

Bartłomiej Będkowski, Piotr Dukalski

**Sieć Badawcza Łukasiewicz - Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL, Katowice
Jerzy Madej, Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko-Biała**

ANALIZA WPLYWU AWARYJNEGO HAMOWANIA SAMOCHODU NA TEMPERATURĘ WIRNIKA SILNIKA ELEKTRYCZNEGO PRZENACZONEGO DO ZABUDOWY W KOLE

THE IMPACT ANALYSIS OF THE CAR EMERGENCY BRAKING ON THE IN WHEEL MOTOR'S ROTOR TEMPERATURE

Streszczenie: Praca prezentuje analizę wpływu awaryjnego hamowania pojazdu na temperaturę wirnika silnika przeznaczonego do zabudowy w kołach. Do wyznaczenia rozkładu pola temperatury wirnika, podczas procesu hamowania, przygotowano przestrzenny model wirnika i części elementów układu hamulcowego. Opracowany model 3D poddano dyskretyzacji i przeprowadzono szereg analiz numerycznych. Podczas obliczeń przeanalizowano zmianę temperatury elementów wirnika silnika pojazdu poruszającego się z prędkością 100km/h przy nagłym wyhamowaniu do 0km/h. W przeprowadzonych analizach zbadano wpływ uwzględnienia felgi na wyniki obliczeń.

Abstract: The analysis of the impact of vehicle emergency braking on the temperature of the rotor of the motors designed for installation in the wheels is presented in the work. To determine the distribution of the rotor temperature field during the braking process, a spatial model of the rotor and parts of the braking system components was prepared. The developed 3D model was discretized and a number of numerical analyzes were carried out. The temperature change of the motor's rotor elements of the vehicle's moving at a speed of 100km/h with a sudden braking to 0km/h was analyzed during the calculations. The impact of the wheel rim model on the results of calculations was taken into account in the carried out analyzes.

Słowa kluczowe: MES, CFD, obliczenia cieplne, silnik w kole, temperatura wirnika, hamowanie

Keywords: FEM, CFD, thermal calculations, in wheel motor, rotor's temperature, braking

1. Wstęp

Samochody elektryczne są już powszechnie dostępne i praktycznie większość producentów posiada tego typu pojazdy w swojej ofercie. Obecnie ich układ napędowy jest zbliżony do klasycznego układu napędowego gdzie silnik elektryczny (podobnie jak spalinowy) sprzęgnięty jest z kołami poprzez uproszczoną przekładnię zawierającą mechanizm różnicowy. Jest to rozwiązanie sprawdzone w pojazdach spalinowych i chętnie stosowane w początkowej fazie rozwoju układów napędowych pojazdów elektrycznych.

Obecnie wraz z rozwojem konstrukcji maszyn elektrycznych wzrasta zainteresowanie napędem bezpośrednim, czyli silnikami zabudowanymi w kołach pojazdu. Rozwiązanie to jest znane od dawna, lecz dopiero teraz moc generowana z jednostki masy przez nowe konstrukcje silników w kołach jest na tyle duża, że mogą być one szeroko stosowane do napędu pojazdów różnego przeznaczenia - od małych samochodów miejskich, przez samochody osobowe i ro-

dzinne, a nawet samochody dostawcze i autobusy.

Analizując współczesne trendy Łukasiewicz - Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL podejmuje na bieżąco prace badawcze i rozwojowe, które pozwalają na świadczenie usług związanych z projektowaniem i produkcją silników do zabudowy w kołach dla różnego rodzaju pojazdów.

Niniejszy artykuł jest jednym z cyklu prac poświęconych analizie konstrukcji tego typu napędów. W pracy tej przeanalizowano obciążenie cieplne wirnika silnika podczas procesu intensywnego hamowania.

Badania realizowane są na podstawie wyników prac prowadzonych w ramach programu LIDER VII finansowanego przez Narodowego Centrum Badań i Rozwoju.

