

Bartłomiej Będkowski, Tomasz Jarek
BOBRME KOMEL, Katowice

ANALIZA NUMERYCZNA CFD UKŁADÓW CHŁODZENIA MASZYN ELEKTRYCZNYCH - WERYFIKACJA DOŚWIADCZALNA - CZĘŚĆ I

CFD NUMERICAL ANALYSIS OF THE ELECTRICAL MACHINES' COOLING SYSTEM - EXPERIMENTAL VERIFICATION - PART I

Streszczenie: W artykule przedstawiono analizę numeryczną CFD układu chłodzenia silnika z przewietrzeniem własnym. Zamodelowano w programie 3D układ chłodzenia maszyny o wzniosie 90 i przeprowadzono symulację numeryczną jego wydajności dla różnych prędkości obrotowych. Równocześnie wykonano badania laboratoryjne rzeczywistego modelu. Badania przeprowadzono dwoma metodami: za pomocą walcu Thomasa (metoda kalometryczna) oraz przy użyciu termoanemometru. Na ich podstawie zweryfikowano możliwości analizy CFD maszyn chłodzonych za pomocą przewietrznika. W kolejnej części artykułu zostanie przedstawiona weryfikacja doświadczalna numerycznej analizy wodnego systemu chłodzenia.

Abstract: The numerical CFD analysis of the external fan cooling system of electrical motor is presented in the paper. The digital 3D model of the real air cooling system of electrical motor was designed. The cooling system's efficiency was calculated. Numerical computation for several rotational speeds were realized. At the same time the laboratory measurements of the real model of electrical motor were carried out. The measurements were conducted by two methods: by Thomas cylinder (calometric measurement principle) and by hot-wire anemometer (average velocity principle). On the basis of experimental results the capabilities of CFD numerical analysis of electrical motor's external fan cooling system were verified. The comparison of the thermal and flow experimental results of the water cooling system with the numerical analysis results will be shown in future publication.

Słowa kluczowe: symulacje CFD, przepływ powietrza, walec Thomasa
Keywords: CFD simulation, airflow, Thomas cylinder

1. Wstęp

Podczas projektowania maszyn elektrycznych dotychczas przykładało się mniejszą wagę do analizy termicznej niż elektromagnetycznej. Coraz większa tendencja odnośnie miniaturyzacji, zwiększenia sprawności, redukcji kosztów, różne rozwiązania konstrukcyjne, elementy silników wrażliwe na temperaturę (takie jak magnesy trwałe), enkodery, uszczelnienia, łożyska sprawia, że maszyny elektryczne muszą jak najlepiej wykorzystywać swój układ chłodzenia.

Obecnie, coraz częściej stosowane metody analizy termicznej maszyn elektrycznych można podzielić na dwa rodzaje. Pierwszy to najczęściej i najchętniej stosowana metoda analityczna tzw. schematów cieplnych, drugi rodzaj to metody numeryczne (*FEM* i *CFD*).

Analiza 3D oparta na metodzie elementów skończonych (*FEM*) oraz komputerowej analizie dynamiki płynu (*CFD*) wymaga dużej mocy obliczeniowej, ale jej dużą zaletą jest to,

że możemy analizować urządzenia o niemalże dowolnej geometrii i systemie chłodzenia. Ograniczeniem są jedynie możliwości obliczeniowe sprzętu komputerowego. *CFD* może być używane do analizy przepływu w złożonych regionach takich, jak otoczenie zewnętrzne maszyny, czy jej wnętrze wykorzystując opracowane modele 3D.



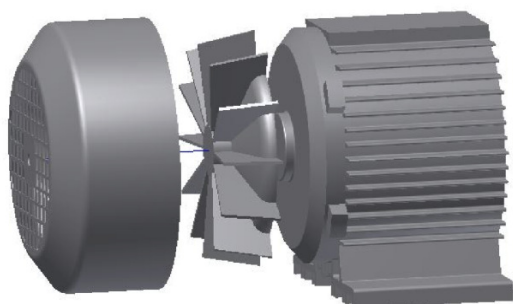
Rys. 1. Badany silnik (wznios 90 mm)

W artykule przedstawiono weryfikację doświadczalną obliczeń numerycznych *CFD* wydajności tradycyjnego systemu chłodzenia silnika o wzniosie 90 mm (Rys. 1).

