

# Modélisation Thermique de l'Alternateur à Griffes : Etude de la Convection Naturelle dans l'Entrefer.

O. Meksi, A. Ospina Vargas

Laboratoire d'Electromécanique de Compiègne (LEC)

Université de technologie de Compiègne (UTC), BP 20529, 60205 Compiègne, France

**RESUME** -Dans cet article, nous proposons un modèle thermique de l'alternateur à griffes en nous focalisant sur l'étude de la convection naturelle dans l'entrefer. La plus part des auteurs utilisent des corrélations empiriques afin de calculer le coefficient de convection. L'originalité du modèle proposé repose sur l'utilisation d'une expression issue de l'analyse physique des différents phénomènes en jeu dans la convection naturelle lorsque la machine est à l'arrêt. Les résultats sont comparés à des mesures expérimentales. **Mots-clés**—

## 1. INTRODUCTION

La sollicitation croissante d'énergie électrique à bord des véhicules automobiles à cause de l'utilisation des appareils électroniques implique une production embarquée plus importante de cette énergie. L'organe chargé de la production d'énergie électrique dans un véhicule est l'alternateur, c'est sur lui qui vont s'exercer les contraintes nécessaires au bon fonctionnement du système électrique. Une augmentation significative de la puissance électrique demandée implique donc un accroissement du courant demandé à l'alternateur, augmentation qui engendrera des problèmes d'échauffement sur celui-ci.

Dans ce contexte, plusieurs études ont été faites sur l'alternateur à griffes [1-4] qui est le type d'alternateur le plus utilisé dans les voitures. Le but général de ces études a été la conception et l'optimisation de cette machine afin d'augmenter sa puissance massique tout en garantissant un coût et une compacité faibles. Pour arriver à ce but, il est nécessaire d'avoir des modèles qui traitent la plus part des aspects de la machine (électrique, thermique, magnétique, mécanique). Dans cet article, nous allons nous intéresser au problème de la modélisation thermique et en particulier, à l'échange de chaleur dans l'entrefer d'un alternateur à griffes.

## 2. MODELISATION DES ECHANGES THERMIQUES : METHODE A CONSTANTES REPARTIES.

La modélisation thermique sur laquelle nous allons établir notre étude est la méthode à constantes réparties (du type « circuit »). Cette méthode permet de simplifier la description physique du problème thermique en passant par des entités discrètes (les éléments, bloc élémentaires...) sur lesquelles, chacune des caractéristiques thermiques, va être associées à des composants bien précis (des sources de chaleur, des résistances et des capacités thermiques). En temps de calcul, c'est une méthode de modélisation rapide comparé aux méthodes numériques.

La géométrie du problème à traiter est décomposée en blocs élémentaires sur lesquels on place les sources, les résistances et les capacités thermiques (cas transitoire). Les flux thermiques dans chaque direction de l'espace sont considérés indépendants entre eux, ils vont être reliés par la température moyenne sur chaque bloc. Les résistances thermiques sont définies comme le rapport entre la différence de température prise entre deux surfaces opposées d'un bloc élémentaire et le flux de chaleur qui le traverse.

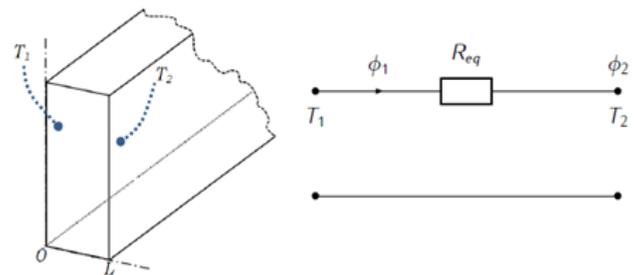


Fig 1. Bloc élémentaire et son modèle équivalent thermique (monodimensionnel).

