

# Étude de la convection naturelle externe des machines TFNV: comparaison du calcul numérique avec des corrélations empiriques

Olfa MEKSI, Alejandro OSPINA VARGAS

Sorbonne Universités, Université de Technologie de Compiègne (UTC), EA 1006 Laboratoire Électromécanique, Centre de recherche Royallieu - 60319 - Compiègne Cedex

**RESUME** – Dans cet article, nous proposons d'utiliser la mécanique des fluides numérique (MFN) comme méthode pour la modélisation de la convection naturelle et la radiation autour d'une machine synchro-réductante de petite taille. La forme externe de la machine en 3D a été mise en considération. Une étude expérimentale est effectuée sur cette machine qui est totalement fermée et non ventilée. Cette étude sert, d'une part, à déterminer le coefficient d'échange de convection et, d'autre part, à mesurer l'émissivité moyenne de chaque surface du carter. Les résultats numériques obtenus ont été comparés avec les résultats expérimentaux, puis avec les résultats des corrélations empiriques extraites de la littérature.

**Mots-clés** – Étude expérimentale - Mécanique des fluides numérique (MFN) – machine électrique Totalement Fermée Non Ventilée (TFNV) – Convection naturelle vers l'extérieur.

## 1. INTRODUCTION

L'expansion de l'électrification des véhicules motorisés (véhicules de transport, engins agricoles, etc.) est en continuelle expansion. Les machines électriques (moteurs et générateurs) sont au cœur de cette expansion, elles sont donc intégrées dans des environnements mécaniques complexes ou l'ont cherché à avoir une augmentation de la puissance massique en cherchant la plus grande compacité possible. De ce fait, la modélisation thermique, longtemps considérée comme secondaire et abordée de manière indirecte, prend une place de plus en plus importante dans la conception et le diagnostic des machines électriques : une augmentation de la compacité implique des fortes contraintes thermiques et des répercussions directes sur la durée de vie des machines (isolants, etc.). Dans cette article nous allons effectuer l'étude du transfert de chaleur vers l'extérieur d'une machine électrique de petite taille Totalement Fermée et Non Ventilée (TFNV). Elle est utilisée dans une application d'embranchement électrique. Cette étude va permettre de déduire l'impact de l'inclinaison de la position de l'axe principal de la machine sur le transfert de chaleur. Le but sera de comparer les expressions empiriques extraites de la littérature avec des calculs numériques effectués avec le logiciel FLUENT®.

Parmi les études thermiques réalisées sur les petites machines électriques, la convection naturelle a reçu moins d'attention que des autres aspects. Ce constat est vrai surtout dans le cas des petites machines électriques TFNV. Dans les machines totalement fermées et ventilées qui sont les plus utilisées dans les applications industrielles et les plus étudiées, l'effet de la convection naturelle et la radiation est généralement négligé ou bien considérée partiellement pour les machines totalement fermées et ventilées avec des ailettes axiales ou en fonctionnement à faible vitesse. Ceci explique le peu des études consacrées à la convection naturelle externe des petites machines TFNV.

Nous allons, dans cet article, comparer la procédure numérique de calcul du coefficient d'échange par convection avec des procédures basées sur des corrélations empiriques et les résultats

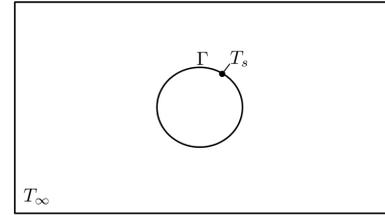


Fig. 1. Machine assimilée à un corps homogène entouré d'un fluide

expérimentaux.

## 2. FORMULATION DU PROBLÈME

Dans une première approximation, nous pouvons assimiler la machine à un corps homogène. Dans cet objet solide de domaine  $\Omega$  et surface  $\Gamma$  (figure 1), connaître la température  $T$  sur un point quelconque ( $\in \Omega$ ) implique la résolution de l'équation de la chaleur,

$$p_v = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla \cdot (k \nabla T), \quad (1)$$

avec  $p_v$  est la densité volumique de chaleur à l'intérieur du domaine  $\Omega$ ,  $\rho$  la masse volumique du matériau,  $c_p$  sa chaleur spécifique et  $k$  sa conductivité thermique. Cette équation est soumise aux conditions aux limites sur  $\Gamma$ ,

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\Gamma} = h_c(T_s - T_{\infty}) + \varepsilon \sigma(T_s^4 - T_{\infty}^4), \quad (2)$$

où  $k_s$  est le coefficient de conduction du fluide qui entoure le domaine  $\Omega$  (calculé à la température du film fluide  $\bar{T} = (T_s + T_{\infty})/2$ ).  $\partial T / \partial n|_{\Gamma}$  est la dérivée partielle de la température prise dans la direction normale à la surface (direction sortante),  $h_c$  est le coefficient d'échange par convection,  $T_s$  est la température de la surface  $\Gamma$ ,  $T_{\infty}$  est la température ambiante,  $\varepsilon$  est l'émissivité de la surface du domaine  $\Omega$  et  $\sigma$  est le coefficient de Boltzmann. La résolution analytique de l'équation (1) peut s'avérer difficile à obtenir, d'où le recours à des méthodes numériques. Deux principaux approches numériques peuvent être identifiées afin de pouvoir atteindre une solution convenable : l'utilisation des méthodes à constantes localisées (CL) ou le recours à des méthodes du type « Éléments finis » (EF).