2. Konstrukcja prototypu silnika

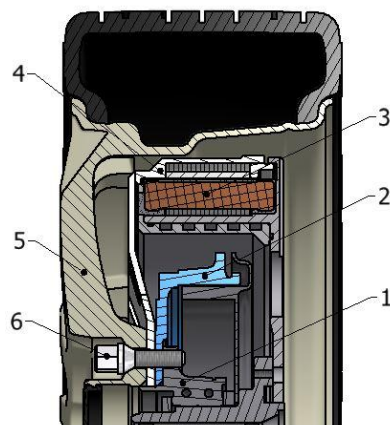
W ramach prowadzonych prac w instytucie Łukasiewicz - KOMEL zostały opracowane i wy-

konane różne wersje tego typu silników. Prototyp silnika z magnesami trwałymi, którego konstrukcja jest analizowana w niniejszym artykule, przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Wykonany prototyp silnika do zabudowy w kole

Budowa i wymiary silnika zostały tak dobrane, aby istniała możliwość jego zabudowy w pojeździe wyposażonym w 17 calowe felgi z zastosowaniem klasycznego bębnowego układu hamulcowego (rys. 2). Silnik ten to tzw. konstrukcja z zewnętrznym wirnikiem. Można w nim wyróżnić dwa główne elementy: zewnętrzny wirnik, który jest zabudowany między felgą a bębniem hamulcowym i obraca się wraz z nimi, i wewnętrzny stojan przymocowany do tarczy kotwicznej układu hamulcowego. Źródłem ciepła w tego typu maszynie są straty w wirniku (magnesy, jarzmo rdzenia magnetycznego) oraz w stojanie (uzwojenie, rdzeń magnetyczny). Główna część ciepła generowana przez straty w stojanie odprowadzana jest do układu chłodzenia. Aby zapewnić odpowiedni odbiór ciepła z tego elementu w konstrukcji nośnej stojana umieszczono płaszcz wodny, a pustą przestrzeń między nim a uzwojeniem wypełniono żywicą termoprzewodzącą (rys.2). Rozwiązanie takie zapewnia skuteczniejsze chłodzenie stojana silnika. Natomiast ciepło generowane w obracającym się wirniku jest odbierane przez opływające go powietrze. Należy jednak zwrócić uwagę na to, że o ile konstrukcja wirnika, poprzez odpowiednio zaprojektowany obwód elektromagnetyczny (ograniczone straty w rdzeniu wirnika i w magnesach), zapewnia wystarczające parametry cieplne silnika w normalnych warunkach pracy, to podczas procesu nagłego hamowania ciepło generowane przez układ hamulcowy może doprowadzić do jego przegrzania i trwałego uszkodzenia.

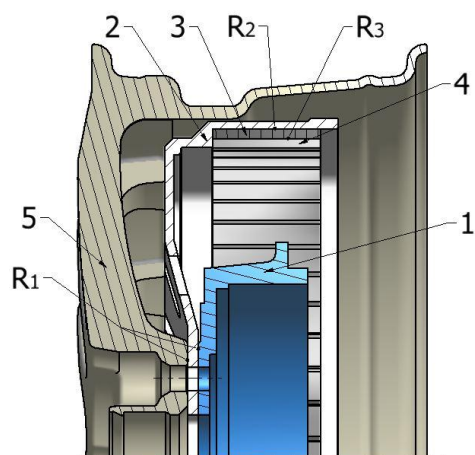


Rys. 2. Konstrukcja prototypowego silnika:
1 - półoś z łożyskowaniem, 2 - bębnowy układ hamulcowy, 3 - stojan silnika, 4 - wirnik silnika, 5 - koło samochodu, 6 - śruby koła

Istotne jest zatem określenie stanu cieplnego elementów silnika, w różnych warunkach jego pracy, już na etapie projektowania co możliwe jest dzięki przeprowadzeniu stosownych obliczeń [3,4], [6-11].