Il y aura trois types des résistances thermiques chacune associée à un mode d'échange de chaleur. Les résistances de conduction qui décrivent le phénomène de diffusion de la chaleur (transfert de chaleur produit par le mouvement aléatoire de particules), définies comme suit,

$$R_{cond} = \frac{\Delta T}{\phi_{cond}} = \frac{L}{kS} \quad (1)$$

avec  $\Delta T = T_1 - T_2$  une différence de température,  $L$  la distance du parcours sur laquelle est pris la différence de température,  $k$  la conductivité thermique du matériau et  $S$  la surface traversée par le flux thermique. Ce mode de transfert est prépondérant dans les matériaux solides.

Les résistances de convection qui prennent en compte les phénomènes de transfert liés au mouvement macroscopique de particules (prépondérant dans les gaz et les fluides) : cette forme de transfert de chaleur peut être naturelle, c'est-à-dire, que le déplacement du fluide est seulement causé par la différence de température, ou bien forcée, si on exerce une contrainte sur le fluide afin d'imposer le mouvement macroscopique ; dans les deux cas elle est définie de la forme suivante,

$$R_{conv} = \frac{1}{h_c S} \quad (2)$$

avec,  $h_c$  le coefficient de chaleur par convection.

Enfin, les résistances thermiques qui vont représenter les échanges de chaleur produits par l'émission des ondes électromagnétiques, mode de transfert qui ne nécessite pas de support matériel. Ces résistances vont être définies par l'expression suivante :

$$R_{ray} = \frac{1}{h_r S} \quad (3)$$

avec,  $h_r$  le coefficient d'échange par radiation.

Dans le cas de l'étude des phénomènes transitoires qui ne seront pas pris en compte dans cette étude, il faut prendre en compte les capacités thermiques associées à chaque bloc.

La principale difficulté du modèle thermique, sous les conditions évoquées précédemment, se situe au niveau du calcul des résistances de convection. En effet, le calcul du coefficient d'échange  $h_c$  nécessite une connaissance préalable de l'état du fluide de refroidissement (dans la plus part des cas il s'agit de l'air), ceci fait intervenir les équations de Navier-Stokes, de continuité, de bilan d'énergie et les conditions aux limites associées. Le système d'équations obtenu est difficile à résoudre. Le recours à des solutions numériques est, dans la plus part de cas, lourd de mise en œuvre et couteux en temps de calcul.

Une autre option afin de déduire le coefficient d'échange par convection repose sur l'analyse dimensionnelle. Ce type d'analyse synthétise les différents phénomènes thermiques et mécaniques qui sont présents en le regroupant sous forme des ensembles de variables. Ces ensembles de variables vont définir des nombres adimensionnels qui caractérisent l'état du fluide. Par exemple, le nombre de Nusselt compare le transfert thermique total (ici, on considère que la convection) avec le transfert effectué par diffusion de la chaleur (conduction),

$$Nu = \frac{h_c L_0}{k_s} \quad (4)$$

avec  $L_0$  une longueur caractéristique de la géométrie et  $k_s$  le coefficient de conduction à la surface de contact entre le fluide et la structure (paroi). Il sera donc question de définir l'évolution du nombre de Nusselt afin de déduire le coefficient d'échange par convection.

D'autres nombres adimensionnels sont aussi d'utilité dans l'analyse de la convection dans les machines électriques, ils sont synthétisés au tableau (1). Parmi les paramètres qui sont mentionnés dans les définitions donnés au tableau 1, le diamètre hydraulique mérite une définition spécifique : c'est le rapport entre la section du canal par lequel circule le fluide et le périmètre « mouillé » (en contact avec le fluide), il est donc défini pour un espace annulaire, tel que l'entrefer, comme  $D_h = 2e$ , avec  $e$  la largeur de l'entrefer (différence entre le rayon du rotor et le rayon interne du stator).

Une étude bibliographique a été effectuée afin d'extraire les différentes corrélations à utiliser, particulièrement pour le cas

du transfert de chaleur dans l'espace annulaire formé par deux cylindres concentriques qui est le cas typique de l'entrefer des machines électriques[6-12].

