

Analyse Thermique 3D d'un Alternateur à Griffes : Modélisation, Simulation et Identification Expérimentale de la convection libre du modèle en régime thermique établi.

O. MALOBERTI¹, G. FRIEDRICH¹, K. EL-KADRI-BENKARA¹, L. CHARBONNIER¹, A. GIMENO¹

¹'LEC' : Laboratoire d'Electromécanique de Compiègne, UTC, BP 20529, 60205 Compiègne cedex

RÉSUMÉ – L'échauffement des machines électriques est déterminant pour leur comportement, leurs performances et leur durée de vie. Les sources de chaleur sont les pertes d'énergie dans la conversion électromécanique (les pertes cuivre, les pertes fer et les pertes mécaniques). Les échauffements peuvent être décrits par la conduction, la convection et le rayonnement thermique. Pour dimensionner une machine il est nécessaire de disposer d'un modèle thermique, souvent dédié, et d'une connaissance des pertes séparées. L'objectif de ce travail est d'effectuer cette modélisation adaptée à l'alternateur à griffes auto-ventilé. Nous proposons un modèle nodal à 16 nœuds, tenant compte de tous les modes de transfert de la chaleur dans les trois directions de l'espace. Celui-ci est implémenté sous Matlab et vérifié numériquement à l'aide du logiciel LT-Spice. Des mesures à l'arrêt permettent également de le valider expérimentalement en régime établi. Les principales difficultés concernent la détermination non linéaire de 15 conductances équivalentes variables avec la température T. Nous proposons pour cela d'identifier d'abord trois coefficients d'échanges thermiques par convection libre, dans les cavités et sur la surface extérieure, et un coefficient de conduction au niveau des roulements. Il est possible de déduire toutes les conductances inconnues de ces quatre paramètres physiques caractérisés.

ABSTRACT – Heating of electrical machines is a key characteristic of their behavior, limits and resistance. Heat sources come mainly from energy losses during electromechanical conversions (electrical in copper, magnetic in iron and mechanical in bearings). Temperatures changes can be described thanks to thermal conduction, convection and radiation equations. To safely size a machine, it is a must to construct a dedicated model, and to precisely know every physical loss. The aim is so to build a thermal model adapted to the claw pole and self-air-cooled generator. We propose a 16 nodes nodal model, taking all the thermal transfers and space directions into account. It is implemented in Matlab and numerically validated thanks to LT-Spice. Measurements without rotation permit to corroborate results in the steady state. Main difficulties concern the non-linear identification of 15 equivalent conductances, varying with the temperature T. We suggest identifying two thermal exchange coefficients due to free convection in the cavities, one due to free superficial convection, and one due to conduction within the bearings. We then deduce all the unknown conductances from these four physical parameters characterised.

MOTS-CLÉS – Modélisation Thermique, Alternateur à Griffes, Méthode d'Identification, Régime Etabli, Caractérisation d'Echanges Thermiques, Pertes et Sources de Flux de Chaleur, Modèles Directes et Inverses.

1. Introduction : Contexte et Etat de l'Art

Il est difficile de séparer les sources de chaleur émanant du rotor de celles émanant du stator. En plus de la mesure alliée à la modélisation, un calcul *a priori* des pertes est souvent nécessaire [9, 10]. Jusqu'à présent, l'alternateur à griffes a été étudié surtout du point de vue magnétique et thermo-aérolitique [3-6, 12] ou à l'aide d'outils numériques 2D [8]. Dans cet article, nous choisissons d'approfondir la construction et l'identification d'un modèle thermique à constantes localisées avec les règles de D. Roye et R. Perret [1]. Cette démarche permet l'obtention d'un outil paramétré compatible avec les besoins d'identification expérimentale des pertes séparées et de dimensionnement de la machine [2-7]. Les effets thermo-aérolitiques seront intégrés dans des conductances élémentaires identifiables. Des études récentes [9-11] ont permis d'avoir une évaluation du rapport entre les pertes fer au rotor et celles au stator (~1/3 selon le point de fonctionnement et les échanges). Notre travail s'inscrit dans cette continuité en étudiant les sources et la répartition des flux de chaleur, et donc l'évolution des températures jusqu'au régime thermique permanent.

Le présent article s'articule en trois phases. La première partie introduit la géométrie, le modèle thermique 3D et sa formulation. L'objet de la deuxième partie consiste à proposer une méthode d'identification des principaux paramètres du modèle. Enfin, avant de conclure, la dernière partie présente les résultats obtenus des simulations et des mesures.

2. Modèle thermique 3D de la machine

La machine étudiée est un alternateur de faible puissance (~3kW) à 6 paires de pôles au rotor (N_p), possédant un bobinage double triphasé ($2*N_{ph}$), et 2 encoches par pôle et par phase (N_{ec}) au stator. Le rotor est composé d'une bobine d'excitation ainsi que de 12 aimants inter-polaires à concentration de flux ($2*N_p$).

2.1 Géométrie et matériaux de la machine

La géométrie de cette machine est dite 3D (tri-dimensionnelle) car les flux magnétiques et thermiques sont selon les trois directions de l'espace (axiale, radiale et tangentielle). Cela dit, elle possède une quasi-symétrie suivant son plan médian et perpendiculaire à l'axe de rotation (en l'absence de son pont de diodes) ainsi qu'une périodicité d'ordre $2\pi/N_p$ au rotor et $2\pi/(N_p*N_{ph}*N_{ec})$ au stator. Nous suggérons donc de nous restreindre à une description d' $1/(2*N_p)$ du rotor et d' $1/(2*N_p*N_{ph}*N_{ec})$ du stator représentés **Figure 1** avec quelques paramètres géométriques identifiables. L'ensemble des paramètres est répertorié dans deux tableaux (voir **Figure 1**), l'un pour la géométrie et l'autre pour les propriétés des matériaux. Ceux-ci seront des données d'entrée-sortie de notre modélisation et du problème d'identification des paramètres d'échange thermique.

