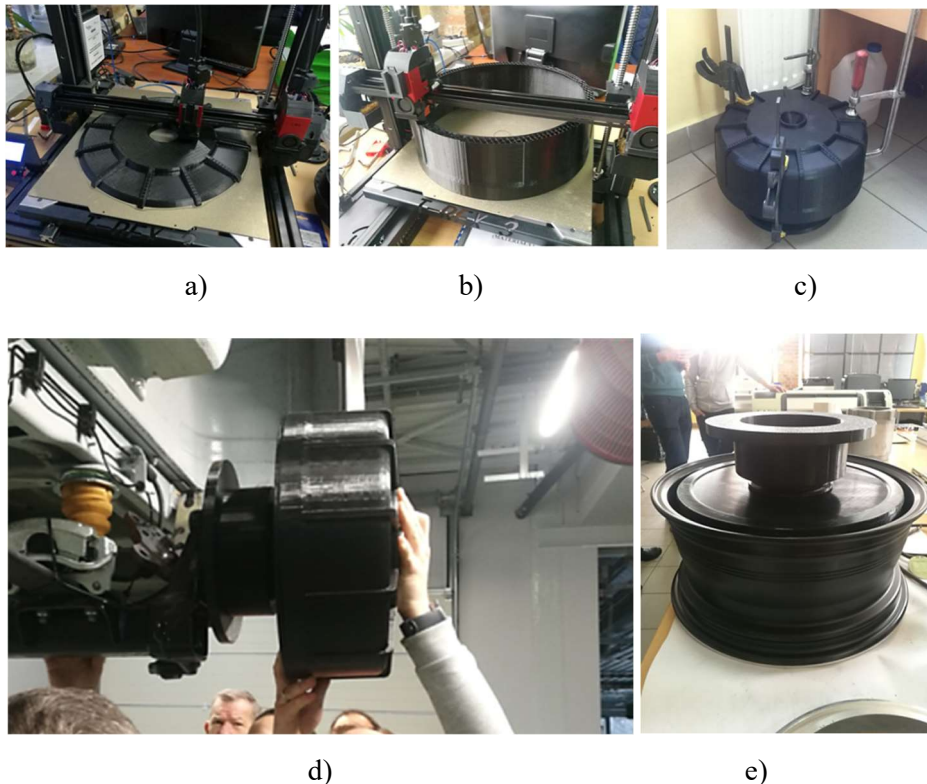
Rys.15.1. Zdjęcia tylnej osi napędowej elektryfikowanego pojazdu:

- a) widok samochodu ze zdemontowanymi kołami
- b) widok od strony układu hamulcowego
- c) widok od strony amortyzatora
- d) pomiar odległości pomiędzy elementami montażowymi koła a elementami układu amortyzacyjnego: 1-czop koła, 2 – układ hamulcowy, 3 – elementy montażowe koła, 4 – nadwozie, 5 – mocowanie resora, 6 – resor, 7 – belka tylnego zawieszenia [191]

W samochodzie wprowadzono następujące zmiany konstrukcyjne tylnej osi napędowej w celu umożliwienia wykorzystania pełnej przestrzeni felgi na zabudowę silnika:

- a) zastosowano amortyzatory tylne o regulowanej sile tłumienia w obu kierunkach oraz zawieszenie pneumatyczne o regulowanej sztywności;
- b) przesunięto czop koła (1) oraz układ hamulcowy (2) do wnętrza pojazdu. Przesunięcie takie było konieczne, aby elementy (3) nie wchodziły w kontakt z nadwoziem (4), co ogranicza maksymalną średnicę felgi i silnika;
- c) przesunięcia wymusiły zmianę punktu mocowania amortyzatora na wewnętrzną stronę resora (6);
- d) zmieniono szerokość belki (7) tylnego zawieszenia, aby umożliwić przesunięcie czopu i hamulca.

Dla potwierdzenia możliwości wykorzystania przestrzeni na zabudowę koła wykonano wydruk 3D obudowy silnika w skali 1:1, a następnie dopasowano go do zawieszenia (rys.15.2d) oraz do felgi (rys.15.2e).



Rys.15.2. Test dopasowania wymiarów silnika do samochodu na podstawie wydruku modelu w skali 1:1: a,b,c) wydruk modelu silnika w skali 1:1 d) dopasowanie wydrukowanego modelu w samochodzie e) dopasowanie wydrukowanego modelu do felgi.

15.3. Założenia konstrukcyjne silnika

Liczba biegunów magnetycznych została dopasowana do liczby biegunów resolvera 12-biegunowego, który wymiarami montażowymi spełniał wymagania mechaniczne. Liczba par biegunów silnika powinna być wielokrotnością liczby biegunów resolvera i jednocześnie zapewnić racjonalne technologiczne wymiary magnesów trwałych. Wybrany resolver zapewnia bardzo dużą dokładność pomiaru.

W tej wersji silnika zastosowano maszynowe uzwajanie cewek jednym drutem, które były łączone po nałożeniu na zęby stojana. Maszynowe uzwajanie cewek pozwala na uzyskanie dużego wypełnienia przestrzeni żłobka oraz bardzo dobre dopasowanie rozłożenia drutu nawojowego w cewce. Podczas uzwajania ręcznego, zwłaszcza w przypadku gdy silnik jest uzwajany wiązką drutów równoległych, uzyskanie dużego wypełnienia żłobka jest ograniczone, ponieważ druty w żłobku układają się przypadkowo, ulegają skręcaniu i krzyżowaniu. Ma to negatywny wpływ na wypełnienie żłobka miedzią i stan cieplny silnika, ponieważ przeplecenia powodują, że przestrzeń w żłobku pomiędzy cewką, a rdzeniem magnetycznym stojana, stanowiąca drogę odprowadzania ciepła z uzwojenia do układu chłodzenia jest miejscami wypełniona powietrzem, impregnatem lub/i żywicą epoksydową. Są to przestrzenie, których przewodność cieplna jest znacznie mniejsza niż przewodność miedzi. Modelowanie cewki wykonanej technologią maszynową jest znacząco uproszczone, gdyż symulacyjne odwzorowanie rozmieszczenia każdego drutu w żłobku jest dokładne.

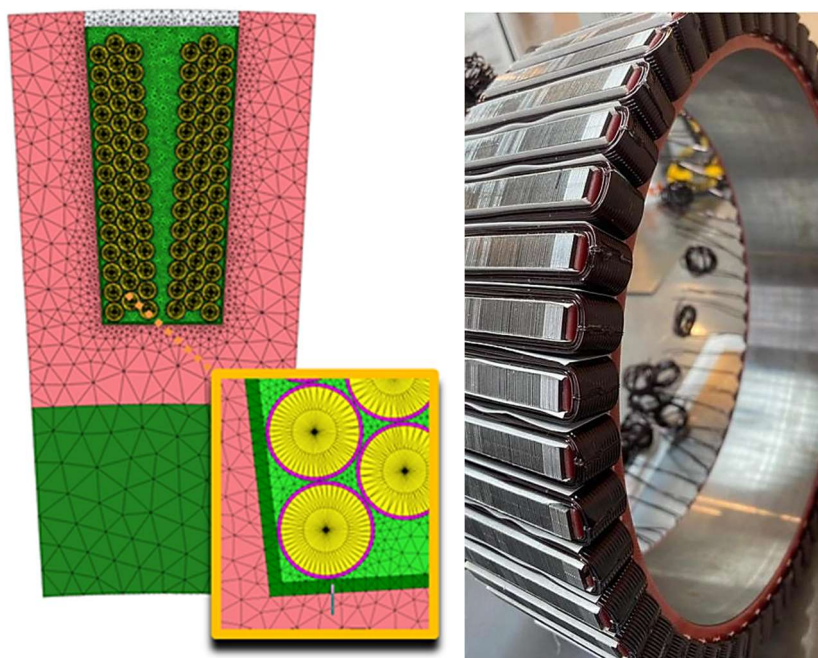
Na rysunku 15.3 został przedstawiony przekrój modelu cewki wykonany w programie ANSYS Motor CAD oraz zdjęcie wykonanej cewki próbnej. Stojan silnika ma żłobki otwarte z uwagi na dostępną w miejscu realizacji pracy technologię oraz konieczność nakładania cewek uzwojonych maszynowo. To rozwiązanie stwarza dwa problemy techniczne:

- a) zwiększenie momentu zaczepowego,
- b) zwiększenie strat mocy generowanych w magnesach.

Rozwiązaniem jest odpowiedni dobór liczby żłobków na biegun i fazę, aby ograniczyć moment zaczepowy oraz wprowadzenie segmentacji magnesów w celu ograniczenia strat mocy. Należy wykonać dodatkową analizę pracy silnika w cyklach jezdnych pod kątem możliwości rozmagnesowania magnesów trwałych. W tabeli 15.1 przedstawiono wybrane parametry zaprojektowanego silnika.

Tab.15.1. Parametry obwodu elektromagnetycznego silnika SMzs200S48

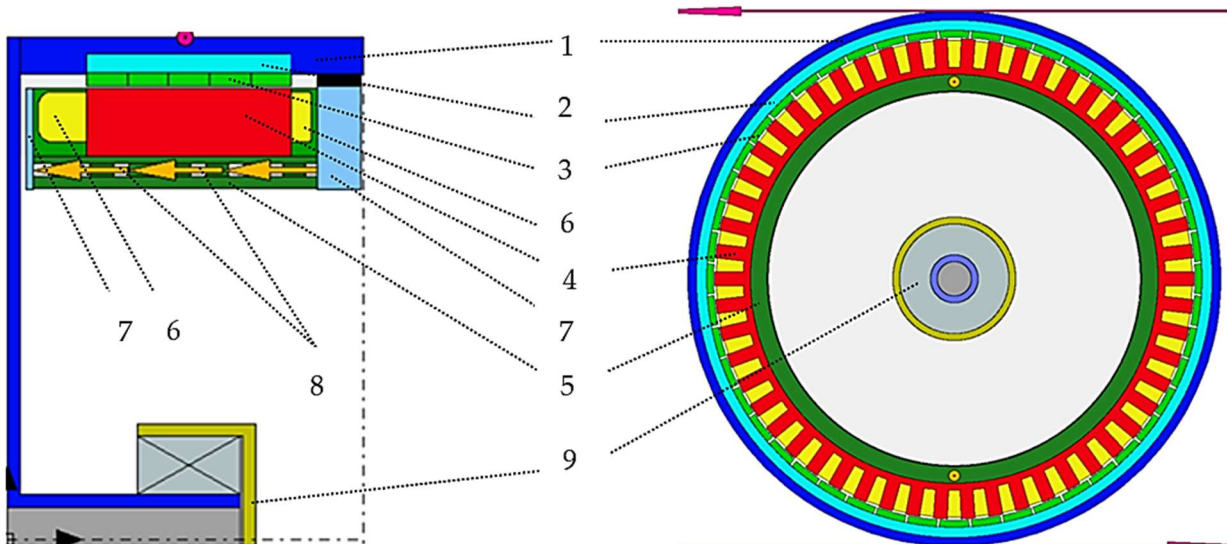
Parametr	Wartość	Jednostka
$P_{\max.}$	90	kW
U_{DC} (falownika)	400	V
$I_{\max.}$	420	A
$T_{m \max.}$	2300	N·m
$n_{\max.}$	1200	obr./min
Q (liczba żłobków)	54	-
$2p$ (liczba biegunów magnetycznych)	48	-



Rys.15.3. Stożan uzwojony silnika ze żłobkami otwartymi: a) przekrój modelu obliczeniowego MES w programie ANSYS Motor CAD, b) prototypowy uzwojony stożan

Na rysunku 15.4 został przedstawiony model silnika zaprojektowanego w programie ANSYS Motor CAD, na podstawie wymiarów dostępnej przestrzeni w piaście koła oraz założonego rozmieszczenia podzespołów w jej wnętrzu. Na rysunku 15.5 przedstawiono model 3D silnika. Czoła od strony napędowej są nieco dłuższe z uwagi na fakt, że po tej stronie występuje łączenie cewek. Opory cieplne styku elementów w modelu cieplnym zostały dobrane

takie same jak we wcześniejszych analizach, ponieważ wymiary silnika są zbliżone, a silnik jest wykonany w analogicznej technologii. W silniku zastosowano również radiator boczny przy czołach uzwojenia. Obliczony moment zaczepowy wynosi $T_{\text{cog.}} = 0,25 \text{ N}\cdot\text{m}$.



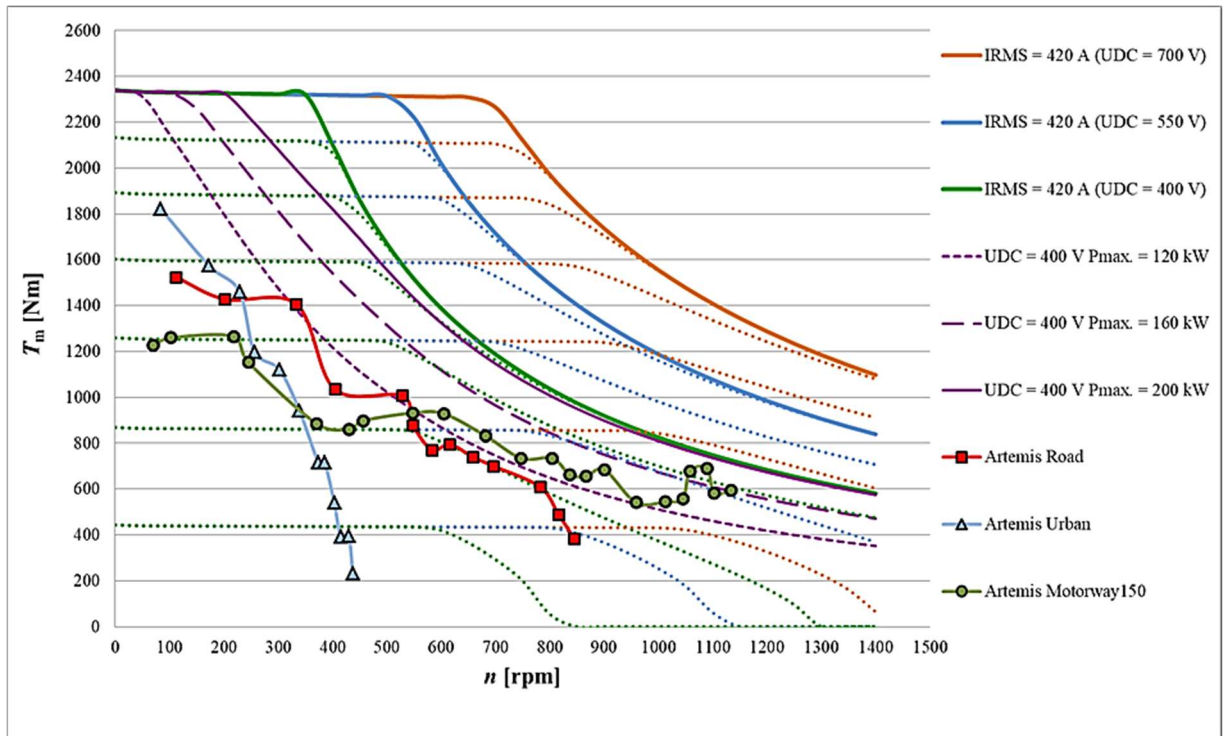
Rys.15.4. Model silnika w programie Ansys Motor CAD: a) model wzdłużny b) model poprzeczny; 1 – wirnik, 2 – rdzeń magnetyczny wirnika, 3 – magnesy trwałe, 4 – rdzeń magnetyczny stojana, 5 – konstrukcja wsporcza, 6 – czoła uzwojenia, 7 – radiator boczny, 8 – kanały z przepływającym chłodziwem, 9 – gniazdo łożyskowe



Rys.15.5. Model 3D silnika SMzs200S48 opracowanego w Sieci Badawczej Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny, do zabudowy w piaście koła samochodu dostawczego o masie do $m = 3,5 \text{ t}$ [192]

15.4. Analiza wpływu napięcia zasilania napędu na pracę silnika

W ramach prowadzonych prac wykonana została analiza możliwości pracy zaprojektowanego silnika, przy różnych napięciach zasilania. Rysunek 15.6 oraz rysunek 15.7 stanowią podstawę do dalszej analizy pracy silnika. Rysunki przedstawiają obliczone charakterystyki momentu obrotowego silnika dla różnych warunków zasilania napędu pojazdu.

