

doi:10.15199/48.2017.02.05

Obliczenia i badania cieplne silnika bezkomutatorowego z kadłubem chłodzonym cieczą

Streszczenie. W artykule opisano model, obliczenia i badania cieplne silnika bezkomutatorowego z magnesami trwałymi w wirniku oraz z kadłubem chłodzonym cieczą. Przedstawiono wyniki obliczeń metodą Zastępczej Sieci Ciepłej przy różnych wariantach konstrukcji chłodzenia kadłuba oraz przy różnych parametrach cieczy chłodzącej. Ponadto zamieszczono wyniki pomiarów temperatury różnych części silnika przy chłodzeniu kadłuba cieczą w układzie z chłodnicą.

Abstract. This article gives an illustrative description of model, calculations and tests concerning temperature distribution in brushless motor with permanent magnets placed in the rotor and liquid-cooled frame. The paper provides calculating results by applying Equivalent Thermal Network Method at different variants of the frame cooling structure and also at different parameters of the cooling liquid. Furthermore it presents the results of temperature measurements of different parts of the motor involving liquid-cooled frame compound with the cooler. (**Thermal calculations and tests of brushless motor with liquid-cooled frame**)

Słowa kluczowe: model cieplny silnika z magnesami trwałymi, metoda Zastępczej Sieci Ciepłej, kadłub chłodzony cieczą

Keywords: thermal model of a permanent magnet motors, Equivalent Thermal Network Method, liquid-cooled frames, liquid-cooled motors

Wstęp

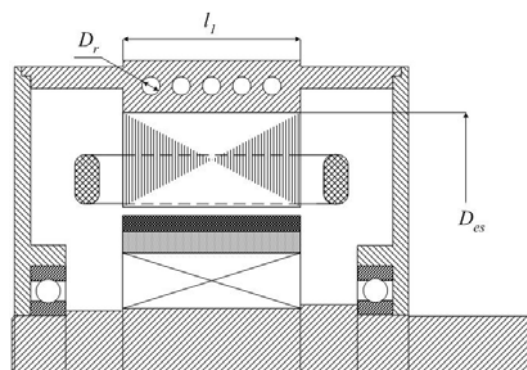
Współczesne bezszczotkowe maszyny z magnesami trwałymi są najczęściej wykonywane w kadłubie budowy zamkniętej. Są to m.in. silniki stosowane w napędach pojazdów jedno i dwusładowych, obiektów pływających, statków powietrznych albo prądnice układów generacyjnych w energetyce wiatrowej lub wodnej. Mikro maszyny bezszczotkowe (o mocy poniżej 1 kW) są wykonywane w kadłubach przewietrzanych, np.: silniki do napędu śmigieł w małych bezałogowych statkach powietrznych.

Kadłub budowy zamkniętej wymaga chłodzenia zewnętrznego. Najczęściej chłodzenie jest realizowane przez zamontowanie na wale maszyny zewnętrznego wentylatora. Takie rozwiązanie jest wystarczające w przypadku, gdy maszyna pracuje ze znamionową prędkością obrotową. W napędach pojazdów z silnikiem zamocowanym bezpośrednio w kołach, lub w innych zastosowaniach wymagających dużej mocy przy niskiej prędkości obrotowej (turbiny wiatrowe lub wodne), chłodzenie wentylatorem na wale silnika nie jest możliwe ze względu na wymagania konstrukcyjne (silnik w kole) lub z uwagi na niską znamionową prędkość obrotową (turbiny wiatrowe). Alternatywą jest kadłub chłodzony cieczą w obiegu zamkniętym przez chłodnicę zewnętrzną. Zastosowanie chłodzenia maszyny elektrycznej cieczą umożliwia otrzymanie większej mocy z tej samej objętości maszyny lub zmniejszenie wymiarów przy tej samej mocy maszyny oraz nie wymaga zwiększonej powierzchni chłodzącej kadłuba (żebra). W artykule przedstawiono metodę wyznaczania temperatury w poszczególnych elementach silnika (uzwojenie, magnesy, kadłub, tarcze łożyskowe), zamieszczono wyniki obliczeń cieplnych przy różnych wariantach konstrukcji i różnych parametrach chłodzenia oraz wyniki badań cieplnych silnika z magnesami trwałymi.