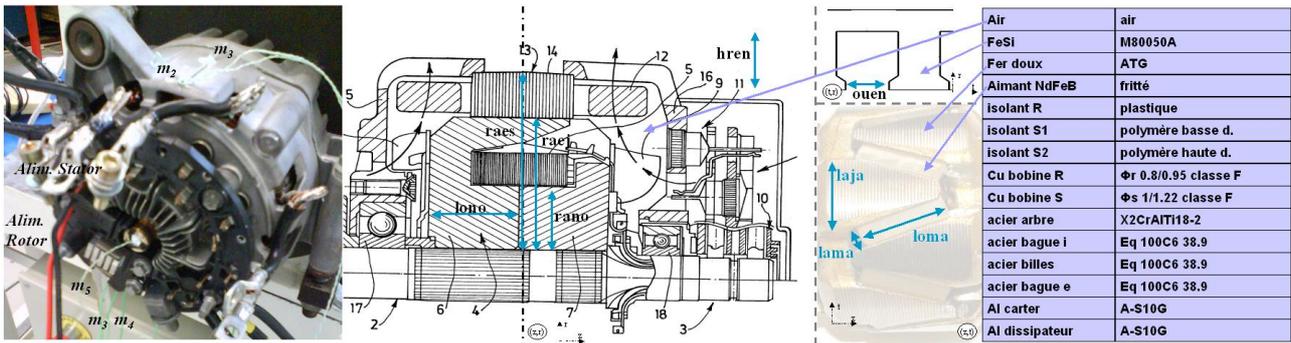


Figure 1 : Géométrie et matériaux de l'alternateur à griffes [6, 12] à droite ; localisation des sondes m_2 - m_4 de température et des alimentations à gauche (photo et Figure 4).

Le travail bibliographique sur les matériaux et leurs propriétés thermiques insiste sur les valeurs de conductivités thermiques λ , émissivités ε , coefficients de convection libre ou forcée ξ (voir table de droite de la **Figure 1**) [12, 13]. Certaines propriétés, et par suite certaines conductances équivalentes, peuvent varier en fonction de l'état thermo-aérodynamique de la machine (Ω, T)=(Vitesse de rotation, Température).

2.2 Equations physiques de la thermique

Nous ferons l'hypothèse que la température T dans les pièces solides de la machine obéit à l'équation différentielle de diffusion de la chaleur incluant les sources de chaleur (les pertes volumiques p), le courant de flux thermique de chaleur ($-\lambda\nabla T$), ainsi que la convection ($-\xi(T-T_\Sigma)\delta_\Sigma$), le rayonnement ($-\sigma\varepsilon(T^4-T_\Sigma^4)\delta_\Sigma$) au niveau des surfaces d'échange Σ (δ_Σ : symbole de Kronecker tel que $\iiint \delta_\Sigma dV = S_\Sigma$, la surface d'échange). La conservation d'énergie interne au niveau global et local fournit finalement l'équation (1) qui exprime la variation de cette énergie dans un volume élémentaire en fonction de la source de flux de chaleur et des échanges (par conduction solide en volume ou convection et rayonnement en surface avec un fluide) [1].

$$\rho\Theta_p\partial_t T = \vec{\nabla} \cdot (-\lambda\vec{\nabla} T) - \xi(T - T_\Sigma)\delta_\Sigma - \sigma\varepsilon(T^4 - T_\Sigma^4)\delta_\Sigma + p \quad (1)$$

ρ est la masse volumique [kg.m^{-3}], Θ_p est la capacité calorifique massique [$\text{J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$], λ est la conductivité [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$], ξ est le coefficient de convection ou d'échange (contenant les phénomènes de convection libre et forcée s'il y en a) [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$], σ est la constante de Stefan [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$], ε est l'émissivité [s.u.] ($0 < \varepsilon < 1$) et p est la perte volumique de puissance ou encore la densité volumique de source de flux de chaleur [W.m^{-3}].

2.3 Modèle statique 3D : conductances thermiques

2.3.1 Hypothèses physiques du modèle

Dans la construction d'un modèle de type Kirchhoff ; chacun des composants intègre dans un certain volume, et/ou à travers une certaine surface, une ou plusieurs des propriétés thermiques listées dans la partie précédente. Cette intégration analytique locale peut prendre en compte des non-linéarités et des géométries 3D complexes avec comme hypothèse forte l'homogénéité de la propriété, du gradient de température et des pertes dans la partition physique élémentaire d'intégration considérée [4].

2.3.2 Réseau de conductances équivalentes

Après une analyse de la machine, nous proposons un modèle à 27 nœuds (pour la machine entière) puis à 16 nœuds (pour la demi-machine). Le réseau est représenté Figure 2, où les nœuds numérotés de 10 à 27 sont aux centres des partitions choisies, où les branches représentent les chemins possibles prépondérants pour les flux de chaleur et où les conductances entre les nœuds intègrent la physique régissant ces transferts.

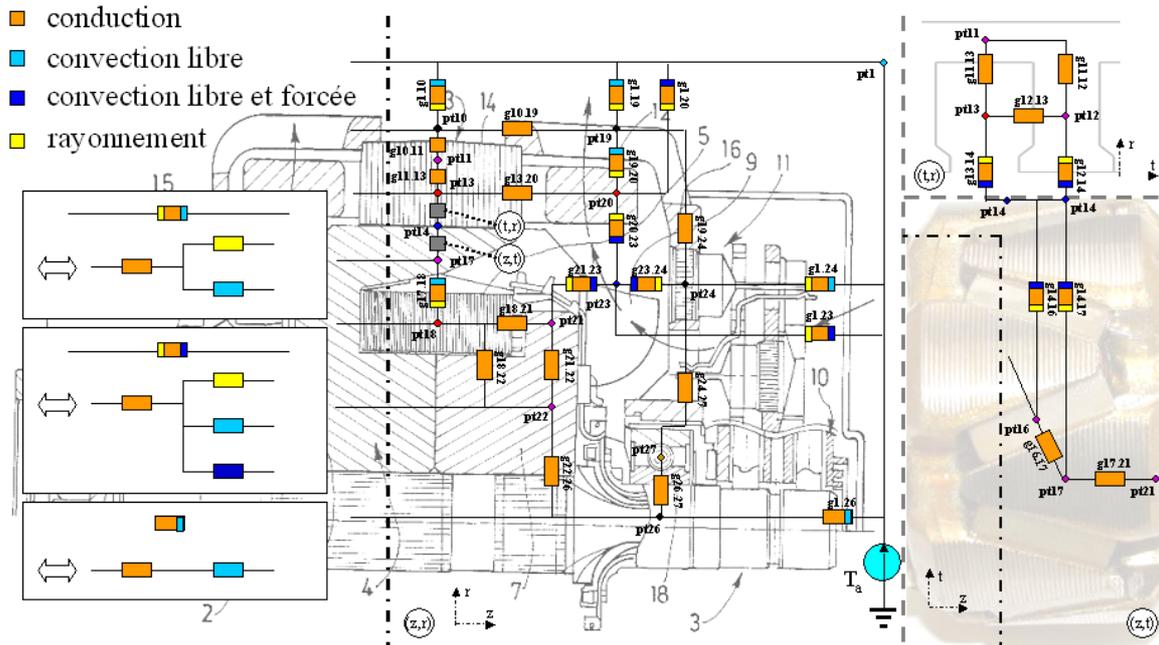


Figure 2 : Réseau de conductances thermiques équivalentes de la machine.