2. Obliczenia numeryczne CFD

2.1. Model 3D

Do wstępnego rozpoznania możliwości numerycznych metod analizy wydajności układu chłodzenia maszyn elektrycznych opracowano model małego silnika o wzniosie 90 mm chłodzonego przewietrzniakiem promieniowym osadzonym na wale (Rys. 1).



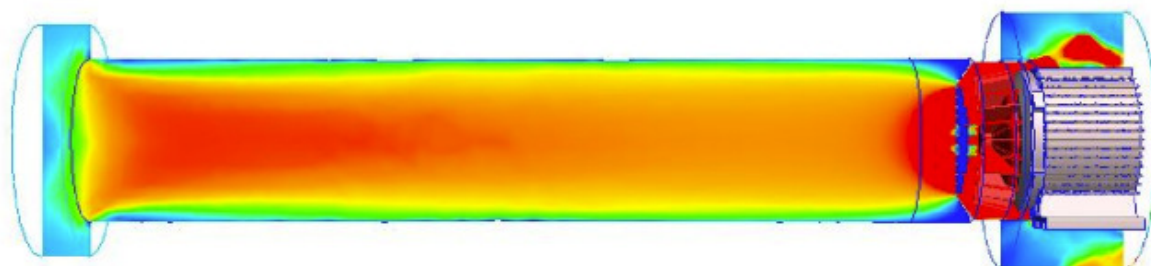
Rys. 2. Uproszczony model do obliczeń CFD

Wszystkie modele i obliczenia wykonano w programach firmy *Autodesk*. Uproszczony model przedstawia rysunek 2.

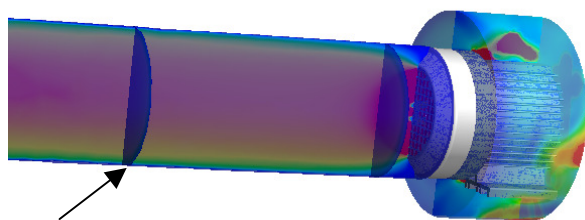
Model został tak przygotowany, aby uprościć geometrię, która nie ma wpływu na wydajność systemu chłodzenia, zawiera ona zarys kadłuba z tarczą łożyskową, przewietznik oraz osłonę. Dodatkowo model został uzupełniony o powietrze otaczające maszynę (Rys. 4). Model powietrza odzwierciedla warunki panujące podczas badań laboratoryjnych (opisane w kolejnym punkcie).

2.2. Obliczenia numeryczne CFD

Obliczenia wydajności przeprowadzono dla czterech różnych prędkości obrotowych przewietznika. W wyniku przeprowadzonych symulacji otrzymano rozkłady prędkości powietrza wymuszone ruchem obrotowym wentylatora (Rys. 3). Wydatek systemu chłodzenia odczytano w płaszczyznach zaznaczonych na rysunku 4 i zestawiono w tabeli 1.



Rys. 3. Rozkład prędkości powietrza otrzymany z symulacji numerycznej CFD



Rys. 4. Model z zaznaczoną płaszczyzną odczytu wydatku przewietznika

Tabela 1. Wyniki symulacji wydatku powietrza

n [obr/min]	V [m ³ /s]
1000	0,010
1500	0,015
2000	0,020
2500	0,025

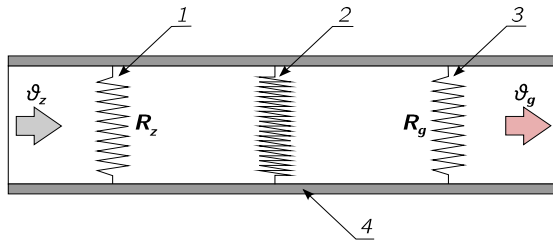
3. Badania laboratoryjne

Pomiarów wydatku systemu chłodzenia przeprowadzono dwoma niezależnymi metodami: kalorymetryczną (walec Thomasa) oraz poprzez wyznaczenie prędkości średniej przepływu przez kanał okrągły (pomiar termooanemometrem z sondą do małych prędkości).

3.1 Pomiar metodą kalorymetryczną

Do pomiaru wydatku strumienia powietrza przewietznika maszyny wykorzystano walec Thomasa. Jego budowa została przedstawiona na rysunku 5.

W środku kanału o przekroju kołowym, którego ścianki wykonane są z materiału termoizolacyjnego, znajduje się element grzewczy (rezystancyjny).