Model cieplny

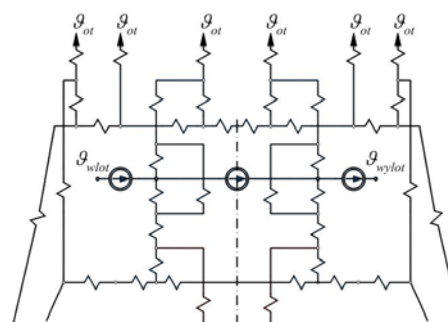
Określenie maksymalnej mocy obciążenia przy danej konstrukcji maszyny wymaga wyznaczenia temperatur elementów najbardziej narażonych na uszkodzenie termiczne. Z punktu widzenia rozptyłu ciepła w maszynie najbardziej obciążone cieplnie są uzwojenia stojana w części żłobkowej, ze względu na powstawanie w nich strat cieplnych oraz słabe odprowadzanie ciepła przez powietrze i izolację żłobkową. Określenie warunków cieplnych w maszynie wymaga najpierw określenia jej konstrukcji.

Temperatury w poszczególnych elementach maszyny można wyznaczyć na podstawie uproszczonej konstrukcji z pominięciem elementów nieistotnych z punktu widzenia przepływu ciepła (np.: śruby, zaokrąglenia, wypusty, itp.). Przyjęto typową konstrukcję maszyny z magnesami trwałymi (rys.1) uwzględniając tylko elementy istotne przy rozptywie ciepła.



Rys.1. Konstrukcja maszyny z magnesami trwałymi przyjęta do obliczeń cieplnych

Rozkład temperatury w całej objętości maszyny można wyznaczyć m.in. metodą Zastępczej Sieci Ciepłej (ZSC), która wymaga utworzenia schematu cieplnego badanego obiektu [1].



Rys.2. Fragment sieci cieplnej maszyny z chłodzeniem wodnym kadłuba. g_{ot} – temperatura powietrza w otoczeniu maszyny, g_{wlot} , g_{wylot} – temperatura chłodziwa na początku i na końcu kanału chłodziwa w maszynie

Opracowanie schematu cieplnego sprowadza się do podzielenia maszyny na obszary różnicowe, w których zakłada się stałą temperaturę i wyznaczenia oporów cieplnych tych obszarów oraz oporów łączących obszary różnicowe odpowiadające poszczególnym elementom maszyny [2],[3].

Na rysunku 2 przedstawiono fragment sieci cieplnej maszyny przedstawiający elementy kadłuba chłodzonego cieczą. Opory cieplne wyznaczono na podstawie wymiarów maszyny i parametrów cieplnych materiałów.

Wszystkie opory cieplne maszyny można opisać za pomocą dwóch elementów zastępczych reprezentujących odpowiednie części konstrukcji [4]-[6]:

- prostopadłości (reprezentujący uzwojenie, zęby i wał) o długości l , przekroju S i przewodności cieplnej λ posiada opór cieplny

$$(1) \quad R_k = \frac{l}{\lambda S}$$

- wycinek wydrążonego walca (reprezentujący jarzma, kadłub i tarcze łożyskowe) o wysokości h , średnicy wewnętrznej r_1 , średnicy zewnętrznej r_2 , kącie wycięcia φ i przewodności cieplnej λ posiada opór cieplny

$$(2) \quad R_w = \frac{1}{\lambda \varphi h} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

Na podstawie wartości poszczególnych oporów cieplnych R oraz równań węzłowych ZSC wyznacza się kwadratową macierz przewodności cieplnych Λ . W omawianym modelu macierz Λ miała wymiary 62x62. Wektor mocy cieplnych P wyznacza się na podstawie obliczonych strat mocy w maszynie. Rozwiązanie ZSC metodą temperatur węzłowych sprowadza się do rozwiązania układu równań liniowych, według zależności:

$$(3) \quad \vartheta = \Lambda^{-1}P$$

gdzie ϑ jest wektorem temperatur.