Nous discuterons de l'influence de chacun des modes de transfert dans les conductances aux § 3. et 4.3. Celles ci seront simplement la mise en série ou en parallèle de conductances élémentaires intégrant un seul phénomène physique à la fois (gauche, Figure 2). Nous détaillons leur expression au § ci-après.

2.3.3 Expression des conductances thermiques

Les conductances sont exprimées pour chacun des phénomènes physiques, en les intégrant dans une partition à ∇T considéré homogène. On s'intéresse à la différence d'échauffement ($\Delta T_i - \Delta T_j = (T_i - T_1) - (T_j - T_1)$, où T_1 est la température ambiante) entre deux nœuds i et j avec un flux de chaleur P_m (W) le long d'une direction m à travers la surface transverse. Tout s'exprime via la conductance g_m (2) que l'on cherche [1-3] :

$$P_m(i, j) = g_m(i, j) \cdot (\Delta T_i - \Delta T_j) \quad (2)$$

Conductance de conduction : Elle provient de l'intégration au travers de la surface transverse $\langle S_{np} \rangle$ du vecteur flux de chaleur $\lambda \nabla T$ en utilisant le gradient de T dans la direction m sur la longueur $\langle L_m \rangle$. L'expression s'applique à des géométries variées décrites dans un système de coordonnées. Seule la conductivité équivalente du roulement sera considérée comme une variable à identifier dans cet article.

$$g_{\lambda, m}(i, j) = \lambda_m \frac{\langle S_{np} \rangle}{\langle L_m \rangle} = \lambda_m \frac{\left(\iiint (\vec{\nabla} T)_m dS_{np} dx_m \right)}{(T_i - T_j) \int dx_m} \quad (3)$$

Conductance de convection : Elle provient de l'intégration dans le volume défini par $\langle S_{np} \rangle$ et $\langle L_m \rangle$ du terme d'échange convectif et est non nul si ce volume contient une surface d'échange Σ_{np} entre un solide et un fluide. La convection sera dans un premier temps libre, variable avec T , à identifier dans cet article.

$$g_{\xi, m}(i, j) = \xi_m \Sigma_{np} \quad (4)$$

Conductance de rayonnement : Elle provient de l'intégration dans le volume défini par $\langle S_{np} \rangle$ et $\langle L_m \rangle$ du terme de rayonnement et est non nul si ce volume contient une surface de rayonnement Σ_{np} entre deux solides par l'intermédiaire d'un fluide. Les émissivités seront considérées connues et constantes dans cet article.

$$g_{\varepsilon, m}(i, j) = \sigma \varepsilon (\Delta T_i^2 + \Delta T_j^2) (\Delta T_i + \Delta T_j) \Sigma_{np} \quad (5)$$

2.4 Pertes, sources de flux de chaleur et aperçu des capacités thermiques

Les sources de flux de chaleur en parallèle proviennent des pertes induites par les courants dans les bobines résistives (pertes cuivre), les variations d'induction dans les matériaux magnétiques (les pertes fer et les pertes dans les aimants) et les frottements mécaniques dans les roulements (pertes mécaniques). En toute rigueur, ces pertes sont diffuses dans toutes les pièces géométriques mais nous pouvons les intégrer dans des volumes élémentaires et les localiser aux nœuds (les centres des volumes d'intégration pour les pertes [1-3]). Ces pertes se modélisent sous la forme de sources de flux de chaleur incidents en ces nœuds localisés dans le cuivre (i13, i18, i20), le fer (i11, i12, i16, i17, i21, i22), les aimants (i16) et les roulements (i27) (voir Figure 3), et peuvent dépendre de l'état $(I,U,\Omega,T)=(\text{Courant, Tension, Vitesse, Température})$ de la machine. Dans cet article, nous n'introduisons de pertes que dans le cuivre pour commencer (i13, i18, i20).

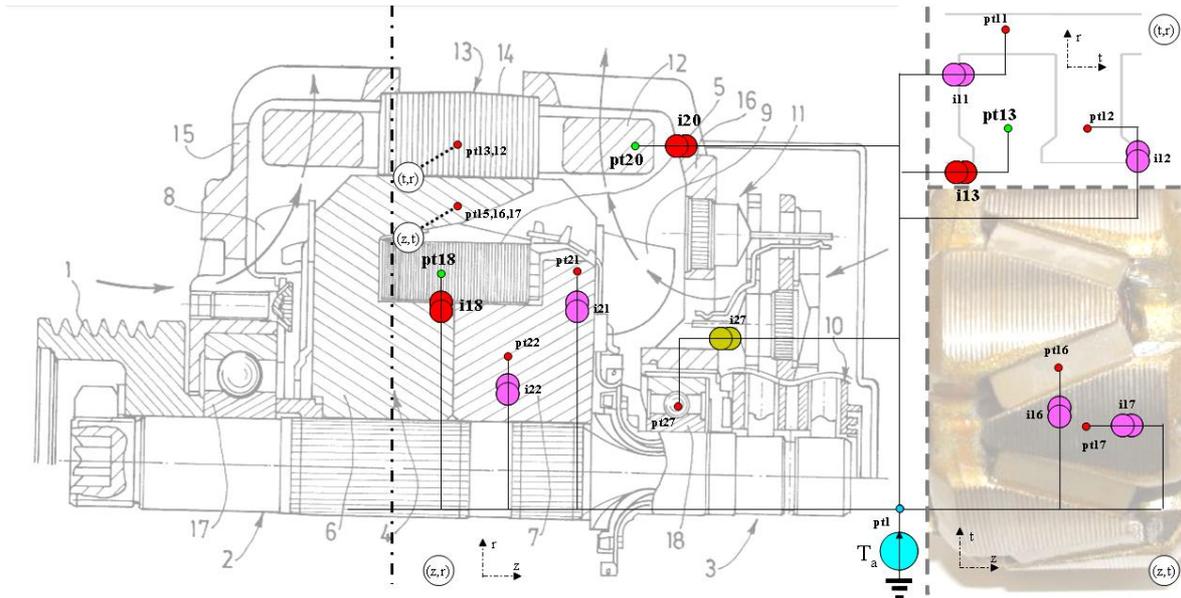


Figure 3 : Localisation des sources de flux de chaleur aux différents points de la machine.