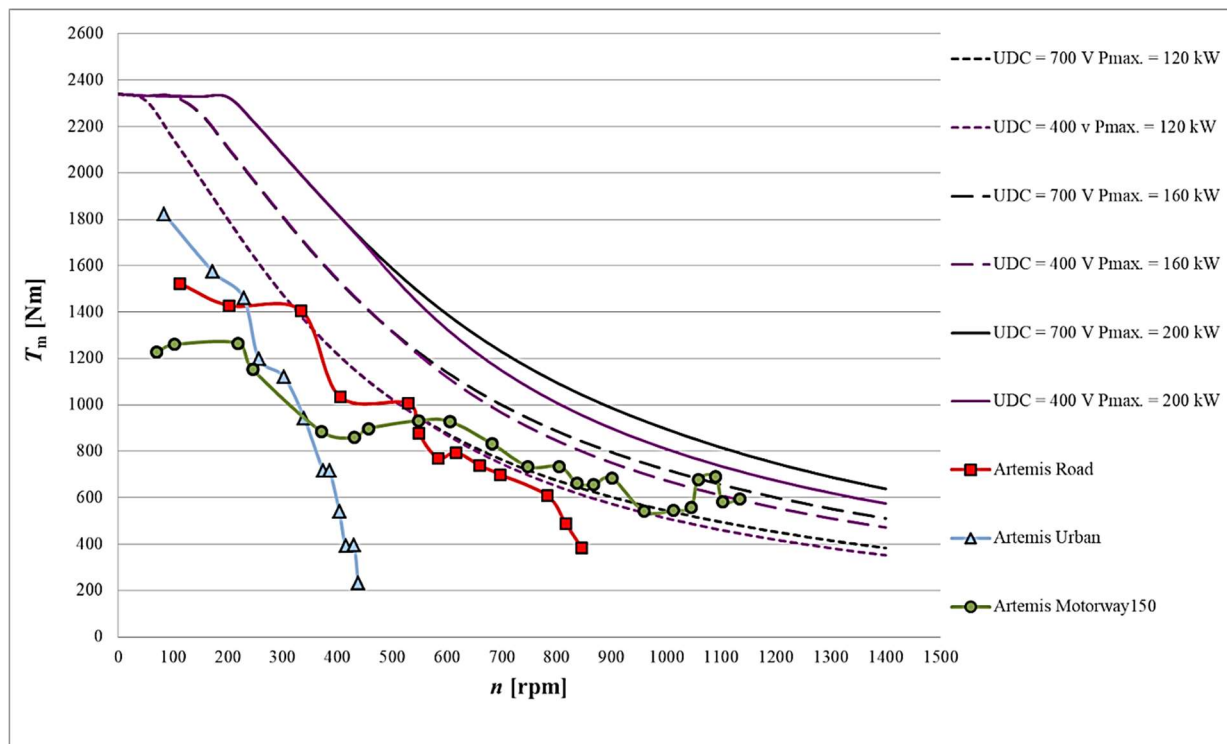


Rys.15.6. Obliczone charakterystyki momentu obrotowego silnika w funkcji prędkości obrotowej dla trzech różnych napięć zasilania napędu U_{DC} z naniesionymi trzema ograniczeniami mocy wejściowej napędu dla $U_{DC} = 400$ V oraz z naniesionymi charakterystykami momentów maksymalnych w cyklu Artemis Urban, Artemis Road i Artemis Motorway150

Na powyższym wykresie, kolorem zielonym, została przedstawiona rodzina charakterystyk silnika, obliczona dla zasilania napędu napięciem z baterii równym $U_{DC} = 400$ V oraz charakterystyki momentu obrotowego silnika dla wyższych napięć zasilania $U_{DC} = 550$ V (kolor niebieski) i $U_{DC} = 700$ V (kolor pomarańczowy). Przyjęto podobną metodykę analizy jak we wcześniejszych rozdziałach. Na charakterystykę zostały naniesione punkty reprezentujące największe wartości momentu obrotowego rozpatrywanych cykli jazdy. Największy moment obrotowy równy ok. $T_m = 1800$ N·m jest wymagany w cyklu Artemis Urban, przy niskich prędkościach obrotowych do ok. $n = 100$ obr./min. Cały cykl miejski zamyka się w pierwszej strefie sterowania momentem obrotowym.

Cykl jezdny Artemis Road charakteryzuje się mniejszym, wymaganym, maksymalnym momentem obrotowym równym ok. $T_m = 1500$ N·m przy prędkości obrotowej do ok. $n = 100$ obr./min. W tym cyklu jazdy, przy najwyższych prędkościach obrotowych silnik pracuje z odzwzudaniem w drugiej strefie prędkości obrotowej.

W cyklu Artemis Motorway150, w porównaniu do pozostałych cykli, wymagany maksymalny moment obrotowy w pierwszej strefie sterowania jest najmniejszy, a największy w drugiej strefie sterowania. Obejmuje on zakres najwyższych prędkości obrotowych.



Rys.15.7 Obliczone charakterystyki momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej dla napięcia zasilania $U_{DC} = 400\text{ V}$ oraz $U_{DC} = 700\text{ V}$ z ograniczeniami mocy wejściowej napędu dla napięć, z naniesionymi charakterystykami momentów maksymalnych w cyklu Artemis Urban, Artemis Road i Artemis Motorway150

Na rysunku 15.6 kolorem fioletowym zostały przedstawione linie ograniczające zakres pracy silnika zasilanego napięciem $U_{DC} = 400\text{ V}$ przez dostępną moc baterii. Maksymalna moc baterii powinna być dobrana tak, aby nie ograniczała wymaganych parametrów jezdnych pojazdu. Dobór mocy baterii powinien uwzględniać wszystkie zasilane przez nią komponenty samochodu. Na wykresie brana jest pod uwagę moc baterii po odjęciu mocy niezbędnej do zasilania pozostałych komponentów oprócz silnika. Do analizy wybrano ograniczenia mocy na poziomie $P_{IN}=120\text{ kW}$, $P_{IN}=160\text{ kW}$, $P_{IN}=200\text{ kW}$. Jest to moc potrzebna do zasilania obu silników, czyli w przypadku ograniczenia baterii $P_{IN}=120\text{ kW}$, pojedynczy silnik jest ograniczony mocą zasilania do $P_{IN}=60\text{ kW}$.

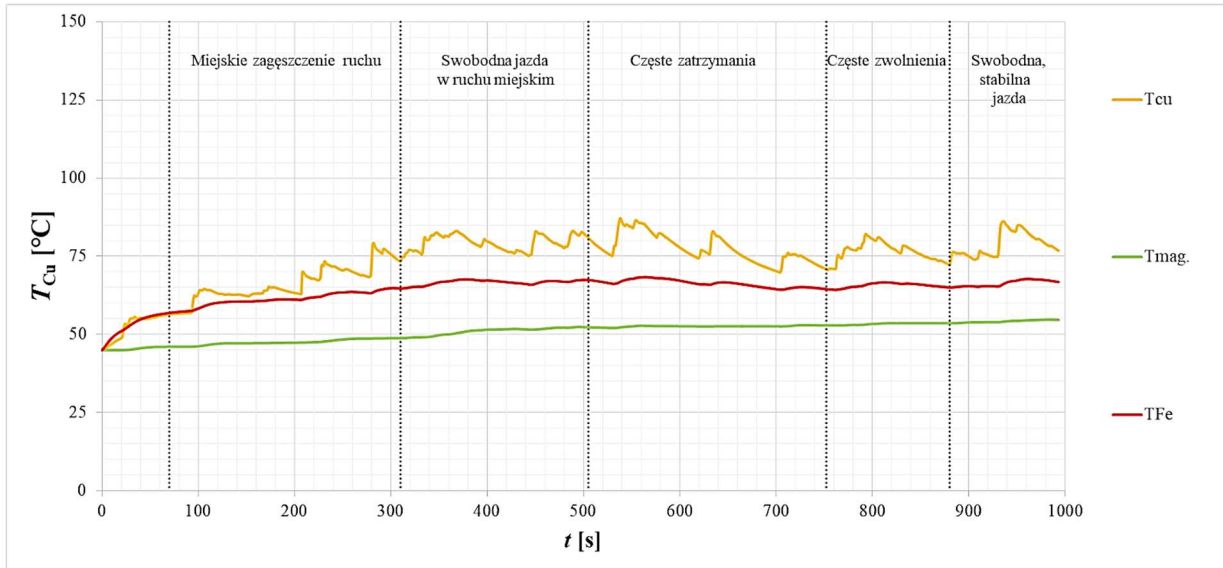
Z przedstawionych na rysunku 15.6 przebiegów wynika, że dla ograniczenia mocy zasilającej do $P_{IN}=120\text{ kW}$ cykl jazdy miejskiej może być spełniony, natomiast dla cyklu jazdy 186

Artemis Road zasilanie jest niewystarczające lub na granicy zapotrzebowania. Ograniczony maksymalny moment obrotowy w dwóch punktach oznacza nie zachowanie zakładanej dynamiki jazdy. Analogicznie, przy tych parametrach zasilania napędu wymagania cyklu Artemis Motorway 150 nie są spełnione. Zwiększenie dopuszczalnej mocy zasilania silników do $P_{IN} = 160$ kW umożliwi osiągnięcie wymaganych momentów obrotowych dla cyklu Artemis Road, a zwiększenie mocy do $P_{IN}=200$ kW obejmie również cykl autostradowy, chociaż z niewielkim zapasem mocy przy najwyższych prędkościach obrotowych.

Na rysunku 15.7 został przedstawiony przebieg obliczonych momentów obrotowych, z analogicznymi ograniczeniami mocy dla dwóch różnych napięć - $U_{DC}=400$ V oraz dla $U_{DC}=700$ V. Takie porównanie zakresu pracy silnika z różnymi napięciami jest zasadne z uwagi na różnice w sprawności silnika, która jest zależna od napięcia zasilania i związanego z nim sposobu sterowania. Z porównania charakterystyk wynika, że przy wyższym napięciu zasilania oraz przy takim samym ograniczeniu mocy zwiększa się zakres pracy silnika. Uzyskiwany zapas momentu obrotowego zwiększa się wraz ze wzrostem dopuszczalnej mocy zasilania silnika. Jest to dobrze widoczne w odniesieniu do punktów odpowiadających wymaganemu maksymalnemu momentowi obrotowemu przy wysokich prędkościach obrotowych cyklu jazdy Artemis Motorway 150. Przy ograniczeniu mocy zasilającej do $P_{IN}=200$ kW i napięciu zasilania $U_{DC}=400$ V, maksymalny wymagany moment obrotowy przy prędkości obrotowej $n=1050$ obr./min jest ledwo osiągnięty. Przy napięciu zwiększonym do $U_{DC}=700$ V moment obrotowy jest osiągnięty z zapasem.

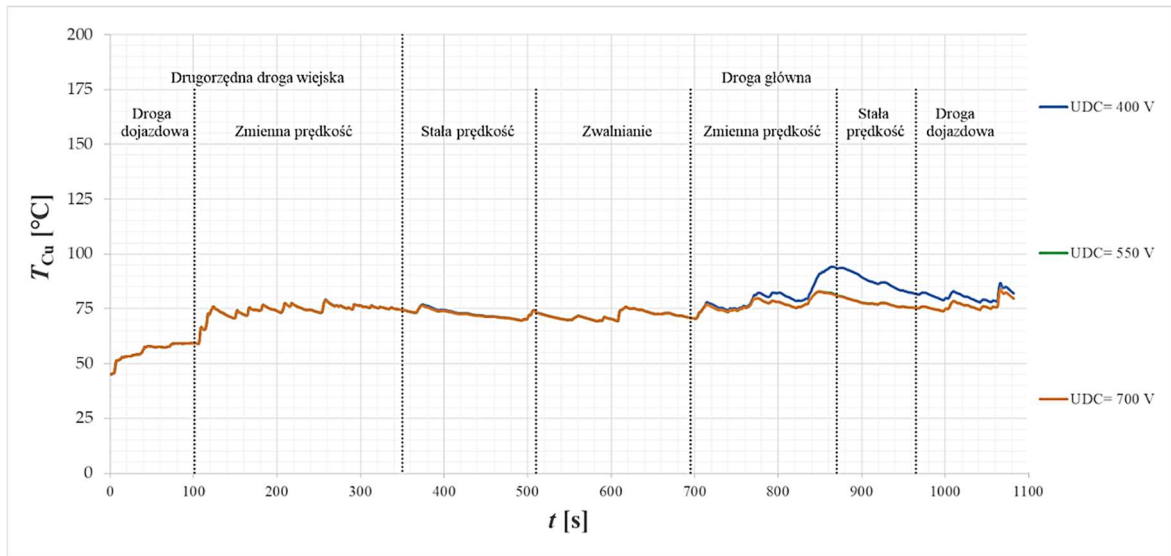
15.5. Analiza pracy silnika elektrycznego w napędzie samochodu Fiat Ducato w różnych cyklach jazdy

W niniejszym rozdziale przedstawiono wybrane wyniki analizy, które szerzej zostały opisane w publikacji [193]. W przypadku analizy pracy silnika podczas jazdy samochodu w cyklu Artemis Urban, przy rozpatrywaniu trzech różnych napięć zasilania otrzymano takie same wyniki, ponieważ cykl w całości jest realizowany w pierwszej strefie sterowania, nawet przy najniższym rozpatrywanym napięciu zasilania. Dla przyjętych takich samych warunków chłodzenia jak w analizie samochodu Nissan Leaf i samochodu typu SUV ($T_{ot.} = 45^{\circ}\text{C}$, $Q = 10$ l/min, $T_{chłodziwa} = 60^{\circ}\text{C}$), przeprowadzono analizę pracy silnika, która wykazała, że obliczona maksymalna temperatura pracy uzwojenia $T_{Cu} = 85^{\circ}\text{C}$ i temperatura pracy magnesów trwałych $T_{mag.} = 62^{\circ}\text{C}$ jest bezpieczna (rysunek 15.8).

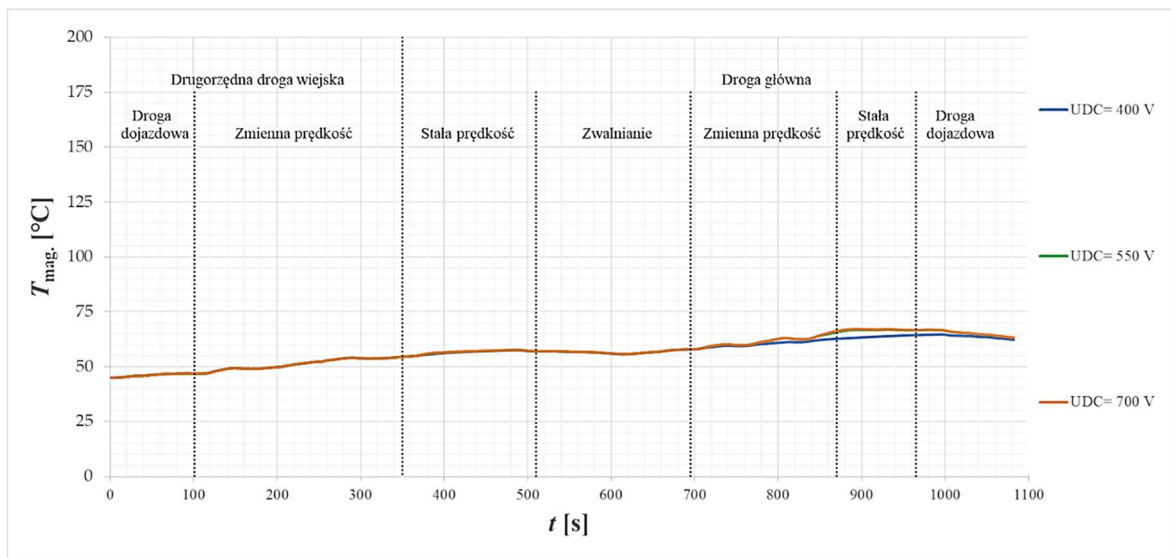


Rys.15.8. Obliczone przebiegi temperatur silnika dla rozpatrywanego pojazdu w cyklu jazdy Artemis Urban: w uzwojeniu (hot spot) T_{Cu} , w magnesach trwałych T_{mag} , w jarzmie stojana silnika T_{Fe}

Na rysunku 15.9 i rysunku 15.10 zostały przedstawione obliczone przebiegi temperatury w uzwojeniu oraz w magnesach trwałych podczas symulacji pracy silnika w cyklu Artemis Road dla trzech rozpatrywanych napięć zasilania napędu. W tym przypadku widoczny jest wpływ odwzbudzenia magnesów trwałych. W przypadku silnika o tych samych gabarytach, przy zasilaniu niższym napięciem, silnik rozpoczyna pracę z odwzbudzeniem przy niższych prędkościach jazdy samochodu w stosunku do przypadków zasilania silnika wyższym napięciem. Skutkuje to koniecznością zasilania silnika wyższym prądem I_{RMS} w drugiej strefie sterowania, a w konsekwencji wyższymi stratami w uzwojeniu i wyższą temperaturą pracy uzwojenia, natomiast temperatura magnesów jest nieco niższa z uwagi na wpływ osłabiania strumienia magnetycznego. Temperatury pracy elementów są bezpieczne we wszystkich trzech przypadkach zasilania.