3. Model obliczeniowy

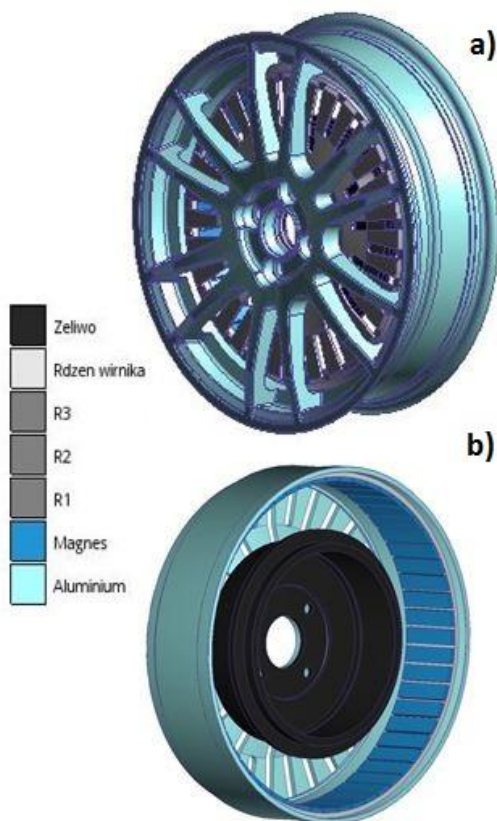
Do określenia obciążenia cieplnego wirnika prototypowego silnika podczas procesu hamowania przeprowadzono analizę opartą na metodzie elementów skończonych (FEM/CFD), z wykorzystaniem uproszonego, przestrzennego modelu wirnika silnika, w którym uwzględniono elementy współpracujące (rys.3).



Rys. 3. Model obliczeniowy:
1 - bęben hamulcowy, 2 - korpus wirnika, 3 - rdzeń wirnika, 4 - magnesy, 5 - felga, R_1 - zastępcza rezystancja cieplna między: felga - korpus wirnika - bęben hamulcowy, R_2 - rezystancja cieplna między korpusem wirnika, a rdzeniem wirnika, R_3 - rezystancja cieplna między rdzeniem wirnika a magnesami

Model obliczeniowy przygotowano w oparciu o model geometryczny utworzony w programie *Autodesk Inventor*. Model 3D zawiera: bęben hamulcowy (1), korpus wirnika (2), rdzeń wirnika (3), magnesy (4), felgę (5).

W modelu geometrycznym zaimportowanym do środowiska obliczeniowego MES/CFD uwzględniono również rezystancje cieplne występujące na styku współpracujących elementów takie jak: zastępcza rezystancja cieplna między felgą, korpusem wirnika i bębniem hamulcowym (R_1), rezystancja cieplna między korpusem wirnika a rdzeniem wirnika (R_2), rezystancja cieplna między rdzeniem wirnika, a magnesami (R_3). W celu analizy wpływu felgi na wyniki symulacji numerycznych przygotowano dwa warianty modelu obliczeniowego, z których jeden uwzględnia obecność felgi, a drugi nie (rys. 4).



Rys. 4. Model obliczeniowy 3D z ustalonymi parametrami materiałowymi: a) z uwzględnieniem felgi, b) bez uwzględnienia felgi

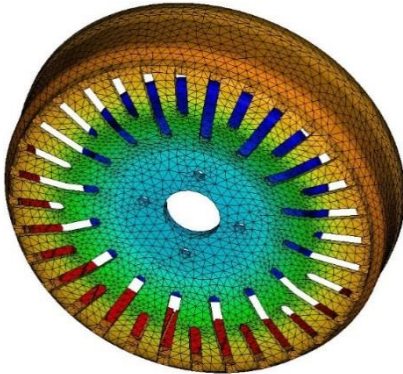
W modelu obliczeniowym przyjęto następujące dane materiałowe: żeliwny bęben hamulcowy (żeliwo EN-GJL-250, $C_p=460\text{J/kgK}$, $\lambda_b=48\text{W/mK}$, $\rho=7,2\text{g/cm}^3$), aluminiowy korpus wirnika (aluminium EN-AW-7075, $C_p=860\text{J/kgK}$, $\lambda_b=180\text{W/mK}$, $\rho=2,8\text{g/cm}^3$),