2.5 Formulations matricielles directes et inverses

Table 1. Représentation matricielle symétrique de la formulation thermique des flux de chaleur dans la machine.

1	air	10	11	12	13	14	16	17	18	19	20	21	22	23	24	26	27
10	cart_3	ecd _{r,-2r,-s}	c,2r	0	0	0	0	0	0	c,2z	0	0	0	0	0	0	0
11	culs		c,-s	c,72r	c,72r	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12	dens			cd _{r,-s}	c,144t	dr,72r	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13	bobes				cd _{r,-s}	dr,72r	0	0	0	0	c,144z	0	0	0	0	0	0
14	gap					cd _{r,-s}	cd _{r,12r}	cd _{r,12r}	0	0	0	0	0	0	0	0	0
16	magn					cd _{r,-s}	c,24t	cd _{r,12r}	0	0	0	0	0	0	0	0	0
17	grif_2						cd _{r,-s}	cd _{r,12r}	0	0	c,12z	0	0	0	0	0	0
18	bobr							cd _{r,-s}	0	0	c,12r	c,2*r	0	0	0	0	0
19	cart_4								ecd _{r,-2r,-s}	dr,2r	0	0	0	0	c,2rz	0	0
20	chig_2									cd _{r,-2r,-s}	0	0	cd _{fr,2r}	0	0	0	0
21	Jamr_2										cd _{r,-s}	c,12r	cd _{fr,12rz}	0	0	0	0
22	Cœur_2											c,-s	0	0	0	c,2r	0
23	venti_2												df,-2z,-s	cd _{fr,2z}	0	0	0
24	card_5													ecd _{r,-2z,-s}	0	c,2r	0
26	arbr_2														c,-2z,-s	c,2r	0
27	roul_2																c,-s
N	nbre en parallele		c	conduction													
r	radial		d	convection naturelle													
t	orthoradial		f	convection forcée													
z	azimutal		r	radiation													
s	somme ligne		e	échange extérieur													

Les problèmes de thermique reviennent à déterminer les relations entre les températures et les sources aux nœuds, les conditions aux limites étant fixées par la température ambiante au nœud 1. Les dépendances peuvent s'écrire sous forme matricielle où seuls les nœuds reliés par un flux de chaleur donnent lieu à un terme de conductance non nul. Les symétries et périodicités sont prises en compte par des coefficients multiplicatifs adéquats (Table 1). On retrouve l'implication principale des différents modes de transfert, repérés comme dans la Figure 4, pour plusieurs conductances. L'étude en régime établi ne tient pas compte des variations temporelles mais seulement de la matrice $[G]$ des conductances thermiques (6a)(formulation inverse) qui peut s'inverser dans chaque état (Ω,T) pour former la matrice des résistances $[R]=[G]^{-1}$ (6b)(formulation directe). Nous utilisons la convention des flux thermiques entrants.

$$(-\bar{P}(\Omega, T)) = [G(\Omega, T)](\Delta\bar{T}(\Omega, T)) \quad (6a)$$

$$(\Delta\bar{T}(\Omega, T)) = [R(\Omega, T)](-\bar{P}(\Omega, T)) \quad (6b)$$

La formulation directe (6b) sera utilisée pour identifier des paramètres de conductances inconnus à partir de températures et de pertes connues (cf § 3.5.1.), puis la formulation inverse (6a) pourrait être exploitée pour identifier certaines pertes séparées à partir des températures mesurées. La formulation (6b) permet enfin de prédire les échauffements en fonction des pertes (cf § 3.5.2.) dans un objectif de validation expérimentale, de dimensionnement et d'optimisation thermique de la machine et de son refroidissement.

3. Méthodologie d'identification thermique statique

3.1 Bilan d'indéterminations sur les conductances

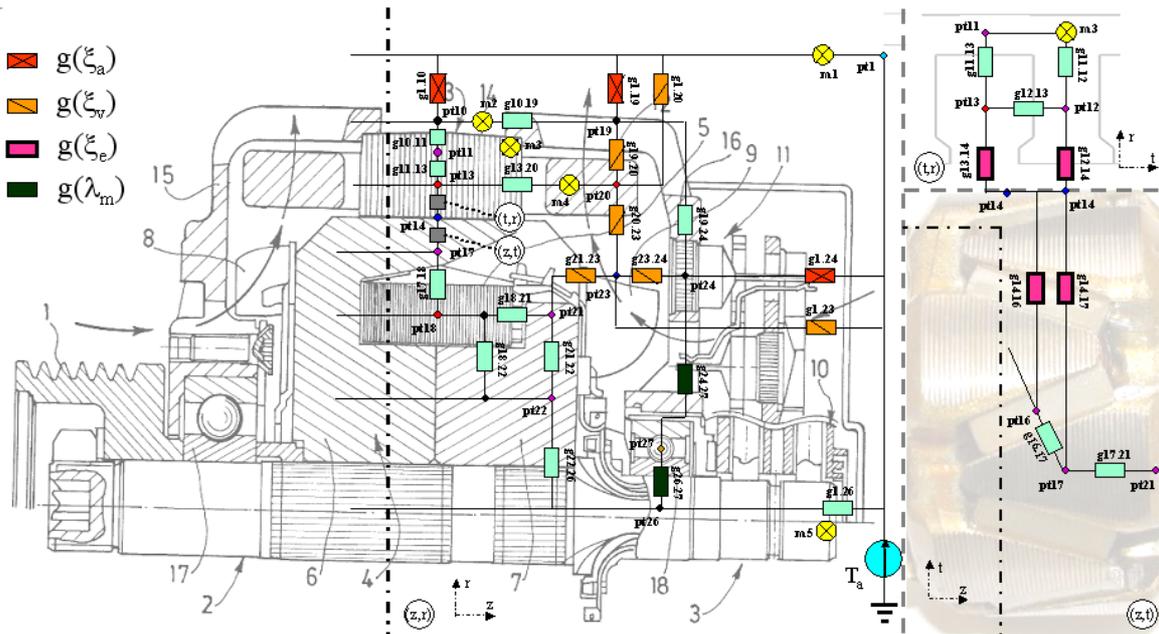


Figure 4 : Indéterminations (voir Table 2) sur les conductances. Points de mesure m_1 - m_4 (Table 3 et Figure 1).

Malgré la présence de données tabulées, des indéterminations sur certaines conductances subsistent, en particulier au niveau des échanges avec l'extérieur, de l'entrefer et des cavités. Une incertitude est également présente dans une moindre mesure au niveau des roulements qui, insérés dans des bagues extérieures en plastiques, sont thermiquement peu conductrices ($g_{24.27} \ll$).