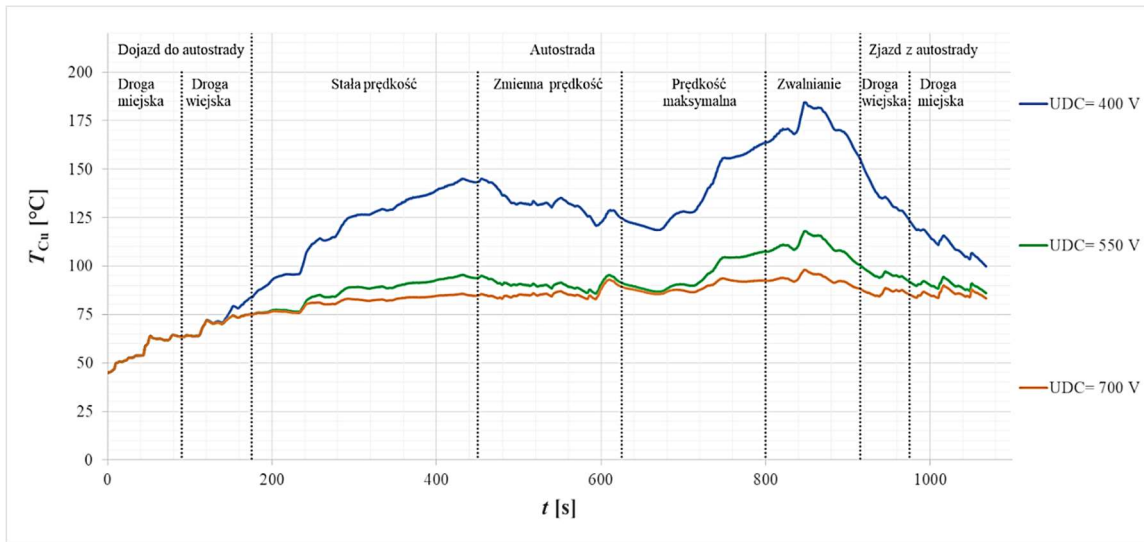
Rys.15.9. Obliczone przebiegi temperatur w uzwojeniu (hot spot) silnika Fiata Ducato w cyklu jazdy Artemis Road



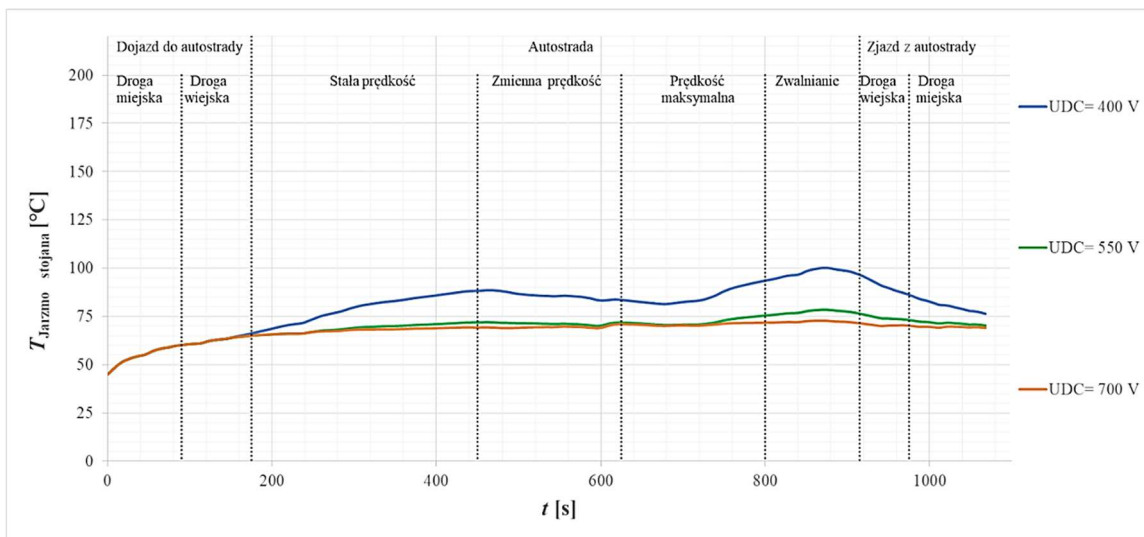
Rys. 15.10. Obliczone przebiegi temperatur w magnesach trwałych silnika Fiata Ducato w cyklu jazdy Artemis Road

Na kolejnych rysunkach zostały przedstawione analogiczne obliczone przebiegi temperatury elementów silnika dla cyklu jazdy Artemis Motorway 150. Praca z wyższą prędkością obrotową, przy wyższej prędkości poruszania się pojazdu powoduje konieczność przejścia do drugiej strefy sterowania. Na rysunku 15.11 przedstawiono przebiegi maksymalnej temperatury uzwojenia. Na rysunku 15.12 został przedstawiony przebieg temperatur jarzma

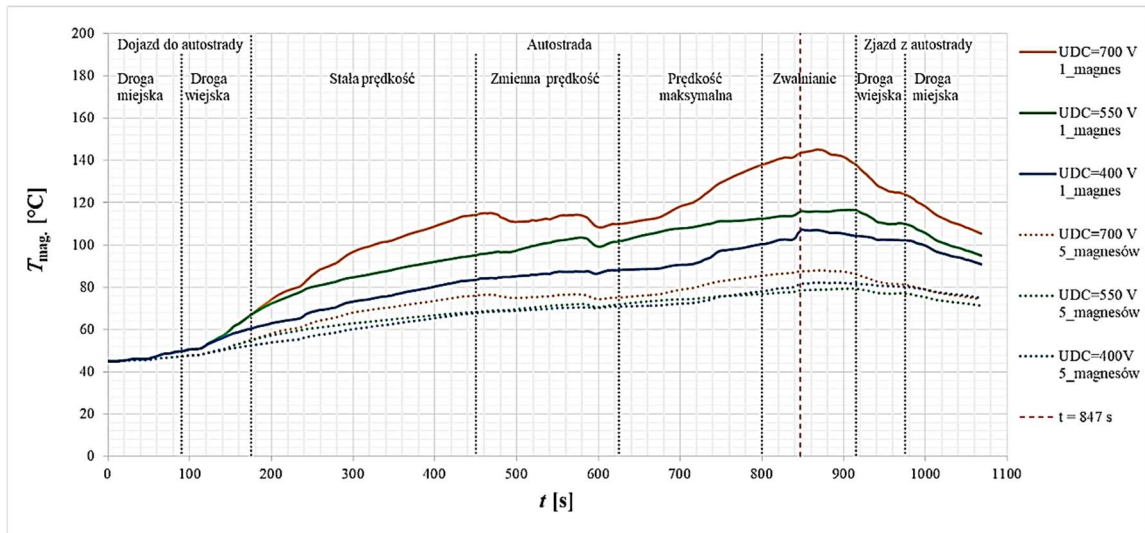
stojana silnika, a na rysunku 15.13 wyniki obliczonego przebiegu temperatur magnesów trwałych dla wersji silnika z segmentacją magnesów (5 segmentów w kierunku osiowym) i bez segmentacji. Rysunek 15.14 pokazuje przebieg strat mocy w magnesach trwałych silnika w tym cyklu jazdy samochodu.



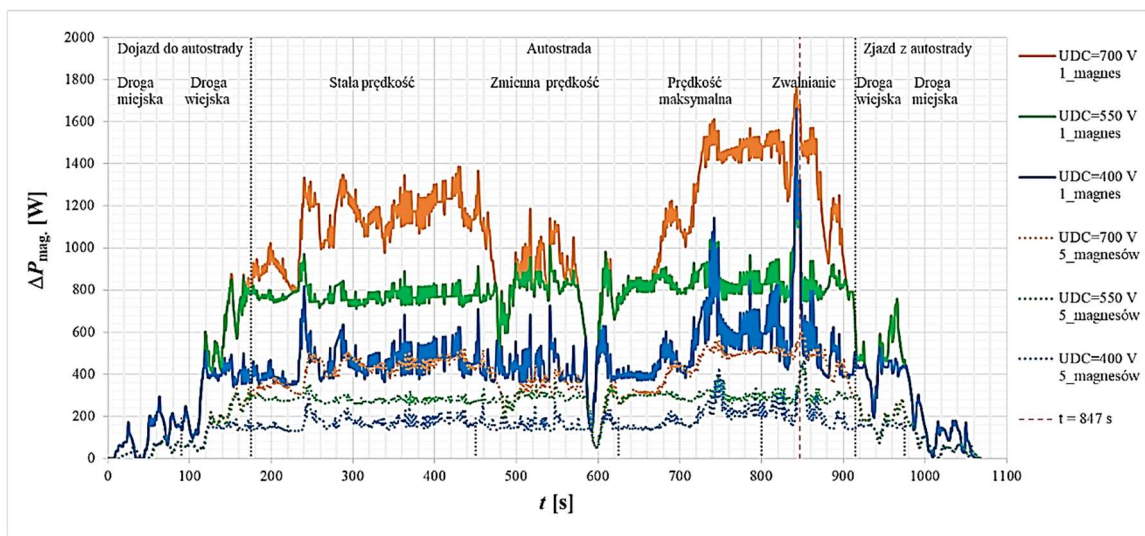
Rys.15.11. Obliczone przebiegi temperatur w uzwojeniu (hot spot) silnika Fiata Ducato w cyklu jazdy Artemis Motorway 150



Rys.15.12. Obliczone przebiegi temperatur w jarzmie stojana silnika Fiata Ducato w cyklu jazdy Artemis Motorway 150



Rys.15.13. Obliczony przebieg temperatur magnesów trwałych dla trzech różnych napięć zasilania napędu U_{DC} , dla silnika z segmentacją magnesów (5 segmentów osiowych) oraz silnika bez segmentacji magnesów



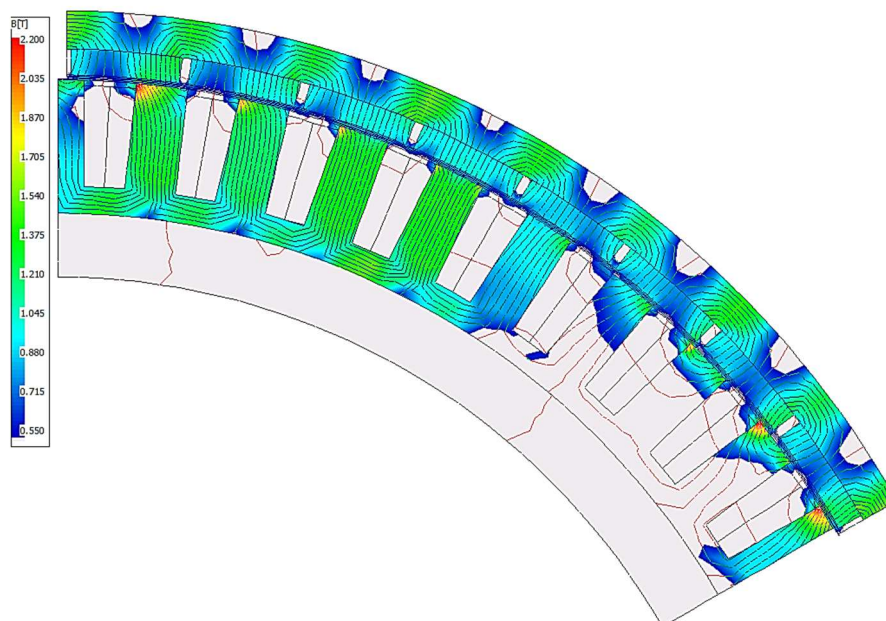
Rys.15.14. Obliczony przebieg strat mocy w magnesach dla trzech różnych napięć zasilania napędu U_{DC} , dla silnika z segmentacją magnesów (x5) oraz silnika bez segmentacji magnesów

Z przedstawionych wyników obliczeń wynika, że w rozpatrywanym cyklu pracy temperatura magnesów bez segmentacji w przypadku zasilania napięciem $U_{DC} = 700$ V osiąga ok. $T_{mag} = 145^{\circ}\text{C}$ podczas jazdy po autostradzie. Jest to temperatura magnesu, osiągnięta podczas pracy w drugiej strefie sterowania. Dla silnika w wersji z segmentacją i bez segmentacji magnesów porównano punkt pracy w 847 sekundzie trwania cyklu, to jest przy najwyższej

temperaturze pracy magnesów i największych stratach mocy generowanych w magnesach wirnika. W tabeli 15.2 zostały przedstawione parametry pracy silnika dla rozpatrywanego punktu pracy w 847 sekundzie trwania cyklu. Rysunek 15.15 pokazuje rozkład pola indukcji magnetycznej dla rozpatrywanego punktu pracy, przy założeniu segmentacji magnesów trwałych w silniku. W przypadku silnika bez segmentacji magnesów (rysunek 15.16) indukcja w magnesach trwałych, w pewnych obszarach spada poniżej wartości $B = 0,55$ T. Obszary te zostały zaznaczone czerwonymi kółkami. Miejsca o obniżonej indukcji znajdują się w obszarze przyszczelinowym magnesów. Magnes pracuje w temperaturze powyżej $T_{mag.} > 140^{\circ}\text{C}$, co zgodnie z charakterystyką od magnesowania tego typu magnesu (rysunek 15.17) wskazuje na możliwość jego częściowego rozmagnesowania.