rdzeń wirnika z blach elektrotechnicznych ($\lambda_{b,x,y}=25\text{W/mK}$ - w płaszczyźnie blach elektrotechnicznych, $\lambda_{b,z}=3\text{W/mK}$ - prostopadle do płaszczyzny blach elektrotechnicznych, $C_p=460\text{J/kgK}$, $\rho=7,6\text{g/cm}^3$), magnesy trwałe (N38UH, $C_p=460\text{J/kgK}$, $\lambda_b=7,6\text{W/mK}$, $\rho=7,5\text{g/cm}^3$), aluminiowa felga (stop aluminium AlSi7Mg, $C_p=930\text{J/kgK}$, $\lambda_b=150\text{W/mK}$, $\rho=2,65\text{g/cm}^3$). Rezystancja cieplna między felgą - korpusem wirnika i bębniem hamulcowym wynosi $R_1=0,0015\text{Km}^2/\text{W}$, rezystancja cieplna między korpusem wirnika a rdzeniem wirnika $R_2=0,001\text{Km}^2/\text{W}$ a rezystancja cieplna między rdzeniem wirnika, a magnesami wynosi $R_3=0,0018\text{Km}^2/\text{W}$. Podane parametry modelu obliczeniowego określono na podstawie doświadczeń instytutu *Łukasiewicz - KOMEL* i literatury [1-2], [5], [12-14]. Tak przygotowane modele posłużyły do analizy obciążenia cieplnego wirnika, podczas procesu hamowania, którą przedstawiono poniżej. Modele geometryczne i obliczeniowe wykonano w oprogramowaniu firmy *Autodesk*.

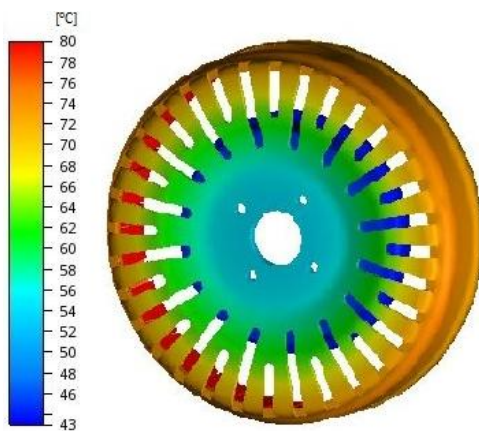
4. Wyznaczenie obciążenia cieplnego wirnika silnika do zabudowy w kole podczas procesu nagłego hamowania

W niniejszym artykule przeanalizowano zmianę temperatury elementów wirnika silnika pojazdu poruszającego się z prędkością 100km/h przy nagłym wyhamowaniu do 0km/h. W tym celu jako punkt bazowy przyjęto temperaturę wirnika silnika jaką posiadałby przy długotrwałej jeździe pojazdu z prędkością 100km/h. Temperatura ta została ustalona na podstawie danych uzyskanych z badań prototypu silnika na stanowisku laboratoryjnym. Podczas pracy silnika na stanowisku badawczym, z parametrami odpowiadającymi poruszaniu się pojazdu z prędkością 100km/h monitorowano przyrost temperatury magnesów, który wyniósł 55°C. Na podstawie tych danych w modelu obliczeniowym przyjęto temperaturę powierzchni magnesów 80°C, przy założonej temperaturze otoczenia 35°C i średni współczynnik wymiany na wirujących powierzchniach na poziomie 40W/mK. Dla przyjętych warunków brzegowych po dyskretyzacji modelu (rys. 5) przeprowadzono symulację typu *steadystate*, której celem było uzyskanie bazowego rozkładu pola temperatury wirnika przed rozpoczęciem hamowania (rys. 6 i 7). Porównanie początkowych rozkładów pola temperatury elementów wirnika z uwzględnieni

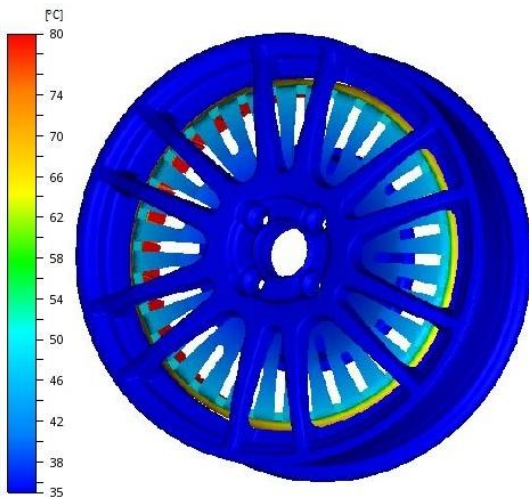
felgi i bez, dla pojazdu poruszającego się z prędkością 100km/h pokazano na rysunku 8.