La Figure 4 reprend le modèle en spécifiant les conductances connues (rectangles vides en vert clair) et celles encore indéterminées (rectangles rouges avec croix, oranges avec barres, roses entourés et vert foncés vides). On se propose d'évaluer ces conductances grâce aux travaux de modélisation et les mesures (cf § 3.3. et 4.3.) de ce papier ; puis de simuler le comportement thermique de la machine en régime thermique établi.

3.2 Conductances et paramètres inconnus

Table 2 : Liste des paramètres physiques à identifier et des conductances qui en dépendent.

Variables	Propriétés	Conductances
$\xi_a(T)$	coefficient d'échange convectif air-aluminium	$g_{1.10}, g_{1.19}, g_{1.24}$
$\xi_e(\Omega=0, T)$	coefficient d'échange convectif dans l'entrefer	$g_{12.14}, g_{13.14}, g_{14.16}, g_{14.17}$
$\xi_v(\Omega=0, T)$	coefficient d'échange convectif dans la cavité	$g_{19.20}, g_{20.23}, g_{21.23}, g_{23.24}, g_{1.23}, g_{1.20}$
$\lambda_m(\Omega=0, T)$	conductivité radiale équivalente des roulements	$g_{24.27}, g_{26.27}$

La Figure 4 montre 15 conductances inconnues à déterminer (4 conductances de surface, 4 conductances de cavité, 3 conductances d'entrefer et 4 conductances de roulement). Heureusement, chacun de ces groupes de conductances utilise les mêmes propriétés physiques. En effet, celles-ci sont sensées être les mêmes fonctions de Ω et T malgré la

différence d'état thermo-aérolrique (Ω , T) aux nœuds considérés. Nous proposons dans cet article d'identifier 4 propriétés déterminantes en fonction de T, pour plusieurs conditions de courant continu (I,U) imposées au stator et au rotor de la machine à l'arrêt ($\Omega=0$) (Table 2).

Les dépendances en (Ω , T) de chacune des propriétés sont parfois connues mais souvent très complexes [1-3, 12, 13]. Nous optons pour une détermination *a posteriori* des formes de dépendance des paramètres intégrés. Nous discuterons à la fin (§ 4.1.) de leur cohérence avec des résultats qui seraient obtenus par le couplage de la thermique avec la mécanique des fluides et des écoulements [12, 13]. Nous faisons l'hypothèse que les conductances indéterminées peuvent toutes s'exprimer en fonction de ces paramètres.

3.3 Choix des capteurs et de l'instrumentation

Le choix de l'instrumentation et de la stratégie de mesure a été orienté à la fois par les objectifs d'identification précise et fiable de paramètres thermiques, de pertes et de faisabilité technique. Nous avons choisi 4 points de mesure répartis (Table 3) (voir points et croix m_2 à m_5 sur les Figure 1 et Figure 4)

Table 3 : Liste des points de mesure de température et moyens associés

Points	Informations	Moyens
m_2	Température du carter en aluminium	Thermocouple de type K
m_3	Température de la culasse en fer-silicium doux	Thermocouple de type K
m_4	Température des chignons en cuivre	Thermocouple de type K
m_5	Température de l'arbre du rotor	Thermocouple de type K

Le but de cette instrumentation est d'aboutir à une optimisation du rapport information sur instrumentation (minimum requis de 4 points de mesure correspondants aux 4 inconnues de notre modèle). De plus, il s'agit de prévoir une instrumentation suffisante pour la suite des mesures à venir, comme celles destinées à identifier les pertes et sources thermiques localisées. Nous identifierons les inconnues en fonction de la température en connaissant et maîtrisant toutes les autres conductances et certaines sources de flux de chaleur, et en se concentrant dans cet article à des expériences à l'arrêt ($\Omega=0$). Ces premières séries de mesure proposées contiennent des étapes d'introduction progressive de pertes contrôlées (pertes en continu dans le cuivre au rotor et au stator).

3.4 Essais proposés et protocoles pour les premières identifications

Un moyen simple de faire varier l'état thermique T de la machine est de changer les pertes cuivre au stator et/ou au rotor. Les séries n°1 et n°2 de mesures proposées sont récapitulées dans la Table 4. Pour chaque série, on propose de faire varier le niveau de pertes en contrôlant principalement le niveau de courant et de tension continus (I, U) à injecter et appliquer aux bobines. Ce courant sera imposé respectivement au stator (sources i13 et i20 sur la Figure 3) et au rotor (source i18 sur la Figure 3).

Table 4. Plan d'Expériences.

série	Contrôle Alim. Stator ($R_s \sim 0.035 \Omega$ à froid)			Contrôle Alim. Rotor ($R_r \sim 2.2 \Omega$ à froid)			Mesures (courants, tensions, températures)		
	type	$I_{s,ff}$ (A)	P_s (W)	type	$I_{r,ff}$ (A)	P_r (W)	T_i	U_r, R_r	U_s, R_s
1	(=)	~16.8	9	0	0	0	oui	oui	non
	(=)	~25.4	21	0	0	0	oui	oui	non
	(=)	~35.3	42	0	0	0	oui	oui	non
	(=)	~47.8	88	0	0	0	oui	oui	non
2	0	0	0	(=)	~1.38	5	oui	non	oui
	0	0	0	(=)	~1.94	10	oui	non	oui
	0	0	0	(=)	~2.72	20	oui	non	oui
	0	0	0	(=)	~3.77	40	oui	non	oui

(=) courant continu

$dt=30$ à 60 s (échantillonnage en temps, courbes transitoires sauvegardées)

Temps de montée $5\tau \sim 5-6h$, une série par jour.

Les intervalles ont été choisis en fonction du plan d'exploration souhaité et des limites thermiques de la machine à l'arrêt. On prendra enfin soin de mesurer à chaque fois les courants et tensions ainsi que les 4 températures aux points indiqués Figure 4. La température ambiante $T_a=T_0$ est toujours de $22^\circ C$ à $1^\circ C$ près.

