



République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf

Faculté de Génie Electrique

Département d'Electrotechnique

# THÈSE

En vue de l'obtention du

Diplôme de Doctorat en Sciences

---

Présentée et Soutenue par :

*Mme BADACHE Souad*

Intitulé

*Contribution à la modélisation thermique d'une machine à reluctance variable à double saillance (MRV6/4) par éléments finis en 2D et 3D*

---

**Spécialité** : *Electrotechnique*  
**Option** : *Machines électriques*

Le jury est composé de :

<b>Professeur,</b>	<b>MAZARI Benyounes</b>	<b>Président</b>	<b>Université USTOMB</b>
<b>Professeur,</b>	<b>TAIEB BRAHIM Abdelhalim</b>	<b>Rapporteur</b>	<b>Université USTOMB</b>
<b>M.C.A,</b>	<b>BENDIABDELLAH Azzedine</b>	<b>Examineur</b>	<b>Université USTOMB</b>
<b>Professeur,</b>	<b>FELIACHI Mouloud</b>	<b>Examineur</b>	<b>Université de Nantes</b>
<b>Professeur,</b>	<b>LATRECHE Mohamed el Hadi</b>	<b>Examineur</b>	<b>Université de Constantine</b>
<b>Professeur,</b>	<b>MOHELLEBI Hassan</b>	<b>Examineur</b>	<b>Université de Tizi Ouzou</b>

Année Universitaire 2015 / 2016



## Remerciements

Ce travail a été effectué au sein du laboratoire d'électronique de puissance appliquée (LEPA) à l'Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf (USTOMB). Je tiens tout d'abord à remercier chaleureusement monsieur **A.TAIEB BRAHIM**, Professeur, responsable de l'équipe Modélisation et CAO au LEPA, qui a dirigé mon travail. Je lui exprime ma profonde reconnaissance pour la bienveillance qu'il a manifestée à mon égard. Son expérience, ses critiques constructives et ses qualités scientifiques ont été pour moi un soutien permanent au cours de la réalisation de ce travail.

J'adresse mes plus vifs remerciements à monsieur **MAZARI Benyounes**, Professeur à l'Université des Sciences et de la Technologie Mohamed Boudiaf d'Oran (USTOMB), pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider le jury de cette thèse.

Mes remerciements s'adressent également à monsieur **BENDIABDELLAH Azzedine** Maître de conférences A à l'université USTOMB, Monsieur **FELACHI Mouloud** Professeur à l'université de Nantes, Monsieur **LATRACHE Mohamed el Hadi** Professeur à l'université de Constantine et Monsieur **MOHELLEBI Hassan** Professeur à l'université de Tizi Ouzou, qui m'ont fait l'honneur d'être membres du jury et examinateurs de cette thèse et pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail.

Je ne remercierai jamais assez Mlle **BENASLA Lahouaria** professeur à l'USTOMB pour son soutien scientifique. Sa gentillesse et ses conseils ont été des plus utiles pour finir cette thèse.

Je remercie sincèrement tous les membres de ma famille qui ont été toujours à mes côtés en particulier ma chère mère et mon mari qui m'a beaucoup aidé et n'a jamais cessé de m'encourager.

Enfin je suis très heureuse de remercier tous ceux ou celles qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail ainsi que tous mes amis et collègues du département d'électrotechnique de USTOMB.

## Résumé

Toute étude thermique des machines électriques a pour objectif l'évaluation de la distribution de la température pour améliorer la géométrie, les matériaux ou le système de refroidissement. Le calcul par éléments finis est l'une des méthodes les plus récentes dans ce domaine. Elle permet d'avoir accès à des points non atteignables expérimentalement et les simulations de comportements en situations extrêmes ne mettent pas en danger un moteur réel.

L'objectif de cette thèse est de faire l'analyse de l'échauffement et des transferts de chaleur d'une machine à reluctance variable (MRV6/4). Dans une première partie, le calcul de l'équation régissant toute étude thermique a été fait avec tous ses paramètres : les sources de chaleur qui constituent les différentes pertes dans cette machine. A noter que la formulation de calcul des pertes fer dans la MRV6/4 est différente que celle des autres machines ainsi que les coefficients d'échange de chaleur, notamment le coefficient d'échange par conduction et par convection qui dépendent de plusieurs paramètres qui demandent parfois des simulations numériques comme la vitesse du fluide à l'intérieur de la machine.

Dans une deuxième partie, une étude par la méthode des éléments finis en deux dimensions a été faite montrant la distribution de la température dans la MRV 6/4 et son évolution en fonction du temps. Cette étude a montré que, seule une modélisation 3D peut prendre en compte le comportement thermique réel de la machine. Donc, dans une dernière partie, une étude de la distribution de la température par la méthode des éléments finis en trois dimensions a été développée tenant compte des transferts de chaleur dans les différentes directions.

## Abstract

Any study of the thermal of electric machines aim to evaluate the temperature distribution to improve the geometry, materials or the cooling system. The finite element is one of the latest methods in this area. It provides access to unreachable experimentally points. And simulations of behavior in extreme situations do not endanger a real engine.

The objective of this thesis is to analyze the heating and heat transfer of a switched reluctance machine (SRM 6/4). In a first part, the calculation of the equation governing any thermal study was made with all its parameters: heat sources which constitute the various losses in the machine. Note that the formulation for calculating the iron losses in the MRV6 / 4 is different than other machines as well as the heat exchange coefficients, including the transfer coefficient by conduction and convection, which depends on several parameters that require sometimes simulations as the fluid velocity inside the machine.

In the second part, a study by the finite element method in two dimensions was made showing the temperature distribution in the SRM 6/4 and its evolution over time. This study showed that only a 3D model can take into account the actual thermal behavior of the machine. So in the last part, a study of the temperature distribution by the finite element method in three dimensions has been developed taking into account the heat transfer in different directions.

# **Table des matières**

<b>LISTE DES SYMBOLES.....</b>	<b>i</b>
<b>LISTE DES FIGURES ET TABLEAUX.....</b>	<b>iv</b>
<b>INTRODUCTION GENERALE .....</b>	<b>01</b>
<b>CHAPITRE I. ETAT DE L'ART</b>	
I.1 Introduction.....	05
I.2 Machine à reluctance variable.....	05
I.2.1 Avantages et inconvénients de la MRV.....	06
I.2.2 Applications actuelles des MRV.....	07
I.2.2.1 Applications dites “critiques” apparues dans la littérature.....	08
I.3 Transfert de chaleur dans les machines électriques.....	10
I.3.1 Conduction.....	10
Loi de Fourier.....	10
I.3.2 Convection.....	13
Loi fondamentale de la convection.....	14
I.3.2.1 Convection naturelle.....	14
I.3.2.2 Convection forcée.....	15
Ecoulement et nombre de Taylor.....	16
I.3.2.3 Transfert convectifs dans l’entrefer.....	17
a- Entrefer lisse.....	19
b- Entrefer encoché.....	20
I.3.3 Rayonnement.....	23
Loi fondamentale du rayonnement thermique.....	24
I.4 Equation générale de la chaleur.....	26
I.4.1 Equation de la chaleur pour un milieu homogène et isotrope.....	28
I.4.2 Conditions de transmission entre deux milieux.....	29
I.4.3 Conditions aux limites.....	29
I.5 Méthodes d'analyse du comportement thermique des machines électriques.....	30
I.5.1 Méthode du circuit thermique équivalent ou méthode Nodale.....	30
I.5.2 Méthode des éléments finis.....	35
I.5.2.1 Description.....	35

I.5.2.2 Études 2D et 3D.....	36
I.5.2.3 Étapes de modélisation par éléments finis.....	37
I.5.3 L'expérimentation.....	38
I.6 Conclusion.....	39

**CHAPITRE II. SOURCES DE CHALEUR ET COEFFICIENTS D'ÉCHANGE THERMIQUES  
DANS LA MRV6/4**

II.1 Introduction.....	41
II.2 Présentation de la machine d'étude.....	41
II.3 Equation de la chaleur.....	42
II.4 Sources de chaleur.....	43
II.4.1 Pertes Joule.....	43
II.4.2 Pertes Fer.....	44
II.4.2.1 Exemples de formes d'ondes d'induction trouvées dans une MRV6/4.....	45
II.4.2.2 Cycles mineurs.....	46
II.4.2.3 Commande en créneaux de courant - Modèle de pertes fer.....	48
II.4.2.4 Commande en créneaux de tension - Modèle de pertes fer.....	51
II.4.2.4.1 Formulation synthétique des pertes fer dans l'ensemble de la machine.....	55
II.4.2.5 Pertes fer pour la MRV6/4.....	57
II.5 Calcul des coefficients de transfert de chaleur pour la MRV6/4.....	57
II.5.1 Coefficients de conduction.....	57
II.5.2 Coefficients de convection.....	58
II.5.2.1 Convection dans l'entrefer.....	58
II.6 Conclusion.....	58

**CHAPITRE III. SIMULATION DES PHENOMENES THERMIQUES DANS LA MRV6/4  
PAR LA METHODE DES ELEMENTS FINIS EN 2D**

III.1 Introduction.....	60
III.2 Analyse des phénomènes thermiques dans la MRV6/4 par la MEF2D.....	60
III.2.1 Géométrie 2D de la machine d'étude et son maillage.....	60
III.2.2 Résultats de simulation.....	62
III.3 Calcul des coefficients de convection forcée par une deuxième méthode.....	66

III.3.1 Calcul de la vitesse du fluide dans l'entrefer de la MRV6/4 par la MEF 2D...	66
III.3.2 Simulation des phénomènes thermiques.....	71
III.4 Résultats de simulation dans le cas du coefficient de conduction $\lambda=395\text{w}/^\circ\text{C.m}$ dans les bobines.....	75
III.5 Conclusion.....	79
<b>CHAPITRE IV. SIMULATION DES PHENOMENES THERMIQUES DANS LA MRV6/4 PAR LA METHODE DES ELEMENTS FINIS EN 3D.</b>	
IV.1 Introduction.....	80
IV.2 Géométrie et maillage.....	80
IV.2.1 Résultats de simulation.....	82
IV.3 Etude de la distribution de la température dans les différentes régions.....	85
IV.4 Construction de la géométrie avec têtes de bobines.....	90
IV.4.1 Résultats de simulation.....	91
IV.5 Etude de la distribution de la température de la MRV6/4 avec refroidissement des têtes de bobines.....	95
IV.5.1 Résultats de simulation.....	96
IV.6 Conclusion.....	98
<b>CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....</b>	<b>99</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>	<b>102</b>
<b>ANNEXES.....</b>	<b>109</b>

# Liste des symboles

---

**Symboles latins**

a	Diffusivité thermique
a	Coefficient qui dépend du régime de convection et de la géométrie
b	Coefficient qui dépend du régime de convection et de la géométrie
B	Induction magnétique
c	Coefficient qui dépend du régime de convection et de la géométrie
C	Matrice des capacités thermiques
$C_p$	Capacité calorifique du fluide
$D_h$	Diamètre hydraulique
e	Largeur de l'entrefer
$e_t$	Epaisseur de tôles
$e_o$	Epaisseur du vernis isolant
$E_c$	Epaisseur de la culasse statorique
$E_{cr}$	Epaisseur de la culasse rotorique
f	Fréquence de l'induction
$f_{rot}$	Fréquence de rotation
$f_{elec}$	Fréquence électrique
$F_g$	Facteur géométrique de forme
$F_2$	Carré de la valeur efficace de la dérivée temporelle de l'induction
$F_3$	Excursion des cycles mineurs
$F_4$	Nombre de cycles mineurs
g	Force de gravitation
G	Conductance thermique
$G_r$	Nombre de Grashof
h	Coefficient de transfert thermique par convection
$h_r$	Hauteur de la dent rotorique
$h_s$	Hauteur de la dent statorique
H	Champ magnétique
K	Coefficient propre au matériau déterminé expérimentalement
$k_1$	Coefficient de longueur prenant en compte les têtes de bobines
$k_b$	Coefficient de remplissage du bobinage
$k_i$	Rapport du courant maximal sur le courant efficace
$K_f$	Coefficient propre au matériau déterminé expérimentalement
$K_{h1}$	Coefficient propre au matériau déterminé expérimentalement
$K_{h2}$	Coefficient propre au matériau déterminé expérimentalement
$L_a$	Longueur active
$L_i$	Longueur caractéristique de la surface d'échange
$n_s$	Nombre de spires
N	Vitesse de rotation
$N_r$	Nombre de dents rotoriques
$N_s$	Nombre de dents statoriques
$N_u$	Nombre de Nusselt

P	Densité de puissance
p	Nombre de pôles par phase
$P_{fer}$	Pertes fer
$P_j$	Pertes Joule
$P_m$	Périmètre mouillé
$P_r$	Nombre de Prandtl
q	Flux de chaleur
q	Nombre de phases
$r_e$	Rayon interne du stator
$r_i$	Rayon externe du rotor
$r_m$	Rayon logarithmique moyen
$R_{axe}$	Rayon de l'axe
$R_e$	Rayon du rotor
$R_{ext}$	Rayon externe du stator
$R_e$	Nombre de Reynolds
S	Surface d'échange
$S_b$	Surface du bobinage
$S_p$	L'air de la section de passage
t	Temps
T	Température
T	Période
$T_a$	Nombre de Taylor
$T_{ac}$	Nombre de Taylor critique
$T_e$	Température de l'entourage
$T_r$	Contrainte exercée par le fluide
$T_r$	Température du rotor
$T_s$	Température du stator
U	Tension d'alimentation
$U_n$	Hauteur du créneau de tension négatif
$U_p$	Hauteur du créneau de tension positif
v	Vitesse du fluide
v	Élément volumique
$v_a$	Vitesse axiale du fluide
V	Volume
$w_r$	Largeur de la dent rotorique
$w_s$	Largeur de la dent statorique

---

**Symboles grecs**

$\Phi$	Densité de flux thermique
$\Phi$	Flux magnétique
$\lambda$	Conductivité thermique
$\mu$	Viscosité dynamique du fluide
$\beta$	Coefficient de dilatation cubique du fluide
$\beta$	Coefficient du matériau déterminé expérimentalement
$\beta_s^\circ$	Largeur angulaire de la dent statorique
$\beta_r^\circ$	Largeur angulaire de la dent rotorique
$\alpha$	Coefficient propre au matériau déterminé expérimentalement
$\alpha_p$	Coefficient propre au matériau déterminé expérimentalement
$\alpha_T$	Durée temporelle des créneaux de courant
$\rho$	Densité volumique du fluide
$\rho$	Résistivité électrique
$\omega$	Vitesse angulaire du rotor
$\sigma$	Constante de Stéfan-Boltzmann
$\sigma$	Chaleur volumique
$\varepsilon$	Emissivité
$\Theta_p$	Durée du créneau positif
$\Theta_n$	Durée du créneau négatif
$\psi$	Angle d'avance par rapport à la position d'opposition

# Liste des figures et des tableaux

## Liste des figures

1	Machine à reluctance variable (MRV6/4) à double saillance.....	2
I.1	MRV utilisée dans le train à grande vitesse pour la climatisation de l'air cycle.....	8
I.2	Fonctionnent dans les environnements extrêmes.....	9
	(a) Environnement à haute température ambiante.	
	(b) Environnement humide et sale.	
I.3	Conductivité thermique équivalente radiale $\lambda_e$ (W/m/K) d'un faisceau de conducteurs noyés dans un matériau isolant (conductivité thermique est $\lambda_i$ en W/m/K) en fonction du rapport $d/\ell$ pour différentes configurations.....	12
I.4	Ecoulement laminaire stable.....	16
I.5	Ecoulement laminaire de Taylor-couette.....	17
I.6	Ecoulement de Taylor- seconde instabilité.....	17
I.7	Configurations géométriques étudiées par Gazley.....	21
I.8	Transferts de chaleur pour une coupe axiale d'une MRV.....	25
I.9	Elément différentiel avec la chaleur différentielle.....	27
I.10	Conductances thermiques d'un nœud $i$ dans un volume $V_i$ .....	32
I.11	Conductance de conduction axiale.....	34
I.12	Conductance de conduction radiale.....	34
I.13	Plan axial et radial étudié en 2D.....	36
I.14	Modules de calcul par éléments finis.....	38
II.1	Géométrie de la MRV6/4.....	42
II.2	Induction dans une zone de la culasse stator d'une MRV 6/4 pour une vitesse de 2500 tr/mn.....	45
II.3	Induction dans une zone de la denture stator d'une MRV 6/4 pour une vitesse de 2500 tr/mn.....	46
II.4	Induction dans une zone de la denture rotor d'une MRV 6/4 pour une vitesse de 2500 tr/mn.....	46
II.5	Induction avec cycles mineurs.....	47
II.6	Stratégies d'alimentation selon la vitesse de rotation.....	48
II.7	Exemples de formes d'induction lors de la commande en créneaux de courants avec $nI_{max}$ permettant d'obtenir un couple moyen de 103 Nm.....	50
II.8	Définition des paramètres de commande.....	52
III.1	Géométrie 2D de la MRV6/4 avec les différentes régions.....	61
III.2	Maillage 2D de la MRV6/4.....	61
III.3	Distribution de la température après 1h de simulation, (excitation d'une seule phase).....	63
III.4	Lignes de température après 1h de simulation, (excitation d'une seule phase).....	63
III.5	Distribution de la température après 1h de simulation, (excitation des trois phases).....	64