Wynikiem obliczeń są temperatury w poszczególnych węzłach ZSC.

Obliczenia

Wyznaczanie temperatur maszyny metodą ZSC jest złożone i pracochłonne, dlatego do obliczeń opracowano program komputerowy i wykonano serię obliczeń przy różnych wariantach konstrukcji i różnych parametrach chłodzenia. Przyjęto rurę kanału chłodzenia o średnicy $D_r = 10$ mm, o liczbie zwojów $n_r = 3$, długość pakietu rdzenia stojana $l_1 = 101$ mm, średnicę zewnętrzną rdzenia $D_{es} = 210$ mm (rys.1). W modelu obliczeniowym przyjęto parametry układu chłodzenia oraz chłodziwa takie same jak w silniku badanym. Maszyna była chłodzona za pomocą zewnętrznej chłodnicy samochodowej w obiegu zamkniętym z pompą wymuszającą obieg cieczy chłodzącej o maksymalnym wydatku $\rho_{ch} = 2$ dm³/min. Ze względu na obecność chłodnicy do obliczeń przyjęto temperaturę chłodziwa na wlocie do kanału cieczy chłodzącej $\vartheta_{ch1} = 50,7$ °C przy wydatku chłodziwa $\rho_1 = 1,0$ dm³/min oraz $\vartheta_{ch2} = 48,5$ °C przy wydatku chłodziwa $\rho_2 = 1,9$ dm³/min. Takie temperatury wody zarejestrowano w chłodnicy podczas badań laboratoryjnych na końcu prób nagrzewania w stanie cieplnie ustalonym silnika.

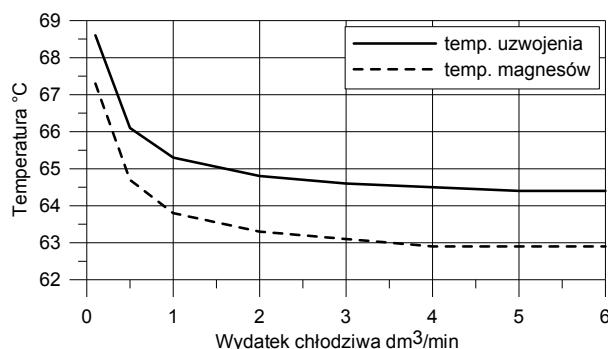
Zmierzone temperatury elementów silnika przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki obliczeń

Miejsce pomiaru	Temperatura °C	
	Wydatek wody 1,0 dm ³ /min	Wydatek wody 1,9 dm ³ /min
Woda na wlocie do kanału chłodzenia silnika	50,7	48,4
Uzwojenie stojana	72,3	64,8
Kadłub	51,5	48,9
Tarcza łożyskowa	55,9	53,1

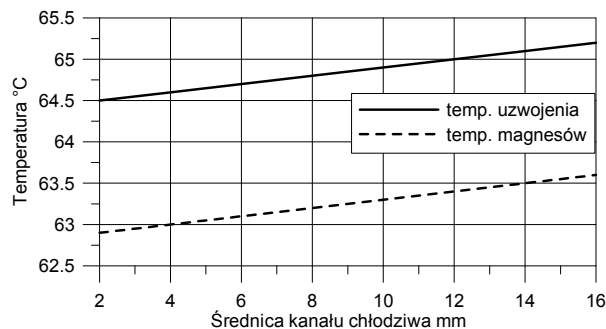
W tabeli 1 temperatura tarczy łożyskowej dotyczy jednej tarczy łożyskowej od strony napędowej silnika zaś temperatura kadłuba była mierzona w połowie długości kadłuba.

Ponadto wykonano obliczenia sprawdzające temperatury uzwojenia stojana oraz magnesów wirnika w zależności od: wydatku cieczy chłodzącej maszynę (rys.3), średnicy kanału cieczy chłodzącej w maszynie (rys.4), liczby zwojów kanału cieczy chłodzącej w maszynie (rys.5) oraz temperatury cieczy chłodzącej na wlocie do kanału w maszynie (rys.6). Obliczenia wykonano przy założeniu temperatury wody na wlocie do kanału w silniku $\vartheta_{ch2} = 48,5$ °C oraz wydatku cieczy chłodzącej $\rho_2 = 1,9$ dm³/min.