3.5 Méthodologie numérique d'identifications

3.5.1 Identification non linéaire inverse des paramètres par itération

Le problème principal qui se pose pour l'identification de conductances dépendantes de la température est que le système à résoudre est non linéaire. En supposant que nous connaissons, à une incertitude près, les pertes injectées ainsi que les températures aux nœuds accessibles à la mesure ; il reste des inconnues aux autres nœuds en plus des paramètres de conductance à identifier [7]. Il y a plusieurs moyens de résoudre ce problème et une des solutions consiste à utiliser une méthode de minimisation itérative d'objectif portant sur autant de variables de sorties $\{\Delta T_{mi}, i=2..5\}$ que de variables à identifier $\{\xi_a, \xi_e, \xi_v, \lambda_m\}$. L'algorithme ou la méthode peut se résumer au jeu d'actions et d'équations (7) :

$$\left. \begin{array}{l} \forall(\vec{P}) \text{ trouver } \xi_a, \xi_e, \xi_v \text{ et } \lambda_m \text{ telsque : } \\ \sum_{m_i} \left((\Delta T_{\text{calcul}})_{j=m_i} - (\Delta T_{\text{mesure}})_{m_i} \right)^2 = 0, \\ \text{avec } (\Delta \vec{T}_{\text{calcul}}) \text{ vérifiant} \\ (\Delta \vec{T}) + \left[R(\xi_a, \xi_e, \xi_v, \lambda_m, T_a + \Delta \vec{T}) \right] (\vec{P}) = 0 \end{array} \right\} \quad (7)$$

3.5.2 Simulation non linéaire directe par convergence simple

Pour résoudre la fin de (7) et pour trouver tous les échauffements permanents, on peut résoudre (6b) par une méthode de convergence simple, également itérative et qui teste la stabilité et l'invariance du résultat final par l'action d'une nouvelle opération matricielle. L'algorithme est fourni ci dessous (8)

$$\left. \begin{array}{l} 1. \text{ initiation: } (\Delta \vec{T})_- = 0 \\ 2. \text{ propagation : } (\Delta \vec{T})_+ = \left[R(T_a + \Delta \vec{T}) \right] (-\vec{P}) \\ 3. \text{ test : } N = \sum_{i=1..16} \left((\Delta T)_{+i} - (\Delta T)_{-i} \right)^2 \\ 4. \text{ réactualisation : } (\Delta \vec{T})_- = (\Delta \vec{T})_+ \\ 5. \text{ si } N < \varepsilon \text{ fin, si } N > \varepsilon \text{ revenir au 2.} \end{array} \right\} \quad (8)$$

4. Implémentation du modèle et résultats expérimentaux

4.1 Identification et Extrapolation des propriétés thermiques d'échange

L'application de l'algorithme (7) sur une configuration de pertes en continu au stator $P_s=88W$, partagée en deux parts égales entre les encoches et les chignons, fournit des valeurs de coefficients d'échange supérieures aux valeurs à température ambiante $\{\xi_a=30, \xi_e=69, \xi_v=19, \lambda_m=11\}$ pour des échauffements locaux $\{\Delta T_9, \Delta T_5, \Delta T_{13}, \Delta T_{16}\}=\{52.6, 62.2, 46.1, 49.8\}$. On en déduit que ceux-ci augmentent avec l'échauffement local. En l'absence de sources et de rotation, à l'équilibre thermique avec l'air ambiant, les coefficients d'échange sont égaux à leur valeur minimale $\{\xi_{a0}=12.8, \xi_{e0}=10.5, \xi_{v0}=12.1, \lambda_{m0}=6.0\}$ à la température ambiante ($T_0 \sim 21.5^\circ C \pm 1^\circ C$) [7, 12, 13]. L'évolution avec la température, sans écoulement forcé turbulent, est obtenue par les identifications qui sont représentées Figure 5. Les allures particulières peuvent être lissées à l'aide de fonctions d'interpolation qui passent toutes à moins de 5 % des identifications discrètes en chaque point de mesure (voir annexe). On observe que la conductivité thermique équivalente λ_m du roulement croît faiblement et quasi-linéairement d'environ $+ 1.62 \text{ \%} \cdot K^{-1}$ en fonction de la température. Concernant la convection libre, alors que le coefficient ξ_v de cavité augmente aussi doucement et quasi-linéairement avec la température ($+ 1.8 \text{ \%} \cdot K^{-1}$), le coefficient d'échange ξ_a avec l'extérieur présente un saut assez brusque autour de $50^\circ C$ pour croître linéairement avant et après en relation avec la température. La variation globale de ce coefficient dans toute la plage de température représente $+ 3.6 \text{ \%} \cdot K^{-1}$. Enfin, c'est le coefficient de convection libre ξ_e dans l'entrefer qui présente la plus forte augmentation, qui plus est quadratique, avec l'échauffement (variation sur toute la plage de $+ 9.6 \text{ \%} \cdot K^{-1}$). Ces tendances peuvent s'expliquer principalement avec l'accroissement en température de la conductivité thermique équivalente d'un fluide en mouvement [1, 12]. Celle-ci correspond à sa couche limite lors du mouvement de convection libre dans les différentes cavités ou aux interfaces considérées [12-13]. La courbe et la pente obtenues sont caractéristiques de la place disponible. L'exiguïté semble augmenter l'importance et la non-linéarité de l'échange thermique de type « conductif » à mesure que la couche de fluide devient fine (de l'ordre de l'épaisseur de la couche limite [1]). Les conductances d'échange sont donc dépendantes de la température T puisque proportionnelles aux coefficients de convection (§ 2.3.3.), eux mêmes dépendant de T .

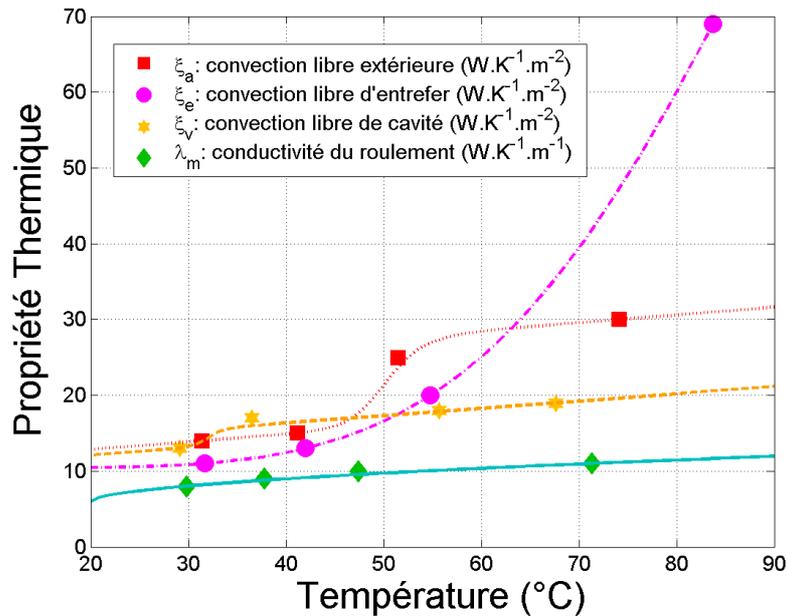


Figure 5 : Représentation des propriétés thermique d'échange identifiées en fonction de la température locale.