---

III.6	Lignes de température après 1h de simulation, (excitation des trois phases).....	64
III.7	Evolution de la température en fonction du temps.....	65
III.8	Division de la géométrie de la MRV6/4.....	67
III.9	Maillage des deux parties effectué dans Fluent.....	68
III.10	Vitesse du fluide à l'intérieur de l'entrefer.....	68
III.11	Zoom de la première partie.....	69
III.12	Zoom de la deuxième partie.....	69
III.13	Régions pour le calcul du coefficient « h ».....	70
III.14	Distribution de la température après 1h de simulation, (excitation d'une phase).....	72
III.15	Lignes de température après 1h de simulation, (excitation d'une phase).....	72
III.16	Distribution de la température après 1h de simulation, (excitation des trois phases).....	71
III.17	Lignes de température après 1h de simulation, (excitation des trois phases).....	73
III.18	Evolution de la température en fonction du temps.....	73
III.19	Evolution de la température en fonction du temps pour les deux cas (excitation des trois phases).....	74
III.20	Distribution de la température après 1h de simulation, (excitation d'une phase).....	76
III.21	Lignes de température après 1h de simulation, (excitation d'une phase).....	76
III.22	Distribution de la température après 1h de simulation, (excitation des trois phases).....	77
III.23	Lignes de température après 1h de simulation, (excitation des trois phases).....	77
III.24	Evolution de la température en fonction du temps pour un coefficient de conduction de 395w/m.°C.....	78
III.25	Evolution de la température en fonction du temps pour les deux coefficients de conduction (excitation des trois phases).....	78
IV.1	Géométrie de la MRV6/4 en 3D.....	81
IV.2	¼ de la géométrie de la MRV6/4 en 3D.....	81
IV.3	Maillage du ¼ de la MRV6/4 en 3D.....	82
IV.4	Distribution de la température après 1h de simulation (anisotrope).....	83
IV.5	Lignes de température après 1h de simulation (anisotrope).....	83
IV.6	Distribution de la température après 1h de simulation isotrope 395w/m.°C..	84
IV.7	Evolution de la température en fonction du temps.....	84
IV.8	distribution de la température dans le Stator après 1h de simulation.....	85
IV.9	Lignes de température dans le stator après 1h de simulation.....	86

---

IV.10	Evolution de la température en fonction du temps dans le stator pour trois points différents.....	86
IV.11	distribution de la température dans le Rotor après 1h de simulation.....	87
IV.12	Lignes de température dans le rotor après 1h de simulation.....	87
IV.13	Evolution de la température en fonction du temps dans le rotor pour trois points différents.....	88
IV.14	Distribution de la température dans la Bobine après 1h de simulation.....	88
IV.15	Evolution de la température en fonction du temps dans la bobine pour trois points différents.....	89
IV.16	Sens de la propagation de la température dans la Bobine.....	89
IV.17	Transformation effectuée au niveau d'une encoche.....	90
IV.18	Transformation de la géométrie de la MRV6/4 en 2D.....	91
IV.19	Création de la tête de bobine.....	91
IV.20	Géométrie de la bobine.....	92
IV.21	Maillage de la bobine.....	92
IV.22	Géométrie du ¼ de la MRV6/4 en 3D avec têtes de bobines.....	92
IV.23	Maillage du ¼ de la MRV6/4 avec têtes de bobines.....	93
IV.24	Distribution de la température dans la Bobine après 1h de simulation.....	93
IV.25	Lignes de température dans la bobine après 1h de simulation.....	94
V.26	Distribution de la température dans la machine avec têtes de bobines après 1h de simulation.....	94
IV.27	Lignes de température dans la machine avec têtes de bobines après 1h de simulation.....	95
IV.28	Surfaces de convection des têtes de bobines.....	96
IV.29	Distribution de la température dans la machine après 1h de simulation.....	96
IV.30	Lignes de température dans la machine après 1h de simulation.....	97
IV.31	Evolution de la température en fonction du temps pour deux points 1 et 2 du bobinage.....	97

---

**Liste des tableaux**

I.1	Analogie thermoélectrique.....	30
II.1	Dimensions de la MRV6/4.....	42
II.2	Données nécessaires pour le calcul des pertes Joule.....	44
II.3	Récapitulatif pour le calcul des densités de pertes fer dans les quatre parties de la MRV6/4.....	51
II.4	Densités de pertes fer dans la denture statorique.....	54
II.5	Densités de pertes fer dans la culasse statorique.....	54
II.6	Densités de pertes fer dans la denture rotorique.....	54
II.7	Conductivité thermiques Radiale et axiale pour chaque région.....	57
III.1	Capacité calorifique et masse volumique des matériaux de chaque région.....	62
III.2	Valeurs des caractéristiques des différentes régions.....	70

# **Introduction générale**

La conception des machines électriques a connu un très grand développement, principalement avec l'avènement des outils informatiques et fait intervenir plusieurs études. En respect avec le développement durable, la conception optimale des machines électriques impose de tenir compte simultanément d'un grand nombre de phénomènes physiques que ce soit en termes de performances attendues ou en termes de contraintes à respecter. Leur dimensionnement tient compte des objectifs électriques, mais répond également à des contraintes thermiques. L'optimum électromagnétique seul est bien souvent un non sens thermique et inversement, sans parler du bruit et des vibrations émises.

L'échauffement des machines électriques est une conséquence du fonctionnement car la transformation de l'énergie s'accompagne souvent de pertes de divers types (Joule, hystérésis, courants de Foucault, mécaniques). L'élévation de la température peut accélérer le vieillissement de certaines parties de la machine. Au-delà d'une température critique une augmentation de la température de 6 à 10 °C peut réduire de moitié la durée de vie d'une machine électrique [1] et une température élevée maintenue prolongée peut endommager le système d'isolation des enroulements. La conception des machines destinées à être alimentées par des convertisseurs statiques rend le problème encore plus aigu.

L'application d'un ventilateur peut refroidir certaines parties des machines et prolonger leur durée de vie. Cependant, l'espace nécessaire pour l'entretien d'un ventilateur ne peut pas être prévu dans les petites machines. Un autre inconvénient est que le coût des machines comprenant un système de ventilation peut atteindre jusqu'à 60% plus élevé que le coût des machines à aucun système de ventilation [2]. Il est donc important de pouvoir proposer des méthodologies ou modélisation thermique des machines électriques par des méthodes analytiques, numériques et expérimentales dans le but de comprendre, identifier et maîtriser les paramètres de refroidissement.

La machine à reluctance variable n'a jamais connu de développement jusqu'à ces dernières décennies. Ceci est dû à différentes raisons tels que leurs couples pulsatoires importants et leur alimentation spéciale. Dans le domaine des actionneurs électriques, elle a occupé et occupe encore des créneaux bien particuliers. Les enroulements d'alimentation et éventuellement d'excitation sont placés uniquement au stator.

Les pertes joule et une partie des pertes fer s'y trouvent alors localisées [3]. Technologiquement cette machine est simple. Le rotor ne comportant aucun conducteur, a un coût de fabrication réduit et une grande robustesse permettant d'atteindre des vitesses de rotation élevées [4, 5]. Son fonctionnement au-dessus de la région de saturation magnétique, augmente sa puissance de sortie [6, 7].

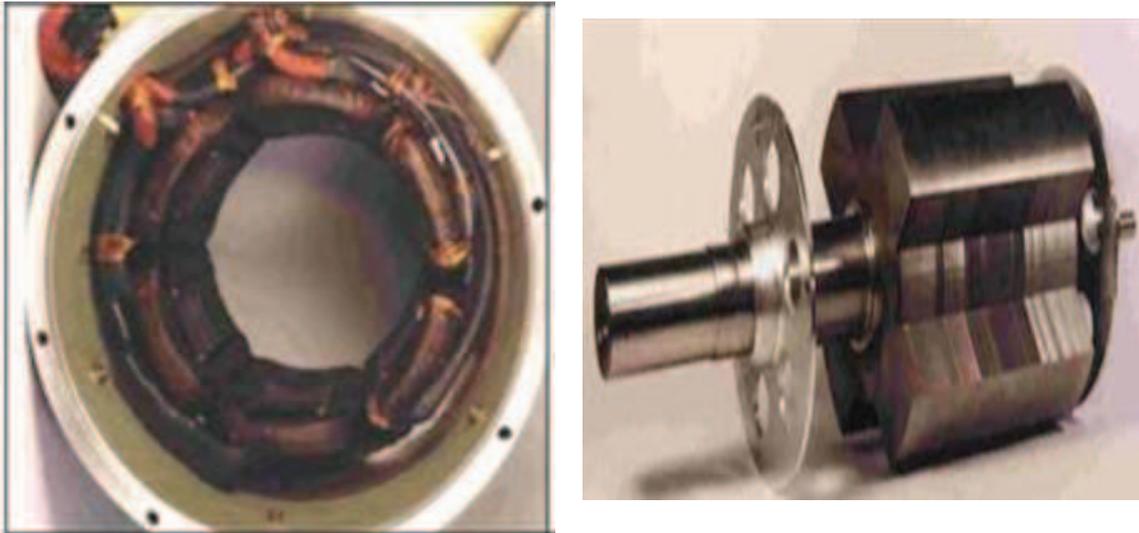


Figure 1 : Machine à reluctance variable à double saillance (6/4)

Dans la conception optimale de la machine à reluctance variable, beaucoup de travaux ont été réalisés pour l'optimisation électromagnétique, tandis que d'autres aspects, dont l'aspect thermique ont été plutôt peu abordés. Le travail présenté dans cette thèse s'intéresse plus particulièrement à l'étude du comportement thermique d'une machine à reluctance variable à double saillances (MRV6/4), dont le nombre de dents statoriques et rotoriques sont respectivement 6 et 4 (figure 1 [8]) et ne comportant pas de système de ventilation.

Pour une analyse thermique complète de la (MRV6/4), la connaissance des sources de chaleur et des coefficients d'échange thermique dans ses différentes parties devient primordiale. C'est dans cette optique que plusieurs études ont été menées, utilisant la méthode du circuit thermique équivalent [9, 10, 11, 12]. Bien qu'elle soit ancienne, cette méthode est toujours utilisée dans les calculs thermiques des machines électriques. Elle donne des résultats fiables comparés à ceux obtenus expérimentalement.

La méthode des éléments finis en deux et trois dimensions [13, 14, 15] est également utilisée. C'est une méthode numérique en plein essor. L'avantage de cette méthode est qu'elle permet d'avoir accès à des points non atteignables expérimentalement. De même, les simulations de comportements en situations extrêmes (fortes charges et conditions d'ambiance sévères) ne mettent pas en danger une machine réelle. Seulement, dans toutes ces études certaines données ne sont pas prises en considération. Pour les sources de chaleur, les pertes fer sont parfois négligées ou bien calculées en utilisant les formulations classiques où l'on considère que l'induction magnétique a une forme sinusoïdale. Ce qui n'est pas le cas dans cette machine. Par ailleurs, le coefficient de transfert thermique par convection pour un entrefer encoché (cas de la MRV6 /4) n'a pas été suffisamment abordé.

Dans ce présent travail nous allons utiliser la méthode des éléments finis (MEF) en 2D et 3D pour faire l'analyse thermique de la MRV6/4. Notre contribution principale est d'apporter des éléments de réponse à quelques problèmes non résolus dans ce domaine. Particulièrement pour le calcul des sources de chaleur et des coefficients de transfert thermique où des couplages entre des calculs analytiques et numériques par MEF seront effectués. De plus une étude par MEF 3D de la machine avec têtes de bobines qui est une étude peu abordée sera menée pour s'approcher plus du modèle réel.

Ce document s'articule autour de quatre chapitres décrits ci dessous précédés d'une introduction générale :

- Le premier chapitre est destiné à l'état de l'art. En premier lieu, la machine à reluctance variable sera présentée avec ses avantages et ses inconvénients ainsi que ses différentes applications. Par la suite la description en détail des différents modes de transmission de chaleur est donnée, en essayant de montrer où se localise chacun d'eux dans la MRV6/4 et l'équation de la chaleur sera développée. Enfin, les méthodes utilisées pour l'analyse du comportement thermique des machines électriques seront exposées.

- Le deuxième chapitre sera consacré au calcul des paramètres de l'équation régissant tout calcul thermique, notamment le calcul des sources de chaleur (pertes cuivre et pertes fer) où sont utilisées des méthodes analytiques développées pour cette machine.

L'analyse des phénomènes thermique ne peut être menée sans le calcul des coefficients de transfert de chaleur dans la MRV6/4. Ceux-ci dépendent de plusieurs paramètres qu'il faut prendre en considération. Ce qui fera l'objet de la deuxième partie de ce chapitre.

- Dans le troisième chapitre, le code de calcul FLUX2D sera utilisé pour l'analyse des phénomènes thermiques de la MRV6/4 par la méthode des éléments finis en 2D. Les résultats de calcul du chapitre II seront utilisés comme données. Pour les conditions aux limites par convection appliquées dans l'entrefer de la machine, deux cas seront utilisés. Dans le premier, nous allons utiliser les coefficients calculés analytiquement au chapitre II. Pour le deuxième cas, nous allons faire le calcul de la vitesse du fluide dans l'entrefer par la MEF2D en utilisant le logiciel Ansys-Fluent. Celle-ci nous permettra de déterminer les conditions aux limites par convection dans la machine par une deuxième méthode de calcul. En fin, une comparaison des résultats de l'étude thermique obtenus pour les deux cas sera présentée.

-Quoique lourde à mettre en œuvre (construction de la géométrie de la machine en 3D, détermination des coefficients de transfert de chaleur...), seule une modélisation 3D peut rendre compte du comportement thermique réel de la machine. Nous allons dans le quatrième chapitre faire l'étude thermique de la MRV6/4 par la méthode des éléments finis en 3D utilisant le logiciel d'éléments finis FLUX3D. Nous allons mettre en relief l'effet des transferts thermiques dans les différentes directions dans toutes les régions de la machine.

-Finalement, une conclusion générale de ces travaux est présentée et des perspectives seront abordées.

# **Chapitre I**

## **Etat de l'art**

## I.1 Introduction

Toute étude thermique des machines électriques a pour objectif l'évaluation de la distribution de la température pour améliorer les matériaux, la géométrie, ou le système de refroidissement et permettre d'éviter les régimes de fonctionnement qui détériorent la machine et diminuent sa durée de vie.

Dans la première partie de ce chapitre, nous allons faire la présentation de la machine à reluctance variable avec ses avantages et ses inconvénients ainsi que ses applications. Comme pour tout actionneur, la machine à reluctance variable pendant son fonctionnement s'échauffe. Elle est donc le siège de trois modes essentiels de transfert thermique : la conduction, la convection et le rayonnement. Il est très important d'exposer en détail ces modes de transfert de chaleur à fin de localiser chaque mode dans les différentes régions de la MRV.

L'étude du comportement thermique des machines électriques, et en particulier, de la machine à reluctance variable est un problème crucial qui fait appel à différentes méthodes que nous présenterons dans la fin de ce chapitre. Nous essayerons de dégager les avantages et les inconvénients de chaque méthode de la bibliographie existant sur ce sujet.

## I.2 Machine à reluctance variable

Si le moteur à réluctance variable, par principe fortement inductif, se trouvait considérablement handicapé par la commutation mécanique de ses courants –celle-ci constituant un facteur évident de limitation de la puissance– il n'a cependant jamais complètement disparu. Son intérêt résidait dans ses qualités de simplicité et de robustesse. Ainsi, il a actionné des systèmes d'horlogerie [16] (horloge Froment, 1854), des jouets (petits moteurs Froment monophasés) vers 1900-1910, des dispositifs de transmission électrique [17, 18] (1920, synchromachines dans les bateaux de guerre), des rasoirs (Remington) ou encore, des tourne-disques 78 tr/mn (moteurs à rotor extérieur construits par les Etablissements Ragonot) [19]. Ces moteurs étaient soit de type pas à pas, soit autopilotés mécaniquement, soit synchrones selon les contraintes de fonctionnement et le principe d'alimentation retenu.