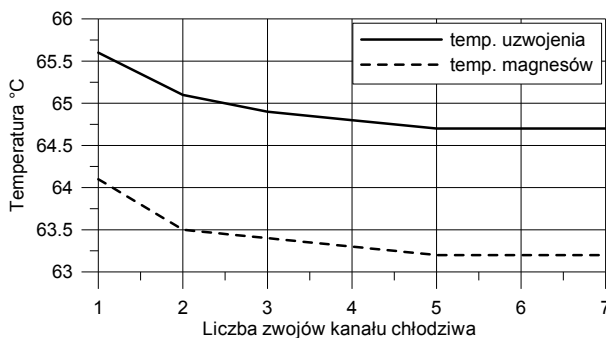
Rys.3. Przebieg temperatury uzwojenia i magnesów w zależności od wydatku cieczy chłodzącej

Zwiększanie wydatku chłodziwa miało znaczący wpływ na temperaturę uzwojenia i magnesów jedynie do wartości wydatku około $q_{ch} = 2$ dm³/min (rys.3). Dalsze zwiększanie wydatku chłodziwa powodowało niewielkie obniżenie temperatury elementów maszyny. Natomiast wydatek $q_{ch} > 5$ dm³/min nie przynosił zmiany temperatury uzwojenia i magnesów. Zmiany wydatku chłodziwa od 0,1 do 6 dm³/min wpływały na temperaturę uzwojenia i magnesów w zakresie $\Delta\vartheta \leq 5$ °C.



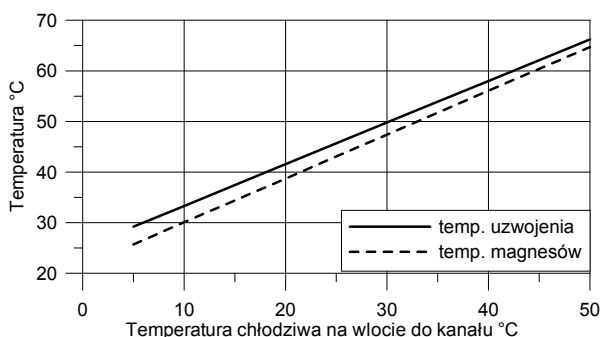
Rys.4. Przebieg temperatury uzwojenia i magnesów w zależności od średnicy kanału cieczy chłodzącej

Zależność temperatury uzwojenia i magnesów od średnicy kanału chłodziwa w maszynie jest funkcją liniową (rys.4). Przy większych średnicach kanału chłodziwa obliczano również nieco większe temperatury uzwojenia i magnesów. Nachylenie wykresu funkcji do osi X jest niewielkie, a współczynnik kierunkowy wynosi $\tan\alpha=0,05$. Zmiany średnicy kanału chłodziwa od 2 do 16 mm wpływały na temperaturę uzwojenia i magnesów w zakresie $\Delta\theta \leq 0,8$ °C.



Rys.5. Przebieg temperatury uzwojenia i magnesów w zależności od liczby zwojów kanału cieczy chłodzącej

Zmiana liczby zwojów kanału chłodziwa w maszynie wpływała na zmianę temperatury uzwojenia i magnesów tylko w zakresie $n_r < 5$ zwojów (rys.5). Układ chłodzenia silnika złożony z 5 zwojów stanowi 50 % wypełnienia kadłuba na długości rdzenia stojana. Dalsze zwiększanie liczby zwojów kanału chłodziwa nie powodowało zmiany temperatury. Zmiany liczby zwojów kanału chłodziwa od 1 do 7 wpływały na temperaturę uzwojenia i magnesów w zakresie $\Delta\theta \leq 1$ °C.