Dans les deux cas, méthode CL ou EF, les sources de chaleur ainsi que les coefficients thermiques sont considérés connus alors qu'en réalité ces paramètres ont des fortes incertitudes, particulièrement, les coefficients de chaleur associés aux transferts par convection et radiation. Ces coefficients occupent un rôle central dans la modélisation thermique, en général, ils sont estimés à l'aide de corrélations empiriques. Dans le cas traité ici, machine TFNV, le transfert de chaleur est très important entre la

surface extérieure et l'environnement, il est donc crucial d'avoir une bonne approximation des coefficients d'échange (convection et radiation) sur cette surface.

Une méthode alternative pour calculer le coefficient d'échange thermique par convection entre la surface externe et le fluide qui l'entoure peut être effectuée à travers l'équation (3),

$$h_c = \frac{k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\Gamma} - \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{\infty}^4)}{(T_s - T_{\infty})}. \quad (3)$$

Alors, il est nécessaire de connaître la distribution de température dans le fluide et l'émissivité de la surface externe.

Dans certains cas, des méthodes du type « mécanique des fluides numérique » (MFN) peuvent être utilisées pour modéliser la distribution de température dans le fluide. L'analyse CL ou EF à l'intérieur du domaine  $\Omega$  (solide) est donc couplée avec l'analyse par MFN : le modèle thermique de la machine est obtenu par résolution de l'équation (1) en utilisant la méthode CL ou EF pour les parties solides (composants de la machine), soumise aux conditions aux limites (2), avec un coefficient d'échange convectif calculé avec MFN pour les domaines fluides (entrefer, cavités interne, air ambiant). Cette méthode est très couteuse en temps de calcul et nécessite d'une bonne connaissance des méthodes numériques utilisés dans la mécanique des fluides, elle est donc très peu utilisés pour la conception et le diagnostics des machines électriques.

Expérimentalement, un coefficient d'échange moyen  $\bar{h}$  de la surface totale de la machine peut être estimé. Ce coefficient est obtenu, une fois que l'équilibre thermique est atteint, lors des essais à rotor bloqué ou bien à courant continu [1, 2] par l'équation suivante,

$$\bar{h} = \frac{P}{(T_s - T_{\infty})S}, \quad (4)$$

avec  $P$  la puissance électrique injectée et  $S$  la surface totale externe de la machine. Il est supposé que la chaleur dissipée à travers la surface externe (par convection et radiation) est égale à  $P = P_c + P_r$  tel que  $P_c$  et  $P_r$  sont, respectivement, la puissance dissipée par convection et par radiation. La température de la surface externe de la machine est considérée homogène (température moyenne),

$$\bar{h} = \frac{P_c + P_r}{(T_s - T_{\infty})S} = \bar{h}_c + \bar{h}_r, \quad (5)$$

d'où  $\bar{h}$  regroupe l'effet de la convection et la radiation.

Le coefficient d'échange radiatif  $\bar{h}_r$  dans l'équation (5) est définie par [3],

$$\bar{h}_r = \bar{\varepsilon} \sigma (T_s^2 + T_{\infty}^2)(T_s + T_{\infty}), \quad (6)$$

tel que  $\bar{\varepsilon}$  est l'émissivité moyenne de la surface. Si l'émissivité est connue, le coefficient d'échange convectif moyen est obtenu par la relation  $\bar{h}_c = \bar{h} - \bar{h}_r$ .

Une autre méthode de calcul du coefficient de convection est basé sur l'utilisation des corrélations empiriques. Ces corrélations dépendent de la surface traitée et son orientation, elles sont extraites pour des géométries simples (plaques, cylindres) et en général exprimées dans la littérature en fonction du nombre adimensionnel de Nusselt  $Nu$ . Ce nombre adimensionnel traduit le rapport entre le transfert thermique par convection et celui effectué par conduction,

$$\overline{Nu}_{L_c} = \frac{\bar{h}_c L_c}{k}, \quad (7)$$

avec  $L_c$  la longueur caractéristique de la géométrie. Ainsi, à partir de l'équation (7) et connaissant la variation du nombre de

Nusselt moyen  $\overline{Nu}$  extraite de corrélations empiriques pour une géométrie donnée, le coefficient de transfert convectif moyen  $\bar{h}_c$  peut être calculé.

Pour l'étude de la convection naturelle, le nombre de Nusselt s'exprime en fonction du nombre de Rayleigh qui est, à son tour, exprimé en fonction de deux autres quantités adimensionnelles, Grashof  $Gr$  et Prandtl  $Pr$ ,

$$Ra = Gr Pr = \frac{g \beta \Delta T_{\infty} L_c^3}{\nu \alpha}, \quad (8)$$

avec  $g$  l'accélération de la pesanteur,  $\beta$  le coefficient de dilatation thermique volumétrique,  $\nu$  la viscosité cinématique et  $\alpha$  la diffusivité thermique.  $\Delta T_{\infty}$  est la différence de température entre la température à la surface de la machine  $T_s$  et la température ambiante  $T_{\infty}$ .

Les paramètres adimensionnels sont basés sur la définition de la longueur caractéristique  $L_c$  qui est déterminée différemment par chaque auteur. Ces différences de définition sont parmi les causes de dispersion entre les différents résultats présentés dans la littérature [4].