Le principe de réluctance variable a été également choisi pour la génération de courants hautes fréquences (de quelques kHz à 20 kHz) dans l'alimentation de fours à induction et dans l'émission des ondes radio [16]. On bénéficiait, dans ce dernier cas, d'une part, de la facilité d'obtenir un grand nombre de pôles grâce à un rotor denté passif et, d'autre part, de l'absence de collecteur [20].

Les MRVs ont connu de nouveaux développements depuis une trentaine d'années, d'une part comme dispositifs d'entraînement lents à couple élevé, et d'autre part, en association avec des alimentations électroniques de puissance, au sein de systèmes où elles ont pour rôle d'effectuer une conversion électromécanique ou de transmettre une information (par exemple information de position, au moyen d'un moteur pas-à-pas). A l'heure actuelle, les dispositifs à commutation destinés aux entraînements à grande vitesse de rotation utilisent fréquemment des machines à réluctance variable [21].

### **1.2.1 Avantages et inconvénients de la MRV [22]**

Les caractéristiques en détail des MRV sont mentionnées dans les références [23, 24, 25]. Dans ce qui suit, nous allons donner en bref quelques unes de leurs caractéristiques:

- Structure rotorique simple, robuste, sans bobinage ni conducteurs rotorique ou aimants permanents. Du point de vue mécanique, le moment d'inertie d'une MRV est faible, typiquement la moitié de celui d'une machine asynchrone avec le même rayon externe du rotor. Ce qui permet une accélération élevée. Du point de vue thermique, les pertes rotoriques faibles conduisent à un simple système de refroidissement.
- Excellentes performances dans des environnements extrêmes. Elles sont souhaitables pour des applications à haute température, haute vitesse.
- Grande capacité de surcharge de courte durée. Ceci est limité seulement par la température maximale dans les bobines et la saturation magnétique des matériaux magnétiques. Par conséquent, elles peuvent produire de hauts couples de démarrage ou/et de l'accélération.
- Potentiellement, faible coût de fabrication et de maintenance, malgré l'exigence relativement élevée de la fabrication due à leurs faibles épaisseurs de l'entrefer.

- Fonctionnement dans une large plage de puissance constante. Leurs efficacités peuvent être maintenues au delà de la vitesse de base. Par conséquent, elles ont les aptitudes pour les applications telles que les véhicules hybrides ou électriques.
- Alimentation de chaque phase est indépendante pour les MRV conventionnelles. L'ouverture ou le court-circuit d'une phase influence peu les autres phases. Ainsi, la fiabilité d'une MRV est élevée.

Néanmoins, les MRV possèdent quelques inconvénients, qui limitent leurs applications dans l'industrie. Les inconvénients principaux cités dans la littérature sont les suivants :

- L'ondulation de couple, les vibrations ainsi que les bruits acoustiques relativement plus élevés que les machines asynchrones et les machines à aimants permanents. Mais il y a heureusement déjà plusieurs méthodes de compensations actives [26, 27, 28] ou passives [29, 30, 31] pour diminuer les vibrations et les bruits acoustiques.
- Alimentations en courant unidirectionnel est préférable dans les MRV conventionnelles, ce qui nécessite souvent des convertisseurs non-standards. Pourtant, pour différentes applications, des convertisseurs bipolaires (demi-pont ou pont complet) ont aussi vu le jour [32].
- Le bon fonctionnement à faible vitesse demande un profil complexe de l'onde du courant et des mesures précises de la position du rotor.

### **I.2.2 Applications actuelles des MRV**

Après deux décennies de recherche sur la minimisation des vibrations et des bruits acoustiques, cet inconvénient majeur de la MRV est limité à un niveau acceptable pour les applications industrielles. Avec leur simplicité et leur tolérance aux défauts, les MRV ont été appliquées dans nombreuses applications industrielles [22].

Les MRV sont disponibles pour les petites et moyennes puissances (de quelques Watts à quelques centaines de kilowatts) [33]:

- Mécanismes motorisés pour un emploi général,
- Applications spécifiques : compresseurs, ventilateurs, pompes, centrifugeuses, équipements médicaux...

- Appareils ménagers : robots ménagers, lave-linge, lave-vaisselle, horlogerie, jouets...
- Equipements aéronautiques et aérospatiaux : avionique et appareillage à bord des navettes spatiales, fusées...
- Automatismes industriels : servomécanismes, actionneurs, positionnement...
- Equipements informatiques et bureautiques : impression, ventilateur, têtes de lecture.

### I.2.2.1 Applications dites “critiques” apparues dans la littérature [22]

**Haute vitesse.** Le premier train à grande vitesse équipé de la MRV est un train allemand : **ICE3** (figure I.1 [24]). La MRV est utilisée pour la climatisation de « l'air cycle » dans le train, dont la puissance et la vitesse nominales sont respectivement 40 kW et  $3 \cdot 10^4$  tr/min. Une autre MRV à vitesse ultra élevée est conçue par Morel et Al [34], dans laquelle une nouvelle structure de rotor est proposée afin d'augmenter la rigidité mécanique du rotor et, une vitesse maximale de  $2 \cdot 10^5$  tr/min est atteinte.

**Environnement extrême :** haute température ambiante, humide, sale, etc. L'une des applications à haute température de la MRV est illustrée à la figure (I-2-a). C'est une machine ayant 12 dents statoriques et 8 dents rotoriques, dont le diamètre externe et la longueur active sont respectivement de 145 mm et de 125 mm et la puissance active est de 7,3 kW.

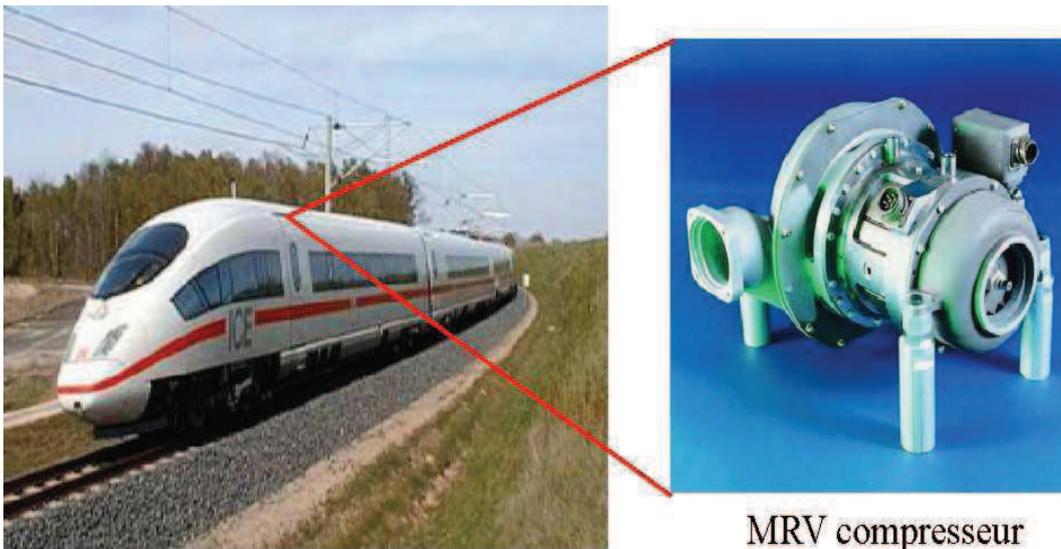
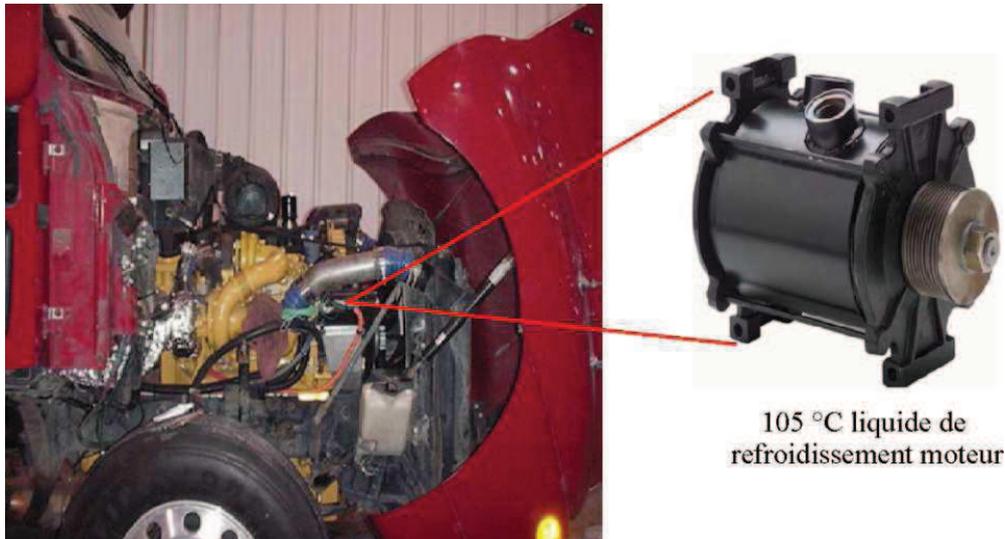
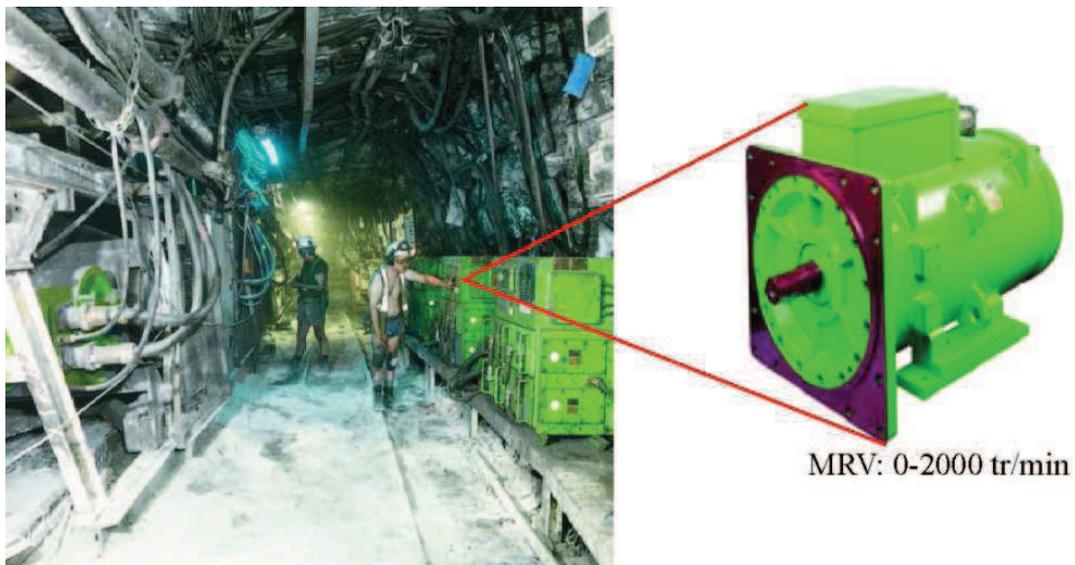


Figure I.1 MRV utilisée dans le train à grande vitesse pour la climatisation de « l'air cycle »

L'une des applications de la MRV dans les environnements humides et sales est illustrée à la figure (I.2.b). La MRV utilisée comme la transporteuse de charbon dans la mine de Selby au Royaume-Uni. La vitesse de la machine varie de 0 à 2000 tr/min et la puissance nominale est de 300kW.



(a) Environnement à haute température ambiante



(b) Environnement humide et sale

Figure I.2 Fonctionnement dans les environnements extrêmes

## I.3 Transfert de chaleur dans les machines électriques

On peut définir le transfert thermique entre deux corps comme étant le transfert d'énergie qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. On distingue habituellement trois différents modes de transmission : par conduction, par convection et par rayonnement. Ces trois modes sont régis par des lois bien spécifiques.

### I.3.1 Conduction

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur (ou l'échange d'énergie interne) provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux, ou encore entre deux milieux en contact physique ; il n'y a pas de déplacement appréciable de molécules.

La conduction est le seul mécanisme intervenant dans le transfert de chaleur dans un solide homogène, opaque et compact. Dans les fluides, elle joue aussi un rôle important, mais elle est presque toujours combinée à la convection et parfois au rayonnement.

#### Loi de Fourier [35]

Il existe une relation linéaire entre la densité de flux thermique et le gradient de température : en tout point d'un milieu, isotrope la densité de flux  $\varphi$  est proportionnelle à la conductivité thermique  $\lambda$  du milieu et au gradient de température.  $S$  étant la surface d'échange.

$$\varphi = -\lambda \cdot S \cdot \frac{\partial T}{\partial X} \quad (\text{I.1})$$

Le signe moins (-) provient de ce que l'on désire, par convention, que  $\varphi$  soit positif quand la chaleur s'écoule vers les  $x$  positifs, ce qui correspond à un gradient négatif (car la chaleur s'écoule vers les basses températures).

Pour un milieu isotrope, la conductivité thermique  $\lambda$  est une grandeur scalaire positive, caractéristique du milieu, fonction en général de point  $M$  et de  $T$  (figure I.9). Pour un milieu isotrope et homogène,  $\lambda$  ne dépend que de  $T$ . Dans de nombreux cas pratiques, les écarts de température ne sont pas très élevés. On peut considérer, avec une précision suffisante,  $\lambda$  comme une constante pour un milieu donné.

Dans le cas des machines électriques, la conductivité des matériaux est relativement bien connue, à l'exception peut-être de celle des tôles magnétiques. En effet, un empilement de tôles constitue le stator et le rotor. La conductivité thermique selon la direction ortho-radiale est connue et correspond à celle de l'acier constituant les tôles. La situation est différente pour la direction axiale. Les tôles sont relativement minces pour éviter la création de courants de Foucault. De plus, celles-ci sont imprégnées, ce qui crée une résistance thermique difficile à évaluer. La conductivité thermique axiale du paquet de tôles sera alors plus faible que celle ortho-radiale [36]. Pour la calculer, nous pouvons utiliser la formule suivante [37]:

$$\frac{e_t + e_o}{\lambda_{eq}} = \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{e_o}{\lambda_o} \quad (I.2)$$

Où  $e_t$  et  $e_o$  sont respectivement l'épaisseur de la tôle et du vernis isolant et  $\lambda_t$  et  $\lambda_o$  sont les conductivités thermiques de ces deux matériaux.

Ceci est à l'opposé du cas des bobinages, dans lesquels la conductivité thermique axiale est similaire à celle du cuivre pur ( $\lambda_{axiale} = 400 \text{ W/m/K}$ ) tandis que la conductivité thermique radiale est significativement plus faible ( $\lambda_{radiale} < 1 \text{ W/m/K}$ ). Par voie de conséquence, en raison de cette différence des conductivités thermiques entre les deux directions, la température maximale se trouve souvent aux têtes de bobines [38].

L'expression de la conductivité thermique équivalente axiale est donnée comme suit: [39, 40] :

$$\lambda_{axiale} = \frac{\lambda_{cuivre} S_{cuivre} + \lambda_{email} S_{email} + \lambda_{vernis} S_{vernis} + \lambda_{air} S_{air}}{S_{cuivre} + S_{email} + S_{vernis} + S_{air}} \quad (I.3)$$

Où  $\lambda_i$  et  $S_i$  sont respectivement la conductivité thermique et la surface dans la direction radiale du cuivre, de l'émail, du vernis et de l'air dans l'encoche. La conductivité thermique du cuivre est au moins 400 fois plus élevée que celle des autres composants, la conductivité thermique axiale ne dépend donc quasiment que de celle du cuivre et du taux de remplissage.

Dans la référence [41], les auteurs ont calculé les conductivités thermiques équivalentes radiales des faisceaux de conducteurs ; leurs différentes configurations sont illustrées à la figure I.3. Deux types de conducteurs sont étudiés, dont les formes sont cylindriques ou rectangulaires. D'après les résultats, pour augmenter la conductivité thermique équivalente radiale dans les encoches statoriques, il est souhaitable d'utiliser des conducteurs rectangulaires en minimisant la distance inter-conducteurs (augmenter le taux de remplissage, par exemple) (voir la courbe III sur la figure I.3) [22].