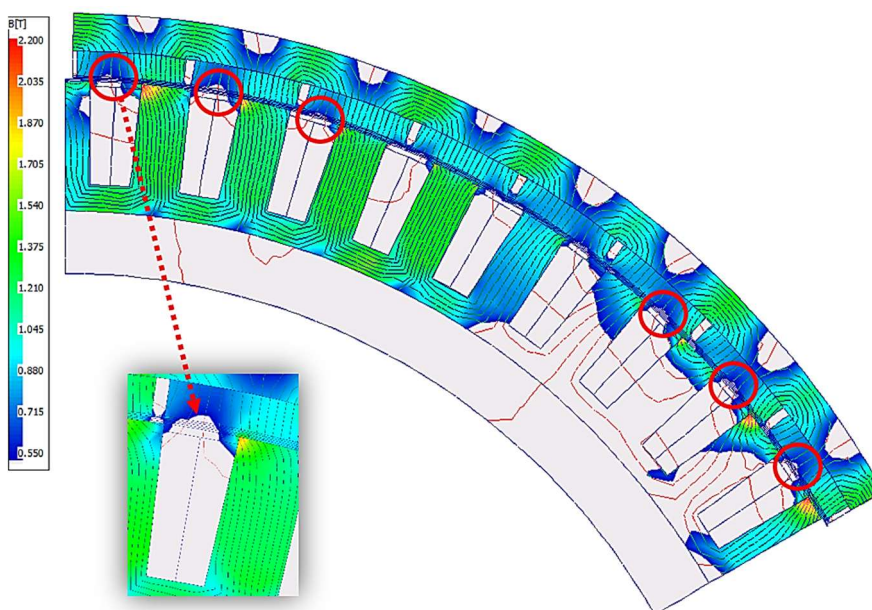
Tab.15.2. Parametry pracy silnika w 847 sekundzie cyklu jazdy Artemis Motorway 150 z segmentacją magnesów (5 segmentów osiowych) i bez segmentacji magnesów

Parametr	5segmentów	1segment	Jednostka
T_m	596	596	N·m
n	1139	1139	obr./min
I_{RMS}	94	92,26	A
$I_{d\ RMS}$	42,98	32,9	A
$I_{q\ RMS}$	81,46	88	A
$T_{mag.}$	87,5	143,5	$^{\circ}\text{C}$



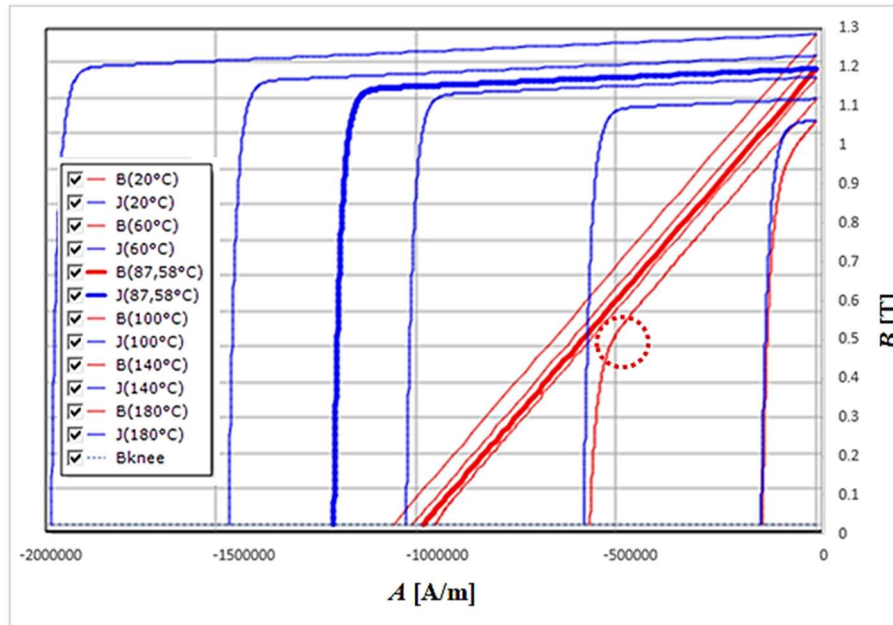
Rys. 15.15. Obliczony rozkład indukcji magnetycznej silnika z segmentacją osiową magnesów (x5) w 847 sekundzie czasu trwania cyklu Artemis Motorway150, przy parametrach pracy:

$V_{\text{vehicle}}=150,4 \text{ km/h}$; $n=1140 \text{ obr./min}$; $T_m=596 \text{ N}\cdot\text{m}$; $I_{\text{RMS}}=94 \text{ A}$, $\alpha_{\text{phaseadvance}}=27,8^\circ$



Rys. 15.16. Obliczony rozkład indukcji magnetycznej silnika bez segmentacji osiowej magnesów w 847 sekundzie czasu trwania cyklu Artemis Motorway150, przy parametrach pracy:

$V_{\text{vehicle}}=150,4 \text{ km/h}$; $n=1140 \text{ obr./min}$; $T_m=596 \text{ N}\cdot\text{m}$; $I_{\text{RMS}}=92,26 \text{ A}$, $\alpha_{\text{phaseadvance}}=20,5^\circ$



Rys. 15.17 Charakterystyki rozmagiesowania magnesów trwałych zastosowanych w modelu, z zaznaczonym na wykresie punktem pracy obszaru magnesu zagrożonego częściowym rozmagiesowaniem (czerwony okrąg)

Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały, że do jazdy w cyklu miejskim, napięcie baterii $U_{DC}=400$ V jest napięciem wystarczającym. Uzyskiwane temperatury pracy elementów są znacznie mniejsze od dopuszczalnych, zarówno dla magnesów trwałych, uzwojenia, żywicy epoksydowej, jak i dla pakietu (w tym przypadku limitowana jest różnica temperatury pakietu i konstrukcji wsporczej, na której jest on osadzony). Osiągane maksymalne temperatury pracy są na tyle małe, że w przypadku ograniczenia pracy napędu do rozpatrywanego cyklu i zakresu prędkości obrotowej, można rozważyć skrócenie pakietu rdzenia magnetycznego silnika z jednoczesnym zwiększeniem liczby zwojów do wartości zapewniającej niezmienny maksymalny moment obrotowy. Można również rozważyć zmniejszenie napięcia zasilania. Przy cyklu miejskim zagwarantowanie mocy maksymalnej dla dwóch silników, na poziomie $P_{IN}=120$ kW jest wartością wystarczającą ze sporym zapasem przy niskich prędkościach obrotowych, gdzie cykl wymaga stosunkowo dużych momentów obrotowych i z bardzo dużą nadwyżką (zbędną) przy wyższych prędkościach obrotowych, gdzie wymagany moment obrotowy jest stosunkowo niewielki.

W cyklu drogowym Artemis Road, pomimo konieczności pracy silnika częściowo w drugiej strefie odzbudowania, osiągnięte temperatury są również bezpieczne i nie zbliżają się do dopuszczalnych. Zapotrzebowanie na moc znacząco wzrasta. Wartość $P_{IN}=120$ kW jest

niewystarczająca przy niższych prędkościach pojazdu i bez bezpiecznego zapasu przy prędkościach wyższych.

W przypadku jazdy po autostradzie, osiągnięte temperatury pracy uzwojenia przy zasilaniu napięciem $U_{DC} = 400V$ są znacznie wyższe, równe lub zbliżone do dopuszczalnych. Temperatura magnesów pozostaje na bezpiecznym poziomie, podobnie jak temperatura jarzma rdzenia magnetycznego (zależna od technologii wykonania i wcisku pakietu na konstrukcję wsporczą). Wysokie temperatury pracy wynikają z konieczności głębokiego odwzbudzenia silnika i zwiększonej wartości prądu zasilania. Zwiększenie napięcia zasilania powoduje, że zakres pracy w drugiej strefie sterowania zmniejsza się na tyle, że temperatura uzwojenia mieści się w bezpiecznych granicach. Im wyższe napięcie zasilania tym niższa temperatura pracy uzwojenia w cyklu jazdy po autostradzie. Zwiększenie napięcia zasilania nawet do wartości $U_{DC}=700 V$ zmniejsza strefę pracy magnesów trwałych z odwzbudzeniem i zwiększa straty mocy generowane w magnesach, jednak nie powoduje to zwiększenia temperatury pracy magnesów do wartości niebezpiecznej.

Z uwagi na stosunkowo niską temperaturę pracy magnesów we wszystkich trzech cyklach jazdy, wykonano dodatkową symulację pracy silnika dla cyklu autostradowego bez segmentacji magnesów. Segmentacja magnesów wiąże się z dodatkowymi kosztami produkcyjnymi samych magnesów oraz wykonania wirnika. Przeprowadzone symulacje pracy silnika wykazały, że przy zastosowaniu magnesu nie dzielonego, przy zasilaniu silnika napięciem $U_{DC}=700 V$, bardzo duży wzrost strat mocy w magnesach skutkuje wzrostem temperatury pracy powyżej temperatury $T_{mag.}>140^{\circ}C$. Dodatkowo, zgodnie z symulowanym cyklem jazdy, w tym czasie magnesy są pod wpływem odwzbudzenia. Analiza rozkładu pola indukcji magnetycznej wykazała, że przy tej temperaturze, w pewnych obszarach magnes ulega rozmagnesowaniu. Obniżenie temperatury pracy magnesów dla tego punktu pracy można w tym wypadku osiągnąć odwzbudzając silnik, co widać na przykładzie zasilania napięciem $U_{DC}=400 V$. Jednak jak wcześniej, wiąże się to ze wzrostem prądu zasilania i niedopuszczalnym wzrostem temperatury uzwojenia.

Zastosowanie napięcia zasilania $U_{DC}=550 V$ powoduje, że temperatura magnesów w tym punkcie pracy jest na granicy uszkodzenia, natomiast temperatura uzwojenia jest na poziomie bezpiecznym.

Badania symulacyjne wykazały zatem, że segmentacja magnesu jest konieczna dla zapewnienia bezpiecznej pracy silnika w cyklu autostradowym.

Zaprojektowany silnik elektryczny spełnia wymagania, opisanych w literaturze, cykli pracy samochodu. Pojazd wyposażony w zaprojektowane silniki elektryczne może poruszać się z pełnym ładunkiem w strefie miejskiej i okołomiejskiej bez wsparcia napędu spalinowego. Przy konfiguracji napędu z wyższym napięciem zasilania możliwa jest również jazda po autostradzie. Jeżeli badania laboratoryjne i drogowe potwierdzą parametry termiczne silnika w warunkach drogowych, to można rozważyć zmniejszenie gabarytów silnika lub zwiększyć jego zakres pracy do jazdy po autostradzie.

16. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

16.1. Wnioski

Silniki o zwiększonej gęstości mocy do zabudowy w piastach kół pojazdów elektrycznych stanowią obecnie jeden z bardziej interesujących przedmiotów badań w dziedzinie napędów do samochodów elektrycznych. Zastosowanie takiego rozwiązania w napędach samochodów pozwala na realizację nowatorskich rozwiązań technicznych w zakresie przeniesienia momentu obrotowego, nowych strategii sterowania, większej sprawności napędu, nowego podejścia do projektowania nadwozi pojazdów.

Obszar tematyczny badań dotyczących silników do zabudowy w piastach kół samochodów elektrycznych jest szeroki. Obejmuje on zarówno aspekty mechaniczne, jak i magneto-elektryczne związane z konstrukcją obwodu elektromagnetycznego, a także problematykę sterowania silnikami. Aspekty mechaniczne są związane między innymi z wytrzymałością konstrukcji, rozmieszczeniem poszczególnych elementów silnika, jego uszczelnieniem i układem łożyskowania. Zagadnienia elektromagnetyczne dotyczą osiąganych parametrów eksploatacyjnych, generowanych strat mocy, momentu zaczepowego, doboru liczby żłobków oraz biegunów magnetycznych.

Głównymi wyzwaniem dla konstruktorów silników elektrycznych w piastach kół są: minimalizacja masy silnika, zmniejszanie strat mocy, skuteczne odprowadzanie ciepła z uzwojenia oraz magnesów trwałych w celu utrzymania temperatury elementów silnika na poziomie nie przekraczającym wartości dopuszczalnej, zapewnienie szczelności i zachowanie odpowiedniej wytrzymałości konstrukcji.

Wymiary silnika elektrycznego do zabudowy w piastach kół są ograniczone wymiarami felgi oraz elementami układu zawieszenia i układu hamulcowego. W zależności od konstrukcji tych elementów geometria silnika może być ograniczona osiowo oraz promieniowo. Dodatkowo zmniejszenie gabarytów silnika może być również spowodowane koniecznością ograniczenia jego masy, która stanowi masę nieresorowaną pojazdu, mającą wpływ na sterowność samochodu, komfort jazdy oraz pracę i żywotność elementów układu zawieszenia.

Zmniejszenie wymiarów gabarytowych silnika przekłada się na ograniczenie zakresu pracy oraz wpływa na parametry termiczne i sposób sterowania silnikiem.

Istotny wpływ na straty mocy generowane w silnikach elektrycznych, przeznaczonych do zastosowania w piastach kół ma fakt, że charakteryzują się one dużą liczbą par biegunów magnetycznych, co jest spowodowane wykorzystaniem dostępnej przestrzeni felgi samochodu oraz wymaganym wysokim momentem obrotowym. Taki obwód elektromagnetyczny charakteryzuje się pracą ze stosunkowo dużą częstotliwością zasilania. Ma to wpływ na zwiększanie strat w rdzeniu magnetycznym stojana oraz w magnesach trwałych. Straty w magnesach trwałych wzrastają wraz ze zwiększaniem natężenia prądu oraz częstotliwości zasilania. Wpływ na wartość generowanych strat mocy w magnesach wirnika ma również dobór liczby żłobków na biegun i fazę.

Projekt obwodu elektromagnetycznego musi uwzględniać wiele czynników zależnych od założeń konstrukcyjnych i technologicznych silnika oraz całego napędu samochodu, takich jak np. napięcie zasilania, prąd zasilania, maksymalna częstotliwość zasilania, dopuszczalne napięcie nieoperacyjne falownika, moment zaczepowy, możliwości technologiczne wykonania obwodu elektromagnetycznego, parametry wybranego czujnika pomiaru prędkości.

Z uwagi na fakt, że aplikacja silnika stanowi napęd trakcyjny, analiza wpływu rozwiązań konstrukcyjnych na stan pracy silnika powinna obejmować dynamiczne zmiany obciążenia przy różnych prędkościach obrotowych, wynikające z prawdopodobnych, rzeczywistych cykli jazdy. Zazwyczaj przeprowadzana analiza silnika trakcyjnego na podstawie temperatury ustalonej elementów przy stałym obciążeniu nie daje możliwości pełnej oceny zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych z uwagi na brak ujęcia wpływu dynamiki jazdy samochodu na przeciążenia termiczne elementów silnika. Zmiany obciążenia występują przy różnych częstotliwościach zasilania wynikających z prędkości jazdy samochodu. Wymagany moment obrotowy podczas pracy silnika wynika z warunków drogowych i pożądanej dynamiki jazdy. Z tego powodu analiza porównawcza zmian obwodu elektromagnetycznego powinna uwzględniać cykle jazdy i ich poszczególne etapy.

Przedstawiona problematyka skłania do szukania kierunków dalszego doskonalenia konstrukcji silników, nowych układów chłodzenia oraz stosowania nowych materiałów, w celu zwiększenia skuteczności odprowadzania ciepła z uzwojenia magnesów trwałych do układu chłodzenia. W pracy zostały przedstawione propozycje opatentowanych przez autora rozwiązań konstrukcyjnych, których potencjał został sprawdzony zarówno badaniami

symulacyjnymi jak i pomiarami na zbudowanych prototypach silników wykonanych w ramach doktoratu.

W rozprawie doktorskiej zaproponowano przeprowadzenie analizy pracy silnika podczas scenariuszy jezdnych wynikających z badań statystycznych dynamiki pojazdu na różnych typach tras, do pokonywania których dany pojazd jest przeznaczony. Rzeczywiste zapotrzebowanie na moment obrotowy jest inne podczas jazdy w ruchu miejskim o różnym natężeniu, inne podczas manewru wyprzedzania przy jeździe po autostradzie ze stosunkowo dużą prędkością. Samochody elektryczne stosują standardowo hamowanie rekuperacyjne, którego udział w strategii hamowania pojazdu wraz z rozwojem techniki prawdopodobnie będzie coraz większy. Hamowanie rekuperacyjne stanowi dodatkowe obciążenie dla silnika zwiększające jego temperaturę pracy podczas jazdy w cyklu.

Do przeprowadzenia analizy pracy silnika wykorzystano cykle jazdy z grupy Artemis odwzorowujące jazdę w warunkach miejskich, autostradowych oraz okołomiejskich. Dodatkowo przeprowadzono symulację dla cyklu US06 reprezentującego jazdę dynamiczną.

Symulacje zostały przeprowadzone na sprzężonym modelu elektromagnetycznym i ciepło - przepływowym wykonanym w środowisku programu ANSYS Motor CAD i skalibrowanym na podstawie przeprowadzonych badań laboratoryjnych na wykonanych prototypach silnika z zaproponowanym rozmieszczeniem czujników temperatury na kluczowych elementach obwodu elektromagnetycznego oraz układu chłodzenia.

Teza pracy została udowodniona. Opracowana metoda pozwoliła na stworzenie nowych rozwiązań konstrukcyjnych poprawiających parametry elektromechaniczne i cieplne silnika oraz umożliwiła przeprowadzenie analizy systemu rozwiązań konstrukcyjnych, które zmniejszają masę i temperaturę pracy silnika oraz rozszerzają zakres jego pracy.