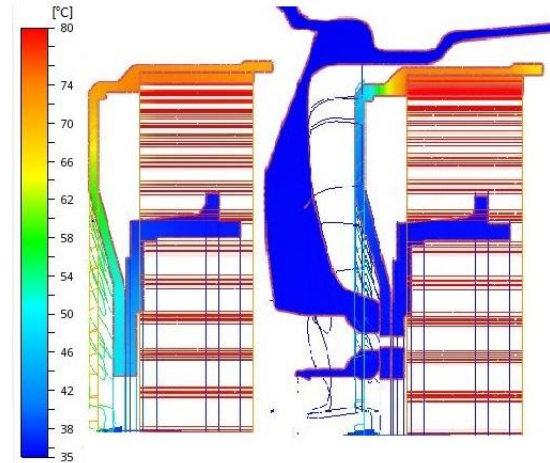
Rys. 5. Model dyskretny



Rys. 6. Rozkład temperatury przed rozpoczęciem hamowania - bez uwzględnienia felgi



Rys. 7. Rozkład temperatury przed rozpoczęciem hamowania - z uwzględnieniem felgi



Rys. 8. Rozkład temperatury przed rozpoczęciem hamowania z uwzględnieniem felgi i bez

Następnie wyznaczono wartość ciepła jakie może generować się podczas nagłego wyhamowania pojazdu ze 100km/h do 0km/h. Przyjęto, że podczas procesu hamowania pojazdu jego energia kinetyczna przekształcana jest w całości na energię cieplną. W pojazdach elektrycznych istnieje możliwość odzyskania części energii (praca generatorowa napędu) i wykorzystania jej np. do doładowania akumulatorów, przez co układ hamulcowy jest wtedy znacząco mniej obciążony. Różne strategie procesu hamowania pojazdu z wykorzystaniem rekuperacji opisano w pracy [15]. Należy jednak zauważyć, że w przypadku wystąpienia stanu awaryjnego lub kiedy nie ma możliwości akumulacji odzyskanej energii odzyskanej podczas hamowania (w pełni naładowany zasobnik energii), całą energię pojazdu należy wytracić w hamulcach. Stosując zależności podane wzorami (1-4) wyznaczono możliwe maksymalne obciążenie cieplne występujące podczas hamowania awaryjnego pojazdu. Do obliczeń przyjęto następujące założenia: prędkość początkowa pojazdu – 100km/h (27,8m/s), masa poruszającego się pojazdu – 2000kg, możliwe opóźnienie podczas nagłego hamowania – 7,5m/s² (na podstawie [13,14]), rozkład siły hamowania pomiędzy osiami – 30/70% (na podstawie [14,15]), pojazd z napędem na 4 koła.

$$E_k = \frac{m \cdot v_0^2}{2} = \frac{2000 \cdot 27,8^2}{2} = 772840 \text{ J}, \quad (1)$$

$$t_H = \frac{v_0}{a_H} = \frac{27,8}{7,5} \approx 3,7 \text{ s}, \quad (2)$$

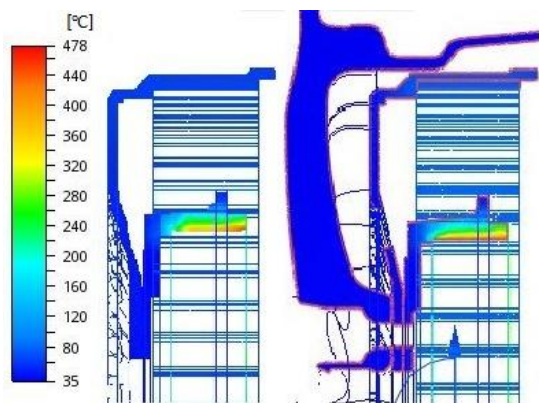
$$Q_H = \frac{E_k}{t_H} = \frac{772840}{3,7} \approx 208876 \text{ W}, \quad (3)$$

$$Q_{Hk} = \frac{Q_H}{2} \cdot R = \frac{208876}{2} \cdot 70\% \approx 73106 \text{ W}, \quad (4)$$

gdzie:

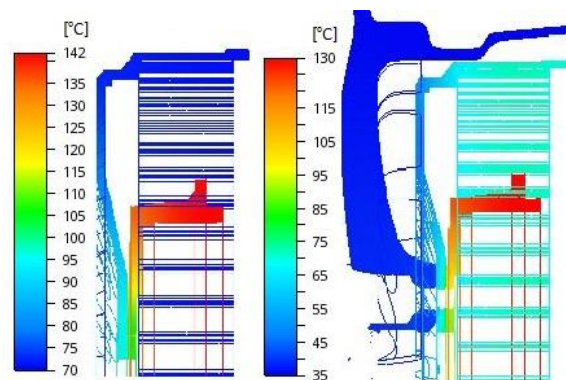
E_k – energia kinetyczna poruszającego się pojazdu [J], m – masa poruszającego się pojazdu [kg], V_o – prędkość poruszającego się pojazdu [m/s], t_H – czas hamowania [s], a_H – opóźnienie hamowania [m/s^2], Q_H – moc cieplna generowana podczas hamowania [W], Q_{Hk} – moc cieplna generowana podczas hamowania w jednym kole [W], R – rozkład siły hamowania [%].

Na podstawie powyższych założeń wyliczono maksymalne obciążenie cieplne, dla koła przedniej osi, wynoszące 73106W i czas hamowania 3,7s. W modelu obliczeniowym wyznaczone obciążenie cieplne działa w wyznaczonym czasie hamowania na powierzchni współpracy bębna z okładzinami ciernymi. Średni współczynnik wymiany z zewnętrznych powierzchni przyjęto 10W/mK i dla powyższych założeń wykonano symulację numeryczną typu *transient*. Na rysunku 9 przedstawiono rozkład pola temperatury bezpośrednio po zakończeniu procesu hamowania tj. po 3,7s. Na przedstawionym diagramie zauważyć można, że bez względu na to czy w modelu uwzględniono felgę, czy nie, to temperatura chwilowa na powierzchni współpracy bębna z okładziną cierną osiąga prawie 480°C.



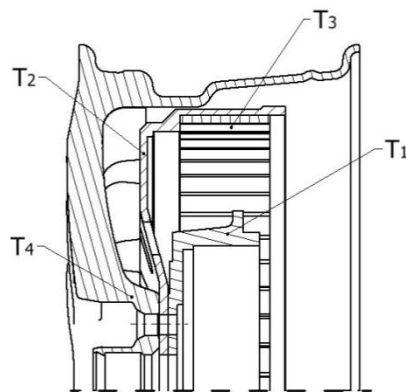
Rys. 9. Rozkład temperatury bezpośrednio po zakończeniu hamowania z uwzględnieniem felgi i bez

Na rysunku 10 przedstawiono wyniki symulacji rozkładu pola temperatury po 5min od zakończeniu procesu hamowania. Na przedstawionym diagramie zauważyć można, że w modelu, w którym uwzględniono felgę, temperatury bębna i korpusu wirnika jest zauważalnie niższe.



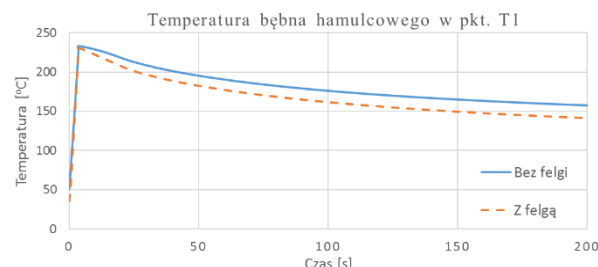
Rys. 10. Rozkład temperatury po 5 minutach po zakończeniu hamowania z uwzględnieniem felgi i bez

W wyniku symulacji numerycznych przeanalizowano zmianę temperatury w wybranych punktach modelu obliczeniowego, których rozmieszczenie pokazano na rysunku 11.