Plusieurs chercheurs ont essayé de trouver des expressions analytiques génériques de la conductivité thermique équivalente radiale. Parmi eux, les auteurs dans la référence [42] ont trouvé une corrélation entre la conductivité thermique équivalente radiale ( $\lambda_{radiale}$ ), la surface de l'encoche ( $S_{encoche}$ ), la longueur active ( $L_a$ ) et le coefficient de remplissage ( $K_b$ ) comme ci-dessous :

$$\lambda_{radiale} = 0.2425[(1 - K_b) \cdot S_{encoche} \cdot L_a]^{-0.04269} \quad (I.4)$$

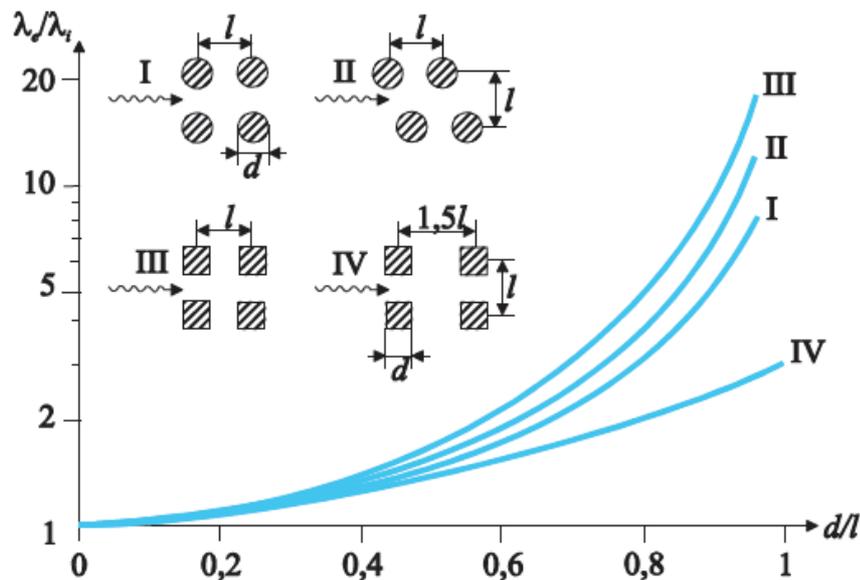


Figure I.3 Conductivité thermique équivalente radiale  $\lambda_e$  (W/m/K) d'un faisceau de conducteurs noyés dans un matériau isolant (conductivité thermique est  $\lambda_i$  en W/m/K) en fonction du rapport  $d/l$  pour différentes configurations [22, 39]

Pour les machines électriques à faible puissance, la méthode proposée nous permet d'obtenir des résultats satisfaisants. En revanche, pour les machines électriques de puissance élevée, la présence de circulation de fluide au cœur des conducteurs interdit cette globalisation dans la représentation du bobinage [22].

L'arbre et le carter sont souvent massifs, la conductivité thermique radiale et celle axiale sont identiques.

### **I.3.2 Convection**

La convection est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide liquide ou gazeux. Ce mode de transmission se trouve dans l'échange qui a lieu entre une paroi et un fluide. En réalité, il s'agit d'une combinaison du phénomène de conduction avec celui d'un transfert de matière. La paroi, (supposée chaude, par exemple) cède, par une conduction, de la chaleur au fluide adjacent qui la transmet de couche en couche, dans une direction perpendiculaire à la paroi toujours par conduction.

En outre le mouvement du fluide permet à l'énergie ainsi accumulée de s'écouler vers les régions les plus froides. Si le mouvement est « turbulent », un brassage énergétique des particules de fluide en mouvement permet un transport d'énergie considérable, dans la direction perpendiculaire à la paroi.

On distingue la convection forcée et la convection naturelle (libre). Dans la première, le mouvement du fluide est dû à l'action d'une pompe, d'un ventilateur ou d'une cheminée placée dans le circuit. Dans la deuxième, le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles mêmes dues à des différences de températures existantes dans le fluide [42].

Le transfert de chaleur par convection dans les machines électriques se fait entre les surfaces solides de la machine et le milieu fluide, dans ou autour de la machine : entre la surface externe du rotor et l'entrefer, entre la surface interne du stator et l'entrefer, entre la surface externe du stator et l'environnement ainsi qu'entre les têtes de bobines et le fluide environnant.

### Loi fondamentale de la convection [43]

Le phénomène global de la convection, peut s'exprimer sous la forme suivante :

$$\varphi = h.S.(T - T_e) \quad (I.5)$$

Où :

$h$  : coefficient de transfert thermique [ $\text{w}/\text{m}^2.\text{°C}$ ].

$S$  : aire de la section traversée par le flux de chaleur [ $\text{m}^2$ ].

$T_e$  : Température de l'entourage (fluide) [ $\text{°C}$ ].

$T$  : Température de la surface du corps [ $\text{°C}$ ].

Cette équation est appelée loi de Newton. La relation donnant le coefficient d'échange par convection est exprimée par :

$$h = \frac{\lambda.N_u}{D_h} \quad (I.6)$$

Où :

$N_u$  : nombre de Nusselt.

$\lambda$  : Conductivité thermique du fluide [ $\text{W.m}^{-1}.\text{C}^{\circ-1}$ ].

$D_h$  : Diamètre hydraulique [ $\text{m}$ ] qui est défini par la relation suivante :

$$D_h = \frac{4.S_p}{P_m} \quad (I.7)$$

$S_p$  étant l'aire de la section de passage et  $P_m$  le périmètre mouillé.

La valeur du nombre de Nusselt dépend du type de convection naturelle ou forcée.

#### I.3.2.1 Convection naturelle.

La forme générale de la corrélation pour la convection naturelle est la suivante:

$$N_u = a(G_r.P_r)^b \quad (I.8)$$

$$P_r = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad \text{Nombre de Prandtl} \quad (\text{I.9})$$

Où :

$C_p$  : Capacité calorifique du fluide [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{C}^{\circ-1}$ ],

$\mu$  : Viscosité dynamique du fluide [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ ].

$$G_r = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot \rho^2 \cdot L^3}{\mu^2} \quad \text{Nombre de Grashof} \quad (\text{I.10})$$

Où :

$\beta$  : Coefficient de dilatation cubique du fluide [ $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ],

$g$  : Force de gravitation [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ],

$\Delta T$  : Différence de température entre la surface et le fluide [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$L$  : Hauteur ou diamètre géométrique [ $\text{m}$ ].

### I.3.2.2 Convection forcée

La forme générale de la corrélation pour la convection forcée est :

$$N_u = a \cdot (R_e)^b \cdot (P_r)^c \quad (\text{I.11})$$

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu} \quad \text{Nombre de Reynolds} \quad (\text{I.12})$$

Où :

$\rho$  : Densité volumique du fluide [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$v$  : Vitesse du fluide [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$a$ ,  $b$  et  $c$  sont des coefficients qui dépendent du régime de convection et de la géométrie.

Dans le cas d'une convection forcée, le paramètre permettant de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est le nombre de Reynolds. Pour une géométrie annulaire simple, on préfère souvent utiliser le nombre de Taylor au lieu du nombre de Reynolds. C'est donc cette modélisation qui est le plus souvent retrouvée pour l'étude des transferts thermiques dans l'entrefer des machines électriques [1].

### Écoulement et nombre de Taylor [36]

L'écoulement entre deux cylindres coaxiaux (l'un fixe, l'autre tournant) a été largement étudié dans la littérature. Il fait encore l'objet de nombreuses recherches par son intérêt dans le domaine des instabilités. Pour de faibles vitesses angulaires, l'écoulement de base est stationnaire, axisymétrique et invariant par translation verticale. Il est constitué de vortex axiaux contrarotatifs (Figure I.4).

Au-delà d'une certaine vitesse de rotation critique, l'énergie transmise au fluide par la rotation du cylindre intérieur produit deux écoulements rotationnels : un mouvement global circonférentiel et la formation de tourbillons de Taylor répartis uniformément le long de l'axe des cylindres sous forme de tores. Cet écoulement, illustré en Figure I.5, est appelé écoulement laminaire de Taylor-Couette. Dans ce type d'écoulement, une seconde instabilité peut apparaître avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Celle-ci se manifeste sous la forme d'une oscillation circonférentielle, ce qui rompt la symétrie cylindrique : les frontières entre tourbillons oscillent à une certaine fréquence (Figure I.6).

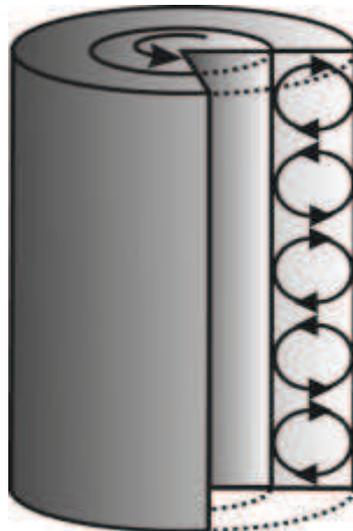


Figure I.4 Ecoulement laminaire stable

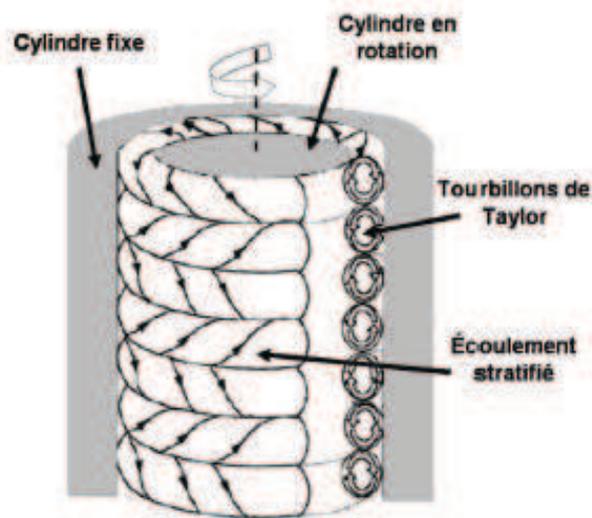


Figure I.5 Ecoulement laminaire de Taylor-couette

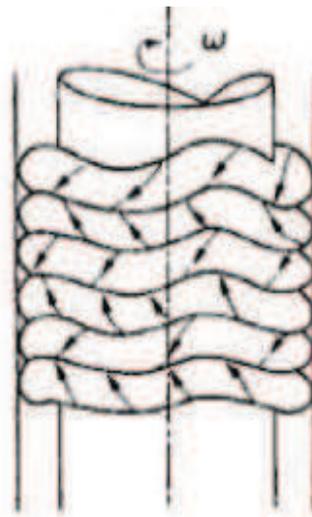


Figure I.6 Ecoulement de Taylor- seconde instabilité

### I.3.2.3 Transfert convectifs dans l'entrefer

L'entrefer est le siège d'un écoulement de rotation, il existe plusieurs corrélations qui permettent de définir le nombre de Nusselt suivant la configuration de l'entrefer. La formulation de ce nombre peut être différente selon les auteurs et fait souvent intervenir le carré de la vitesse de rotation. De manière générale, le nombre de Taylor s'exprime sous la forme [39] :

$$T_a = \frac{\omega^2 \cdot r_m \cdot e^3}{v^2 \cdot F_g} \quad (\text{I.13})$$

$e$  : Largeur de l'entrefer [m],

$r_m$  : Rayon logarithmique moyen [m].

$$r_m = \frac{e}{\text{Ln}\left(\frac{r_e}{r_i}\right)} \quad (\text{I.14})$$

$\omega$  : vitesse angulaire du rotor [ $\text{rd.s}^{-1}$ ]

$r_e$  et  $r_i$  sont respectivement les rayon interne du stator et rayon externe du rotor.

$F_g$  est un facteur géométrique qui permet de tenir compte du rapport de forme de l'espace annulaire. Sa valeur est très proche de l'unité pour un entrefer étroit, défini par l'expression :

$$F_g = \left(\frac{\pi^4}{1697P}\right) \left(\frac{r_i + r_e}{2r_i}\right) \quad (\text{I.15})$$

Avec

$$P = 0.0571 \left(1 - 0.652 \left(\frac{e}{r_i}\right)\right) + 0.00056 \left(1 - 0.652 \left(\frac{e}{r_i}\right)\right)^{-1} \quad (\text{I.16})$$

Le nombre de Nusselt permettant de calculer le coefficient de convection dépend de la valeur de Taylor. La nature de l'écoulement est laminaire et la vitesse de rotation n'influence pas la valeur du coefficient d'échange jusqu'à une valeur critique du nombre de Taylor. Au de là de cette valeur, l'écoulement bascule du régime laminaire au régime turbulent et la valeur de Nusselt dépend de la vitesse de rotation.

**a- Entrefer lisse**

Dans le cas d'un entrefer lisse, la valeur critique du nombre de Taylor est voisine de 1700 et les corrélations permettant de calculer le nombre Nusselt dans ce cas sont [36]:

$$T_a < 1700$$

$$N_u = \frac{h \cdot 2e}{\lambda} = 2 \quad (\text{I.17})$$

$$1700 < T_a < 12000$$

$$N_u = 0.128 T_a^{0.367} \quad (\text{I.18})$$

$$12000 < T_a < 4.10^6$$

$$N_u = 0.409 T_a^{0.241} \quad (\text{I.19})$$

Pour les machines à hautes vitesses ( $N > 10^4 \text{tr/min}$ ), les ventilateurs sont souvent utilisés pour fournir des fluides axiaux afin de refroidir l'entrefer de la machine. En raison de ce fort fluide axial, le régime de l'écoulement est turbulent, la relation entre le nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds ( $Re$ ) ainsi que le nombre de Prandtl ( $Pr$ ) peut s'établir par [38]:

$$N_u = 0.0214 (R_e^{0.8} - 100) P_r^{0.4} \left[ 1 + \left( \frac{D_h}{L_a} \right)^{0.66} \right] \quad (\text{I.20})$$

La vitesse moyenne du fluide dans l'entrefer est donnée par l'équation (I.21).  $v_a$  étant la vitesse axiale du fluide.

$$v = \sqrt{\left( \frac{\omega \cdot R_e}{2} \right)^2 + v_a^2} \quad (\text{I.21})$$

$$D_h = \sqrt{\frac{8}{3}} \cdot e \quad \text{Diamètre hydraulique} \quad (\text{I.22})$$

### **b- Entrefer encoché**

La configuration d'un entrefer encoché (cas d'une machine à reluctance variable) a été relativement peu étudiée dans la littérature. De part la diversité des configurations expérimentales (nombre d'encoches, dimensions de celles-ci, localisation au rotor et/ou au stator, dimensions du cylindre, taille d'entrefer, etc...), il est considérablement difficile de comparer les différents travaux disponibles dans la littérature.

L'une des premières études traitant des entrefers rainurés a été menée par Gazley [44]. Ce dernier a utilisé diverses géométries (Figure I.7) dans les mêmes conditions d'étude que pour les entrefers lisses. Dans ses résultats expérimentaux, il a montré que lorsque le régime de fluide est laminaire, la présence des rainures au rotor ou/et au stator a tendance à diminuer le transfert de chaleur. Plus précisément, si les encoches se trouvent au rotor, cette réduction est d'environ 10% par rapport à celui de l'entrefer lisse. Si les encoches se trouvent au rotor et au stator, cette réduction est quasiment de 20%. En revanche, lorsque le régime turbulent dans l'entrefer est établi, une amélioration sensible du transfert thermique est observée [22, 36].

Tachibana et Fukui [45] ont concentré leur étude sur les échanges convectifs dans un entrefer rainuré au rotor. Les encoches ont une largeur de 10 mm et une profondeur de 3 mm et différentes largeurs d'entrefer ont été testées : 3,5 ; 5,5 ; 9,5 et 20,5 mm. La vitesse de rotation varie entre 44 et 2430 tr/min.

Les auteurs ont pu observer que la valeur du nombre de Taylor critique est augmentée en présence d'encoches.

Dans le même contexte, Gardiner et Sabersky [46] ont évalué l'influence des encoches et ont comparé leurs résultats expérimentaux obtenus avec un entrefer lisse avec ceux obtenus avec un entrefer rainuré au rotor. Les encoches sont au nombre de 30 et ont les dimensions suivantes : profondeur de 1,6 mm et largeur de 3,2 mm. La vitesse de rotation maximale de leur étude est de 160 tr/min.

Les auteurs ont ainsi pu remarquer que les transferts convectifs augmentent par la présence des encoches au-delà du nombre de Taylor critique.