### 2.1. Echange de chaleur par convection naturelle dans l'entrefer

Pour la plus part des machines électriques, l'entrefer est un espace annulaire situé entre deux cylindres. Selon la configuration de l'entrefer (lisse ou rainuré), les conditions aux limites (aux parois de l'entrefer) et le type de convection (naturelle ou forcée), différentes corrélations peuvent être déterminées. Les coefficients d'échange de convection sont donc obtenus par des corrélations qui décrivent l'évolution du nombre de Nusselt en fonction d'autres quantités adimensionnelles. Une grande partie des corrélations se basent sur des expériences, son utilisation reste donc limitée à l'analyse des géométries spécifiques sur des intervalles bien définis.

Dans cet article nous allons nous limiter à l'étude de la convection naturelle sous deux conditions différentes : machine à l'arrêt et machine tournante sans débit d'air axial appliqué. Dans le premier cas, une corrélation trouvée par analyse physique des différents phénomènes a été trouvée dans la révision bibliographique, c'est l'expression analytique donnée par P. Teertstra et al. [5],

$$Nu = \frac{2\pi}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} + \left\{ \frac{1.028.F_{Pr}.Ra^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^{\frac{3}{5}}\right)^{\frac{5}{4}}} + \left[ \frac{1}{720\pi^4} \cdot \frac{(r_2 - r_1)^3}{\left(1 + \left(\frac{r_2}{r_1}\right)\right)} \cdot Ra \right]^{-2} \right\}^{\frac{-1}{2}} \quad (5)$$

avec,  $r_1$  et  $r_2$  le rayon interne et externe de l'espace annulaire,  $F_{Pr}$  une constante qui est fonction du nombre de Prandtl  $Pr$ , défini par l'équation suivante,

$$F_{Pr} = \frac{0.67}{\left[1 + \left(\frac{0.5}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}} \quad (6)$$

La seule condition à vérifier dans cette expression est que l'épaisseur de l'entrefer soit très petite par rapport à sa longueur axiale, ce qui est le cas pour l'alternateur à griffes et la plus part des machines électriques.

Dans le deuxième cas, machine tournante sans débit d'air axial appliqué, une synthèse de principales corrélations a été établie au tableau (2). Le nombre de Nusselt est exprimé comme une fonction d'autres quantités adimensionnelles: le nombre de Taylor et le nombre de Prandtl (voir tableau 1). Une variante du nombre de Taylor est aussi utilisée, c'est le nombre de Taylor modifié définie par [12],

$$Ta_m = \left(\frac{1}{F_g}\right) \cdot \frac{\Omega^2 \cdot R_m \cdot e^3}{v^2} \quad (7)$$

Tableau 1. Nombres adimensionnels. Définitions et paramètres.

Nombre de Reynolds	$Re = \frac{v_0 L_0}{\nu}$	$\frac{\text{forces inertielles}}{\text{forces visqueuses}}$	$v_0$ : vitesse caractéristique $L_0$ : Longueur caractéristique $\nu$ : viscosité cinématique
Nombre de Reynolds tangentiel (géométrie cylindrique)	$Re_t = \frac{\Omega_0 R_0 D_h}{\nu}$	$\frac{\text{forces inertielles}}{\text{forces visqueuses}}$	$\Omega_0$ : vitesse angulaire caractéristique $R_0$ : Rayon caractéristique $D_h$ : Diamètre hydraulique
Nombre de Taylor (géométrie annulaire)	$Ta = \frac{\Omega_0^2 R_0 \left(\frac{D_h}{2}\right)^3}{\nu^2}$	$\frac{\text{forces inertielles}}{\text{forces visqueuses}}$	$c_p$ : capacité thermique massique
Nombre de Prandtl	$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$	$\frac{\text{diffusivité de quantité de mouvement}}{\text{diffusivité thermique}}$	$\mu$ : viscosité dynamique $g$ : force de pesanteur $\beta$ : coefficient d'expansion
Nombre de Rayleigh (convection naturelle)	$Ra = \frac{g \beta \Delta T_\infty L_0^3}{\nu^2}$	$\frac{\text{transfer de chaleur par conduction}}{\text{transfer de chaleur par convection}}$	$\Delta T_\infty$ : différence de température entre le fluide et la température ambiante.