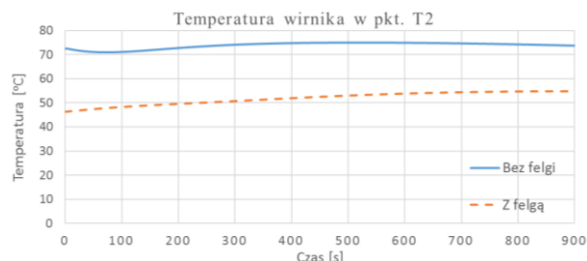


Rys. 11. Punkty monitorowania temperatury w modelu obliczeniowym: T_1 -bęben, T_2 -korpus wirnika, T_3 -magnesy, T_4 -felga

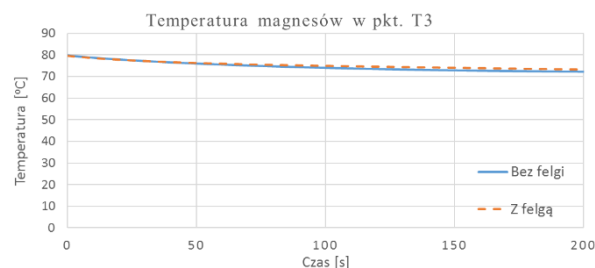
Obliczoną zmianę temperatury elementów wirnika i elementów z nim współpracujących w wybranych punktach modelu obliczeniowego podczas procesu hamowania i bezpośrednio po nim przedstawiono na wykresach (rys. 12-15).



Rys. 12. Wyznaczona zmiana temperatury bębna hamulcowego podczas procesu hamowania z uwzględnieniem felgi i bez

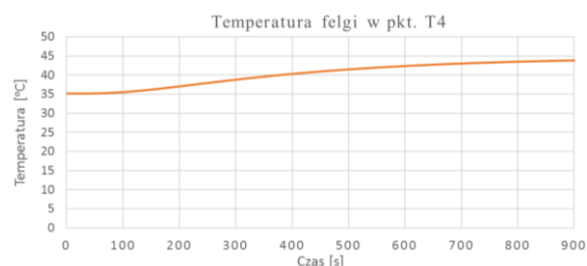


Rys. 13. Wyznaczona zmiana temperatury korpusu wirnika podczas procesu hamowania z uwzględnieniem felgi i bez



Rys. 14. Wyznaczona zmiana temperatury magnesów podczas procesu hamowania z uwzględnieniem felgi i bez

Analizując powyższe wykresy można zauważyć, że podczas awaryjnego hamowania pojazdu nie następuje dystrybucja ciepła do magnesów i nie ma zagrożenia związanego z ich zbyt dużym obciążeniem cieplnym. Podczas procesu nagłego hamowania nie nastąpił wzrost temperatury magnesów co można zauważyć na rysunku 14, a uwzględnienie w modelu felgi nie ma wpływu na wartość osiąganą przez nie temperatury. Uwzględnienie felgi w modelu obliczeniowym ma wpływ na rozkład pola temperatury i wartości osiąganych temperatur jedynie w korpusie wirnika (rys. 13) i nieznacznie w bębnie hamulcowym (rys. 12). Na rysunku 15 można zauważyć, że w wyniku hamowania nastąpił wzrost temperatury felgi jedynie o 10°C, co związane jest prawdopodobnie z ograniczoną powierzchnią kontaktu felgi z korpusem wirnika i bębna hamulcowego.



Rys. 15. Wyznaczona zmiana temperatury felgi podczas procesu hamowania

5. Podsumowanie

Obliczenia numeryczne *MES/CFD* pozwalają na wyznaczenie parametrów eksploatacyjnych silnika, w tym obciążenia cieplnego elementów silnika podczas procesu hamowania. Z przedstawionych analiz wynika, że do wstępnego sprawdzenia obciążenia cieplnego magnesów w wirniku wystarczający jest uproszczony model obliczeniowy nie uwzględniający felgi/koła pojazdu. Powyższa uproszczona metoda analizy obciążenia cieplnego wirnika może być wykorzystana do przeprowadzenia analiz dla różnego rodzaju scenariuszy procesu hamowania, intensywności i czasu hamowania, różnej prędkości i masy pojazdu. W dalszej kolejności zasadnym wydaje się określenie bazowego rozkładu temperatury na podstawie wyliczonych strat w magnesach i rdzeniu magnetycznym wirnika.