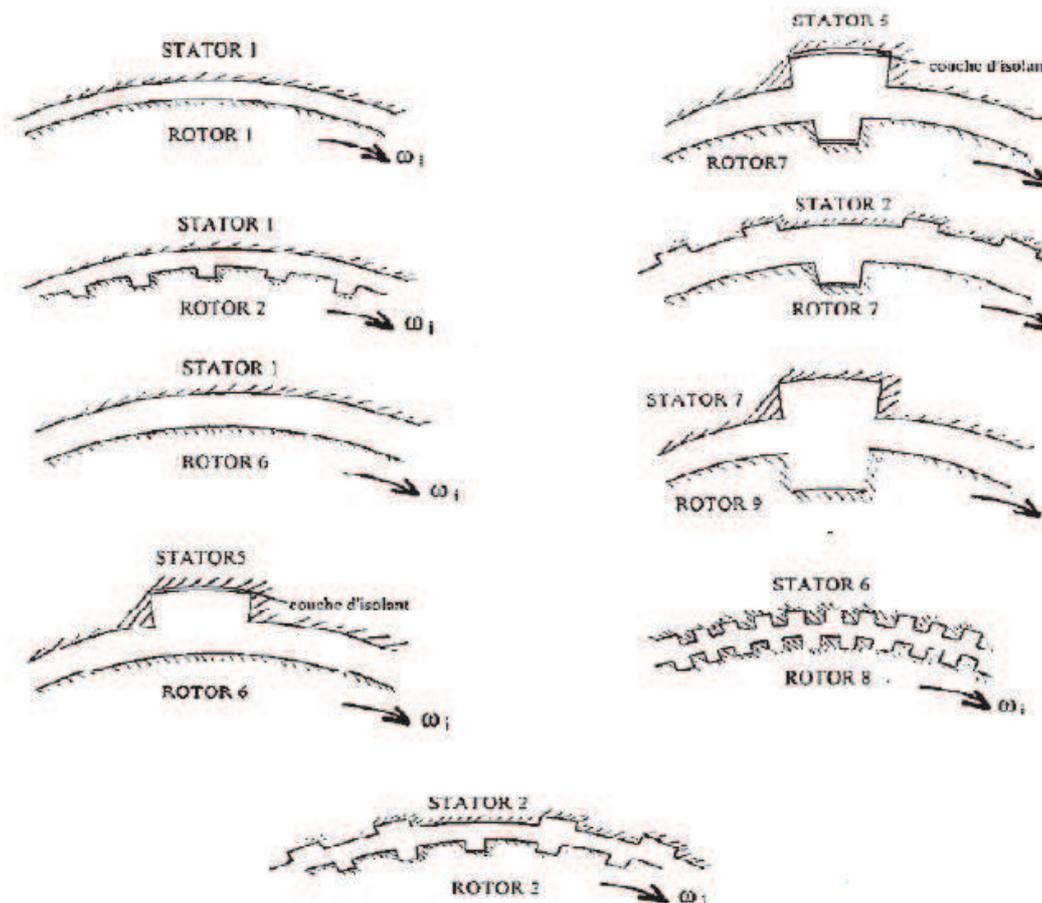


Figure I.7 Configurations géométriques étudiées par Gazley [44]

Lee et Minkowyc [47] se sont intéressés aux deux configurations suivantes (écoulement combiné) :

- le rotor est encoché et le stator est lisse : la largeur des encoches est fixée à 10,34 mm, la profondeur varie entre 5,3 ; 7,8 et 10,3 mm.
- le stator est encoché et le rotor est lisse : la largeur des encoches est de 10,16 mm et la profondeur est de 1,8 mm.

Les auteurs ont également pu observer que les transferts convectifs augmentent en présence d'encoches au rotor. De plus, les espaces annulaires larges favorisent le transfert convectif.

Hayase [48], avec la méthode des éléments finis 3D a trouvé que, pour des nombres de Taylor ( $T_a$ ) inférieurs au nombre de Taylor critique ( $T_{ac}$ ), la présence de la rainure au stator ou au rotor va légèrement diminuer le transfert de chaleur.

En revanche, au-delà du  $T_{ac}$ , l'amélioration du transfert de chaleur est observée pour le cas des rainures au stator aussi bien que pour le cas de rainures au rotor. De plus, pour les cas de l'entrefer rainuré, il semble qu'en cas de  $T_a$  inférieur à  $T_{ac}$ , les rainures au stator sont plus favorables que les rainures au rotor du point de vue thermique. En revanche, au-delà du  $T_{ac}$ , c'est le cas inverse.

Dans la référence [49], Ziouchi a repris les configurations traitées dans la littérature. Il a mis en place des méthodes d'éléments finis 2D/3D, dont les résultats sont aussi vérifiés par des essais expérimentaux. L'auteur a réussi à tirer quelques conclusions intéressantes:

- En régime supercritique ( $T_a > T_{ac}$ ), la présence des encoches, que ce soit au stator ou au rotor, améliore globalement le transfert de chaleur même si la contribution au transfert d'une bonne partie de la rainure reste négligeable.
- En régime subcritique ( $T_a < T_{ac}$ ), le flux thermique évacué par l'entrefer rainuré reste globalement inférieur à celui d'un entrefer lisse.

**Remarque :** Les résultats de ces différentes études sont peu concordants. Mais il existe quelques remarques utiles pour modéliser les machines à double saillance [39]:

- Pour les machines à faible vitesse, le niveau de transfert global entre le stator et le rotor n'est pas, ou très peu, influencé par la présence des encoches au stator ou/ et au rotor.
- Pour les machines à haute vitesse, le niveau de transfert est systématiquement amélioré par rapport à celui de la machine à pôles lisses. L'amélioration des transferts dépend des paramètres géométriques des encoches, de leur localisation et de la vitesse de rotation du rotor.

Dans la réf [50] sont proposées les corrélations pour l'obtention du nombre Nusselt. En présence des encoches dans l'entrefer, la valeur critique du nombre de Taylor devient plus importante que dans le cas d'un entrefer lisse. La transition vers l'écoulement avec tourbillons est alors retardée.

La valeur critique du nombre de Taylor est dans ce cas d'environ 6000 :

$$T_a < 6000$$

$$N_u = \frac{h \cdot 2e}{\lambda} = 2 \quad (I.23)$$

$$6000 < T_a < 1.4 \cdot 10^6$$

$$N_u = 0.364 T_a^{0.3} \quad (I.24)$$

$$1.4 \cdot 10^6 < T_a < 2 \cdot 10^7$$

$$N_u = 0.058 T_a^{0.4} \quad (I.25)$$

### I.3.3 Rayonnement [42]

Le rayonnement thermique est le mode de transmission par le quel la chaleur passe d'un corps à haute température à un autre plus froid ; les deux corps ne se touchent pas, mais ils sont séparés par un milieu transparent tel l'air, ou le vide. Il s'agit d'un rayonnement électromagnétique, mais limité aux longueurs d'onde du "rayonnement thermique", dont l'absorption par certains corps a la propriété de transformer (en ou en partie) "l'énergie radiante" en chaleur, ou plus exactement, en énergie calorifique.

Le rayonnement thermique est émis continuellement par tous les corps dans toutes les directions et à la vitesse de la lumière (dans le vide).

Le rayonnement thermique et la lumière peuvent être considérés comme des cas particuliers du rayonnement électromagnétique ; ils sont caractérisés par leurs longueurs d'onde. L'exemple du rayonnement thermique le plus simple est celui du soleil.

### Loi fondamentale du rayonnement thermique [43]

La loi de Stéfán-Boltzmann (1879) exprime que le flux d'énergie radiante émis par une surface idéale, appelée "noire", est proportionnel à l'air  $S$  de cette surface et à la quatrième puissance de la température absolue  $T_e$  de la surface :

$$\varphi = \sigma \cdot S \cdot T_e^4 \quad (\text{En W}) \quad (\text{I.26})$$

$\sigma$  : est une constante universelle, qui vaut  $5,66697 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$

L'équation d'échange dans un cas particulier très simple (corps noir  $T_1$ ,  $A_1$  enfermé dans une enceinte  $T_2$  également noire) s'exprime par :

$$\varphi = \sigma \cdot S_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{I.27})$$

$S_1$  : air de la surface d'échange.

Les flux radiatifs sont relativement complexes à écrire et dépendent fortement de la configuration étudiée. Par exemple, dans le cas d'un entrefer d'un moteur électrique, le flux échangé entre le rotor et le stator peut s'exprimer de la manière suivante [36]:

$$\varphi_{r \rightarrow s} = \frac{\sigma \cdot S_r \cdot (T_r^4 - T_s^4)}{\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} + \frac{1}{F_{rs}} + \frac{1 - \varepsilon_s}{\varepsilon_s} \frac{S_r}{S_s}} \quad (\text{I.28})$$

Où :

$S_r$  et  $S_s$  sont les surfaces respectives du rotor et du stator.

$T_r$  et  $T_s$  sont les températures respectives du rotor et du stator.

$\varepsilon_r$  et  $\varepsilon_s$  sont les émissivités respectives du rotor et du stator.

$F_{rs}$  est le facteur de forme entre le rotor et le stator. C'est un nombre sans dimension qui représente la fraction du flux total hémisphérique du rotor qui atteint le stator. Dans le cas d'un entrefer de faible épaisseur et de longueur importante, on peut considérer que le facteur de forme  $F_{rs}$  vaut 1, autrement dit que tout ce qui est émis du rotor atteint le stator.

Dans la modélisation thermique des machines électriques, les flux radiatifs ne sont pas souvent pris en compte. Pour des machines supérieures à 4-5 KW, les flux rayonnants sont négligés en raison de basses températures de surfaces (60 à 70 °C) [36]. Dans le cas de refroidissement externe (ventilateur, circulation d'un fluide froid), l'échange de chaleur par voie de radiation est également négligé. Toutefois, pour des actionneurs de petites puissances (gamme 100 à 350 W), l'expérience montre que le rayonnement est responsable de plus de 50 % des flux thermiques externes. La prise en compte de ce mode de transfert est alors justifiée par le fait de son importance relative vis-à-vis de la convection [53].

La figure I.8 [10] montre un exemple de schéma complet des transferts de chaleur dans les différentes parties d'une coupe axiale d'une machine à reluctance variable. La machine est fermée et le refroidissement est assuré par un ventilateur externe permettant ainsi la convection forcée et le rayonnement à l'extérieure de la machine.

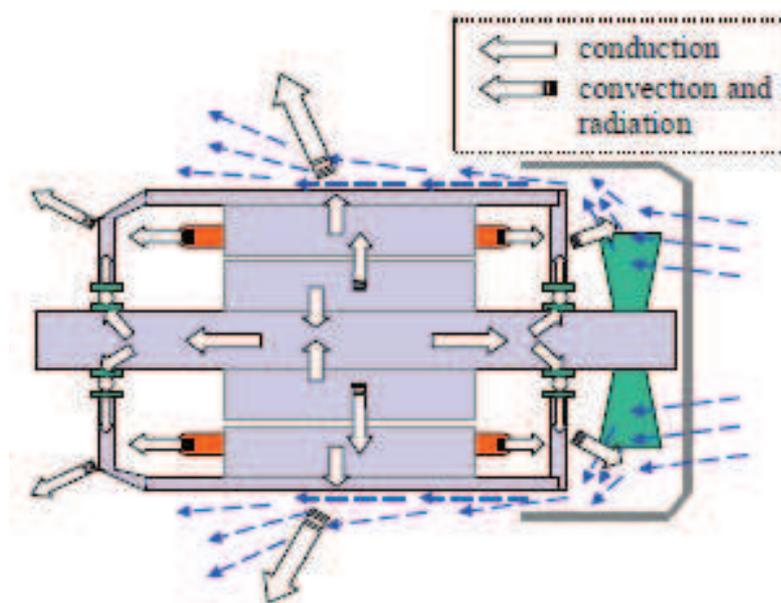


Figure I.8 Transferts de chaleur pour une coupe axiale d'une MRV

### I.4 Equation générale de la chaleur [35]

Considérons un milieu de volume  $V$ . l'état mécanique et physico- chimique de ce milieu est supposé invariable. Soit  $\sigma$  sa chaleur volumique,  $\sigma = \rho.C_p$ ,  $\lambda$  sa conductivité, et  $P$  la puissance générée par unité de volume due aux sources internes.

Les caractéristiques thermiques  $\sigma$  et  $\lambda$  peuvent être fonction du point considéré et de la température en ce point. De plus,  $P$  peut être une fonction du temps. On applique le premier principe de la thermodynamique à un volume finie  $v$ , de surface  $S$ , contenu dans  $V$  (figure I.9), avec les conventions habituelles, on compte positivement les énergies reçues par ce système. Chaleur volumique  $\sigma =$  Masse volumique  $\rho$  x chaleur massique  $C_p$ .

La quantité de chaleur échangée avec l'intérieur par unité de temps comprend la puissance échangée sur la surface limite  $S$  et la puissance fournie par la source.

La puissance traversant  $S$  en chacun de ces points dont le sens de la normale intérieur  $\vec{n}$  est donnée par la relation suivante :

$$\varphi.\vec{n}.d\vec{s} \quad (I.29)$$

La puissance algébrique reçue par  $v$  traverse  $S$  dans le sens opposé à  $\vec{n}$ , d'ou l'expression de la puissance échangée sur la surface limite  $S$  est :

$$\int_s -\varphi.\vec{n}.d\vec{s} \quad (I.30)$$

La puissance générée par les sources internes est donnée par l'intégrale  $\int_v P.dv$ .

Le solide considéré étant indéformable, seule la variation locale de température intervient dans l'expression de la variation instantanée d'énergie interne soit :

$$\int_v \sigma.\frac{\partial T}{\partial t}.dv \quad (I.31)$$

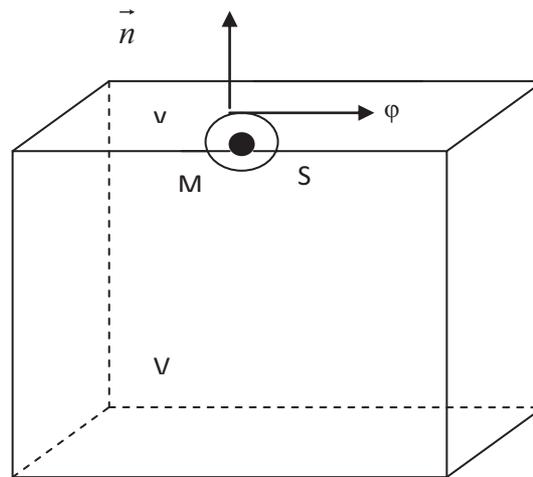


Figure I.9 Elément différentiel avec la chaleur différentielle

L'équation traduisant le premier principe de la thermodynamique s'écrit alors :

$$\int -(\vec{\varphi} \cdot \vec{n}) \cdot ds + \int_v P dv = \int_v \sigma \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dv \quad (\text{I.32})$$

La formule d'Ostrogradsky permet de transformer l'intégrale de volume :

$$\int_s (\vec{\varphi} \cdot \vec{n}) \cdot ds = \int_v \text{div} \vec{\varphi} \cdot dv \quad (\text{I.33})$$

$$\int_v \left[ -\text{div} \vec{\varphi} + P - \sigma \frac{\partial T}{\partial t} \right] \cdot dv = 0 \quad (\text{I.34})$$

$v$  : étant un volume arbitraire de  $V$

On a donc en chaque point de  $V$  :

$$\text{div} \vec{\varphi} + \sigma \frac{\partial T}{\partial t} - P = 0 \quad (\text{I.35})$$

### I.4.1 Equation de la chaleur pour un milieu homogène et isotrope [35]

Pour un milieu homogène et isotrope, les caractéristiques thermiques  $\lambda$  et  $\sigma = \rho.C_p$  ne dépendent que de la température. Compte tenu de l'hypothèse de Fourier, l'équation de chaleur s'écrit :

$$- \operatorname{div}(\lambda(T). \operatorname{grad} \vec{T}) + \sigma(T). \frac{\partial T}{\partial t} - P(M.t) = 0 \quad (\text{I.36})$$

Ou encore, en introduisant la diffusivité thermique :  $a = \frac{\lambda}{\rho.C_p}$  et le Laplacien  $\Delta$  :

$$\Delta T - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{d\lambda}{dT} (\operatorname{grad} \vec{T})^2 + \frac{P}{\lambda} = 0 \quad (\text{I.37})$$

Afin de linéariser cette équation, on doit supposer à la fois que  $\lambda$  et  $a$  (ou  $\lambda$  et  $\sigma$ ) sont indépendants de  $T$  et que  $P$  est indépendant ou fonction linéaire de  $T$ .