Wnioski z przeprowadzonej analizy systemów rozwiązań konstrukcyjnych za pomocą zaproponowanej metody przedstawiają się następująco:

1. Przedstawiona w pracy analiza wpływu rozwiązań konstrukcyjnych na parametry pracy silnika obejmuje badania laboratoryjne silników prototypowych z zastosowaniem szczegółowego oczujnikowania głównych elementów silnika jakimi są: uzwojenie w żłobku stojana, czoła uzwojenia od strony napędowej i przeciwnapędowej, rdzeń magnetyczny stojana, magnesy trwale zabudowane w wirniku oraz elementy rozwiązań konstrukcyjnych układu chłodzenia. Badania laboratoryjne z zastosowaniem odpowiednio rozmieszczonych czujników temperatury pozwalają na dokładniejszą kalibrację modelu obliczeniowego oraz analizę

przebiegu temperatur poszczególnych elementów silnika podczas pracy z różnymi obciążeniami. (Rozdział 4.1, Rozdział 8.8)

2. Badanie silnika z odpowiednio rozmieszczonymi czujnikami temperatury umożliwia przeprowadzenie oceny technologii wykonania silnika. Elementy, z których składa się silnik charakteryzują się różnymi właściwościami fizycznymi i podczas pracy silnika, w zależności od miejsca generowania strat (zależnych od zmiennego podczas jazdy punktu pracy silnika) i ich wartości, nagrzewają się do różnej temperatury, z różną dynamiką. To powoduje, że niektóre opory cieplne styków elementów, mające wpływ na skuteczność odprowadzania ciepła z uzwojenia mogą się znacząco zwiększać. Przeprowadzenie szeregu prób nagrzewania na tak oczujnikowanym prototypie silnika pozwala wskazać na łączenia jego elementów, które w pewnych stanach pracy wykazują się dużym wzrostem oporu cieplnego i mogą powodować uszkodzenia termiczne spowodowane przekroczeniem temperatury dopuszczalnej w warunkach drogowych samochodu. (Rozdział 13)

3. Przeprowadzona analiza symulacyjna pracy odwzorowanego silnika podczas różnych scenariuszy jazdy samochodu takich jak odwzorowane cykle jezdne czy jazda samochodu po nachyleniu może wskazać konstruktorowi, w jakich sytuacjach drogowych technologia wykonania danego silnika jest obciążona ryzykiem związanym ze znaczącym wzrostem oporu cieplnego pomiędzy elementami. (Rozdział 11 i Rozdział 16.5)

4. Jednym z głównych elementów układu odprowadzania ciepła jest odpowiednio dobrana żywica epoksydowa, która jest podatna na naprężenia wywołane zmianami zachodzącymi w poszczególnych elementach silnika w wyniku ich różnej rozszerzalności cieplnej. Opracowane narzędzia badawcze w postaci oczujnikowanych silników prototypowych i modeli symulacyjnych umożliwiają określenie temperatur i termicznych odkształceń elementów silnika w różnych cyklach jazdy samochodu, a następnie ich powiązanie z lokalnymi pęknięciami żywicy w różnych konstrukcjach silnika. Rozwiązaniem problemu pęknięcia żywic może być stosowanie żywic, które mięknią pod wpływem wzrostu temperatury. (Rozdział 4.1, Rozdział 6.1, Rozdział 11)

5. Analiza przebiegu zmierzonych temperatur poszczególnych elementów silnika pozwoliła na wskazanie kierunków poprawy technologii budowy silnika. Pierwszym było wskazanie na konieczność zwiększenia wcisku pomiędzy rdzeniem magnetycznym stojana, a konstrukcją wsporczą z układem chłodzenia. Zastosowanie zwiększonego wcisku w silniku „Prototyp 2” pozwoliło na zdecydowane obniżenie jego temperatury pracy. Drugą zmianą było

wskazanie niedoskonałości budowy dodatkowego radiatora bocznego i opracowanie nowego rozwiązania konstrukcji układu chłodzenia z radiatorem litym, który został zastosowany w silniku „Prototyp 3” i jest przedmiotem zgłoszenia patentowego. (Rozdział 13)

6. Przeprowadzona analiza wykazała, że zastosowanie proponowanych rozwiązań, mających na celu zmniejszenie oporów cieplnych pomiędzy uzwojeniem a układem chłodzenia pozwala na zmniejszenie temperatury pracy uzwojenia podczas jazdy samochodu oraz podczas długotrwałych podjazdów po nachyleniu. Wpływ ich zastosowania jest większy wraz ze wzrostem temperatury pracy, co wykazały analizy pracy silnika w stanie ustalonym i analizy pracy w cyklach jezdnych dla różnych pojazdów (samochód osobowy, SUV) oraz silników o różnej długości rdzenia magnetycznego. Należy przy tym zwrócić uwagę, że podczas jazdy bardzo dynamicznej szybki wzrost strat w uzwojeniu powoduje, że proces jego nagrzewania ma charakter zbliżony do adiabatycznego. Akumulowane w uzwojeniu ciepło powoduje szybkie jego nagrzewanie na co zaproponowane rozwiązania mają wpływ ograniczony. W cyklu US06 gdzie temperatury maksymalne są efektem krótkich adiabatycznych nagrzewania w wyniku krótkotrwałych, dynamicznych manewrów pojazdu stanowiących duże przeciążenia dla silnika jest to dobrze widoczne. (Rozdział 11)

7. Przeprowadzono symulacje dla stanów ustalonych silnika z różnymi konfiguracjami zaproponowanych rozwiązań bazujących na materiałach o zwiększonej przewodności cieplnej w odniesieniu do stosowanych obecnie standardowych rozwiązań. Zastosowanie materiałów ceramicznych oraz żywicy epoksydowej o podwyższonej przewodności cieplnej pozwala na znaczne obniżenie temperatury pracy silnika w różnych scenariuszach jazdy samochodu, które mogą rzeczywiście występować. Kierunek rozwoju zastosowania tych materiałów w silniku tego typu jest zasadny, natomiast wymaga udoskonalenia technologii nanoszenia warstwy ceramicznej na elementy. (Rozdział 6, Rozdział 9, Rozdział 11)

8. Wykonane badania pozwoliły na ocenę kierunku projektowania silnika polegających na skróceniu jego pakietu. Skrócenie pakietu wpływa znacząco na temperaturę pracy silnika z uwagi na dodatkowe zmniejszenie powierzchni oddawania ciepła oraz konieczność większego obciążenia obwodu elektromagnetycznego do osiągnięcia założonych parametrów pracy. Wpływ ten zwiększa się wraz ze wzrostem temperatury pracy np. podczas dynamicznej jazdy. Istotnym czynnikiem jest również przesunięcie bazowego punktu pracy w kierunku niższych prędkości obrotowych, co powoduje rozszerzenie zakresu pracy silnika z odwzбудzaniem. (Rozdział 9.1, Rozdział 12, Rozdział 14)

9. Analiza silnika o zwiększonej liczbie par biegunów wykazała, że pomimo zwiększonych strat w rdzeniu magnetycznym, temperatura pracy silnika w różnych warunkach jezdnych, może pozostać na zbliżonym poziomie lub korzystnie niższym przy jednoczesnym zmniejszeniu masy silnika i uzyskaniu większej przestrzeni w piaście koła. W rozpatrywanej aplikacji jest istotną zaletą. Badania symulacyjne oraz laboratoryjne wykonanego silnika „Prototyp 3”, o zwiększonej liczbie par biegunów magnetycznych wykazały, że silnik o zmniejszonej masie może pracować z mniejszą temperaturą pracy. (Rozdział 12, Rozdział 14)

10. Przeprowadzenie symulacji pracy silnika w odwzorowanych cyklach jazdy pozwala na ocenę temperatur jego elementów, które mają wpływ na żywotność oraz zakres pracy silnika. Poza uzwojeniem istotnymi elementami, narażonymi na wpływ temperatury są magnesy trwałe. Dopuszczalna temperatura pracy magnesów trwałych jest mniejsza w przypadku, gdy są one pod wpływem zewnętrznego pola magnetycznego, skierowanego przeciwnie do pola magnesu. Taka sytuacja ma miejsce podczas pracy silnika w drugiej strefie sterowania, czyli przy wyższej prędkości obrotowej wirnika równoznacznej z poruszaniem się pojazdu z większą prędkością. Temperatura magnesu jest zależna od częstotliwości zasilania silnika oraz od jego obciążenia wynikającego ze zmiennej dynamiki poruszania się pojazdu. Przeprowadzona analiza pracy silnika podczas realnych cykli jezdnych, na skalibrowanym modelu elektromagnetycznym i cieplno-przepływowym pozwala na ocenę bezpieczeństwa temperatury pracy magnesów trwałych wirnika w obu strefach sterowania. (Rozdział 11, Rozdział 12, Rozdział 15)

11. Analizy wykonane na modelach sprzężonych w programie ANSYS Motor CAD oraz doświadczenia z badań laboratoryjnych pozwoliły na opracowanie projektu silnika elektrycznego napędu hybrydowego samochodu dostawczego. W projekcie napędu hybrydowego wykorzystano nowe rozwiązanie radiatora bocznego, wyselekcjonowaną żywicę epoksydową oraz zwiększoną liczbę par biegunów magnetycznych. (Rozdział 12, Rozdział 13, Rozdział 14, Rozdział 15)

12. Przeprowadzona analiza pracy silnika elektrycznego napędu hybrydowego w wybranych cyklach jazdy, pozwoliła na przeprowadzenie oceny aspektów termicznych silnika przy doborze parametrów zasilania napędu. (Rozdział 15)

Zastosowana metodyka analizy silników elektrycznych przeznaczonych do napędów trakcyjnych została wdrożona w Sieci Badawczej Łukasiewicz – Górnośląski Instytut Technologiczny przy projektowaniu silników nie tylko do zabudowy w piastach kół, ale również osadzonych centralnie.

Na podstawie przeprowadzonych analiz powstały również rozwiązania patentowe, które nie były rozpatrywane w tej pracy. Pierwszy patent dotyczy zastosowania dodatkowych łopatek wentylatorowych w silniku, które wymuszają obieg powietrza omywającego radiator boczny czoł uzwojenia [194]. Przedmiotem drugiego patentu są rozwiązania konstrukcyjne wirnika silnika w piaście koła, które dzięki zastosowaniu odpowiedniego kształtu tarczy wirującej oraz doborowi typu magnesu, pozwala na ograniczenie wpływu tarcia uszczelnienia gumowego silnika na niezawodność pracy silnika [195].

Doktorant za realizację prac badawczych w tematyce doktoratu otrzymał w 2020 roku Nagrodę Badawczą Siemens za projekt „Silnik do zabudowy w kołach samochodów elektrycznych o zwiększonej gęstości mocy”. Doktorant był kierownikiem prac, konstruktorem oraz pomysłodawcą badań. Nagroda Badawcza Siemens jest przyznawana na podstawie porozumienia zawartego pomiędzy Politechniką Warszawską a firmą Siemens. Nagroda służy promowaniu osiągnięć w technice i badaniach naukowych prowadzonych przez pracowników instytucji akademickich i pozaakademickich w Polsce oraz absolwentów uczelni wyższych. Do konkursu zgłaszane są prace związane z zakresem działalności firmy Siemens, które mają szansę na wdrożenie i praktyczne wykorzystanie. Nagrodę przyznał Rektor Politechniki Warszawskiej na podstawie rekomendacji Jury Konkursu złożonego z przedstawicieli uczelni technicznych oraz firmy Siemens.

16.2. Perspektywa kontynuacji prac badawczych

Doskonalenie konstrukcji silników do zabudowy w piastach kół stanowi jeden z najciekawszych trendów rozwoju napędów pojazdów elektrycznych i hybrydowych, o czym świadczy zainteresowanie inwestorów sektora prywatnego (również zgłaszane do Sieci Badawczej Łukasiewicz) oraz strategia finansowania rozwoju elektromobilności w Europie według stowarzyszenia Towards Zero Emission Road Transport (2 Zero).

Kierunek rozwoju silników o zwiększonej liczbie par biegunów dla pojazdów elektrycznych wydaje się zasadny i jest poparty równoległymi trendami związanymi z:

- a) produkcją blach niskostratnych oferowanych przez producentów jako blachy elektrotechniczne dla silników do napędów samochodów elektrycznych,
- b) rozwojem falowników, mogących pracować z coraz wyższą częstotliwością,
- c) poprawą parametrów magnesów trwałych, mogących pracować z coraz wyższą temperaturą,
- d) budową coraz dokładniejszych czujników kąta obrotu,

e) różnymi nowymi technologiami wykonywania uzwojenia silników mającymi na celu ograniczenie strat mocy związanych z częstotliwością ΔP_{AC} .

Rozwój żywic epoksydowych oraz materiałów izolacyjnych o zwiększonej przewodności cieplnej stanowi przedmiot badań wielu producentów i naukowców na całym świecie. Świadczy o tym szeroka gama, dostępnych i zróżnicowanych, produktów oraz wzrastająca liczba maszyn, z ich zastosowaniem. Prace z rozwiązaniami wykorzystującymi żywice epoksydowe i materiały izolacyjne z aplikacją w silnikach elektrycznych są w przemyśle realizowane przy współpracy z producentami materiałów i potencjalnymi odbiorcami, którymi są producenci pojazdów i napędów elektrycznych. Tego typu badania mogą być realizowane w interdyscyplinarnych zespołach w ramach współpracy pomiędzy jednostkami badawczymi. Takie warunki znakomicie spełnia Sieć Badawcza Łukasiewicz.

Doktorant kontynuuje prace badawcze i wdrożeniowe w projekcie finansowanym przez pracodawcę o budżecie ponad 4 000 000 zł, w którym opracowane silniki w kołach będą testowane w napędzie hybrydowym samochodu dostawczego Fiat Ducato o masie do $m=3,5$ t. Badania mają na celu przetestowanie silników podczas jazdy samochodu w warunkach drogowych i będą poprzedzone testami samochodu na hamowni, na której można zadawać różne cykle obciążenia silników oraz rejestrować ich temperaturę pracy. Prototypowe silniki w pierwszej kolejności będą testowane w warunkach laboratoryjnych, a następnie w zelektryfikowanym samochodzie. Doktorant oprócz zaprojektowania obwodu elektromagnetycznego silników, na podstawie przeprowadzonych w doktoracie analiz, dobrał parametry zasilania elektrycznego układu napędowego oraz przeprowadził symulacje pracy w różnych strategiach sterowania, które będzie realizował falownik w napędzie (2 silniki i 2 falowniki). Doktorant jest kierownikiem tego projektu i konstruktorem silników.

Doktorant jest również członkiem zespołu w innym projekcie, realizowanym przez Centrum Maszyn Sieci Badawczej Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny, dotyczącym opracowania silników elektrycznych o zwiększonej gęstości mocy i momentu do zastosowania w piastach kół ciągników (rolniczych, górniczych) oraz pojazdów wojskowych. Silniki zgodnie z założeniami projektu mają zabudowaną przekładnię planetarną oraz wykorzystują nowatorski olejowy układ chłodzenia uzwojenia oraz magnesów.

Trwają również przygotowania do projektu z investorem sektora prywatnego, dotyczącym opracowania uniwersalnej modułowej platformy jezdnej z napędami z silnikami w kołach dla różnych aplikacji. Jest to odpowiedź przedsiębiorcy na trendy rozwoju EV wyznaczone przez Towards Zero Emission Road Transport.

Realizowane i planowane projekty wskazują na duży potencjał wdrożeniowy wyników badań uzyskanych przy realizacji pracy doktorskiej. Zaprezentowana w ramach doktoratu metoda badawcza oraz rozwiązania konstrukcyjne są wykorzystywane w realizowanych projektach rozwoju produktów dla elektromobilności Centrum Maszyn Sieci Badawczej Łukasiewicz.