Dans notre étude, trois formes de surface sont présentes : un cylindre, une surface latérale carrée et une surface latérale irrégulière (2). Chacune d'elles est associée à une longueur caractéristique particulière. Nous pouvons considérer la géométrie de

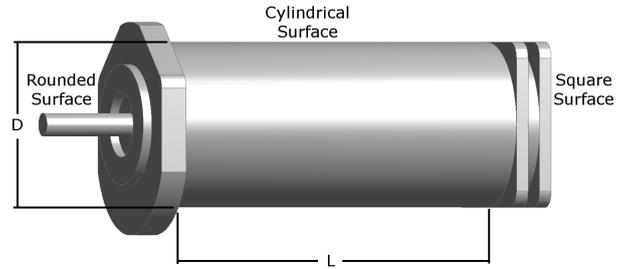


Fig. 2. Machine Synchro-réductante. Longueur  $L = 11,42 \times 10^{-2} m$ , diamètre  $D = 4,54 \times 10^{-2}$

la partie centrale de la machine comme un cylindre (figure 3) ; selon la position de la machine la section transversale du cylindre devient une ellipse : plans de coupe A et B dans la figure 3. Ainsi, le développement de la couche limite est dans les deux directions radiale et axiale (phénomène tridimensionnel). Dans ce cas, la force gravitationnelle agit à la fois sur la direction radiale (associé au diamètre  $D$ ) et axiale (associé à la longueur  $L$ ). Alors la longueur caractéristique  $L_c$  dépend de la dimension radiale  $D$  et axiale  $L$  et de l'angle d'inclinaison  $\theta$ . D'où la définition de la longueur caractéristique, pour la surface cylindrique[4] (voir figure 3) :

$$L_c = \left[ \frac{LD}{(L/D) \cos \theta + (D/L) \sin \theta} \right]^{1/2}, \quad (9)$$

de cette façon la longueur caractéristique est  $D$  lorsque le cylindre est à l'horizontale ( $\theta = 0^\circ$ ), et  $L$  lorsque il est en position verticale ( $\theta = 90^\circ$ ).

Dans le cas d'une plaque plane de surface carrée  $D^2$ , la longueur caractéristique est définie comme[3],

$$L_c = D, \quad (10)$$

et pour une surface de périmètre irrégulier de surface  $A$ , [3],

$$L_c = \sqrt{A}. \quad (11)$$

Finalement, pour une surface plane inclinée d'aire  $A$  et de périmètre  $P$  [6],

$$L_c = A/P. \quad (12)$$

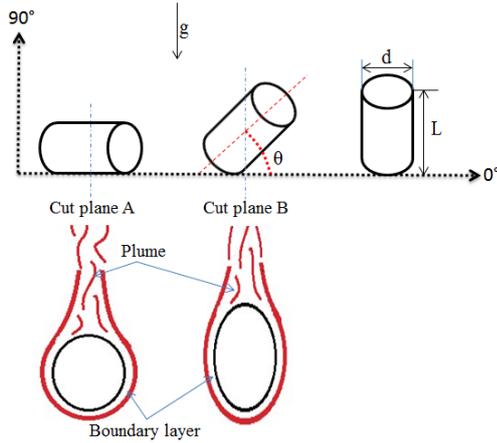


Fig. 3. Flow development for horizontal and inclined cylinders.

### 3. ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

En général, les coefficients d'échange thermique sont calculés en découpant la géométrie totale de la machine par des surfaces simples (cylindres, plaques...). Des corrélations empiriques sont donc utilisées pour calculer les coefficients d'échange qui correspondent à chaque surface puis moyennés afin d'obtenir un coefficient d'échange total de la machine. Ces corrélations empiriques peuvent être classées en deux catégories : pour des surfaces à flux constant et pour des surfaces à température constante. Dans certains cas, il est possible d'utiliser les corrélations élaborées pour des surfaces à flux constant et les utiliser dans le cas à température constante.

L'objectif de cette étude est d'extraire les corrélations nécessaires pour calculer le coefficient d'échange convectif moyen  $\bar{h}$  de la surface totale de la machine. Dans la littérature, le coefficient d'échange convectif moyen  $\bar{h}$  de la surface totale de la machine est estimé en utilisant la moyenne pondérée des coefficients d'échange moyens  $\bar{h}_i$  de chaque surface qui construit la surface totale externe de la machine,

$$\bar{h}_{moy} = \sum \bar{h}_i S_i / S_{tot}, \quad (13)$$

avec  $S_i$  l'aire de chaque surface et  $S_{tot}$  l'aire totale de la surface externe de la machine.

Pour chaque surface, le coefficient  $\bar{h}_i$  est calculé à partir de l'équation (7) en déterminant le nombre de Nusselt qui est issue de la corrélation empirique qui correspond le plus avec la forme de la surface et son orientation. Lors de l'étude de chaque position, trois types de surfaces vont être traitées : surface cylindrique inclinée, surface plane inclinée orientée vers le bas et surface plane inclinée orientée vers le haut.

#### 3.1. Géométrie horizontale

Pour la position horizontale, une étude bibliographique a été détaillée dans un article antérieur sur la convection naturelle autour des petites machines électriques horizontales [5] pour la surface cylindrique.