Rys. 5. Budowa walca Thomasa: 1 – siatka „zimna”, 2 – siatka grzewcza, 3 – siatka „ciepła”, 4 – izolacja cieplna

Dwie siatki pomiarowe, umieszczone po obu stronach grzałki, wykonane są z cienkiego drutu, najczęściej miedzianego, i służą do pomiaru przyrostu temperatury. Siatki te powinny pokrywać równomiernie cały przekrój kanału tworząc niewielkie oczka, a ich rezystancje powinny być sobie równe. Wlot badanego przewietrznika mocuje się szczelnie do walca (siatka pomiarowa najbliższej przewietrznika jest siatką „gorącą”).

Powietrze zasysane do walca Thomasa obmywa najpierw siatkę pomiarową „zimną”, następnie jest ono ogrzewane mocą, jaka wydzielila się na elemencie grzewczym. W następnym kroku, ciepłe powietrze obmywa drugą siatkę pomiarową. W takim układzie, w ustalonym stanie cieplnym, wydatek powietrza można wyznaczyć zgodnie ze wzorem (1):

$$V = \frac{P}{c_p \cdot \rho \cdot (\vartheta_g - \vartheta_z)} \quad (1)$$

gdzie:

V – wydatek powietrza [m^3/s],

P – moc dostarczona do siatki grzejnej [W],

c_p – ciepło wł. powietrza [$(\text{W} \cdot \text{s})/(\text{kg} \cdot \text{K})$],

ρ – gęstość powietrza [kg/m^3],

$\vartheta_g - \vartheta_z$ – różnica temperatur siatek [K].

Temperaturę każdej z siatek można wyznaczyć znając zależność jej rezystancji od temperatury otoczenia. W tym celu przed badaniami należy dokonać pomiaru zarówno rezystancji jak i temperatury powietrza wewnątrz kanału pomiarowego. Wyniki pomiarów wydatku powietrza chłodzącego wyznaczone metodą kalorymetryczną zostały przedstawione w postaci graficznej na rysunku 7.

3.2. Pomiar anemometrem (wyznaczenie na podstawie średniej prędkości powietrza)

Wydatek powietrza chłodzącego maszynę wyznaczono także na podstawie średniej prędkości gazu zgodnie ze wzorem (2):

$$V = v_{sr} \cdot S \quad (2)$$

gdzie:

v_{sr} – średnia prędkość gazu w kanale pomiarowym [m/s],

S – pole przekroju poprz. kanału [m^2].

Analogicznie, jak przy pomiarze metodą kalorymetryczną, do wlotu przewietrznika przymocowano i uszczelniono rurę o średnicy $D = 170$ mm. Średnią prędkość powietrza wyznacza się na podstawie wartości prędkości w odpowiednich punktach. Dla kanału o przekroju kołowym punkty te leżą na współśrodkowych okręgach (co zostało zilustrowane na rysunku 6), których kolejne promienie r_k można wyznaczyć ze wzoru (3):

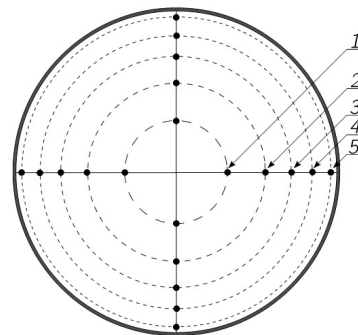
$$r_k = R \sqrt{\frac{2k-1}{2m}} \quad (3)$$

gdzie:

R – promień wewnętrzny kanału [m],

k – numer kolejnego okręgu,

m – liczba wszystkich okręgów.



Rys. 6. Rozmieszczenie punktów pomiarowych prędkości powietrza

Takie rozmieszczenie punktów podyktowane jest podziałem całego przekroju kanału na m koncentrycznych pól (okręgu oraz pierścieni) o jednakowych powierzchniach. Umożliwia to wyznaczenie wartości średniej prędkości powietrza bez wprowadzania dodatkowych współczynników (wag):

$$v_{sr} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^m v_k \quad (4)$$

gdzie:

n – liczba wszystkich punktów pomiarowych prędkości powietrza,

v_k – prędkość powietrza w k -tym punkcie [m/s].

Do pomiaru prędkości powietrza użyto anemometru cyfrowego wraz z sondą termooanemometryczną wszechkierunkową.