Bibliografia:

- [1] 12.10.2022 r. [Online]. Available: <https://www.energy.gov/timeline/timeline-history-electric-car>.
- [2] 25.08.2019. [Online]. Available: <https://sep.com.pl/tydzien-w-sep/222/o-rechniewskim-na-portalu-wysokienapiecie-pl.html>.
- [3] W. Adams, „ELECTRIC MOTOR.”. USA Patent US300827., 24 06 1884.
- [4] B. B. Parkhurst, „Electric Motor”. Patent U.S. Patent 422,149, 25.02.1890 r.
- [5] C. Theryo, „Wheel with electrical motor hub for vehicles”. USA Patent U.S. Patent 572,036, 24.11.1896.
- [6] [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Lohner%E2%80%93Porsche#/media/File:Lohner_Porsche.jpg. [Data uzyskania dostępu: 23.10.2023].
- [7] [Online]. Available: www.aptera.us. [Data uzyskania dostępu: 2023 11 09].
- [8] [Online]. Available: www.lordstowmotor.com. [Data uzyskania dostępu: 09.11.2023].
- [9] M. S. Ch. Borroni-Bird, „Chevrolet Sequel,” *SAE International Journal of Engines*, tom Vol.1, nr No. 1, pp. 304-313, (2009) SAE International.
- [10] [Online]. Available: www.proteanelectric.com. [Data uzyskania dostępu: 01.03.2019 r].
- [11] K. Ramakrishnan, M. Gobbi, M. Gobbi, G. Mastinu i G. Mastinu, „Multi-objective optimization of in-wheel motor powertrain and validation using vehicle simulator,” *Tenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, nr DOI: 10.1109/EVER.2015.7112919, czerwiec 2015.
- [12] M. Ellims, M. Ellims, H. Monkhouse i H. Monkhouse, „ASILS: Controllability and the in-wheel motor,” *System Safety, incorporating the Cyber Security Conference 2012 (7th IET International Conference)*, 2012.
- [13] [Online]. Available: www.mitsubishi-motors.com. [Data uzyskania dostępu: 09.12.2020 r].
- [14] „Peugeot Shows Two Hybrid4 Concepts, New BB1 EV Concept at Frankfurt,” *Green Car Congress 2009*, 15.09.2009.
- [15] [Online]. Available: <https://www.hino-global.com/corp/news/2019/20191009-002434.html>. [Data uzyskania dostępu: 09.11.2023 r].
- [16] [Online]. Available: www.ziehl-abegg.com. [Data uzyskania dostępu: 09.11.2023 r].
- [17] [Online]. Available: <https://arex.pl/quark-elektryfikacja-pojazdowa/>. [Data uzyskania dostępu: 24.06.2023].
- [18] P. Szewczyk i A. Łebkowski, „Studies on Energy Consumption of Electric Light Commercial Vehicle Powered by In-Wheel Drive Modules,” *Energies 2021*, tom 14, nr <https://doi.org/10.3390/en14227524>.
- [19] „SRIA (STRATEGIC RESEARCH AND INNOVATION AGENDA) 2ZERO PARTNERSHIP 2021-202,” [Online]. Available: <https://www.2zeroemission.eu/documents/>. [Data uzyskania dostępu: 05.11.2021].
- [20] A. IRIMESCU, L. MIHON i G. PĂDURE, „UTOMOTIVE TRANSMISSION EFFICIENCY MEASUREMENT USING A CHASSIS DYNAMOMETER,” *International Journal of Automotive Technology*, tom Vol. 12, nr No. 4 DOI 10.1007/s12239-011-0065-1, 2011 r.
- [21] H. Rahnejat i S. Theodossiades, „Drivetrain Noise, Vibration, and Harshness Encyclopedia of Automotive Engineering,” nr DOI:10.1002/9781118354179.auto096, kwiecień 2014 r.

- [22] M. Mohammadpour, S. Theodossiades, H. Rahnejat i P. Kelly, „Transmission efficiency and noise, vibration and harshness refinement of differential hypoid gear pairs. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K,” *Journal of Multi-body Dynamics*, tom 228, nr 10.1177/1464419313496559., 2014.
- [23] G. Freitag i M. Schramm, „Electric wheel hub motor with high recuperative brake performance in automotive design,” *EVS26 Los Angeles, World Electric Vehicle Journal*, tom Vol. 5, nr ISSN 2032-6653 - © 2012 WEVA, 06.05.2012.
- [24] G. Ślaski, A. Gudra i A. Borowicz, „Analysis of the influence of additional unsprung mass of in-wheel motors on the comfort and safety of a passenger car,” *Arch. Autom. Eng. Arch. Motoryz.*, tom 65, 214.
- [25] K. Parczewski, K. Romaniszyn i H. Wnęk, „Influence of electric motors assembly in hubs of vehicle wheels on the dynamics of movement, especially on surfaces with different adhesion coefficient,” *Combust. Eng.*, 2019.
- [26] P. Dukalski, B. Będkowski, K. Parczewski, H. Wnęk, A. Urbaś i K. Augustynek, „Analysis of the influence of assembly electric motors in wheels on behaviour of vehicle rear suspension system,” *Mater. Sci. Eng.*, tom 421, 2018.
- [27] P. Dukalski, B. Będkowski, K. Parczewski, H. Wnęk, A. Urbaś i K. Augustynek, „Dynamics of the vehicle rear suspension system with electric motors mounted in wheels,” *Maint. Reliab.*, tom 21, 2019.
- [28] M. Frajnkovic, S. Omerovic, U. Rozic, J. Kern, R. Connes, K. Rener i M. Biček, „Structural Integrity of In-Wheel Motors,” *SAE Tech. Paper*, tom 1829, 2018 r.
- [29] M. Biček, R. Connes, S. Omerović, A. Gündüz, R. Kunc i S. Zupan, „The Bearing Stiffness Effect on In-Wheel Motors,” *Sustainability*, nr 12, 2020 r.
- [30] K. Parczewski i H. Wnek, „Comparison of overcoming inequalities of the road by a vehicle with a conventional drive system and electric motors placed in the wheels,” *In Proceedings of the Conference Transport Means*, Lithuania 02.10.2020 r .
- [31] G. Li, Y. Wang i C. Zong, „Driving State Estimation of Electric Vehicle with Four Wheel Hub Motors,” *Qiche Gongcheng Automot. Eng.*, tom 40, 2018 r.
- [32] D. Wanner, M. Kreusslein, B. Augusto i L. Drugge, „Single wheel hub motor failures and their impact on vehicle and driver behavior,” *Vehicle Systems Dynamic*, tom 54, 2016 r.
- [33] A. Watts, C. Hilton, A. Fraser, M. Anderson i D. Harty, „Unsprung Mass "The Myths and Realities - Closing the Circle,” *SAE International*, 2011 r.
- [34] M. Anderson i D. Harty, „Unsprung Mass with In-Wheel Motors - Myths and Realities,” *presented at the Society of Automotive Engineers*, 2011 r.
- [35] D. J. v. Schalkwyk i M. J. Kamper, „Effect of Hub Motor Mass on Stability and Comfort of Electric Vehicles,” *presented at the Vehicle Power and Propulsion VPPC '06. IEEE, 2006*, 2006 r.
- [36] G. Nagaya, Y. Wakao i A. Abe, „Development of an in-wheel drive with advanced dynamic-damper mechanism,” *JSAE*, tom 24, 2003.
- [37] P. Johansen, D. Pattersib i C. Oýkeefe, „The use of an axial flux permanent magnet in-wheel direct drive in an electric bicycle,” *Renewable Energy*, tom 22, 2001.
- [38] Y. P. Yang, Y. P. Luh i C. H. Cheng, „Design and control of axial flux brushless DC wheel motors for electric vehicles-part I: multi-objective optimal design and analysis,” *IEEE Transaction on Magnetics*, tom 40, 2004 r.
- [39] S. Tianze, „Design and performance matching of wheel hub motor drive electric vehicle suspension and steering system,” *Changchun: Jilin University*, 2015 r.

- [40] T. Di, „Dynamic characteristics and structural optimization of wheel hub motor drive system with built-in suspension,” *Guangzhou: South China University of Technology*, 2013 r.
- [41] R. Wang, Y. Chen i D. Feng, „Development and performance characterization of an electric ground vehicle with independently actuated in-wheel motors,” *Journal of Power Sources*, nr 196(8):3962-3971, 2011 r.
- [42] M. Biček, G. Gotovac, D. Miljavec i S. Zupan, „Mechanical Failure Mode Causes of In-Wheel Motor,” *Strojnikivestnik - Journal of Mechanical Engineering*, tom 61, nr DOI:10.5545/sv-jme.2014.2022, 2015 r.
- [43] Z. Q. Z. a. D. Howe, „Influence of design parameters on cogging torque in permanent magnet machines,” *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, tom Vol. 15, 2000 r.
- [44] Q. Chen, H. Shu, L. Chen i B. Chen, „Analysis on cogging torque of driving in-wheel motor for electric vehicle,” *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*, nr DOI:10.1504/IJEHV.2012.048329, 2012 r.
- [45] I.-W. Kim, D.-K. Woo, H.-K. Yeo i H.-K. Jung, „Cogging torque optimization of in-wheel type motor based on gradient assisted simplex method,” *Conference: Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2012 IEEE*, 10.2012 r.
- [46] M.-H. Hwang, H.-S. Lee i H.-R. Cha, „Analysis of Torque Ripple and Cogging Torque Reduction in Electric Vehicle Traction Platform Applying Rotor Notched Design,” *Energies*, tom 11, nr DOI:10.3390/en1113053, 12.2018 r.
- [47] L. Petkovska, P. Lefley i G. Cvetkovski, „Design techniques for cogging torque reduction in a fractional slot PMLDC motor,” *COMPEL The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering*, nr DOI:10.1108/COMPEL-01-2020-0015, 05.2020 r.
- [48] H. Gong, F. Chai, Y. Pei i S. Cheng, „Research on torque performance for permanent magnet in wheel motor,” *Conference: Vehicle Power and Propulsion Conference, 2008. VPPC '08. IEEE*, nr DOI:10.1109/VPPC.2008.4677623, 10.2018 r.
- [49] Z. Goryca, M. Ziółek i M. Malinowski, „MOMENT ZACZEPOWY WIELOBIEGUNOWEJ MASZYNY,” *Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne*, tom 88, 2010 r.
- [50] G. Ma, X. Qiu, Y. Jianfei i F. Bu, „Structural Parameter Optimization to Reduce Cogging Torque of the Consequent Pole In-Wheel Motor,” *Conference: 2018 IEEE 18th International Power Electronics and Motion Control Conference (PEMC)*, nr DOI:10.1109/EPEPMC.2018.8521869, 2018.
- [51] A. Młot i M. Łukaniszyn, „Optimization of the PM array of brushless DC motor for minimum cogging torque,” *Przegląd Elektrotechniczny*, tom Vol. 84, 2008.
- [52] T. Glinka, „Maszyny elektryczne wzbudzone magnesami trwałymi,” *Wydawnictwo Naukowe PWN*, 2018 r.
- [53] J. F. Gieras, „Permanent Magnet Motor Technology: Design and Applications, Third Edition: 1,” *Taylor & Francis Inc.*, 26.08.2009 r.
- [54] A. Białas, B. Będkowski, P. Dukalski, W. Radwański i A. Fręchowicz, „Koncepcja napędu z silnikiem BLDC o przełączalnej liczbie zwojów w napędzie samochodu elektrycznego,” *Przegląd Elektrotechniczny*, tom 10, 2013 r.
- [55] T. Glinka, E. Król i A. Białas, „Axial Flux Permanent Magnet Motors as drive slow moving vehicles - review of construction,” *Przegląd Elektrotechniczny*, tom 87, 2011 r.
- [56] H. C. Lovatt, D. Elton, L. Cahill, H. D. Hau, A. Stumpf, A. Kulkarni, A. Kapoor, Ektesabi, H. Mazumder, T. Dittmar i G. White, „Design procedure for low cost, low mass, direct drive, in-wheel motor drivetrains for electric and hybrid vehicles,” *presented at the IECON 2011 - 37th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics*, 2011 r.

- [57] H. C. Lovatt, V. S. Ramsden i B. C. Mecrow, „Design of an in-wheel motor for a solar powered electric vehicle,” *Electric Power Applications, IEE Proceedings*, tom Vol. 145.
- [58] M. Terashima, T. Ashikaga, T. Mizuno, K. Natori, N. Fujiwara i M. Yada, „Novel motors and controllers for high-performance electric vehicle with four in-wheel motors,” *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, tom Vol. 44.
- [59] M. Alibeik i E. C. Santos, „High-Torque Electric Machines: State of the Art and Comparison,” *Machines*, tom Vol. 10, nr <https://doi.org/10.3390/machines10080636>, 2022 r.
- [60] Z. Q. Zhu i D. Howe, „Electrical Machines and Drives for Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles,” *Proceedings of the IEEE*, tom Vol. 95, 2007 r.
- [61] R. Mizutani i N. Matsui, „Optimum Design Approach for Low-Speed, High-Torque Permanent Magnet Motors,” *presented at the Electrical Engineering in Japan*, 2001 r.
- [62] Q. P. Chen, „Study on temperature influence factors and electromagnetic heat coupling of in-wheel motor for micro-electric vehicle,” *Mechanika*, tom Vol. 20, 2014 r..
- [63] Y. Chong, E. J. P. E. Subiabre, M. A. Mueller, J. Chick, D. A. Staton i S. A. McDonald, „The Ventilation Effect on Stator Convective Heat Transfer of an Axial-Flux Permanent Magnet Machine,” *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, tom Vol. 61, 2014 r..
- [64] G. D. Dorrell, D. A. Staton, J. Hahout, C. Hawkins i M. I. McGilp, „Linked electromagnetic and thermal modelling of a permanent magnet motor,” *Proc. IEEE PEMD*, 2006 r.
- [65] Y. Ge i S. G. Wang, „Analysis and calculation of stator temperature field of permanent magnet brushless DC motor for electric bicycle,” *Micromotors Servo Technique*, tom 41, 2008 r.
- [66] R. Jakubowski i J. Szcypior, „Układ chłodzenia i obliczenia cieplne maszyny z wirnikiem zewnętrznym,” *Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Politechniki Wrocławskiej*, tom Vol. 66, 2012 r.
- [67] J. Nerg, M. Rilla i J. Pyrhönen, „Thermal analysis of radial-flux electrical machines with a high power density,” *IEEE Trans. Ind. Electron*, tom Vol. 55, 2008 r.
- [68] P. Mynarek, „Analiza Stanów Ciepłych w Silnikach Małej Mocy,” *Praca Doktorska, Politechnika Opolska*, 2014 r.
- [69] B. Będkowski, „System Doboru i Oceny Parametrów Układów Chłodzenia Wybranych Maszyn Elektrycznych,” *Praca Doktorska, Akademia Techniczno-Humanistyczna*, 2015 r.
- [70] P. Mynarek i M. Kowol, „Analiza Ciepłna Silnika PMSM za Pomocą Metody Elementów Skończonych oraz Schematów Ciepłych,” *Zeszyty Problemowe-Maszyny Elektryczne*, tom 104, 2014 r.
- [71] M. Fasil, D. Plesner, J. H. Walther, Mijatovic, N., J. Holbøll i B. B. Jensen, „Numerical and Experimental Investigation of Heat Flow in Permanent Magnet Brushless DC Hub Motor,” *SAE International by American Univ of Beirut*, nr doi:10.4271/2014-01-2900, 28.07.2018 r.
- [72] D. Staton, E. Chong, S. Pickering i A. Boglietti, „Cooling of Rotating Electrical Machines Fundamentals, modeling, testing and design,” *IET ENERGY ENGINEERING SERIES 109*.
- [73] Y. Sun, M. Li i C. Liao, „Analysis of Wheel Hub Motor Drive Application in Electric Vehicles,” *MATEC Web of Conferences*, nr DOI: 10.1051/mateconf/201710001004, 2015 r.
- [74] M. C. Kulan, S. Şahin i N. J. Baker, „An Overview of Modern Thermo-Conductive Materials for Heat Extraction in Electrical Machines,” *IEEE Access*, tom Vol. 8, nr doi: 10.1109/ACCESS.2020.3040045, 2020 r.
- [75] Y. Luo i D. Tan, „Lightweight design of an in-wheel motor using the hybrid optimization method,” *Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, 2013 r..