Rys.6. Przebieg temperatury uzwojenia i magnesów w zależności od temperatury cieczy chłodzącej na wlocie do kanału

Temperatura uzwojenia i magnesów w znacznej mierze zależała od temperatury chłodziwa dostarczanego do maszyny. Jest to zależność liniowa (rys.6). Przy spadku temperatury chłodziwa zmniejsza się temperatura uzwojenia i magnesów. Współczynnik kierunkowy wykresu funkcji liniowej $\tan\alpha=0,8$; stąd kąt nachylenia wykresu do osi X wynosił $\alpha=38,66^\circ$. Zmiany temperatury chłodziwa dostarczanego do maszyny od 5 do 50 °C wpływały na temperaturę uzwojenia i magnesów w zakresie $\Delta\theta \leq 36$ °C.

Badania

Obiektem badań był trójfazowy silnik synchroniczny, typu 132S-4, ze wzbudzeniem magnesami trwałymi w wirniku i kadłubem chłodzonym cieczą. Układ chłodzenia badanego silnika był wykonany w postaci spiralnej węzownicy zatopionej w kadłubie i połączonej z chłodnicą

samochodową oraz pompą wody w układzie zamkniętym. Jako chłodziwo zastosowano wodę.

Do badania kąta położenia wirnika w silniku był zastosowany enkoder osadzony bezpośrednio na wale od strony przeciwnapędowej.

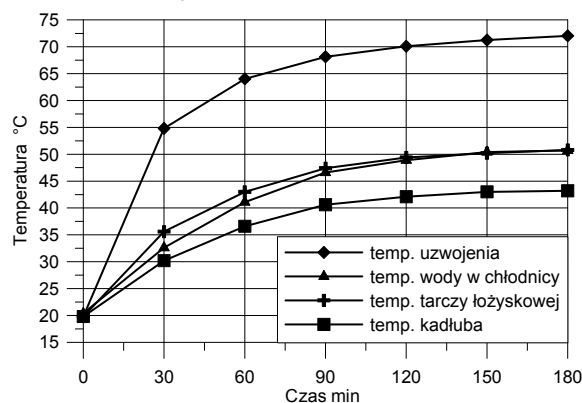
Podstawowe parametry silnika:

Moc znamionowa: $P_n = 10$ kW
 Napięcie znamionowe: $U_{DC} = 135$ V
 Prędkość obrotowa: $n_n = 3500$ obr/min
 Rodzaj pracy: S1

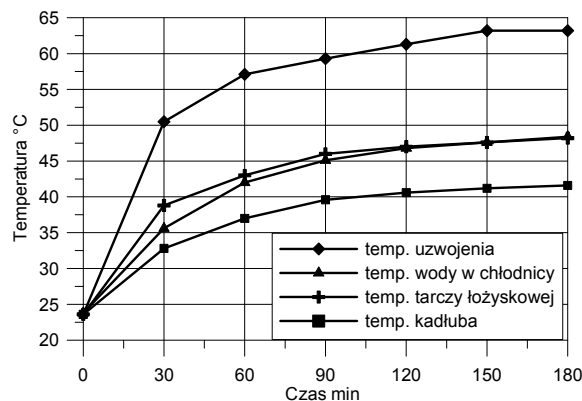
Na silniku przeprowadzono próby nagrzewania przy dwóch wartościach przepływu wody w układzie chłodzenia silnika. Pierwszą próbę wykonano przy przepływie $\rho_1 = 1,0$ dm³/min (rys.7) zaś drugą przy przepływie $\rho_2 = 1,9$ dm³/min (rys.8). Temperaturę wody w chłodnicy mierzono termometrem laboratoryjnym szklanym, natomiast temperatury kadłuba oraz tarczy łożyskowej mierzono laserowym miernikiem temperatury. Temperaturę uzwojenia stojana obliczano na podstawie pomiaru rezystancji uzwojenia zmierzonej laboratoryjnym miliomierzem elektronicznym. W trakcie próby nagrzewania, na czas pomiaru rezystancji, badany silnik był zatrzymywany ($n = 0$ min⁻¹) oraz odłączany od układu pomiarowego. Po wykonaniu pomiaru rezystancji silnik był ponownie przyłączany do układu pomiarowego i napędzany do znamionowej prędkości obrotowej.

Temperatury magnesów nie mierzono ze względu na brak dostępu do wirnika.