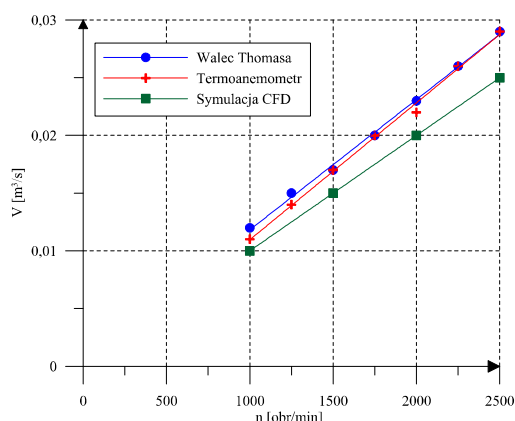
W połowie długości kanału pomiarowego wykonano dwa otwory umożliwiające włożenie sondy. Wyniki pomiarów przepływu powietrza zestawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Wyniki pomiarów wydatku powietrza dla różnych prędkości obrotowych maszyny

n [obr/mi n]	V [m ³ /s]	
	Pomiar wa- l- cem Thomasa	Pomiar ane- mometrem
1000	0,012	0,011
1250	0,015	0,014
1500	0,017	0,017
1750	0,020	0,020
2000	0,023	0,022
2250	0,026	0,026
2500	0,029	0,029

4. Porównanie

Wyniki symulacji numerycznych CFD i pomiarów przedstawiono na wykresie (Rys. 7). Można zauważyć, że charakter wydatku w zależności od prędkości obrotowej jest zbliżony. Maksymalna różnica między wynikami symulacji, a pomiarami wynosi jedynie 15%, co dla symulacji zjawisk przepływowych jest bardzo dobrym rezultatem. Symulacje numeryczne mogą stanowić doskonałą metodę do wstępnej oceny wydajności nowo projektowanych systemów chłodzenia jak i określenia wydajności istniejących, gdy pomiary są niemożliwe do wykonania.



Rys. 7. Porównanie wyników

5. Podsumowanie

Możliwości zastosowania metod numerycznych CFD w analizie systemów chłodzenia maszyn elektrycznych są bardzo duże i pozwalają na analizę bardzo skomplikowanych układów.

Wyniki z symulacji dają pogląd jak funkcjonuje układ chłodzenia i jak można go zoptymalizować. Rozwój tego typu aplikacji i sprzętu komputerowego spowoduje, że w krótkim czasie staną się one jednym z głównych narzędzi wykorzystywanych powszechnie podczas procesu projektowania nowych urządzeń, czy modernizowania istniejących.

6. Literatura

- [1]. Będkowski B., Madej J.: *Możliwości metod 3D FEM i CFD w analizie systemów chłodzenia maszyn elektrycznych - część wstępna*. Zeszyty Problemowe Maszyny Elektryczne, BOBRME KOMEL, No. 3(2012), 139-143.
- [2]. Boglietti A., Cavagnino A., Staton D., Shanel M., Mueller M., Mejuto C.: *Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machine*. IEEE Trans. Ind. Electron., Vol. 56, No. 3(2009), 871-882.
- [3]. Król E.: *Silniki z magnesami trwałymi oraz silniki indukcyjne - czynniki obniżające sprawność*. Zeszyty Problemowe Maszyny - Elektryczne, BOBRME KOMEL, No. 80(2008), 223-226.
- [4]. Latek W.: *Badanie maszyn elektrycznych w przemyśle*. WNT, Warszawa 1987.
- [5]. Różycki A.: *Laboratorium badań cieplno-wentylacyjnych maszyn elektrycznych i transformatorów*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1986.

Autorzy

mgr inż. Bartłomiej Będkowski
 Autor otrzymał stypendium w ramach projektu DoktoRIS – Program stypendialny na rzecz innowacyjnego Śląska współfinansowanego przez Unię Europejską w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego
 b.bedkowski@komel.katowice.pl
 Branżowy Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Maszyn Elektrycznych KOMEL
 al. Roździeńskiego 188.
 40-203 Katowice

mgr inż. Tomasz Jarek
 t.jarek@komel.katowice.pl
 Branżowy Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Maszyn Elektrycznych KOMEL
 al. Roździeńskiego 188.
 40-203 Katowice