avec la largeur de l'entrefer,  $R_m$  le rayon logarithmique moyen de l'entrefer ( $R_m = e/\ln(r_2/r_1)$ ), et  $F_g$  un paramètre géométrique défini par

$$F_g = \frac{\pi^4}{1697P} \left( \frac{r_1+r_2}{2r_1} \right), \quad (8)$$

avec,

$$P = 0.0571 \left( 1 - 0.652 \left( \frac{e}{r_1} \right) \right) + 0.00056 \left( 1 - 0.652 \left( \frac{e}{r_1} \right) \right)^{-1} \quad (9)$$

### 3. MODELE DE L'ALTERNATEUR A GRIFFES

Pour construire le modèle d'une section de l'alternateur à griffes, deux hypothèses sont adoptées. Etant donné la périodicité de la structure, l'étude est réalisée sur un sixième de machine. Les différentes parties constitutives du rotor et du stator sont assimilées à des sections cylindriques simples comme il est montré à la figure (2).

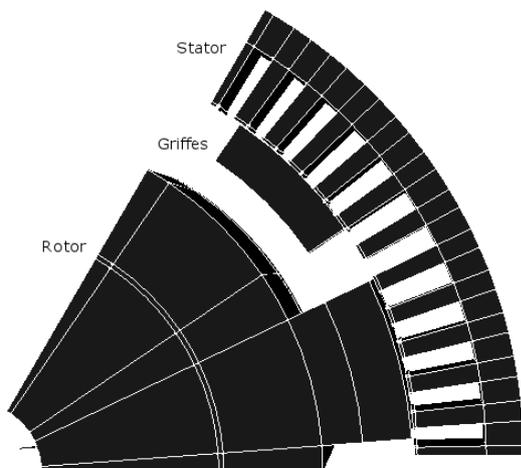


Fig 2. Simplifications sur la géométrie de l'alternateur

De cette façon, rotor et stator sont découpés en sections cylindriques comme il est montré à la figure (3).

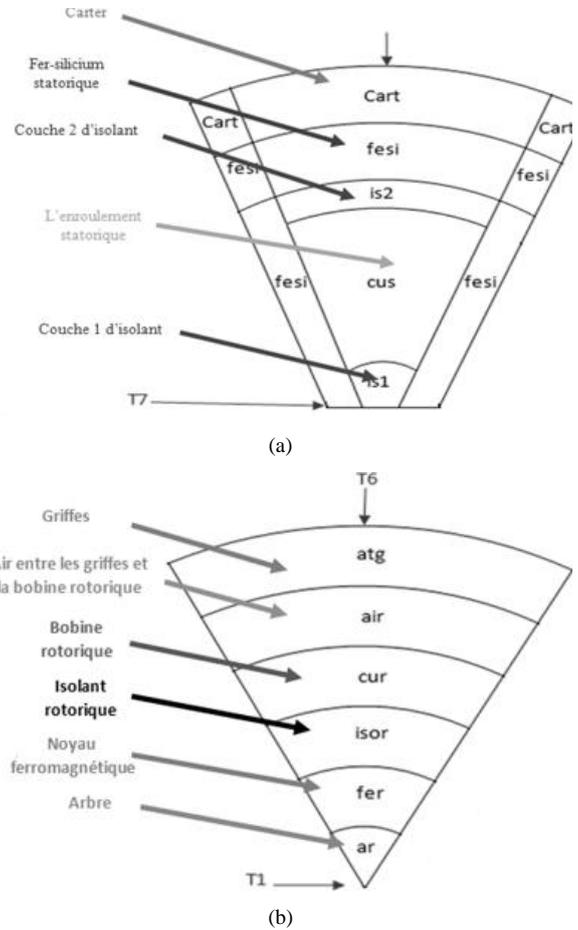
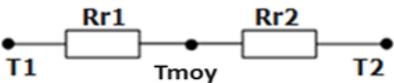
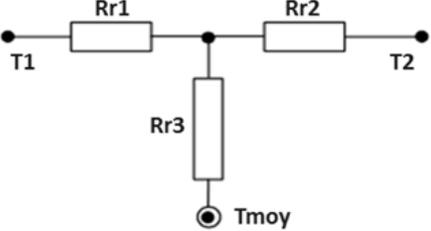


Fig 3. Configuration géométrique de l'alternateur (a) stator (détail d'une dent) et (b) rotor

Tableau 2. Modèles thermiques d'une section cylindrique à deux et trois résistances.