- [76] N. Rahim, H. Ping i M. Tadjuddin, „Design of an in-wheel axial flux brushless dc motor for electric vehicle,” *In Proceedings of the 2006 International Forum on Strategic Technology, Ulsan, Korea*, 20.10.2006 r.
- [77] P. S. Shin, H. D. Kim, G. B. Chung, H. S. Yoon, G. Park i C. Koh, „Shape Optimization of a Large-Scale BLDC Motor Using an Adaptive RSM Utilizing Design Sensitivity Analysis,” *IEEE Trans. Magn.*, 2007 r.
- [78] I. M. Seo, H. K. Kim i J. Hur, „Design and analysis of modified spoke type BLDC motor using a ferrite permanent-magnet,” *In Proceedings of the 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), Hangzhou China*, 25.10.2014 r.
- [79] J. Zhu, K. E. Cheng, X. Xue i Y. Zou, „Design of a novel high-torque-density in-wheel switched reluctance motor for electric vehicles,” *In Proceedings of the 2017 IEEE International Magnetics Conference (INTERMAG), Dublin, Ireland*, 2017 r.
- [80] G. Artetxe, J. Paredes, B. Prieto, M. Martinez-Iturralde i I. Elosegui, „Optimal pole number and winding designs for low speed–high torque synchronous reluctance machines,” *Energies*, 2018 r.
- [81] X. Zhu, Z. Shu, L. Quan, Z. Xiang i X. Pan, „Design and Multicondition Comparison of Two Outer-Rotor Flux-Switching Permanent-Magnet Motors for In-Wheel Traction,” *IEEE Trans. Ind. Electron*, 2017 r.
- [82] S. K. Rechkemmer, W. Zhang i O. Sawodny, „Modeling of a Permanent Magnet Synchronous Motor of an E-Scooter for Simulation with Battery Aging Model,” *IFAC PapersOnLine*, tom Vol. 50, 2017 r.
- [83] P. Gao, Y. Gu i X. Wang, „The Design of a Permanent Magnet In-Wheel Motor with Dual-Stator and Dual-Field-Excitation Used in Electric Vehicles,” *Energies*, tom Vol. 11, 2018 r.
- [84] A. Łebkowski, „Design, Analysis of the Location and Materials of Neodymium Magnets on the Torque and Power of In-Wheel External Rotor PMSM for Electric Vehicles,” *Energies*, tom Vol. 11, 2018 r.
- [85] G. Freitag i M. Schramm, „Electric wheel hub motor with high recuperative brake performance in automotive design,” *World Electr. Veh. J.*, 2012 r..
- [86] M. Biček, G. Lampič, S. Zupan, B. Obrul, G. Gotovac, B. Štefe i J. Valentinčič, „High Torque “In-Wheel” Motors for Rescue Vehicles,” *In Proceedings of the Innovative Automotive Technology—IAT 2012, Dolenjske Toplice, Slovenia*, 12.04.2012 r.
- [87] G. Lampič, A. Detela i J. Valentinčič, „Management of innovative technology of Elaphe* “in-wheel” electric motors—A case study,” *In Proceedings of the 9th International Conference on Management of Innovative Technologies MIT’2007, Fiesa, Slovenia*, 08.10.2007 r.
- [88] D. K. Perovic, „Making the Impossible, Possible—Overcoming the Design Challenges of In Wheel Motors,” *World Electr. Veh. J.*, 2012 r.
- [89] M. Fadel, L. Sepulchre i M. Pietrzak-David, „Deep Flux-Weakening Strategy with MTPV for High-Speed IPMSM for Vehicle Application,” *IFAC-PapersOnLine*, tom Vol. 51, 2018 r.
- [90] D. Hu, L. Zhu i L. Xu, „Maximum Torque per Volt operation and stability improvement of PMSM in deep flux-weakening Region,” *In Proceedings of the 2012 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), Raleigh, NC, USA*, 15.09.2012 r.
- [91] X. Ji i Y. Lv, „Field weakening control of PMSM used in an electric power steering system,” *In Proceedings of the 2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering, ICEICE 2011, Wuhan, China*, 15.04.2011 r.
- [92] R. E. Neapolitan i K. H. Nam, „PMSM Control Methods,” *n AC Motor Control and Electrical Vehicle Applications; CRC Press: Boca Raton, FL, USA*, nr Available online: <https://www.taylorfrancis.com/chapters/mono/10.1201/9781315200149-7/pmsm-control-methods-richard-neapolitan-kwang-hee-nam> , 2019 r.

- [93] Q. K. Nguyen, M. Petrich i R. S. Jörg, „Implementation of the MTPA and MTPV control with online parameter identification for a high speed IPMSM used as traction drive.,” *In Proceedings of the 2014 International Power Electronics Conference (IPEC-Hiroshima 2014—ECCE ASIA), Hiroshima, Japan,*, tom Vol. 4, 18.05.2014 r.
- [94] L. Sepulchre, M. Fadel, M. Pietrzak-David i G. Porte, „MTPV Flux-Weakening Strategy for PMSM High Speed Drive,” *IEEE Trans. Ind. Appl.*, tom Vol. 54, 2018 r.
- [95] J. Bernatt, „Obwody elektryczne i magnetyczne maszyn elektrycznych wzbudzanych magnesami trwałymi,” *Branżowy Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Maszyn Elektrycznych KOMEL*, 2010 r.
- [96] M. Ehsani, K. M. Rahman i H. A. Toliyat, „Propulsion system design of electric and hybrid vehicles,” *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, tom Vol. 44, 1997 r.
- [97] A. M. EL-Refaie i T. M. Jahns, „Optimal flux weakening in surface PM machines using,” *Industry Applications, IEEE Transactions on*, tom Vol. 41, 2005 r.
- [98] A. M. El-Refaie, T. M. Jahns, P. J. McCleer i J. W. McKeever, „Experimental verification of optimal flux weakening in surface PM Machines using concentrated windings,” *Industry Applications, IEEE Transactions on*, tom Vol. 42, 2006 r.
- [99] F. Libert i J. Soulard, „Investigation on Pole-Slot Combinations for Permanent-Magnet Machines with Concentrated Windings,” *In Proceedings of the 16th International Conference on Electrical Machines Lodz, Polska*, 05.09.2004 r.
- [100] P. Dukalski, T. Jarek i B. Będkowski, „CG4-059006,” *Raport Sieć Badawcza Łukasiewicz*, , 2018 r.
- [101] T. Glinka, P. Dukalski, B. Będkowski i T. Jarek, „Układ pomiaru temperatury elementów wirujących”. Patent Pat.237230, 22.03.2021.
- [102] J. Davis, „Mercedes-Benz SLS AMG E-Cell Drive System Revealed,” nr www.mercedesbenz.com, 03.2012 r.
- [103] T. M. Corporation, „Toyota Hybrid System THS II,” *Theo Hofman Framework for combined control and design optimization of hybrid vehicle propulsion systems*, 2003 r.
- [104] S. Fayyad, M. Abuzalata, M. Momani i S. Abu-Ein, „Optimization of the Electrical Motor Generator in Hybrid Automobiles,” *Adv. Theor. Appl. Mech.*, , tom Vol. 5, 2023 r.
- [105] I. Pielecha, W. Sieslik i F. Szwaja, „Energy Flow and Electric Drive Mode Efficiency Evaluation of Different Generations of Hybrid Vehicles under Diversified Urban Traffic Conditions,” *Energies*, tom Vol. 16, 2023 r.
- [106] J. Merkisz i I. Pielecha, „Układy elektryczne pojazdów hybrydowych,” *Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej*, nr ISBN: 978-83-7775-373-6, 2015 r.
- [107] T. Reichert, T. Nussbaumer i J. Kolar, „Torque scaling laws for interior and exterior rotor permanent magnet machines,” tom [http://www.pes.ee.ethz.ch/uploads/tx_ethpublications/ Reichert Transmag09 TorqueScaling Final.pdf](http://www.pes.ee.ethz.ch/uploads/tx_ethpublications/Reichert_Transmag09_TorqueScaling_Final.pdf), 01.04.2009 r.
- [108] P. Dukalski i B. Będkowski, „Raport Sieć Badawcza Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny CG4-059007,” nr CG4-059007.
- [109] [Online]. Available: www.maksym.eu. [Data uzyskania dostępu: 05.05.2017 r].
- [110] P. H. Mellor, R. Wrobel i N. Simpson, „AC losses in high frequency electrical machine windings formed from large section conductors,” *IEEE Energy Conversion and Exposition ECCE'2014*, 2014 r.
- [111] G. Berardi, S. Nategh, N. Bianchi i Y. Thiolier, „A Comparison Between Random and Hairpin Winding in E-mobility Applications,” *IEEE Xplore*, nr 10.1109/IECON43393.2020.9255269., 2020 r.
- [112] F. Libert i J. Soulard, „Manufacturing Methods of Stator Cores with Concentrated Windings,” *IEEE Xplore*, nr 10.1049/cp:20060194, 2007 r.

- [113] D. N. Griffith, „Stator assembly made from a molded web of core segments and motor using same”. USA Patent PATENT NO 7067952, 2021 r.
- [114] T. Ishigami, M. Kitamura i K. Sanada, „Stator-core structure and winding technology for EPS motors,” *Transactions on Industry Applications*, tom Vol. 128, nr 10.1541/ieejias.128.1411..
- [115] H. Liu, S. Ayat, R. Wrobel i C. Zhang, „Comparative study of thermal properties of electrical windings impregnated with alternative varnish materials,” *The 9th International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2018)*, 2018 r.
- [116] J. Richnow, P. Stenzel, A. Renner, D. Gerling i C. Endisch, „Influence of Different Impregnation Methods and Resins on Thermal Behavior and Lifetime of Electrical Stators,” *4th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, nr doi:10.1109/edpc.2014.6984406, 2014 r.
- [117] S. Nategh, D. Barber, D. Lindberg, A. Boglietti i O. Aglen, „Review and Trends in Traction Motor Design: Primary and Secondary Insulation Systems,” *2018 XIII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, nr doi: 10.1109/ICELMACH.2018.8506858., 2018 r.
- [118] P. Dukalski, W. Radwański i T. Glinka. Patent P.404299, 31.08.2016 r.
- [119] [Online]. Available: <https://robnor-resinlab.com>. [Data uzyskania dostępu: 16.11.2023 r].
- [120] [Online]. Available: <https://www.parker.com>. [Data uzyskania dostępu: 16.11.2023 r].
- [121] [Online]. Available: <https://www.huntsman-transportation.com>. [Data uzyskania dostępu: 16.11.2023 r].
- [122] P. Dukalski, T. Jarek i B. Będkowski, „Raport Sieć Badawcza Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny,” nr CG4-059002, 2018 r.
- [123] C. G. Michael i T. N. Iund, „Cooling System for an Electric Motor,” nr US 7009317 B2, 07.03.2006 r.
- [124] D. K. Lieu i G. D. Neal, „Motor with encapsulated stator and method of making same,” nr US7067944B2, 14.01.2005 r.
- [125] „Encapsulated stator of a dynamo-electrical machine”. Patent US 20090273254 A1, 05.11.2009 r.
- [126] T. Glinka, P. Dukalski, B. Będkowski i T. Jarek, „Obudowa czół uzwojenia maszyny elektrycznej”. Patent Pat.233086, 30.04.2018 r.
- [127] J. Domagała, D. Zientara, P. Rutkowski, G. Grabowski, J. Lis i M. M. Bućko, „Otrzymywanie i właściwości materiałów w układzie korund/ γ -alon,” *Materiały Ceramiczne*, tom Vol. 63, 2011 r.
- [128] [Online]. Available: www.Ceromit.pl. [Data uzyskania dostępu: 13.10.2021].
- [129] B. Mikułowski, N. Sobczak, M. M. Książek i W. Radziwiłł, „Przyrząd do wyznaczania wytrzymałości na ścinanie połączenia różnorodnych materiałów”. Patent PL 202108 B1, 30.06.2009 r.
- [130] M. Książek i B. Mikułowski, „Wpływ powłoki Nb nałożonej na podłoże z tlenku glinu na zwilżalność i wytrzymałość połączenia Al./Al₂O₃,” *Ceramika/Ceramics*, tom Vol. 103, 2008 r.
- [131] N. Sobczak, R. Astahana, M. Książek, W. Radziwiłł i B. Mikułowski, „The effect of temperature, matrix alloying and substrate coatings on wettability and shear strength of Al./Al₂O₃ couples,” *Metallurgical and Materials Transactions A*, tom Vol. 35A, 2004 r.
- [132] R. Wrobel, S. J. Williamson, J. D. Booker i P. Mellor, „Characterising the Performance of Selected Electrical Machine Insulation Systems,” *In 2015 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE 2015), Proceedings of a meeting held 20-24 September 2015, Montreal, Quebec, Canada*, 2016 r.
- [133] M. Liu, W. Sixel, B. Sarlioglu i G. Nellis, „Influence of Winding Topologies and Encapsulation Materials on FSPM Machine Thermal Performance,” *IET Electric Power Applications*, tom Vol. 14, nr 10.1049/iet-epa.2019.1058, 2020 r.

- [134] Kulan, Mehmet Caglar; Sahin, Samet; Baker, Nick J., „An Overview of Modern Thermo-Conductive Materials for Heat Extraction in Electrical Machines,” *in IEEE Access*, tom Vol. 8, nr doi: 10.1109/ACCESS.2020.3040045, 2020 r.
- [135] [Online]. Available: <https://www.mueller-ahlhorn.com/en/produkte-materialien>. [Data uzyskania dostępu: 12.11.2020 r].
- [136] 16.11.2023 r. [Online]. Available: https://www.3m.com/3M/en_US/p/d/b00013845/.
- [137] [Online]. Available: <https://universal-science.com>. [Data uzyskania dostępu: 10.15.2018 r].
- [138] T. Glinka, P. Dukalski, B. Będkowski, T. Wolnik i T. Jarek, „Izolacja żłobkowa uzwojenia maszyny elektrycznej”. Patent Pat.237897, 12.08.2019 r.
- [139] R. Krok, „Sieci cieplne w modelowaniu pola temperatury w maszynach prądu przemiennego,” *Monografia, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej*, 2010 r.
- [140] J. Mukosiej, „Powiązanie dwóch metod obliczeń cieplnych silników indukcyjnych w stanie cieplnie ustalonym,” *Prace Instytutu Elektrotechniki*, tom Vol. 199, 1998 r.
- [141] S. Nategh, O. Wallmark, M. Leksell i S. Zhao, „Thermal Analysis of a PMSRM Using Partial FEA and Lumped Parameter Modeling,” *IEEE Transactions on Energy Conversion*, tom Vol. 27, 2012 r.
- [142] U. S. Andres, G. Almandoz, J. Poza i G. Ugalde, „Design of Cooling Systems Using Computational Fluid Dynamics and Analytical Thermal Models,” *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, tom Vol. 61, 2014 r.
- [143] S. Wiśniewski i T. S. Wiśniewski, „Wymiana ciepła,” *Podręczniki Akademickie - Mechanika, Wydawnictwo WNT*, nr ISBN 9788379260478, 2013 r.
- [144] P. M. R. Wrobel, „A General Cuboidal Element for Three-Dimensional Thermal Modelling,” *IEEE Transactions on Magnetics*, tom Vol. 46 .
- [145] „Manual Motor-CAD,” nr v14.1, 11.01.2021 .
- [146] D. Kowal, P. Sergeant, L. Dupré i L. Vandenbossche, „Comparison of Iron Loss Models for Electrical Machines with Different Frequency Domain and Time Domain Methods for Excess Loss Prediction,” *IEEE Trans. Magn*, tom Vol. 51, 2015 r.
- [147] K. Yamazaki i N. Fukushima, „Iron-Loss Modeling for Rotating Machines: Comparison Between Bertotti’s Three-Term Expression and 3-D Eddy-Current Analysis,” *IEEE Trans. Magn.*, tom Vol. 46, 2010.
- [148] H. Zhao, Y. Luo, H. Wang i B. Peter, „A Complete Model for Iron Losses Prediction in Electric Machines Including Material Measurement,” *FE Computation and Experimental Validation Electrical Review. Przegląd Elektrotechniczny*, tom Vol. 88, 2012 r.
- [149] G. Bertotti, „General properties of power losses in soft ferromagnetic materials,” *IEEE Trans. Magn.*, tom Vol. 24, 1988 r.
- [150] G. Roshandel, E. Mahmoudi, A. Kahourzade, S. Yazdani i A. Shafiullah, „Losses in Efficiency Maps of Electric Vehicles,” *Energies*, tom Vol. 14, 2021 r.
- [151] G. J. Park, B. Son, S. Y. Jung i Y. J. Kim, „Reducing computational time strategy for estimating core loss with spatial and temporal periodicity,” *In Proceedings of the 2016 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo, Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific), Busan, Korea*, 01.06.2016 r.
- [152] M. Dąbrowski, „Projektowanie maszyn elektrycznych prądu przemiennego,” *WNT*, 1988 r.
- [153] T. Śliwiński, „Metody obliczania silników indukcyjnych, t.1 Analiza,” *PWN*, 2008 r.
- [154] D. Ouamara i F. Dubas, „Permanent-Magnet Eddy-Current Losses: A Global Revision of Calculation and Analysis Math,” *Comput. Appl.*, 2019 r.