Wyniki prób nagrzewania silnika z chłodzeniem wodnym przedstawiono na rysunkach 7 i 8.



Rys.7. Nagrzewanie wybranych części silnika do temperatury ustalonej przy przepływie wody w układzie chłodzącym $\rho_1 = 1,0$ dm³/min



Rys.8. Nagrzewanie wybranych części silnika do temperatury ustalonej przy przepływie wody w układzie chłodzącym $\rho_2 = 1,9$ dm³/min

W każdej próbie silnik osiągał stan cieplnie ustalony po czasie 180 min. Próby przeprowadzono zgodnie z zaleceniami normy PN-EN 60034-1:2011.

W obydwóch próbach najwyższą temperaturę zanotowano w uzwojeniu stojana (Tab.2).

Tabela 2. Wyniki badań laboratoryjnych

Miejsce pomiaru	Temperatura °C	
	Wydatek wody 1,0 dm ³ /min	Wydatek wody 1,9 dm ³ /min
Woda w chłodnicy	50,7	48,4
Uzwojenie stojana	72,1	63,3
Kadłub	43,2	41,6
Tarcza łożyskowa	50,8	48,2

Temperatury tarczy łożyskowej i wody w chłodnicy były podobne ale niższe od temperatury uzwojenia o 21,4 °C przy przepływie $\rho_1 = 1,0 \text{ dm}^3/\text{min}$ oraz o 15 °C przy przepływie $\rho_2 = 1,9 \text{ dm}^3/\text{min}$. Kadłub w stosunku do uzwojenia stojana osiągnął temperaturę niższą o 28,9 °C przy przepływie $\rho_1 = 1,0 \text{ dm}^3/\text{min}$ oraz o 21,7 °C przy przepływie $\rho_2 = 1,9 \text{ dm}^3/\text{min}$.

Porównanie wyników pomiarów i obliczeń

Zmierzona temperatura uzwojenia stojana w stosunku do temperatury obliczonej była niższa o 0,3 % przy wydatku chłodziwa $\rho_1 = 1,0 \text{ dm}^3/\text{min}$ oraz o 2,3 % przy wydatku chłodziwa $\rho_1 = 1,9 \text{ dm}^3/\text{min}$.

Nieco większą różnicę temperatur zanotowano dla tarczy łożyskowej. Temperatura tarczy łożyskowej uzyskana z pomiarów w stosunku do temperatury obliczonej była niższa o około 9,2 % przy obu wydatkach chłodziwa.

Temperatura kadłuba uzyskana z pomiarów różniła się istotnie w stosunku do temperatury obliczonej, która była wyższa o około 16,1 % przy wydatku chłodziwa $\rho_1 = 1,0 \text{ dm}^3/\text{min}$ oraz o 14,9 % przy wydatku chłodziwa $\rho_1 = 1,9 \text{ dm}^3/\text{min}$.

Wyniki porównawcze obliczeń i badań laboratoryjnych przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Zestawienie porównawcze wyników obliczeń i badań laboratoryjnych

Miejsce pomiaru	Temperatura °C			
	Wydatek wody 1,0 dm ³ /min		Wydatek wody 1,9 dm ³ /min	
	Pomiar	Obliczenie	Pomiar	Obliczenie
Woda w chłodnicy	50,7		48,4	
Uzwojenie stojana	72,1	72,3	63,3	64,8
Kadłub	43,2	51,5	41,6	48,9
Tarcza łożyskowa	50,8	55,9	48,2	53,1

Obliczając temperatury w poszczególnych miejscach silnika przy wydatku chłodziwa zarówno $\rho_1 = 1,0 \text{ dm}^3/\text{min}$ jak i $\rho_1 = 1,9 \text{ dm}^3/\text{min}$, można założyć, że temperatura kadłuba, w części z kanałem cieczy chłodzącej, będzie podobna do temperatury wody w chłodnicy. Takie założenie można przyjąć, ponieważ temperatura wody była mierzona przy wlocie do chłodnicy, kanał cieczy chłodzącej w silniku znajdował się tuż pod powierzchnią kadłuba, był ściśle związany z kadłubem i w stanie termicznie ustalonym temperatura cieczy chłodzącej, kanału i kadłuba była

bardzo zbliżona. Zgodnie z takimi założeniami w obliczeniach wystąpiła zgodność temperatur kadłuba i chłodziwa z odchyłką 1,6 % przy wydatku chłodziwa $\rho_1 = 1,0 \text{ dm}^3/\text{min}$ oraz 1 % przy wydatku chłodziwa $\rho_1 = 1,9 \text{ dm}^3/\text{min}$. Odchyłkę wyznaczono w stosunku do temperatur obliczonych.