	
$Rr_1 = \frac{1}{\alpha k_r L} \left[ 1 - \frac{2r_2^2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{r_1^2 - r_2^2} \right]$ $Rr_2 = \frac{1}{\alpha k_r L} \left[ \frac{2r_1^2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{r_1^2 - r_2^2} - 1 \right]$	$Rr_3 = \frac{-1}{2\alpha(r_1^2 - r_2^2)k_r L} \left[ r_1^2 + r_2^2 - \frac{4r_1^2 r_2^2 \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{r_1^2 - r_2^2} \right]$
<p><math>\alpha</math> : ouverture angulaire de la section cylindrique  <math>r_1</math> et <math>r_2</math> : rayon interne et externe de la section cylindrique  <math>k_r</math> : coefficient de conduction</p>	

Les blocs élémentaires ainsi définis sont associés avec un modèle à deux résistances (pas de génération de chaleur) ou bien avec un modèle à trois résistances (avec génération de chaleur) et ceci pour chaque direction de l'espace (voir tableau 2).

Dans notre modèle nous allons considérer que les flux de chaleur sont principalement dans la direction radiale et axiale de la machine, le modèle sera donc bidimensionnel (2D). Les seules sources de chaleur considérées sont celles associées aux pertes Joules dans les bobinages. Rotor et stator étant reliés par une résistance thermique définies en fonction du nombre de Nusselt, comme il a été exposé à la section 2.1.

#### 4. RESULTATS

Nous allons présenter les mesures expérimentales et les résultats du modèle pour le cas du rotor bloqué (machine à l'arrêt) sous deux conditions différentes. Dans la première, l'alternateur est alimenté au stator avec une puissance de 88 W. Dans la deuxième l'alternateur est alimenté au rotor avec une puissance de 40 W. Les expériences ont été réalisées au laboratoire d'électromécanique de Compiègne (LEC) dans le cadre des travaux de recherche précédentes [2][13]. Les simulations et les températures mesurées sont montrées aux figures (4a) et (4b).

En comparant les résultats avec les mesures disponibles (figure (4)), ils existent quelques différences de température entre les mesures et le modèle, en particulier, les plus importantes sont, dans le premier cas, au fer statorique et dans le deuxième cas, (figure (4b)) à l'arbre de la machine, celles-ci peuvent s'expliquer par les réductions géométriques que nous avons imposé au modèle. Des améliorations possibles peuvent être effectués en approximant mieux la géométrie de la

machine, d'autre part, une étude de la convection dans les cavités est nécessaire afin de compléter de façon adéquate le modèle de la machine.

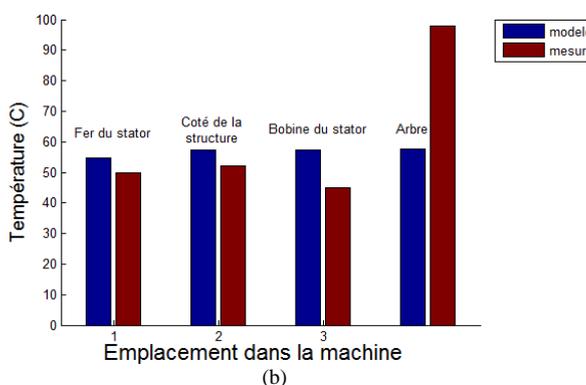
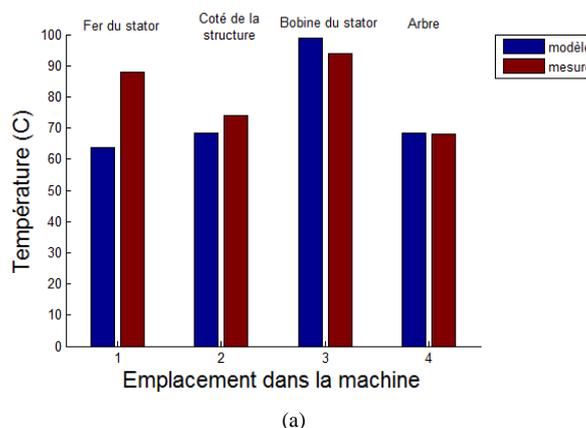