Pour les surfaces latérales qui sont verticales dans ce cas, Incropera [6] a proposé d'utiliser la corrélation classique qui exprime le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh,

$$\bar{Nu} = 0.59 Ra^{0.25}, 10^4 \leq Ra \leq 10^9 \quad (14)$$

$$\bar{Nu} = 0.1 Ra^{0.33}, 10^4 \leq Ra \leq 10^{13} \quad (15)$$

Pour le même géométrie (surface latérale verticale), Churchill et Chu [7] ont proposé une corrélation qui peut être appliquée

quelque soit la valeur de  $Ra$ , elle est sous la forme suivante,

$$\bar{Nu} = \left[ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[ 1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (16)$$

Pour plus de précision, les auteurs ont pu déduire de la première corrélation, une autre plus précise et applicable pour  $Ra \leq 10^9$ ,

$$\bar{Nu} = 0,68 + \frac{0,67 Ra^{1/4}}{\left[ 1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (17)$$

Il est important d'indiquer que les corrélations mentionnées sont valables pour des surfaces isothermes.

#### 3.2. Géométrie inclinée

Pour la position inclinée, les références disponibles sont des études effectuées sur des formes cylindriques et des surfaces planes orientées vers le haut et vers le bas [4, 6, 8, 9, 10].

Heo *et al.* [8] ont examiné expérimentalement la convection naturelle autour des cylindres inclinés, en se basant sur l'analogie entre le transfert de masse et le transfert de chaleur. Dans cette étude, les auteurs ont trouvé une dispersion entre les différents résultats présentés dans la littérature [3, 11, 12, 13].

Rani *et al.* [4] ont testé quatre types des corrélations empiriques en se basant sur la longueur caractéristique définie par (9). Afin de valider les différentes corrélations, les auteurs ont comparé ses résultats avec des études expérimentales antérieures sur la convection naturelle à différentes inclinaisons. Les auteurs ont conclu que la corrélation (18) est la plus prédictive.

$$Nu^{1/2} = 0,54 + a \left[ \frac{Ra}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{16/9}} \right]^b, \quad (18)$$

avec  $a = 0,390 \pm 0,008$  et  $b = 1685 \pm 0,0006$  calculés en utilisant les résultats expérimentaux des études antérieures.

Pour la surface latérale orientée vers le bas, il est possible d'utiliser les mêmes corrélations que pour la surface plane verticale en remplaçant juste  $g$  par  $g \cos(\theta)$  dans l'expression du nombre de Rayleigh [6]. Par contre, ces corrélations sont valables que dans l'intervalle  $0 \leq \theta \leq 60^\circ$ .

Fujii *et al.* [9] ont réalisé une étude expérimentale sur des surfaces planes chauffées et placées dans l'eau à différentes inclinaisons. La corrélation qui a été proposée est valable pour  $\theta < 88^\circ$ , elle est sous la forme suivante,

$$\bar{Nu} = 0,56 (Ra \cos(\theta))^{1/4}, 10^5 \leq Ra \cos(\theta) \leq 10^{11} \quad (19)$$

pour cette équation, les propriétés thermiques (sauf le coefficient de dilatation) sont évaluées à la température  $T_e = T_s - 0,25(T_s - T_\infty)$ . Le coefficient de dilatation est défini à la température  $T_\infty + 0,5(T_s - T_\infty)$ .

Pour la surface latérale avec flux de chaleur orienté vers le haut, il y a qu'une seule corrélation proposée dans [10]. Cette corrélation est valable pour des inclinaisons entre  $15^\circ$  et  $75^\circ$ ,

$$\bar{Nu} = 0,14 \left[ (Gr Pr)^{1/3} - (Gr_c Pr)^{1/3} \right] + 0,56 (Gr Pr \cos(\theta))^{1/4}, \quad (20)$$

avec  $Gr_c$  un nombre critique qui dépend de l'inclinaison, il est défini que pour certaines inclinaisons (voir [10]). L'équation précédente est valable que pour l'intervalle  $10^5 \leq Gr Pr \cos(\theta) \leq 10^{11}$ .

### 3.3. Géométrie verticale

Pour la surface cylindrique verticale, les corrélations proposées par Rani *et al.* [4] (éq. 18) sont toujours valables.

Pour la surface latérale horizontale orientée vers le bas, les corrélations suivantes ont été proposées [6],

$$\overline{Nu} = 0,52Ra^{1/5}, 10^4 \leq Ra \leq 10^9 \quad (21)$$

et par Fujii *et al.* [9],

$$\overline{Nu} = 0,58Ra^{1/5}, 10^6 \leq Ra \leq 10^{11} \quad (22)$$

Enfin, pour la surface horizontale orientée vers le haut, les corrélations suivantes ont été proposées [6],

$$\overline{Nu} = 0,54Ra^{1/4}, 10^4 \leq Ra \leq 10^7 \quad (23)$$

$$\overline{Nu} = 0,15Ra^{1/3}, 10^7 \leq Ra \leq 10^{11} \quad (24)$$

et par Fujii *et al.* [9],

$$\overline{Nu} = 0,13Ra^{1/3}, Ra \geq 5.10^8 \quad (25)$$

$$\overline{Nu} = 0,16Ra^{1/3}, Ra \leq 2.10^8 \quad (26)$$

## 4. ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

La machine prototype synchro-réductante est une petite machine TFNV qui a la géométrie présentée dans la figure 2. Son carter est en aluminium et constitué de trois régions différentes : une surface cylindrique lisse (au milieu), une surface de forme carrée (à droite) et une autre surface de forme irrégulière (à gauche).