Pour un milieu de caractéristique  $\lambda$  et  $a$  constantes et pour le quel  $P$  est indépendant de la température, on obtient l'équation linéaire classique de la chaleur :

$$\Delta T - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{P(M.t)}{\lambda} = 0 \quad (\text{I.38})$$

Milieu avec sources internes, en régime permanent :

$$\Delta T + \frac{P}{\lambda} = 0 \quad \text{Equation de poisson} \quad (\text{I.39})$$

Milieu sans sources internes, en régime variable :

$$\Delta T = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{Equation de Fourier} \quad (\text{I.40})$$

### I.4.2 Conditions de transmission entre deux milieux [54]

Les conditions de transfert de la chaleur à travers la surface  $S$  séparant deux milieux 1 et 2 expriment la continuité de la température  $T$  et du flux de chaleur normal à la surface :  $\lambda \frac{\partial T}{\partial n}$  ( $n$  : normale dirigée du milieu 1 vers le milieu 2). On a ainsi les relations suivantes sur  $S$  :

$$T_1 = T_2 \quad (\text{I.41})$$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n} \quad (\text{I.42})$$

Où les indices 1 et 2 se rapportent respectivement aux milieux 1 et 2.

### I.4.3 Conditions aux limites [35, 43]

En thermique, on peut imposer une température sur une frontière condition de Dirichlet, rendre une frontière adiabatique (condition de Neumann), contrôler les échanges avec l'extérieur avec une condition de Neumann et en affectant à une région linéique une source de chaleur positive ou négative ou un coefficient de convection ou / et un coefficient de rayonnement.

$$\frac{\partial T}{\partial n} = \text{flux imposé} \quad (\text{I.43})$$

$$\frac{\partial T}{\partial n} = h.(T - T_e) + \varepsilon.\sigma.(T^4 - T_e^4) \quad (\text{I.44})$$

$\varepsilon$  : l'émissivité (nombre sans unité)

$\sigma$  : constante de Stefan-Boltzman [ $\text{w}/\text{m}^2.\text{C}^4$ ]

## I.5 Méthodes d'analyse du comportement thermique des machines électriques

Il existe principalement deux méthodes d'analyse du comportement thermique des machines électriques en plus des essais expérimentaux :

- La méthode du circuit thermique équivalent où la machine est considérée comme un assemblage de pièces homogènes dans la construction et dans le fonctionnement. La température est calculée aux nœuds du réseau, Les échanges et les sources de chaleur sont représentés par les branches du réseau. Dans ce cas la qualité du résultat dépend principalement du découpage réalisé de la machine.
- La méthode des éléments finis où on décrit les équations de transfert de chaleur en tout point de la machine. Les équations aux dérivées partielles qui régissent le bilan énergétique sont résolues sur des volumes élémentaires et la température est connue en tout point du domaine La description est alors plus complexe et aboutit généralement à une solution plus fine.

### I.5.1 Méthode du circuit thermique équivalent ou méthode Nodale

Cette méthode de modélisation, très ancienne [55, 56] consiste à ramener l'étude du comportement thermique à un schéma électrique équivalent en utilisant des résistances et des capacités thermiques. Les pertes constituent alors les sources de courant et le potentiel aux différents nœuds donne la température.

Nous rappelons sur la table I.1 [57] l'analogie thermoélectrique.

Grandeurs thermiques	Grandeurs électriques
Puissance calorifique.	Courant électrique.
Température.	Tension
Conductance thermique.	Conductance électrique.
Capacité calorifique.	Capacité électrique

Table I.1 Analogie thermoélectrique

Le principe de la méthode nodale est de discrétiser un système physique en un certain nombre de volumes élémentaires supposés isothermes et de leur attribuer un noeud où sera calculé la température. Chaque noeud  $i$  peut échanger de l'énergie avec un ensemble de noeuds  $n$  représentant son environnement par conduction, convection, rayonnement et est potentiellement relié à une source de chaleur.

L'analyse de ces échanges conduit à mettre en place un réseau de connexions entre les noeuds que l'on peut comparer à un maillage éléments fini de type orthogonal. Dans tout modèle nodal, chaque nœud doit correspondre à au moins un matériau. Plus le nombre de nœud est important et plus la discrétisation est affinée. En présence d'un fort gradient de température dans l'élément, il est nécessaire d'augmenter le nombre de nœuds sous peine de générer des erreurs. Le manque de précision des résultats peut être également liée à des conditions limites mal connues, à des contacts entre solides aléatoires ou à certaines hétérogénéités [58].

Cette méthode traite les problèmes 1D, 2D et 3D et les équations utilisées peuvent être non linéaires [36]. Les paramètres thermiques dépendent alors de la température.

En toute première approximation, on peut schématiser une machine par un ou deux corps. Les modèles ainsi établis se prêtent à des calculs analytiques simples. Ils concernent surtout les actionneurs de petite taille (à courant continu ou synchrone à courant alternatif) où les pertes sont bien localisées. En revanche, ils conviennent beaucoup moins aux machines asynchrones où les pertes sont davantage réparties entre stator et rotor. On utilise alors des modèles à 3 corps (bobinage statorique, fer statorique et rotor) ou mieux encore, des modèles à 5 corps, où l'on tient compte des têtes de bobines [59].

Les différents modes de transmission de la chaleur associés aux régions de la machine sont déterminés dans un premier temps. Ensuite, la machine est découpée en un certain nombre de volumes élémentaires supposés isothermes à la température  $T_i$  de son centre. Chaque volume  $V_i$  a une capacité thermique  $C_i$  et une source de chaleur  $P_i$  affectées en son centre (figure I.10 [36]).

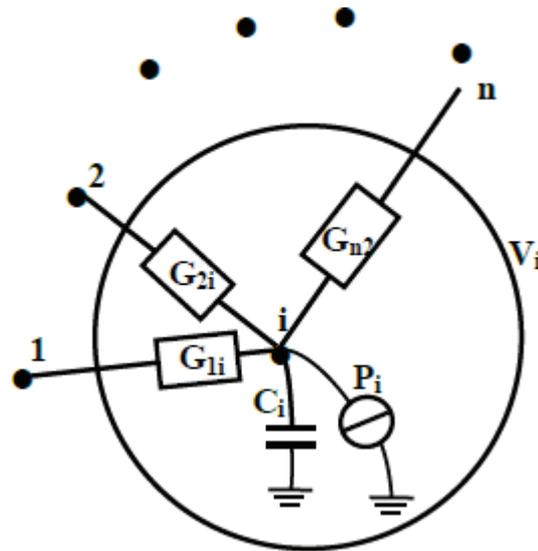


Figure I.10 Conductances thermiques d'un nœud  $i$  dans un volume  $V_i$

Les nœuds de chaque volume sont connectés par des conductances thermiques  $G_{ji}$  traduisant la nature d'échange thermique intervenant entre ces nœuds.

L'écriture des équations de transfert entre les nœuds conduit à développer un système d'équations différentielles qui est résolu après avoir été mis sous forme matricielle. Pour chaque nœud, les équations de transferts de chaleurs associés s'écrivent [1, 36]:

$$\rho_i V_i C_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_{j=1}^n G_{ji} (T_j - T_i) + P_i \quad (\text{I.45})$$

L'équation (I.45) est appliquée à l'ensemble des nœuds, ce qui permet d'obtenir un système d'équations algébriques couplées. Le système d'équations est mis sous forme matricielle [1, 58]:

$$[C] \left\{ \frac{dT}{dt} \right\} - [G] \{T\} = \{P\} \quad (\text{I.46})$$

Où

[C] est la matrice des capacités thermiques,

[G] est la matrice des conductances thermiques,

{T} est le vecteur des températures inconnues,

{P} est le vecteur des sources de chaleur (pertes).

L'expression de ces différentes matrices est donnée ci-dessous :

$$T = \begin{pmatrix} T_1 \\ \vdots \\ T_n \end{pmatrix}, P = \begin{pmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_n \end{pmatrix}, C = \begin{pmatrix} \ddots & & 0 \\ & \rho_i V_i c_i & \\ 0 & & \ddots \end{pmatrix} \text{ et } G = \begin{pmatrix} \ddots & & G_{ij} \\ & -\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n G_{ji} & \\ G_{ji} & & \ddots \end{pmatrix} \quad (\text{I.47})$$

En régime permanent, pour obtenir le vecteur  $T$  des températures inconnues, il suffit d'inverser la matrice  $G$  et la multiplier par le vecteur  $P$ .

La difficulté de l'approche nodale réside dans la détermination des valeurs des conductances thermiques constituant la matrice  $[G]$ . Il peut s'agir alors de conductances thermiques de conduction, de convection et de rayonnement. Les expressions des différentes conductances thermiques que l'on retrouve dans les modèles thermiques des machines électriques sont :

➤ Conductance de conduction

Dans un réseau nodal, la conductance thermique de conduction est définie entre le nœud  $i$  et le nœud  $j$  entre deux éléments de conductivité  $\lambda_i$  et  $\lambda_j$ .

$$G_{ij}^{cda} = \frac{S_{ij}}{\frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{l_j}{\lambda_j}} \quad (\text{I.48})$$

$$G_{ij}^{cdr} = \frac{\alpha_{ij} \cdot L_{ij}}{\frac{\ln\left(\frac{r_{ij}}{r_{ii}}\right)}{\lambda_{ij}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{jj}}{r_{ij}}\right)}{\lambda_{ji}}} \quad (\text{I.49})$$

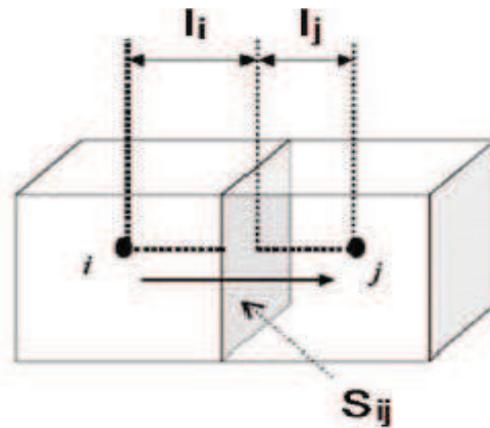


Figure I.11 Conductance de conduction axiale

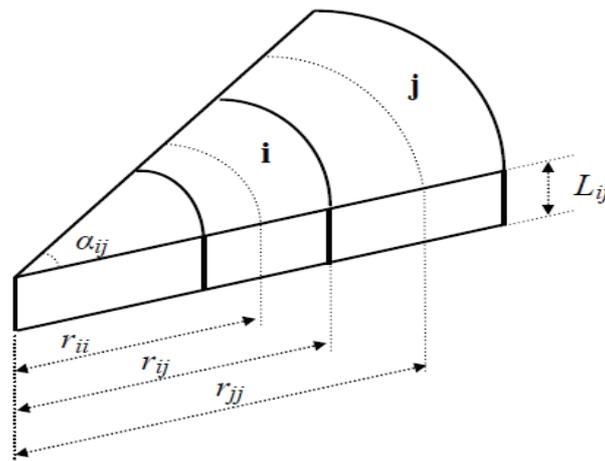


Figure I.12 Conductance de conduction radiale

Dans le cas d'un flux conductif axial (figure I.11), la formule I.48 caractérise la mise en série de deux conductances thermiques de conduction l'une dans l'élément i et l'autre dans l'élément j avec les conductivités thermiques  $\lambda_i$  et  $\lambda_j$  et la surface équivalente  $S_{ij}$ . Dans le cas où le flux thermique est radial (figure I.12), l'expression de la conductance thermique est définie par la formule I.49.

Où

$S_{ji}$  : Surface d'échange des volumes (j) et (i).

$L_{ji}$  : Longueur entre les nœuds (j) et (i).

$\alpha_{ij}$  : l'angle du secteur,

$r_{ij}$  : Rayon de la frontière entre la zone i et j,

$r_{ii}$  et  $r_{jj}$  : Rayons des nœuds i et j respectivement,

$\lambda_{ij}$  et  $\lambda_{ji}$  : Conductions vers la frontière entre la zone i et j, respectivement, de la zone i ou de la zone j.

➤ Conductance de convection

$$G_{ji}^{conv} = h.S_{ji} \quad (I.50)$$

La détermination des conductances de convection nécessite une bonne connaissance des coefficients d'échange convectif dans l'ensemble de la machine. Ces coefficients sont fournis par des études aérothermiques où l'on prend compte leurs évolutions en fonction de la vitesse de rotation.

➤ Conductance de rayonnement

$$G_{ji}^r = \sigma.S(T_j^2 + T_i^2)(T_i + T_j) \quad (I.51)$$

## I.5.2 Méthode des éléments finis [59]

### I.5.2.1 Description

Cette méthode de calculs numériques est, à l'heure actuelle, en plein essor en raison des couplages envisagés. La résolution par éléments finis permet de déterminer la répartition spatio-temporelle des températures  $T(x, y, z, t)$  d'une structure. Il faut exprimer la répartition d'énergie sous forme d'une équation appelée fonctionnelle. Elle est la somme d'une énergie de volume et d'un apport (au sens algébrique) d'énergie aux frontières :

Pour trouver la répartition d'énergie, il faut minimiser cette équation intégrale en résolvant une équation aux dérivées partielles pourvue de ses conditions aux limites. Il est nécessaire de déterminer l'équation de température qui minimise cette formulation intégrale en appliquant le théorème d'Euler. En général, la fonction  $T(x, y, z, t)$  est choisie comme élément d'un espace vectoriel. On opte dans une majorité de cas pour une fonction polynomiale de la température qui permet des calculs « aisés » par ordinateur. La fonction peut être une loi d'interpolation des températures aux bornes des éléments dont les valeurs sont retrouvées à l'aide de fonctions poids (ou polynômes de Lagrange). Après intégration de ces lois dans la fonctionnelle, différenciation par rapport à la température et minimisation de la fonction énergie, l'assemblage de chaque élément (sous-matrice) ramène à un système matriciel global à résoudre.

Dans la majorité des cas (statiques en particulier), il n'est pas utile de bâtir initialement un système intégro-différentiel (bilan d'énergie) souvent connu. On part directement de l'expression de la fonctionnelle. Cette dernière est en revanche inconnue en dynamique. De plus, les pièces en mouvement imposent une restructuration complète du maillage à chaque pas de temps. Dans le cas de problèmes transitoires, le temps est traité par différences finies (méthodes implicites ou explicites).

### I.5.2.2 Études 2D et 3D

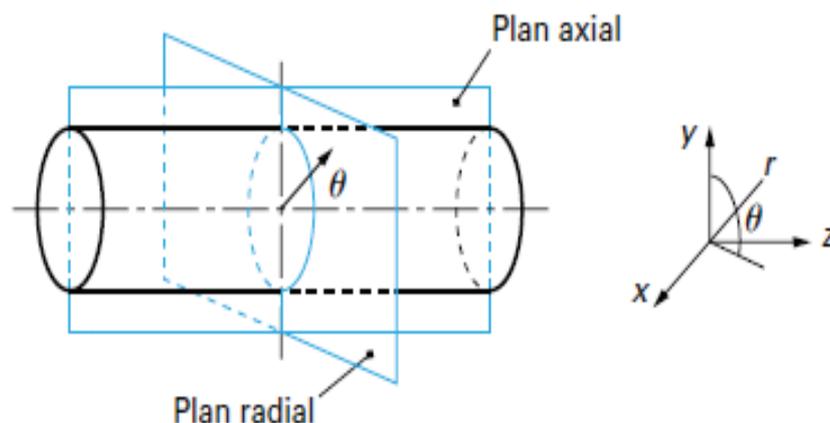


Figure I.13 Plan axial et radial étudié en 2D

Les études 2D en régime permanent sont nombreuses et concernent tous les types de machines. L'apport du 3D, quoique plus lourd à mettre en œuvre, colle beaucoup plus au comportement réel. La figure ci dessus montre les deux plans axial et radial que l'on étudie en général en 2D.

Les inconvénients des études 2D sont propres à chaque plan étudié. Concernant le plan radial (perpendiculaire à l'axe de la machine dans le plan  $r, \theta$ ), on ne considère pas les flux de chaleur axiaux. Or l'expérience montre que les conductivités axiales des conducteurs actifs d'encoches sont à l'origine d'un flux de fuite non négligeable. Le plan d'étude axial (parallèle à l'axe de la machine selon l'axe  $z$ ) balaie des régions différentes selon la valeur de l'angle d'inclinaison  $\theta$ . Aucune configuration étudiée ne peut faire apparaître simultanément les conducteurs actifs d'encoches et les tôles entre les mêmes conducteurs d'encoches. Les deux simulations ne peuvent pas donner de champs de température fiables.

Seule une étude 3D s'avère être rigoureuse quant à la prise en compte des phénomènes réels.

Quel que soit l'outil numérique de calculs par éléments finis choisi, la méthode suivie reste rigoureusement la même. Chaque étape utilise un module particulier.