6. Literatura

- [1]. Będkowski B., Madej J. „Własności cieplne pakietu blach elektrotechnicznych - badania i symulacje” Zeszyty problemowe - Maszyny Elektryczne KOMEL, nr 2, 2015, s. 117-122.
- [2]. Będkowski B., Madej J. „Wyznaczenie zastępczej rezystancji cieplnej izolacji żłobkowej - badania i symulacje” Zeszyty problemowe - Maszyny Elektryczne KOMEL, 2015, s. 123-127.
- [3]. Będkowski B., Madej J. „Analiza wydajności różnych rozwiązań konstrukcyjnych układu chłodzenia silnika elektrycznego do zabudowy w kole” Zeszyty problemowe - Maszyny Elektryczne KOMEL, Nr 1/2018(117), 2018, 33-38.
- [4]. Cyganik Ł., Król E., Baranowski J., Drabek T., Dziwiński T., Piątek P. „Analiza termiczna obudowy silnika do zakrętarci elektromechanicznej” Zeszyty problemowe - Maszyny Elektryczne KOMEL, Nr 1 (117), str. 39-44, 2018.
- [5]. Hendershot J. R., Miller T. J. E. „Design of brushless permanent-magnet motors” Magna Physics Pub., 1994.
- [6]. Mejuto C., Mueller M., Shanel M., Mebarki A., Staton D. „Thermal modelling investigation of heat paths due to iron losses in synchronous machines” Proc. IEEE PEMD, 2008, s. 225-229.
- [7]. Mynarek P., Kowol M. „Analiza cieplna silnika PMSM za pomocą metody elementów skończonych i schematów cieplnych” Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne KOMEL 2014; 4(104): 49-54.
- [8]. Nategh S., Wallmark O., Leksell M., Zhao S. „Thermal Analysis of a PMSM Using Partial FEA and Lumped Parameter Modeling” IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 27, no. 2, 2012, s. 477-488.
- [9]. SanAndres U., Almandoz G., Poza J., Ugalde G. „Design of Cooling Systems Using Computational Fluid Dynamics and Analytical Thermal

- Models”Industrial Electronics. IEEE Transactions 2014; 8(61): 4383–4391.
- [10]. Staton D. A., „Electric Motor Cooling System Design” ICEM, Berlin, 2014.
- [11]. Soong W.L., „Thermal Analysis of Electrical Machines:Limits and Heat Transfer Principles” Power Engineering Briefing Note Series, Lipiec 2008, s. 19-10.
- [12]. Miller T. J. E., „SPEED's Electric Motors” University of Glasgow, 2002.
- [13]. Juzek M., Czech P., Kula P., Turoń K., Jędrusik D., „Wpływ modyfikacji zawieszenia samochodu osobowego na osiąganą wartość opóźnienia hamowania”, Autobusy – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe 2016, nr 12.
- [14]. Miatłuk M., Kamiński Z., „Układy hamulcowe pojazdów: obliczenia”, Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2005.
- [15]. Juda Z. "Hamowanie odzyskowe pojazdów z napędem elektrycznym – strategie sprawności odzysku i komfortu jazdy (Regenerative braking of vehicles with electric drive systems – strategies of energy-recuperation efficiency and ride comfort)", ResearchGate, (2014).

Autorzy

dr inż. Bartłomiej Będkowski
bartlomiej.bedkowski@komel.lukasiewicz.gov.pl
mgr inż. Piotr Dukalski
piotr.dukalski@komel.lukasiewicz.gov.pl
Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL
40-203 Katowice, al. Roździeńskiego 188,

prof. ATH dr hab. inż. Jerzy Madej
juma@ath.bielsko.pl
Akademia Techniczno-Humanistyczna,
Wydział Budowy Maszyn i Informatyki,
Katedra Podstaw Budowy Maszyn,
43-309 Bielsko-Biała, ul. Willowa 2.

Informacje dodatkowe

Praca powstała na podstawie rezultatów projektu „*Innowacyjne Rozwiązania Napędu Bezpośredniego Pojazdów Elektrycznych*”, współfinansowanego ze środków NCBiR w ramach programu LIDER VII, zgodnie z umową: LIDER/24/0082/L-7/15/NCBR/2016.