Le montage expérimental est décrit schématiquement dans la figure 4. La machine prototype est placée à l'intérieur d'une cabine de test de dimensions  $85 \times 88 \times 130 \text{ cm}$ , elle est suspendue à 30 cm du sol. Ce montage permet d'éliminer deux sources de perturbations : les sources de chaleur externes (radiation et réflexion) et les mouvements d'air dû au gradient de température. La surface interne de la cabine de test a été peinte en noir pour minimiser la réflexion interne de la chaleur dégagée par la machine. Les dimensions de la cabine ainsi que la position de la machine à l'intérieur de cette cabine ont été choisies afin de prévenir un éventuelle effet indésirable sur l'évolution de la convection naturelle. Ces hypothèses ont été corroborées par des calculs numériques.

Six thermocouples ont été utilisés pour la machine (figure 4, points 1, 2 et 3) : (1) représente quatre thermocouples placés sur la surface externe de la machine : une pour la surface cylindrique, une autre pour la surface irrégulière et les deux dernières pour la surface carrée. Les thermocouples (2 et 3) sont placés à l'intérieur des encoches. Les thermocouples utilisés sont de type K. La température à l'intérieur de la cabine (température ambiante) a été mesurée par un thermocouple placé dans le coin inférieure de la cabine de test (figure 4, point 4).

Une caméra infrarouge est placée dans une fenêtre de visualisation en face de la machine suspendue. Cette caméra a été utilisée pour, d'une part, visualiser la distribution de la température, et d'autre part, déterminer l'émissivité de chaque surface de la machine. La détermination de l'émissivité se fait en comparant la température sur un adhésif noir placé sur la surface (émissivité connue) avec la température sur la surface étudiée : le paramètre d'émissivité de la caméra est ajusté jusqu'à ce que la température sur un point situé sur l'adhésif soit égale à la température mesurée sur la surface de la machine.

Les essais se font en injectant un courant continu à la machine : les enroulements (trois phases) sont connectés en parallèle à une alimentation continue et les mesures de la tension et du courant sont assurées à l'aide d'un Wattmètre afin d'évaluer la puissance injectée  $P$ . Un PC connecté à un Data-logger sont utilisés pour l'acquisition instantanée de la température.

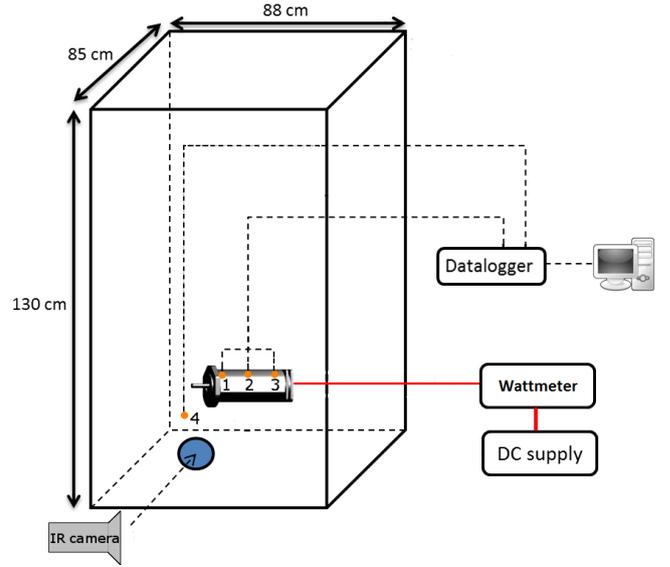


Fig. 4. Montage expérimental : (1) quatre thermocouples sur le carter, (2 et 3) deux thermocouples aux encoches, (4) une thermocouple à l'extérieur de la machine pour la température ambiante.

Plusieurs expériences ont été réalisées afin de déterminer le coefficient d'échange moyen total de la surface externe de la machine pour différentes inclinaisons. Les cinq inclinaisons utilisées sont  $\theta = 0, 20, 45, 70$  et  $90^\circ$ . Pour chaque inclinaison, quatre puissances différentes sont injectées dans la machine, ce qui permet de balayer l'intervalle de température de fonctionnement de la machine. Pour chaque puissance, le coefficient d'échange est calculé lorsque le régime permanent (variations de  $\pm 0, 1 - 0, 2^\circ \text{ C}$  pendant 30 min) est atteint en utilisant l'équation (4).

## 5. ÉTUDE NUMÉRIQUE

Pour l'étude numérique de la convection naturelle autour de la machine Synchro-réductante seulement la moitié de la géométrie 3D de la machine a été étudiée puisque sa forme externe est symétrique.

L'écoulement est considéré laminaire puisque le nombre de Rayleigh ne dépasse pas le nombre de Rayleigh critique  $Ra_{crit}$  [6]. Les hypothèses adoptées lors de cette étude sont : (i) le fluide est Newtonien et incompressible, (ii) l'approximation de Boussinesq est utilisée afin de calculer les forces gravitationnelles,

$$\rho_1 = \rho - \rho_0 \approx \beta(T_s - T_\infty) \quad (27)$$

avec  $\rho_0$  la densité volumique à  $T_\infty$ , (iii) les paramètres thermophysiques sont considérés constants et (iv) la dissipation visqueuse est négligée [14].