Figure 4 – Comparaison entre les résultats du modèle et les mesures pour l'alternateur à l'arrêt (a) alimenté au stator et (b) alimenté au rotor.

## 5. CONCLUSIONS

Ce travail a été consacré à l'élaboration d'un modèle thermique d'un alternateur à griffes et en particulier à l'étude de la convection naturelle à l'arrêt. Une étude bibliographique approfondie a été effectuée afin de définir les différents coefficients d'échange et en particulier, les corrélations les plus adéquates pour l'étude des échanges de chaleur par convection naturelle dans l'entrefer. Le modèle obtenu donne des résultats satisfaisants pour la machine à l'arrêt malgré les simplifications sur la géométrie traitée. Il faudra l'améliorer en faisant, d'une part, une approximation plus réelle de la machine et d'autre part, une étude plus approfondie des autres mécanismes de transfert de chaleur, en particulier, sur la convection dans les cavités.

## 6. REFERENCES

- [1] Lutun, J. "Modélisation thermique des alternateurs automobiles". Thèse de doctorat. Université de Grenoble, 2012.
- [2] Gimeno, A. "Contribution à l'étude d'alternateurs automobiles : caractérisation des pertes en vue d'un dimensionnement optimal". Thèse de doctorat. Université de Technologie de Compiègne en Technologie de l'Information et des Systèmes, 2011.
- [3] Albert, L. ; "Modélisation et optimisation des alternateurs à griffes. Application au domaine automobile". Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG, 2004.
- [4] Bouarrouj, L. ; "Contribution à l'étude de l'alternateur à griffes Application au domaine automobile". Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Grenoble, 2005.
- [5] Teertstra, P; Yovanovich, M.; et Culham, J. R.; "Analytical modeling of natural convection in horizontal annuli". Published by the American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA-0959), 2005.
- [6] Bergman, T L. ; Incropera, F. ; Lavine, A. S. ; et al. "Fundamentals of heat and mass transfer". John Wiley & Sons, 2011.
- [7] Becker, K.M.; Kaye, J. "Measurements of diabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder", *Journal of Heat Transfer*, p. 97-105, Mai 1962.
- [8] Fénot, M. ; Bertin, Y. ; Dorignace, E. ; et al. "A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow". *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, no 7, p. 1138-1155, 2011.
- [9] Bouafia, M. ; Ziouchi, A. ; Bertin, Y. ; et Saulnier, J. B. "Étude expérimentale et numérique des transferts de chaleur en espace annulaire sans débit axial et avec cylindre intérieur tournant". *International journal of thermal sciences*, vol. 38, no 7, p. 547-559, 1999.
- [10] Aoki, H.; Nohira,H.; Arai, H.; "Convective heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder", *bulletin of JSME*, vol. 10, n 39, 1967.
- [11] Tachibana, F; Fukui,S.; "Convective heat transfer of the rotational and axial flow between two concentric cylinders", *bulletin of JSME*, vol. 7, n 26, 1964.
- [12] Bouafia, M. ; Bertin, Y. ; Saulnier, J. B. ; et al. "Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant". *International journal of heat and mass transfer*, vol. 41, no 10, p. 1279-1291, 1998.
- [13] Maloberti, O.; Gimeno, A.; Ospina, A.; Friedrich, G.; El Kadri Benkara, K.; Charbonnier, L., "Thermal Modeling of a Claw-Pole Electrical Generator: Steady-State Computation and Identification of Free and Forced Convection Coefficients," *Industry Applications, IEEE Transactions on* , vol.50, no.1, pp.279,287, Jan.-Feb. 2014