- [155] S. Nair i J. Wang, „Experimental validation of 3D magnet eddy current loss prediction in Surface Mounted,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, nr <https://doi.org/10.1109/TIA.2017.2707078>.
- [156] P. Upadhayay i V. Patwardhan, „Magnet Eddy-Current Losses in External Rotor Permanent Magnet Generator,” *International Conference on Renewable Energy Research and Applications Madrid, Spain*, 20.10.2013 r.
- [157] T. J. E. Miller, M. I. McGilp i K. W. Klontz, „Approximate methods for calculating rotor losses in permanent-magnet brushless machines,” *IEEE International Electric Machines and Drives Conference, Miami, FL, USA*, 2009 r.
- [158] K. Yamazaki, M. Shina, Y. Kanou, M. Miwa i J. Hagiwara, „Effect of Eddy Current Loss Reduction by Segmentation of Magnets in Synchronous Motors: Difference Between Interior and Surface Types,” in *IEEE Transactions on Magnetics*, tom Vol. 45, nr doi: 10.1109/TMAG.2009.2024159, 10.2009 r.
- [159] W.-Y. Huang, A. Bettayeb, R. Kaczmarek i J.-C. Vannier, „Optimization of Magnet Segmentation for Reduction of Eddy-Current Losses in Permanent Magnet Synchronous Machine,” *IEEE TRANSACTIONS ON ENERGY CONVERSION*, tom Vol. 25, 2010 r.
- [160] H. Jussila, P. Salminen, A. Parviainen, J. Nerg i J. Pyrhonen, „Concentrated winding axial flux permanent magnet motor with plastic bonded magnets and sintered segmented magnets,” *18th International Conference on Electrical Machines, Vilamoura, Portugal*, nr doi: 10.1109/ICELMACH.2008.4799939., 2008 r.
- [161] B. Aslan, E. Semail i J. Legranger, „General Analytical Model of Magnet Average Eddy-Current Volume Losses for Comparison of Multi-phase PM Machines with Concentrated Winding,” *Energy Conversion, IEEE Transactions on*, tom 29, nr 10.1109/TEC.2013.2292797.
- [162] K. Yamazaki, Y. Fukushima i M. Sato, „Loss Analysis of Permanent-Magnet Motors With Concentrated Windings - Variation of Magnet Due to Stator and Rotor Shapes,” *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS*, tom Vol. 45, 2009 r.
- [163] S. Steentjes i S. Böhmer, „Permanent Magnet Eddy-Current Losses in 2-D FEM Simulations of Electrical Machines,” *IEEE Transactions on Magnetics*, tom 51, 2015 r.
- [164] A. Młot, M. Łukaniszyn i M. Korkosz, „Magnetlossanalysis for a high-speed PM machine with segmented PM and modifiedtooth-tipshape,” *ARCHIVES OF ELECTRICAL ENGINEERING*, tom Vol. 64.
- [165] S. Ruoho, T. Santa-Nokki, J. Kolehmainen i A. Arkkio, „Modeling Magnet Length In 2-D Finite-Element Analysis of Electric Machines,” *Magnetics, IEEE Transactions*, tom Vol. 45, nr 10.1109/TMAG.2009.2018621, 2009 r.
- [166] Yau Liu, S. Martinet, C. Louis, A. Pasquier, „Emission Characterization of In-Use Diesel and Gasoline Euro 4 to Euro 6 Passenger Cars Tested on Chassis Dynamometer Bench and Emission Model Assessment”, *Aerosol and Air Quality Research*, tom Vol. 17, 2017 r.
- [167] A. Michel, „The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions,” *The Science of the total environment*, nr 10.1016/j.scitotenv.2004.04.070., 2005 r.
- [168] P. Nyberg, E. Frisk i L. Nielsen, „Using Real-World Driving Databases to Generate Driving Cycles With Equivalence Properties,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, tom 65, nr 10.1109/TVT.2015.2502069, 2015 r.
- [169] S. Li, I. Kolmanovsky i A. Ulsoy, „Distributed Supervisory Controller Design for Battery Swapping Modularity in Plug-In Hybrid Electric Vehicles,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, tom Vol 134, nr 10.1115/1.4006214.
- [170] H. Chowdhury, R. Juwono, M. Zaid, R. Islam, B. Loganathan i F. Alam, „An experimental study on of the effect of various deflectorsused for light trucks in Indian subcontinent,” *Energy Procedia*, nr 10.1016/j.egypro.2019.02.115, 2019 r.

- [171] W. M. Hamiga i W. B. Ciesielk, „Numerical Analysis of Aeroacoustic Phenomena Generated by Heterogeneous Column of Vehicles,” *Energies*, tom Vol. 15, nr <https://doi.org/10.3390/en15134669>, 2022 r.
- [172] J. Ejsmont, B. Świczko-Żurek, S. Taryma i P. Mioduszewski, „Noise Generated by Tyres Designet for Electric Vehicles - Results of Laboratory Experiments,” *Proceedings of Euronoise, Maastricht*, 2015 r.
- [173] Z. Juda, „Hamowanie odzyskowe pojazdów z napędem elektrycznym – strategie sprawności odzysku i komfortu jazdy,” *Badania Pojazdów, Politechnika Krakowska*, 2014 r.
- [174] C. He, G. Wang, Z. Gong, Z. Xing i D. Xu, „A control algorithm for the novel regenerative-mechanical coupled brake system with by-wire based on multidisciplinary design optimization for an electric vehicle,” *Energies*, tom Vol 11, 2018 r.
- [175] Valentin, O. Javier, P. Tomas, B. Frank, S. Dzmity i S. Barys, „Electric and friction braking control system for AWD electric vehicles,” in *Proceedings of the Special Session “Vehicle Dynamics Control for Fully Electric Vehicles— Outcomes of the European Project E-VECTOORC Maastricht, Netherlands*, 2014 r.
- [176] C. Lv, J. Zhang, Y. Li i Y. Yuan, „Regenerative braking control algorithm for an electrified vehicle equipped with by-wire brake system,” *SAE Technical Paper*, 2014 r.
- [177] Z. Zhou, C. Mi i G. Zhang, „Integrated control of electromechanical braking and regenerative braking in plug-in hybrid electric vehicles,” *International Journal of Vehicle Design*, tom Vol. 58, 2012 r.
- [178] Gao i M. Ehsani, „Electronic braking system of EV and HEV—Integration of regenerative braking, automatic braking force control and ABS, SAE transactions,” *Journal of Passenger Cars: Electronic and Electrical Systems*, tom Vol. 110, 2001 r.
- [179] K. S. Ko, H. Son, B. Yoo, J. Cheon i H. Kim, „Development of a brake system and regenerative braking co-operative control algorithm for automatic-transmission-based hybrid electric vehicles,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, tom Vol. 64, 2015 r.
- [180] H. Toda, Z. Xia i J. Wang, „Rotor Eddy-Current Loss in Permanent Magnet Brushless Machines,” *IEEE Trans. Magn*, tom 40, 2004 r.
- [181] W. L. Soong i N. Ertugrul, „Field-Weakening Performance of Interior Permanent-Magnet Motors,” *IEEE Trans. Ind. Appl.*, 2002 r.
- [182] T. Wolnik, V. Styskala i T. Mlcak, „Study on the Selection of the Number of Magnetic Poles and the Slot-Pole Combinations in Fractional Slot PMSM Motor with a High Power Density,” *Energies*, nr <https://doi.org/10.3390/en15010215>, 2022 r.
- [183] T. Sun, Y. H. Kim, W. J. Cho, L. Fang i J. P. Hong, „Effect of pole and slot combination on noise and vibration in permanent magnet synchronous motor,” *10.1109/CEFC.2010.5481875*, 2010 r.
- [184] C. C. Wang, H. M. Wu i S. P. Cheng, „Influence of pole and slot combinations on cogging torque in fractional slot PM motors,” *Journal of Magnetism and Magnetic Materials - J MAGN MAGN MATER.*, nr 10.1016/j.jmmm.2006.01.207, 2006 r.
- [185] Y. Demir, A. M. EL-Refae i M. Aydin, „Investigation of Asymmetric and Unbalanced Winding Structures for 3-Phase Permanent Magnet Synchronous Machines,” in *IEEE Transactions on Energy Conversion*, tom Vol. 36, nr doi: 10.1109/TEC.2020.3044000, 2021 r.
- [186] D. Ouamara i F. Dubas, „Permanent-Magnet Eddy-Current Losses: A Global Revision of Calculation and Analysis,” *Math. Comput. Appl.*, 2019 r.
- [187] B. Będkowski i J. Madej, „The innovative design concept of thermal model for the calculation of the electromagnetic circuit of rotating electrical machines,” *Maint. Reliab.*, 2015 r.
- [188] P. Dukalski i B. Będkowski, „Układ chłodzenia maszyny wirującej,” nr P.441861, 19.12.2022 r.

- [189] P. Dukalski, B. Będkowski i T. Jarek, „Raport Sieć Badawcza Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny,” nr CG4-059009, 2019 r.
- [190] P. Dukalski, T. Jarek i B. Będkowski, Raport z projektu „Innowacyjne Rozwiązania Napędu Bezpośredniego Pojazdów Elektrycznych”, Sieć Badawcza Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny, 2020 r.
- [191] P. Dukalski i R. Tyrtania, „Materiały wewnętrzne Sieć Badawcza Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny,” nr CG4-051144, 2023 r.
- [192] P. Dukalski, J. Golec, Ł. Cyganik i B. Będkowski, „Materiały wewnętrzne Sieć Badawcza Łukasiewicz Górnośląski Instytut Technologiczny,” nr CG4-051145, 2023 r.
- [193] P. Dukalski, J. Mikoś i R. Krok, „Analysis of the Simulation of the Operation of a Wheel Hub Motor Mounted in a Hybrid Drive of a Delivery Vehicle,” *Energies*, tom Vol. 15 <https://doi.org/10.3390/en15218323>, 2022 r.
- [194] P. Dukalski, B. Będkowski i R. Krok, „Układ chłodzenia czoł uzwojenia maszyny elektrycznej”. Polska Patent Pat.239425, 07.09.2020.
- [195] P. Dukalski, B. Będkowski, R. Krok „Konstrukcja wirnika silnika do zabudowy w piaście koła pojazdu”. Polska Patent Pat.239426, 07.09.2020.

Publikacje autora w tematyce silników o zwiększonej gęstości mocy do zastosowania w elektromobilności:

Patenty:

- [1] P. Dukalski, B. Będkowski, R. Krok Układ chłodzenia czół uzwojenia maszyny elektrycznej Patent Pat.239425 07.09.2020
- [2] P. Dukalski, B. Będkowski, R. Krok Konstrukcja wirnika silnika do zabudowy w piaście koła pojazdu Patent Pat.239426 07.09.2020
- [3] P. Dukalski, B. Będkowski, T. Jarek, T. Glinka Układ pomiaru temperatury elementów wirujących Patent Pat.237230 03.12.2019
- [4] P. Dukalski, B. Będkowski, T. Jarek, T. Glinka Układ chłodzenia czół uzwojenia silnika elektrycznego Patent Pat.235170 22.07.2019
- [5] P. Dukalski, B. Będkowski, T. Jarek, T. Wolnik, T. Glinka Izolacja żłobkowa uzwojenia maszyny elektrycznej Patent Pat.237897 14.01.2019
- [6] T. Glinka, P. Dukalski, B. Będkowski, T. Wolnik, T. Jarek - Wirnik maszyny elektrycznej z magnesami trwałymi Patent Pat.234068 29.06.2018
- [7] T. Glinka, P. Dukalski, B. Będkowski Układ chłodzenia uzwojenia stojana wewnętrznego maszyny elektrycznej Patent Pat.228943 22.02.2016
- [8] P. Dukalski, B. Będkowski, T. Jarek, T. Wolnik, T. Glinka Obudowa czół uzwojenia maszyny elektrycznej Patent Pat.233086 30.04.2018

Zgłoszenia patentowe w trakcie oceny przez Urząd Patentowy RP:

- [9] B. Będkowski, P. Dukalski Układ chłodzenia maszyny wirującej Zgłoszenie patentowe P.441861 26.07.2022

Recenzowane publikacje w czasopismach naukowych i materiałach konferencyjnych:

- [1] P. Dukalski, R. Krok, „ Selected Aspects of Decreasing Weight of Motor Dedicated to Wheel Hub Assembly by Increasing Number of Magnetic Poles”, *Energies*, Vol. 14(4) 917, 2021r. <https://doi.org/10.3390/en14040917>
- [2] P. Dukalski, J. Mikoś, R. Krok, „Analysis of the Simulation of the Operation of a Wheel Hub Motor Mounted in a Hybrid Drive of a Delivery Vehicle”, *Energies*, Vol. 15(21), 2022r. <https://doi.org/10.3390/en15218323>

- [3] P. Dukalski, R. Krok, „Selected Aspects of Designing Wheel Hub Motors”, *Materiały konferencyjne Symposium on Electrical Machines SME 2022*, 27.04.2022r.
- [4] T. Wolnik, P. Dukalski, B. Będkowski, T. Jarek, „Selected aspects of designing motor for direct vehicle wheel drive”, *Przegląd Elektrotechniczny*, Vol. R. 96 NR 4/2020, 2020r. doi:10.15199/48.2020.04.31
- [5] B. Będkowski, P. Dukalski, Ł. Cyganik, T. Jarek, „Assumptions of The Electrical Drive Unit For Commercial Vehicles On The Example Of a Commercial 3,5 GVW Vehicle” *Materiały konferencyjne Symposium on Electrical Machines SME 2022*, 27.04.2022r.
- [6] P. Dukalski, J. Mikoś, R. Krok, „Projekt silnika elektrycznego do zabudowy w piaście koła dostawczego hybrydowego samochodu o masie 3,5 tony” *Energetyka*, Vol. 1 2023r.
- [7] B. Bedkowski, P. Dukalski, T. Jarek, T. Wolnik, „Tests of Electrical Motor for Installation in the Wheel Hub of an Electric Car”, *2019 4th International Conference on Mechatronics and Electrical Systems IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 841 (2020) 012003 IOP Publishing, doi:10.1088/1757-899X/841/1/012
- [8] B. Bedkowski, P. Dukalski, T. Jarek and T. Wolnik, „Numerical model for thermal calculation analysis of the wheel hub motor for electric car verified by laboratory tests”, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 710 (2019) 012018 doi:10.1088/1757-899X/710/1/012018
- [9] P. Dukalski, J. Mikoś, B. Będkowski, Ł. Cyganik, A. Litwinowicz, W. Gawron, R. Tyrtania, M. Adamiecki, K. Kudzia, „Zelektryfikowany samochód dostawczy o masie do 3,5 t jako platforma badawcza hybrydowego napędu z silnikami w piastach kół”, *Przegląd Elektrotechniczny*, Vol. R. 99 NR 12/2023 doi:10.15199/48.2023.12.48
- [10] B. Będkowski, P. Dukalski, Ł. Cyganik, T. Jarek, „Assumptions of the direct drive motor for commercial vehicles”, *Przegląd Elektrotechniczny*, Vol. R. 99 NR 6/2023 doi:10.15199/48.2023.06.31
- [11] P. Dukalski, B. Będkowski, K. Parczewski, H. Wnęk, A. Urbaś, K. Augustynek, „Analysis of the Influence of Motors Installed in Passenger Car Wheels on the Torsion Beam of the Rear Axle Suspension”, *Energies*, Vol. 15(1), 222, 2022r. <https://doi.org/10.3390/en15010222>
- [12] P. Dukalski Bartłomiej Będkowski Krzysztof Parczewski Henryk Wnęk Andrzej Urbaś Krzysztof Augustynek - "Dynamics of the vehicle rear suspension system with electric motors mounted in wheels" - Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability Vol. 21, No. 1 2019
- [13] P. Dukalski, B. Będkowski, K. Parczewski, H. Wnęk, A. Urbaś, K. Augustynek „Analysis of the influence of assembly electric motors in wheels on behaviour of vehicle rear suspension system” *International Automotive Conference (KONMOT 2018) IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 421 (2018) 022004 doi:10.1088/1757-899X/421/2/022004
- [14] P. Dukalski, B. Będkowski, T. Jarek, T. Wolnik, „Problems of Temperature Distribution in Electric Wheel Hub Motors - Application of Tooth-tips Shape in Stator”, *poster EVS31 (Electric Vehicles Symposium 31)*, Kobe/Japonia, 03.10.2018r.