Des calculs en régime permanent ont été réalisés à l'aide d'un logiciel MFN (FLUENT <sup>®</sup>) afin de résoudre les équations de Navier-Stokes, sous les hypothèses déjà mentionnées, les équations sont les suivantes [15] :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (28)$$

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right\} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + g_i [1 - \beta(T_s - T_\infty)], \quad (29)$$

$$\frac{\partial(Tu_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \left( \frac{\mu}{Pr} \right) \frac{\partial T_s}{\partial x_k} \right], \quad (30)$$

Cet outil numérique est basé sur la théorie des volumes de contrôle qui consiste à intégrer la forme algébrique des équations régissant sur chaque volume défini par le maillage. Le maillage réalisé, dans notre cas, est tétraédrique et raffiné autour de la surface (couche limite), tout au long de la plume thermique (le trajet du flux de chaleur) et au dessous de la machine (d'où l'air froid arrive). En s'éloignant de ces régions, le maillage est de plus en plus grossier. Cette stratégie permet de réduire le temps de calcul. Pour les conditions aux limites, toutes les surfaces de la cabine et de la machines sont considérées comme des murs à température constante (figure 5).

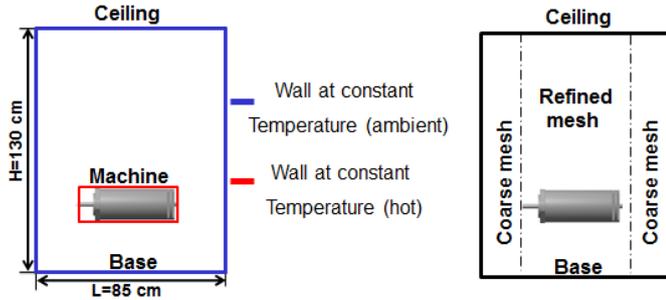


Fig. 5. Conditions aux limites et stratégie de maillage.

Pour cette étude, le solveur basé sur la pression et l'algorithme SIMPLEC (Semi-implicit Method for Pressure Linked Equations) sont utilisés. Le modèle *viscous-laminar* est appliqué sans dissipation visqueuse. Les trois étapes principales afin de lancer des calculs MFN sont [15, 16] : la résolution des équations commence par estimer la pression et déterminer la vitesse en utilisant l'équation de mouvement (29). Ensuite, une boucle itérative commence par injecter la vitesse trouvée dans l'équation de correction de pression et recalculer une nouvelle pression qui permet de trouver une nouvelle vitesse. Cette boucle s'arrête quand une erreur acceptable est obtenue. Finalement, l'équation d'énergie est résolue afin de déterminer la distribution des températures. Le coefficient d'échange convectif total autour de la machine est calculé numériquement à partir de la distribution des températures (les résultats sont montrés dans la partie suivante). Les simulations ont été faites pour différentes températures de surface dans l'intervalle correspondant au fonctionnement de la machine  $40^{\circ}C < T_s < 100^{\circ}C$ .

## 6. RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

La température de la surface a été considérée uniforme à cause de la petite taille de la machine et de la conductivité thermique élevée du carter en aluminium, cette hypothèse a été vérifiée par les mesures expérimentales. L'étude numérique réalisée détermine le coefficient d'échange moyen pour toute la surface de la machine (température uniforme) pour chaque inclinaison de la machine. Les coefficients d'échange obtenus sont regroupés et représentés par des courbes de tendance en fonction du gradient de température pour chaque inclinaison en utilisant l'équation,

$$h_c = a_1 \Delta T^{a_2}, \quad (31)$$

avec  $a_1$  et  $a_2$  des coefficients qui dépendent de l'inclinaison de la machine  $\theta$ , ils sont obtenus à partir de la courbe de tendance et définis comme suit, pour  $\theta \leq 70^{\circ}$ ,

$$a_1 = 1,554 \cdot 10^{-4} \theta^2 - 0,254 \cdot 10^{-2} \theta + 2,58, \quad (32)$$

$$a_2 = -1,122 \cdot 10^{-5} \theta^2 + 6,6931 \cdot 10^{-4} \theta + 0,2282, \quad (33)$$

et pour  $70^{\circ} \leq \theta \leq 90^{\circ}$

$$a_1 = -1,17 \cdot 10^{-2} \theta + 3,263, \quad (34)$$

$$a_2 = 1,75 \cdot 10^{-4} \theta + 0,2124. \quad (35)$$

Ces équations prennent en considération l'influence réciproque entre les différentes surfaces de la machine et l'effet de la géométrie 3D, ce qui n'est pas le cas pour les corrélations proposées dans la littérature.

Expérimentalement, lorsque l'équilibre thermique est atteint, à la fin de chaque expérience, la puissance électrique injectée  $P$  est évacuée vers l'extérieur par convection naturelle et rayonnement à travers le carter de la machine. Le flux de chaleur  $q$  est calculée en fonction de la puissance mesurée et la surface du carter  $A$  (déduit de l'équation (4)),

$$q = \frac{P}{A} = (\bar{h}_c + \bar{h}_r)(T_s - T_{\infty}), \quad (36)$$

Le coefficient d'échange convectif est estimé en soustrayant le coefficient d'échange radiatif dans l'équation (5). Ce dernier est calculé en utilisant l'émissivité obtenue expérimentalement.