4.2 Simulation directe préalable des échauffements locaux permanents

La simulation directe par convergence simple (8) permet ensuite de retrouver tous les échauffements permanents en tous les nœuds du réseau avec des correspondances simplement croissante pour les numéros des nœuds (10->1, 11->2, etc ...). Les résultats sont représentés Figure 6 sous forme de diagrammes en barres (à gauche : pertes cuivre au stator uniquement, à droite : pertes cuivre au rotor uniquement).

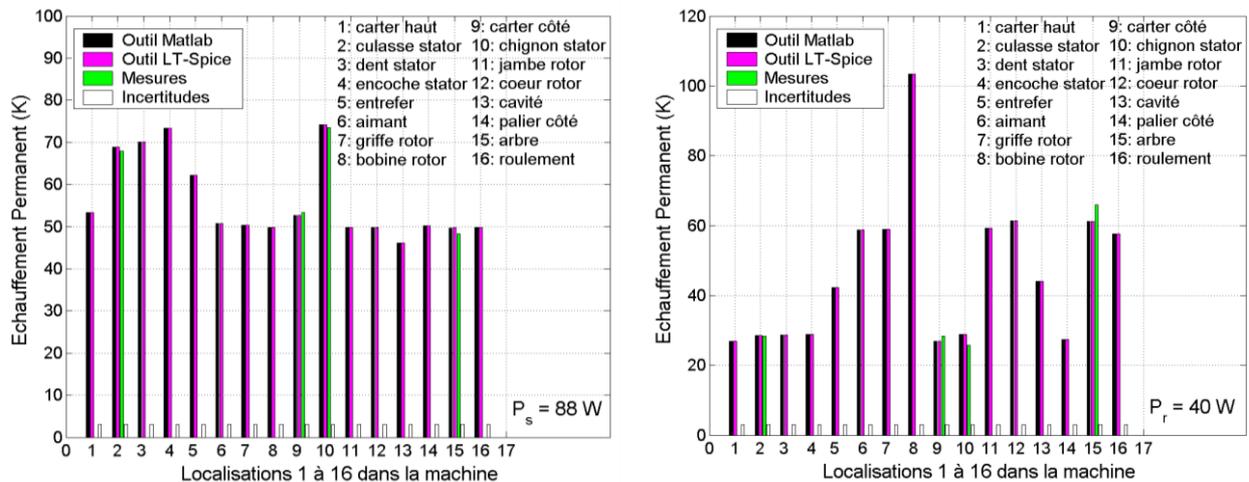


Figure 6 : Simulation et Mesures des échauffements locaux permanents dans la machine pour des pertes cuivre en continu de $P_s=88W$ injectées au stator (à gauche), et de $P_r=40W$ injectées au rotor (à droite) ($T_a=20^\circ C$).

Les résultats de la Figure 6 permettent d'abord de vérifier la validité numérique de l'implémentation avec l'outil Matlab vis à vis du logiciel LT-Spice. L'intérêt de la programmation sous Matlab est l'obtention d'un modèle paramétré flexible, réutilisable dans des algorithmes d'identification, de dimensionnement et d'optimisation. L'observation des mesures, de la Figure 6 notamment, permet de conclure sur le réalisme des prédictions calculatoires des échauffements, au moins pour deux points de fonctionnement avec deux configurations limites (pertes maximales uniquement au stator, ou uniquement au rotor). Pour terminer l'étude, nous proposons de nous assurer que les simulations redonnent bien les mesures pour tous les points de fonctionnement des deux configurations expérimentales proposées dans cet article.

4.3 Simulations complètes versus identifications expérimentales en régime établi

Cette partie présente de manière complète et synthétique les résultats exploitables obtenus sur les échauffements calculés en fonction des puissances injectées (Figure 7) au stator (à gauche) et au rotor (à droite). Il s'avère que les identifications approchées précédentes sont bien possibles et fournissent des résultats, d'une part cohérents, et d'autre part compatibles avec les mesures expérimentales (à moins de 10% près). Nous considérerons donc la modélisation comme valide et utilisable, au degré de précision près. Les formes d'évolution ne sont pas parfaitement linéaires mais

légèrement incurvées, avec une croissance moins rapide qu'une croissance linéaire, liée aux échanges qui augmentent également en fonction de la température. Le rayonnement intervient aussi mais de manière négligeable à basse température et à un ordre supérieur à deux pour les plus hautes températures vis à vis des possibilités d'échange par convections libre et forcée.

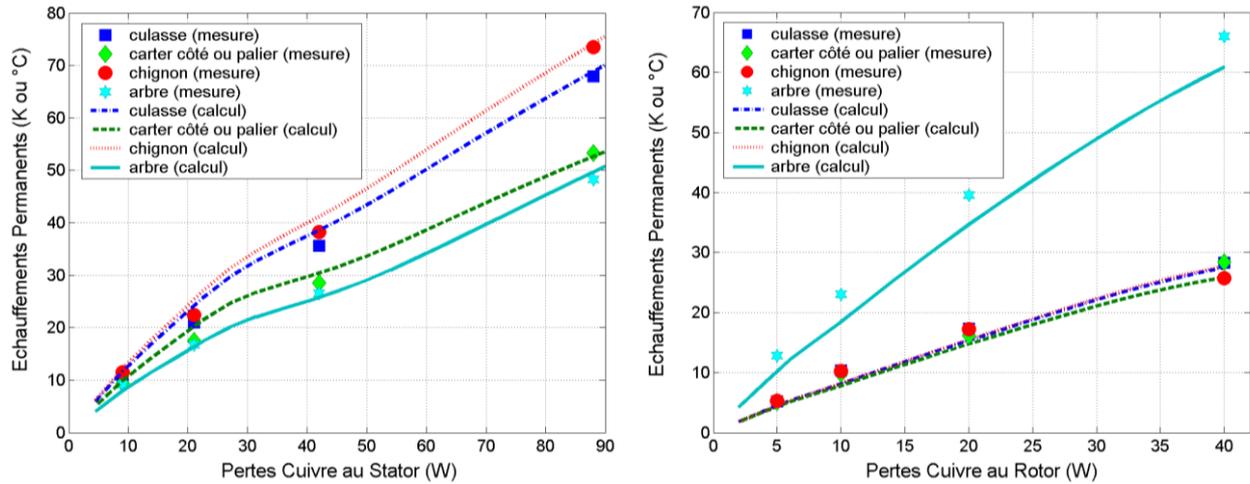


Figure 7 : Simulations et Mesures des échauffements permanents accessibles en fonction des pertes cuivre : (à gauche) P_s en continu injectées stator {points 4 et 10}, (à droite) P_r en continu injectées au rotor {point 8}.