Różnice w temperaturach kadłuba występujące przy obliczeniach i badaniach laboratoryjnych mogły być spowodowane małą dokładnością pomiaru temperatury ręcznym przyrządem laserowym. Pomiar temperatury termometrem laserowym w dużym stopniu zależy od warunków pomiaru (materiał i chropowatość powierzchni, kształt badanego przedmiotu, odległość i kąt padania wiązki lasera, itp.).

Podsumowanie

Odpowiednio duży wydatek cieczy chłodzącej silnik zapewnia utrzymanie temperatury uzwojenia i magnesów na stałym określonym poziomie. Chwilowe zwiększenie ciepła wywarzanego przez maszynę, np. w skutek przeciążenia, może być łatwo odebrane z maszyny przy dużym wydatku chłodziwa. Jednak utrzymanie dużego wydatku chłodziwa wymaga stosowania odpowiedniej chłodnicy zewnętrznej ze względu na potrzebę oddawania dużych ilości ciepła w jednostce czasu. Zatem duży wydatek chłodziwa nie jest pożądany ze względu na czas potrzebny do wychłodzenia cieczy w chłodnicy.

Małe średnice kanału chłodziwa w maszynie pozwalają uzyskać nieco lepsze warunki chłodzenia z uwagi na większy współczynnik wymiany ciepła pomiędzy ścianą kanału i cieczą chłodzącą. Wadą stosowania małych przekrojów kanału chłodziwa jest opór hydrauliczny większy niż przy dużych średnicach rury, a więc układ chłodzenia wymaga większego ciśnienia wytwarzanego przez pompę.

Temperatura chłodziwa, oprócz zależności od wydatku, jest także związana z intensywnością chłodzenia cieczy w zewnętrznej chłodnicy. Zatem parametry układu chłodzenia maszyny należy dobrać tak, aby wydatek chłodziwa był niewielki i ciecz jak najdłużej oddawała ciepło w chłodnicy zewnętrznej, a jednocześnie wystarczający do odbierania ciepła z silnika.

Autor: dr inż. Maciej Bogumił, Instytut Elektrotechniki, Zakład Napędów Elektrycznych, ul. Pożaryskiego 28, 04-703 Warszawa, E-mail: m.boqumil@iel.waw.pl,

LITERATURA

- [1] Krok R.: Sieci cieplne w modelowaniu pola temperatury w maszynach elektrycznych prądu przemiennego, Monografia, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, (2010)
- [2] Krok R.: Model do obliczeń pól temperatury w silnikach indukcyjnych z kadłubem chłodzonym wodą. 39 *Symposium Maszyn Elektrycznych* (2003)
- [3] Szczypior J., Jakubowski R.: Obliczenia cieplne w bezrdzeniowej maszynie dyskowej z magnesami trwałymi o chłodzeniu bezpośrednim. *Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne*, (2009), Nr 83/2009, 59-66
- [4] Mukosiej J.: Opory przewodzenia zastępczej sieci cieplnej maszyn elektrycznych. *Archiwum Elektrotechniki*, tom XXII, zeszyt 4, (1973), 779
- [5] Szczypior J., Jakubowski R.: Obliczenia i badania cieplne maszyny z magnesami trwałymi i zewnętrznym wirnikiem, *Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne*, (2014), Nr 3/2014/103, 151-156
- [6] Szczypior J., Jakubowski R.: Thermal Calculations And Test Of External Rotor Permanent Magnet Machine, *Technical Transactions Electrical Engineering*, (2015), 2-E/2015.