Afin de comparer les données expérimentales avec les résultats numériques, les propriétés thermiques de l'air sont estimées à la température de la surface. Ceci est justifié parce que le coefficient d'échange numérique autour de la surface de la machine est évalué dans des conditions locales du fluide au plus près de la surface (température, champs vitesse, propriétés physiques).

Dans la figure 6, les résultats de l'équation (31) montrent l'évolution de  $\bar{h}$  en fonction de la température pour différentes inclinaisons de la machine. Il est clair, d'après l'évolution des courbes, que  $\bar{h}$  est maximal lorsque la machine est horizontale quel que soit le gradient de température et que sa valeur diminue d'environ 33% lorsque la machine est placée en position verticale.

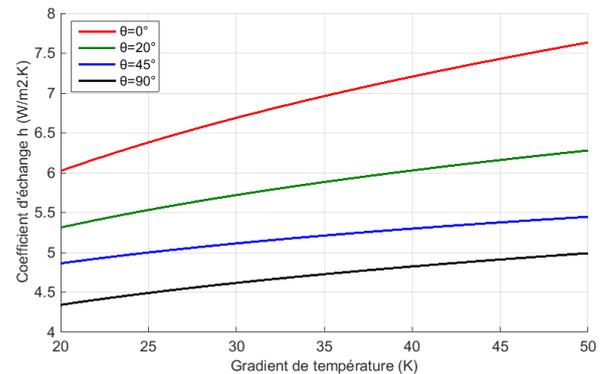


Fig. 6. Variation du coefficient d'échange numérique en fonction du gradient de température pour  $\theta = 0, 20, 45$  et  $90^{\circ}$ .

Prenons le cas où la machine est placée à  $20^{\circ}$ , cette corrélation est comparée avec la courbe expérimentale et les corrélations empiriques dans la figure 7. La courbe empirique a une tendance différente et elle dévie significativement à faible température. Pour la courbe numérique, on garde la même tendance que l'expérimentale avec une légère déviation presque constante en fonction de la température.

En utilisant l'équation (31), la variation de  $\bar{h}$  en fonction de  $\theta$  est tracée en gardant des températures constantes, comme il est montré à la figure 8.

La figure 9 représente l'évolution du coefficient d'échange en fonction de l'inclinaison de la machine pour  $\Delta T = 20^{\circ}C$ . Elle montre les résultats numériques (équation (31)) en comparaison avec les résultats de la moyenne pondérée en utilisant la corrélation proposée dans la littérature (Partie 1 de cet article).

La déviation entre le coefficient  $\bar{h}$  numérique et empirique est importante. Des études antérieures sur la modélisation thermique des machines électriques [3, 5] avait déjà suggéré que les corrélations empiriques sous-estiment la valeur de  $\bar{h}$  dans la position horizontale ; dans cette étude, il est montré que cette sous-estimation est aussi présente lorsque la machine est inclinée, comme il peut être constaté à la figure 9.

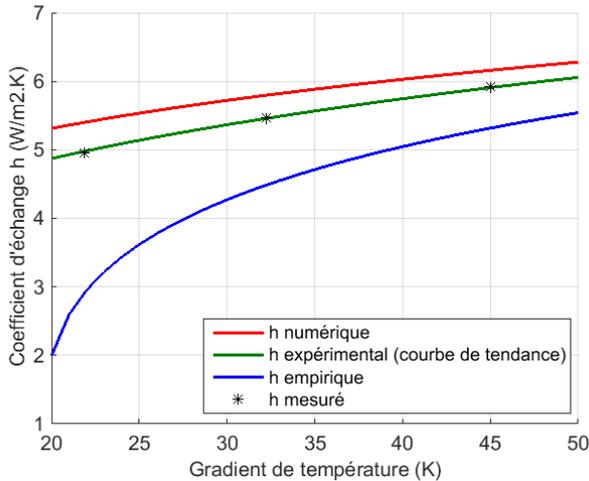


Fig. 7. Comparaison entre  $\bar{h}$  numérique, expérimental et empirique pour  $\Delta T = [20^{\circ}C, 50^{\circ}C]$  et  $\theta = 20^{\circ}$ .

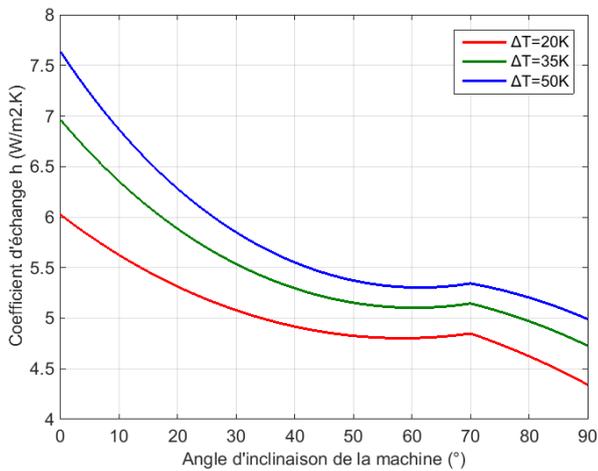


Fig. 8. Variation du coefficient d'échange numérique en fonction de l'inclinaison de la machine pour  $\Delta T = 20, 35$  et  $50^{\circ}C$ .