### **I.5.2.3 Étapes de modélisation par éléments finis**

Chaque zone de la structure caractérisée par une source et/ou des paramètres thermo- physiques propres est à différencier des autres parties. La machine est ainsi constituée de régions différentes dont les prises en compte s'effectuent dans le module « structure » ou « géométrie ». Dans celui-ci doit s'effectuer le maillage à partir de nœuds de discrétisation. Les zones à forts gradients de température ou encore les petites épaisseurs contiguës aux grosses régions (résistance thermique de contact et entrefer devant les régions environnantes) doivent faire l'objet d'un maillage particulièrement dense (figure I.14).

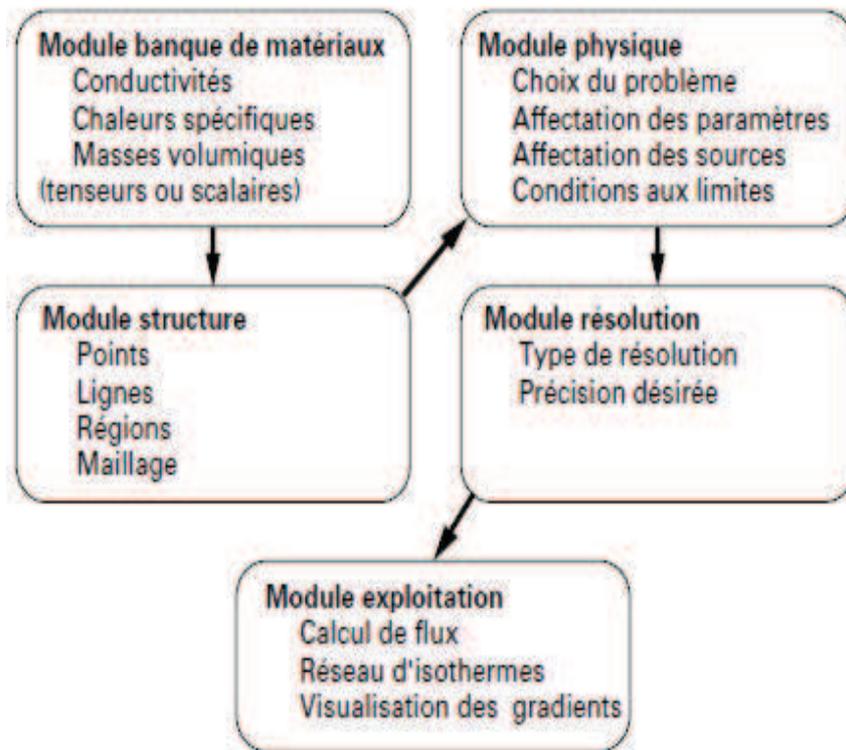


Figure I.14 Modules de calcul par éléments finis

### I.5.3 L'expérimentation

La réalisation de maquettes expérimentales est souvent nécessaire en thermique. En effet, l'association de données expérimentales et de modèles thermiques théoriques permet de vérifier la validité de ce dernier et de déterminer certains paramètres plus ou moins bien connus du modèle : coefficients d'échange de chaleur, résistances et capacités thermiques, pertes.... [57]

L'instrumentation thermique consiste à placer des capteurs de température en différents endroits de la machine. Les capteurs couramment utilisés sont des thermocouples et des thermistances. Des études comparant les avantages et les inconvénients de ces deux types de capteurs permettent de guider l'utilisateur dans le choix de l'un ou l'autre [60, 61].

Le choix de l'emplacement des capteurs n'est pas simple. Il dépend de l'accès aux zones de la machine lors de sa construction. De même, les capteurs peuvent se déplacer lors du montage (incertitude de positionnement). On les place prioritairement dans les endroits à fort gradient de température (résistances thermiques de contact, conducteurs actifs). Il est nécessaire de multiplier les capteurs car les défaillances au montage sont nombreuses [59].

La rotation du rotor conduit à des problèmes pour l'acquisition du signal issu des capteurs lors d'utilisation de contacts glissants (bruit). Afin de s'affranchir de cette difficulté, des liaisons sans contact sont proposées par certains auteurs. On peut imaginer des systèmes avec condensateur à électrode tournante [62], des systèmes à transmetteur optique comprenant une LED solidaire de l'arbre et un phototransistor [63].

## **I.6 Conclusion**

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons présenté la machine à reluctance variable. Ses avantages font d'elle une machine, actuellement très utilisée dans de nombreuses applications critiques. Néanmoins, elle présente quelques inconvénients qui font l'objet de plusieurs axes de recherche.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, nous avons exposé en détail les différents modes de transfert de chaleur. Nous avons vu que la chaleur se propage par conduction dans les parties solides des machines électriques. En raison de basses températures de surfaces, les flux radiatifs ne sont pas souvent pris en compte dans les machines électriques. L'échange thermique par convection est le plus important et plus délicat à évaluer. Il dépend en effet du type de convection (naturelle ou forcée) et de la configuration d'échange. L'écoulement et les transferts convectifs sont relativement bien connus dans le cas d'un entrefer pour plusieurs configurations. Nous avons vu que le cas d'un entrefer lisse a largement été étudié avec ou sans débit imposé en entrée. Plusieurs corrélations ont été obtenues pour exprimer le nombre de Nusselt. Les études concernant les entrefers encochés (cas de la MRV6/4) sont plus récentes et difficilement généralisables.

Pour finir, dans la troisième partie, nous avons passé en revue les différentes méthodes d'analyse du comportement thermique des machines électriques avec les avantages et les inconvénients de chacune d'elles.

# **Chapitre II**

## **Sources de chaleur et coefficients d'échange thermiques dans la MRV6/4**

## II.1 Introduction

L'échauffement d'une machine à reluctance variable, hormis un dysfonctionnement, est dû essentiellement aux pertes Joule dans le bobinage, aux pertes dans le fer et aux frottements d'ordre mécanique. Le problème thermique est couplé au problème électromagnétique par la densité de source de chaleur  $P$  qui représente dans ce cas les différentes pertes dans les machines électriques. Or pour la MRV6/4 le calcul des pertes n'obéit pas aux formulations classiques notamment pour le calcul des pertes fer car la forme de l'induction magnétique n'est pas sinusoïdale.

Avant de faire la simulation des phénomènes thermiques dans la MRV6/4 nous allons exposer les méthodes de calcul des pertes dans cette machine qui constituent les sources de chaleur. Dans le modèle étudié, nous n'allons considérer que les pertes Joule dans le bobinage et les pertes fer dans le stator et le rotor, toutes les autres pertes seront négligées.

Le rayonnement thermique étant un mode de transfert peu influant dans les machines électriques [39, 57], nous nous limitons aux transferts de chaleur par conduction et par convection. Le refroidissement de la machine se fait par des échanges convectifs naturels ou forcés [64]. Le calcul des coefficients d'échange par conduction et par convection pour les différentes parties de la machine est donc un autre problème qu'il faut résoudre avant de pouvoir faire l'étude de la distribution de température.

## II.2 Présentation de la machine d'étude

Nous avons choisi de faire l'étude d'une machine à reluctance variable de structure  $N_s/N_r$  :  $N_s=6$  pôles au stator et  $N_r= 4$  pôles au rotor. Cet actionneur devant fonctionner selon un cahier des charges déterminé pour une utilisation dans un véhicule électrique [65, 66] , la vitesse de base étant de 2500 tr/min, Le couple à fournir est de 103 Nm et la puissance est de 27 kW. La tension de la source d'énergie est de 120 V. La figure (II-1) montre la partie de la géométrie de la MRV6/4 d'étude et le tableau II.1 indique ses dimensions ( $L_a$  désigne la longueur active de la machine,  $e$  l'épaisseur de l'entrefer et  $n_s$  le nombre de spires d'une bobine).

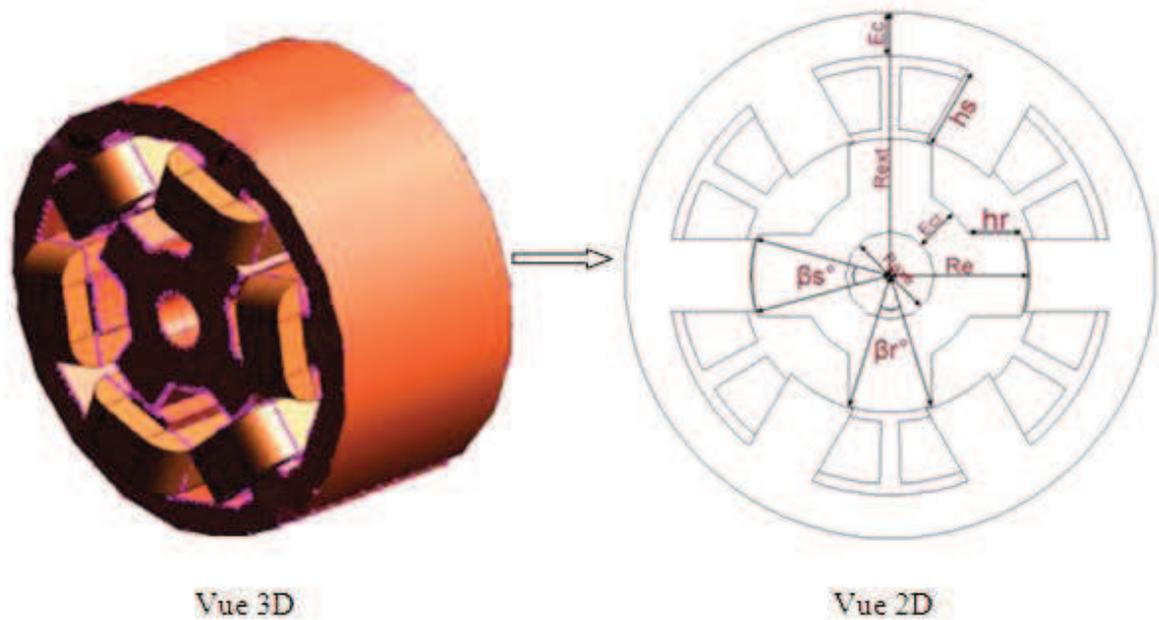


Figure II.1 Géométrie de la MRV6/4

$R_{ext}$	$R_e$	$R_{axe}$	$L_a$	$e$	$E_c$	$h_s$	$\beta_s^\circ$	$\beta_r^\circ$	$h_r$	$E_{cr}$	$n_s$
125	65	21	150	0.8	20.5	38.7	30	35.1	23	21	22

Tableau II.1 Dimensions de la MRV6/4

### II.3 Equation de la chaleur [67, 68]

Comme nous l'avons vu au chapitre précédent, l'équation régissant tout calcul thermique est donnée comme suit:

$$\text{div}(-\lambda \text{grad}T) + \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = P \tag{II.1}$$

Où

$\lambda$  : Conductivité thermique [w/m.°C]

$P$  : densité de source de chaleur [w/m<sup>3</sup>]

$\rho$  : Masse volumique [Kg/m<sup>3</sup>]

$C_p$  : capacité calorifique ou chaleur massique [kJ/kg.°C]

Cette équation est associée à une condition initiale  $T=T_e$  et à des conditions aux limites imposées à la frontière du domaine. Ces conditions peuvent être de trois types :

- La condition de Dirichlet :  $T=T_e$
- La condition de Neumann : le flux de chaleur est imposé sur la frontière :

$$\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} + q = 0 \quad (\text{II.2})$$

où  $q$  : flux de chaleur.

- La condition d'échange thermique par convection et/ou par rayonnement.

$$\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} + \lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} + \lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} + h(T - T_e) + \sigma(T^4 - T_e^4) = 0 \quad (\text{II.3})$$

où  $h(T - T_e)$  : Flux de chaleur par convection.

et  $\sigma(T^4 - T_e^4)$  : Flux de chaleur par rayonnement.

## II.4 Sources de chaleur

Sachant que les sources de chaleur dans le modèle considéré sont les pertes Joule dans le cuivre et les pertes fer dans le circuit magnétique de la machine, nous allons dans ce qui suit donner les formulations que nous avons choisies pour les calculer.

### II.4.1 Pertes Joule

Les pertes cuivre totales pour notre modèle sont calculées à partir de la formule suivante [69] :

$$P_J = \rho \frac{2q}{p} k_1 L_a \frac{(nI_m)^2}{k_i^2 k_b S_b} \quad (\text{II.4})$$

Où :

$\rho$  : La résistivité électrique à 100°C [ $\Omega.m$ ].

$q$  : Nombre de phases.

$p$  : Nombre de pôles par phase.

$k_1$  : Coefficient de longueur prenant en compte les têtes de bobines

$S_b$  : Surface du bobinage [ $m^2$ ].

$k_b$  : Coefficient de remplissage du bobinage.

$k_i$  : Rapport du courant maximale sur le courant efficace.

$nI_m$  : Les Ampères tours maximales [A].

$\rho$	q	P	$k_1$	$S_b$	$k_b$	$k_i$
$2.37 \cdot 10^{-8}$	3	2	1.44	$6.5910^{-4}$	0.6	1.732

Tableau II.2 Données nécessaires pour le calcul des pertes Joule

Les valeurs de  $nI_m$  et des pertes Joule pour un couple de 103 Nm, 27 kW à 2500 tr/min pour la MRV6/4 ont été estimées à 8639A et 968W respectivement.

#### II.4.2 Pertes Fer

La formulation classique pour le calcul des pertes fer massiques dans les machines électriques pour une induction alternative sinusoïdale (équation de Steinmetz) est la suivante [70, 71]:

$$P_{fer} (w/kg) = KB_m^\alpha f^\beta \quad 1 \leq \alpha \leq 2 \text{ et } 1 \leq \beta \leq 2 \quad (\text{II.5})$$

Une autre formulation séparant les deux types de pertes (les pertes par hystérésis et les pertes par courants de Foucault) est donnée par:

$$P_{fer} (w/kg) = (K_{h1} B_m + K_{h2} B_m^2) f + K_f B_m^2 f^2 \quad (\text{II.6})$$

Où

$B_m$  : l'amplitude de l'induction [Tesla].

$f$  : Fréquence de l'induction [Hz].

Dans les deux cas, trois coefficients sont à déterminer ( $K$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ) et ( $K_{h1}$ ,  $K_{h2}$ ,  $K_f$ ). Des tests sur des échantillons assemblés sur des cadres de mesure normalisés et soumis à des inductions sinusoïdales d'amplitude et de fréquence déterminées permettent d'identifier la valeur de ces coefficients.

Dans la machine à réluctance variable, l'induction est polarisée. Cela est dû au principe même de fonctionnement. En effet, pendant une période électrique de fonctionnement, il y a une phase de magnétisation et une phase de démagnétisation. Et, en général, la démagnétisation est complète. Cela signifie que l'induction varie entre une valeur nulle et une valeur maximale [65].

Sur les figures II.2, II.3 et II.4 nous présentons des exemples de formes d'induction que nous pouvons trouver dans une machine à réluctance variable à double saillance6/4 alimentée en pleine onde de tension. Ces exemples permettent de se rendre compte des ordres de grandeurs des inductions mises en jeu, des fréquences de travail et des formes d'ondes.