5. Synthèse et Discussion

Dans cet article, une description paramétrée géométrique et physique complète de l'alternateur à griffes, à rotor bobiné et auto-ventilé a été effectuée.

Ensuite, un modèle thermique statique, intégrant les trois modes de transfert principaux (conduction, convection, rayonnement) dans les trois directions de l'espace, a été construit.

Après identification des coefficients d'échange inconnus ; à savoir la convection extérieure, la convection d'entrefer et celle de la cavité ; ce modèle a pu être validé, par un outil numérique ainsi que par des mesures expérimentales. Dans ces deux cas de figure, nous n'avons considéré qu'une seule source de pertes (pertes cuivre au stator, puis au rotor). On montre que même à l'arrêt, le problème reste non-linéaire, en particulier au niveau de l'entrefer. Sous réserve que toutes les autres propriétés varient peu, les échanges convectifs dépendent de la température (entre + 1.9 %. K^{-1} pour la cavité et + 9.3 %. K^{-1} pour l'entrefer).

6. Conclusions et Perspectives

Pour conclure, cet article propose et décrit un modèle thermique 3D de l'alternateur à griffes avec 16 nœuds. Il permet l'identification de la convection libre et par suite de 15 conductances variables. Ces coefficients déterminants pour les échanges thermiques sont identifiés en régime établi en fonction de la température. Les résultats sont vérifiés avec deux outils logiciels ainsi qu'avec des mesures, à l'arrêt en régime permanent principalement, en faisant varier les pertes cuivre injectées au stator, puis au rotor uniquement. Les valeurs sont proches de celles habituellement rencontrées pour ce type de machine.

La perspective la plus immédiate à ce travail concerne les identifications complètes et validées du modèle en rotation (en régime établi) avec prise en compte de toutes les pertes physiques à injecter. Nous nous concentrerons sur la non-linéarité couplée des échanges dans l'entrefer et la cavité avec (T, Ω) .

Il est prévu d'utiliser tous ces travaux pour le dimensionnement thermique, l'orientation des spécifications du refroidissement et l'identification des pertes séparées dans la machine, afin de contribuer à leur réduction et ainsi diminuer l'échauffement résultant.

7. Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier Sullivan Küttler, actuellement en thèse au LEC et à l'IFP, dont l'étude bibliographique a été une source enrichissante dans le travail actuellement présenté.

Références

- [1] D. Roye, R. Perret, « Définitions des règles de modélisation thermique des machines électriques tournantes », *Revue Phys. Appl.*, vol. 20, 1985, pp. 191-202.
- [2] Aldo Boglietti, Andrea Cavagnino, David Staton, Martin Shanel, Markus Mueller, Carlos Mejuto, « Evolution and Modern Approaches for Thermal analysis of Electrical Machines », *IEEE Transactions on industrial electronics*, vol. 56, n°3, mars 2009.
- [3] J. Lutun, A. Foggia, M. Rakotovao, M. Fakes, J.-L. Coulomb, « Thermal and aerolic modeling for air cooled claw pole machines », *XIX International Conference on Electrical Machines*, ICEM 2010.
- [4] Sai Chun Tang, Thomas A.Keim, David J.Perreault, « Thermal Modeling of Lundell Alternators », *IEEE Transactions on energy conversion*, vol. 20, n°1, mars 2005.
- [5] M. Rakotovao, « *A complete operationnal model for automotive claw pole alternator* », Thèse de doctorat, 1996.
- [6] L. Albert, « *Modélisation et Optimisation des Alternateurs à Griffes. Application au Domaine Automobile.* », Thèse de Doctorat au Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble (G2ELAB), Discipline: *Electrotechnique, Electronique, Automatique, Telecommunication et Signal*, Spécialité: *Génie Electrique*, Institut National Polytechnique de Grenoble (INPG), 2004.
- [7] Ch. Chillet, A. W. Hadi, R. Perret, R. Isnard, « Identification du modèle thermique d'une machine à induction de puissance moyenne », *Revue Phys. Appl.*, vol. 24, 1989, pp. 923-931.
- [8] S. Brisset, M. Hecquet, P. Brochet, « Thermal modelling of a car alternator with claw-poles using 2D finite element software », *COMPEL International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering*, 2001, vol. 20, Issue 1, pp. 205-215.
- [9] A. Gimeno, G. Friedrich, K. El-Kadri-Benkara, « Experimental and numerical evaluation of iron losses in a claw pole car generator », *XVIII International Conference on Electrical Machines*, ICEM'2009.
- [10] A. Gimeno, G. Friedrich, « Application of the VDA standards for the comparison and losses reduction of high efficiency car alternators », *IEEE Electrotechnical Conference MELECON*, 2008, pp. 547-553.
- [11] L. Li et al., « Influence of Magnetic Materials on Claw Pole Machines Behavior », *IEEE Conf. 19th Soft Magnetic Materials*, Torino, Italy, Sept. 6-9, 2009.
- [12] C. Vasilescu, « *Modélisation du transfert de chaleur au sein des machines électriques tournantes. Dimensionnement et optimisation de leur système de refroidissement* », Thèse de doctorat, 2004.
- [13] A. Fasquelle, « *Contribution à la modélisation multi-physique : électro-vibro-acoustique et aérothermique de machines de traction* », Thèse de Doctorat au L2EP et au LME, Ecole Centrale de Lille, 2007.

Annexe : Fonctions d'interpolation des coefficients de convection et conduction

$$\text{Convection libre extérieure : } \xi_a(T > T_0) = 12.838 + 0.102(T - T_0) + \frac{11.645(T - T_0)^{16}}{(T - T_0)^{16} + (17/15)(30)^{16}}$$

$$\text{Convection libre d'entrefer : } \xi_e(T > T_0) = 10.48 + 3.219e^{-3}(T - T_0)^2 + 4.288e^{-6}(T - T_0)^4 - 3.768e^{-10}(T - T_0)^6$$

$$\text{Convection libre de cavité : } \xi_a(T > T_0) = 12.122 + 0.0965(T - T_0) + \frac{2.285(T - T_0)^{16}}{(T - T_0)^{16} + (17/15)(12)^{16}}$$

$$\text{Conduction dans le roulement : } \lambda_m(T > T_0) = 6 + 0.565(T - T_0)^{1/1.807}$$