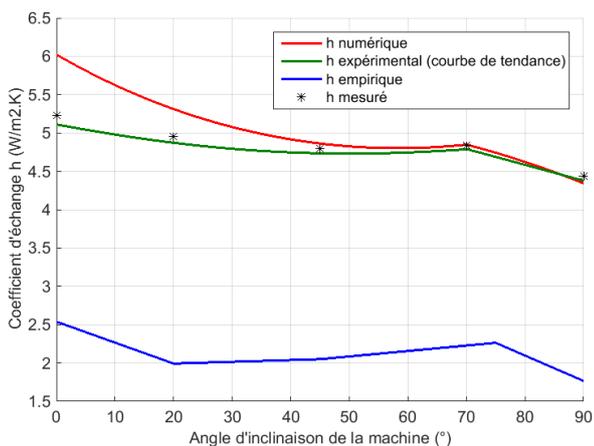


Fig. 9. Comparaison entre  $\bar{h}$  numérique, expérimental et empirique pour  $\theta = [0^{\circ}, 90^{\circ}]$  et  $\Delta T = 20^{\circ}C$ .

## 7. CONCLUSIONS

Dans cet article, le transfert thermique par convection, considéré comme l'un des aspects les plus difficiles à aborder lors de l'analyse thermique des machines électriques, a

été présenté. Ce phénomène a été étudié pour une petite machine synchro-réductante TFNV afin de déterminer le coefficient d'échange moyen pour différentes températures de surface et à différentes angles d'inclinaison de la machine. Une étude numérique en 3D, en régime permanent a été conduite ainsi qu'un calcul à partir des corrélations empiriques proposées dans la littérature. Les expériences ont été réalisées à différentes inclinaisons dans une cabine de test afin d'assurer un environnement stable sans perturbations externes qui puisse donner des résultats comparables aux conditions utilisés dans le calcul numérique ou avec les corrélations empiriques.

Une corrélation numérique a été proposée afin de calculer le coefficient d'échange convectif moyen en prenant compte de l'effet 3D de la géométrie, ce qui n'a pas été fait précédemment dans d'autres études.

La comparaison entre les résultats numériques, expérimentaux et empiriques, en se servant de la moyenne pondérée des coefficients d'échange convectif de chaque surface du carter, a montré que les corrélations empiriques sous-estiment le coefficient  $\bar{h}$ . D'autre part, la corrélation numérique proposée est prédictive si l'on la compare aux résultats expérimentaux, elle permet, en outre, de calculer le coefficient d'échange pour chaque inclinaison de la machine, ce qui n'est pas évident à réaliser en utilisant les corrélations empiriques à cause des intervalles limités en fonction de  $\theta$ .

Deux perspectives sont envisagées à partir de ces travaux. D'une part, l'utilisation de corrélations numériques comme aide à la conception et le diagnostics (dans son environnement réel) de petites machines électriques et d'autre part, la généralisation de la méthode utilisée à des géométries plus complexes (surfaces avec des ailettes).

## 8. RÉFÉRENCES

- [1] D. Staton A. Boglietti et A. Cavagnino, « Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis », Electric Machines and Drives Conference, pp. 747-755, 2003.
- [2] P. H. Mellor D. Roberts et D. R. Turner, « Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design », IEE Proceedings B (Electric Power Applications). IET Digital Library, pp. 205-218, 1991.
- [3] M. Markovic L. Saunders et al, «Determination of the Thermal Convection Coefficient for a Small Electric Motor», pp 58-61, 2006.
- [4] N. Rani et al, «Natural Convection Heat Transfer from Inclined Cylinders : A Unified Correlation», vol. 8, 2014.
- [5] O. Meksi et A. O. Vargas, «Numerical and experimental determination of external heat transfer coefficient in small TENV electric machines», Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), p. 2742-2749, 2015
- [6] F. P. Incropera, T. L. Bergman et al, «Fundamentals of heat and mass transfer», John Wiley and Sons, 2011.
- [7] S. W. CHURCHILL et H. H. CHU, «Fundamentals of heat and mass transfer», John Wiley and Sons, 2011.
- [8] J. H. HEO, B. J. CHUNG, «Natural convection heat transfer on the outer surface of inclined cylinders», Chemical Engineering Science, vol. 73, pp. 366-372, 2012.
- [9] T. FUJII, H. IMURA, «Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination», International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, pp. 755-767, 1972.
- [10] J. P. HOLMAN, «Heat transfer», Eighth SI Metric Edition, 2001.
- [11] M. AL-URABI, K. Y. SALMAN, «Laminar natural convection heat transfer from an inclined cylinder», vol. 23, pp. 45-51, 1980.
- [12] M. AL-ARABI, M. KHAMIS, «Natural convection heat transfer from inclined cylinders», vol. 25, pp. 3-15, 1982.
- [13] R. M. Fand, E. W. Morris, M. Lum, «Natural convection heat transfer from horizontal cylinders to air, water and silicone oils for Rayleigh numbers between  $3 \times 10^2$  and  $2 \times 10^7$ », vol. 20, pp. 1173-1184, 1977.
- [14] Ansys Fluent Theory guide. Ansys Inc, 2011.
- [15] Ansys Fluent User's guide. Ansys Inc, 2011.
- [16] G. Mabrouk, «Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement,» Ph.D. dissertation, University of Mentouri Constantine, 2010.