#### II.4.2.1 Exemples de formes d'ondes d'induction trouvées dans une MRV6/4 [65]

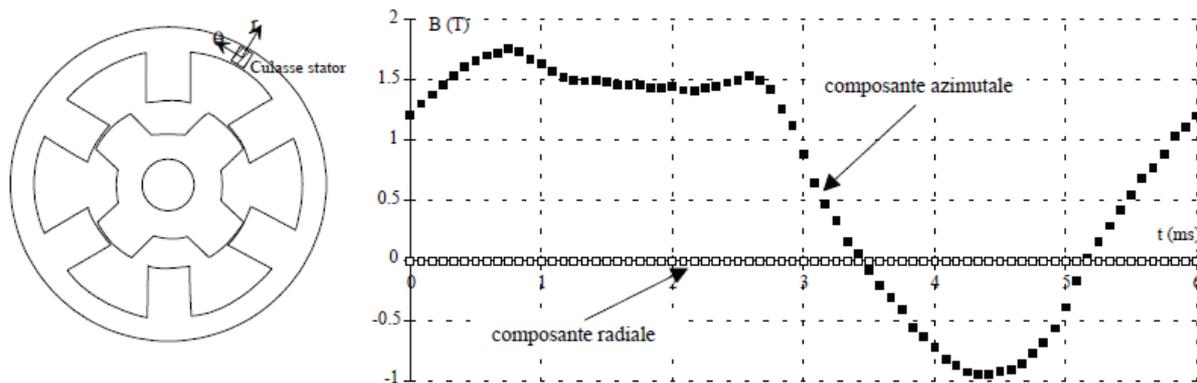


Figure II.2 Induction dans une zone de la culasse stator d'une MRV 6/4 pour une vitesse de 2500 tr/mn

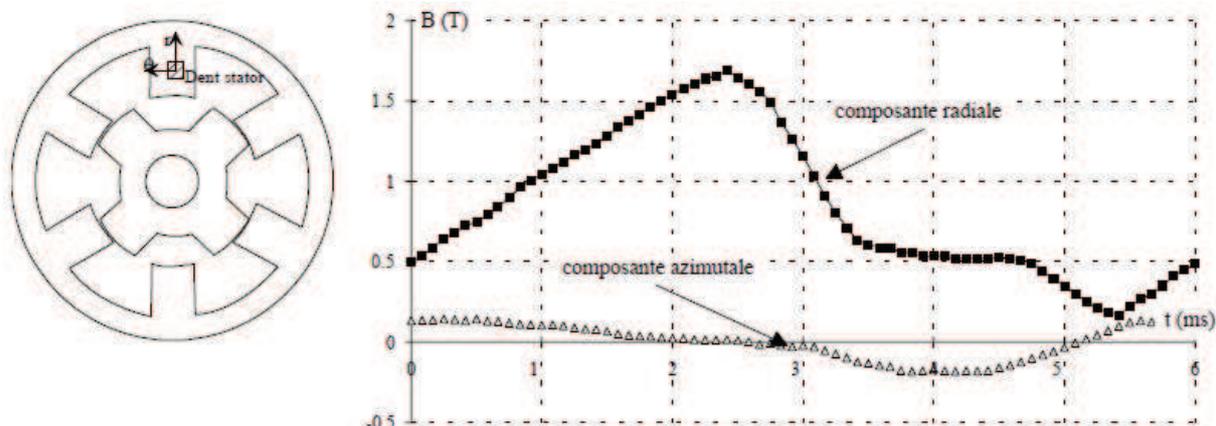


Figure II.3 Induction dans une zone de la denture stator d'une MRV 6/4 pour une vitesse de 2500 tr/mn

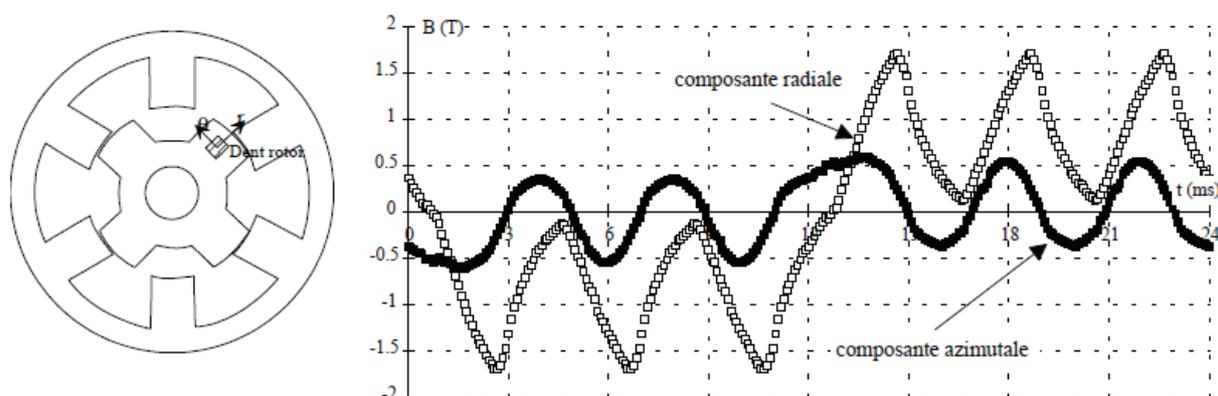


Figure II.4 Induction dans une zone de la denture rotor d'une MRV 6/4 pour une vitesse de 2500 tr/mn

#### II.4.2.2 Cycles mineurs

Lorsque l'induction varie entre deux valeurs extrêmes (par exemple entre  $-B_m$  et  $+B_m$  dans le cas d'une induction alternative ou bipolaire ou entre 0 et  $+B_m$  dans le cas d'une induction unipolaire) il peut arriver que sa variation ne soit pas monotone. Dans ce cas, il se produit un mini-cycle d'hystérésis à l'intérieur du cycle principal (figure II.5).

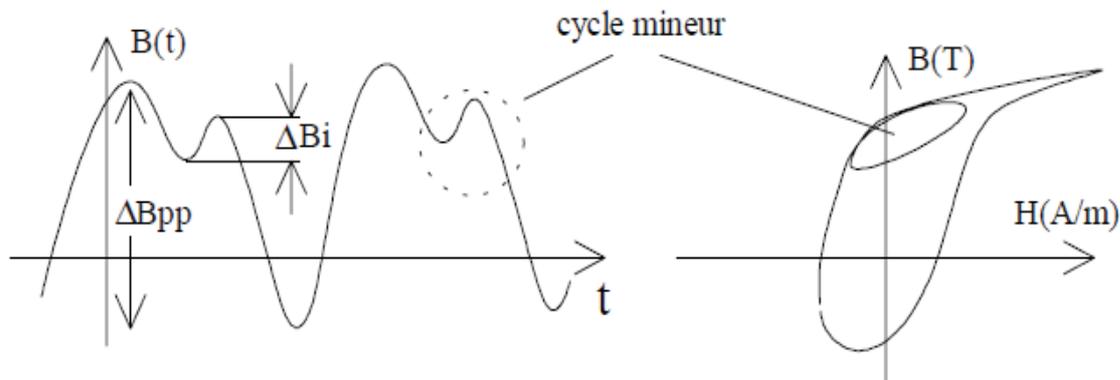


Figure II.5 Induction avec cycles mineurs

Ces cycles mineurs influent sur l'expression de l'énergie d'hystérésis [72]. Leurs contributions sur le terme des pertes qui correspond aux pertes par courants de Foucault sont considérées dans le calcul.

En partant des formulations classiques valables pour une induction alternative sinusoïdale et en les modifiant pour quelles soient utilisables pour des inductions non sinusoïdale et pouvant posséder une valeur moyenne non nulle (cas de la MRV), certains auteurs [65] ont développé une nouvelle formulation analytique pour le calcul des pertes fer. D'autres auteurs [73] ont appliqué la méthode de Steinmetz pour proposer une méthode d'évaluation de ces pertes en utilisant la superposition des composantes harmoniques de l'induction magnétique. Une autre approche employée couramment implique la séparation des pertes par hystérésis et des pertes par courants de Foucault [25, 74]. Cependant quelques auteurs [75] affirment que la séparation n'a aucune base physique et n'est pas, en conséquence, raisonnable.

Pour notre étude nous avons utilisé la formulation développée par [65]. La modélisation prend en compte les éléments du dimensionnement géométrique de la machine et des éléments de commande. Les paramètres de commande en courant ou en tension sont la valeur de la tension continue en sortie de l'alimentation et l'angle de magnétisation.

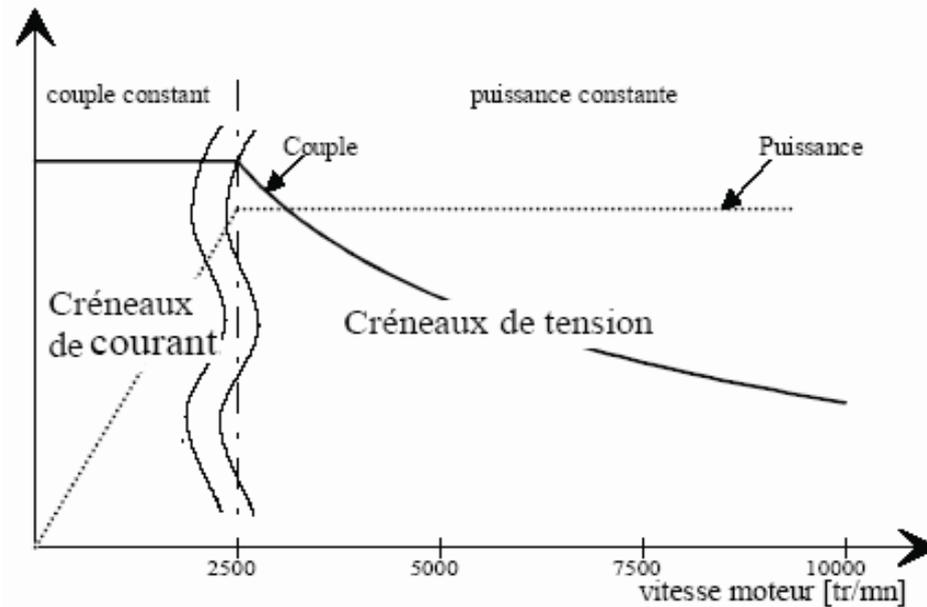


Figure II.6 Stratégies d'alimentation selon la vitesse de rotation

Nous allons dans ce qui suit exposer les formulations développées par [65] pour chaque type de commande.

#### II.4.2.3 Commande en créneaux de courant - Modèle de pertes fer

Lorsque la vitesse de rotation est inférieure à la vitesse de base (2500 tr/min), fonctionnement à couple constant, l'actionneur est commandé en créneaux de courant (figure II.6 [76]). Ces créneaux sont injectés lors de la phase de croissance de l'inductance pour un fonctionnement en mode moteur. Le réglage du couple se fait par ajustement de la hauteur des créneaux de courant. Une régulation par modulation de largeur d'impulsion (MLI) est alors nécessaire.

Pour le calcul des pertes fer, l'actionneur est décomposé en quatre parties (culasse stator, denture stator, denture rotor et culasse rotor). Les hypothèses adoptées dans ce cas sont les suivantes :

#### Hypothèses

- 1- Décomposition de la structure en quatre principales parties :
  - a - Culasse stator, b - Denture stator, c - Denture rotor, d - Culasse rotor.
- 2- Le flux dans les quatre principales parties peut se déduire du flux forcé dans les bobinages.

3- Le flux est identique dans toute la culasse statorique.

Pour cela, le sens des enroulements doit être alterné.

4- Dans chaque partie, il n'y a qu'une composante du vecteur d'induction.

Le modèle de pertes fer adopté est le suivant :

$$P_{fer} = (K_{h1}\Delta B + K_{h2}\Delta B^2)f + \alpha_p \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{dB(t)}{dt} \right)^2 dt \quad (\text{II.7})$$

$\Delta B$  : Variation de la densité de flux [Tesla].

$kh1$ ,  $kh2$  et  $\alpha_p$  : Coefficients propres au matériau.

Remarques :

➤ Les cycles mineurs dans ce cas, sont souvent de faibles amplitudes, leur influence sur les pertes fer est donc faible.

➤ Par la suite l'intégrale  $\frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{dB(t)}{dt} \right)^2 dt$  est nommée F2.

Les pertes fer sont dépendantes du flux maximal. En effet, les pertes par hystérésis dépendent de l'excursion de l'induction. En ce qui concerne les pertes par courants de Foucault, compte tenu du mode de régulation, elles ne dépendent que de la tension d'alimentation et non du niveau du flux atteint.

Dans la denture stator, le flux est unidirectionnel. L'induction varie donc d'une valeur nulle à une valeur maximale liée au flux max. La fréquence des grandeurs magnétiques est celle des grandeurs électriques. Les variations dans le temps de l'induction sont directement liées à la tension d'alimentation.

Il faut noter que les créneaux de courant sont appliqués pendant la phase croissante de l'inductance lors d'un fonctionnement en mode moteur, et que cette phase croissante a une durée angulaire supérieure ou égale à  $2\pi/q$  si l'on veut éviter des "trous" de couple.

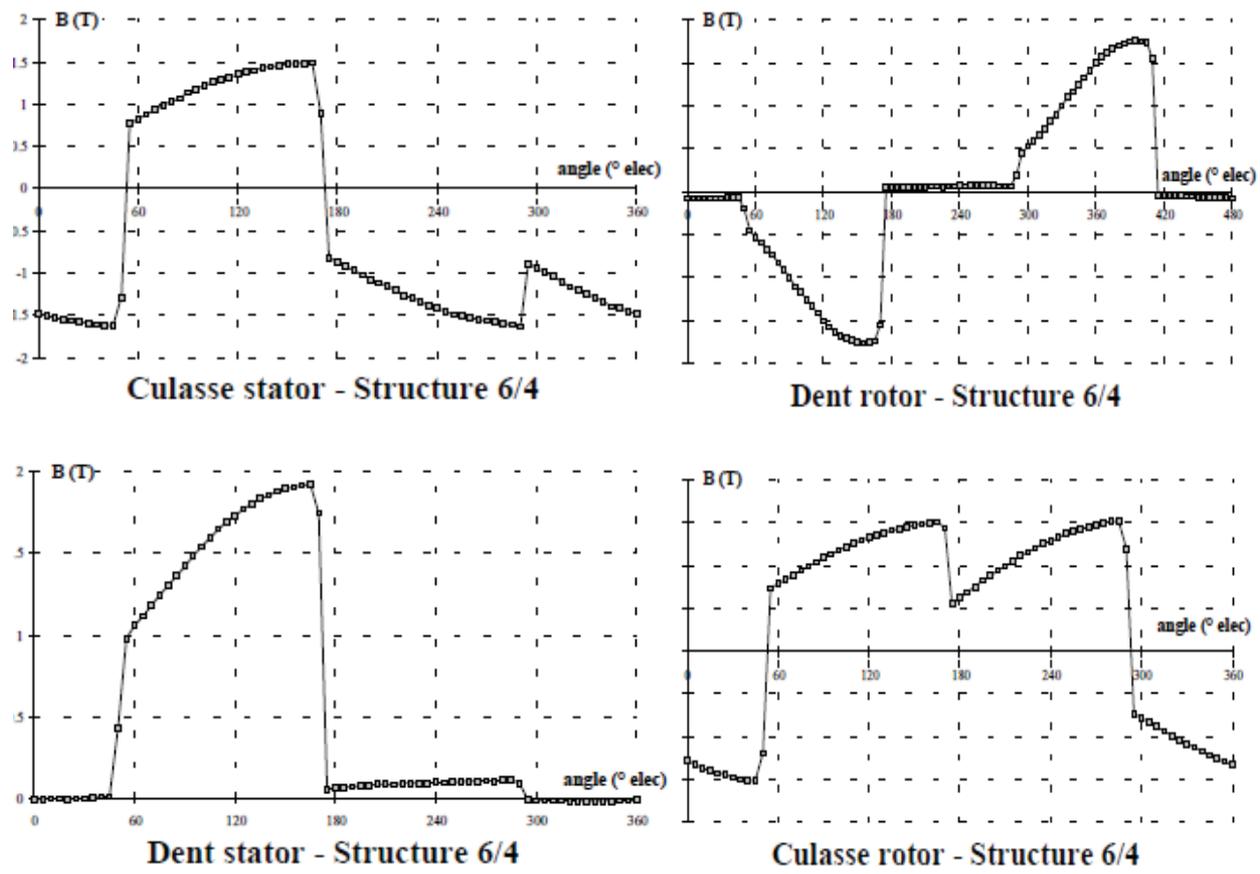


Figure II.7 Exemples de formes d'induction lors de la commande en créneaux de courants avec  $nI_{\max}$  permettant d'obtenir un couple moyen de 103 Nm

Les créneaux de courant ont une durée temporelle de  $\alpha_T$ . On peut prendre  $\alpha_T$  égal à  $1/q$ ,  $q$  étant le nombre de phases, ici égal à trois. Dans la culasse stator, le flux est bidirectionnel (voir hypothèse (3)), l'induction varie donc entre deux valeurs opposées liées à la moitié du flux imposé dans les bobinages. La fréquence des grandeurs magnétiques est celle des grandeurs électriques. Dans la culasse, il y a une composition des demis-flux des différentes phases, ce qui a pour conséquence de maintenir une présence de l'induction sur toute la période.

Dans la denture rotor, le flux est bidirectionnel. En effet, compte tenu de l'hypothèse (3) le flux traversant une dent du rotor est alternativement entrant ou sortant. La période du fondamental de l'induction est égale à  $2 \cdot (N_r/N_s)$  fois la période électrique. Les variations de l'induction dues à la régulation sont directement proportionnelles à la tension d'alimentation et ont une durée de  $\alpha_T$  sur une période de  $(N_r/N_s) \cdot T$ .

Dans la culasse rotor, les évolutions de l'induction sont similaires à celles de la culasse statorique.

Les résultats pour chaque partie sont récapitulés dans le tableau II.3.

$w_s, w_r$  sont les largeurs des dents statoriques et rotoriques respectivement [mm]

Partie considérée	$\Delta B$	$f$	$F_2$	Volume
<b>Culasse statorique</b>	$\frac{\varphi_m}{E_c l_a}$	$f_{elec} = N_r f_{rot}$	$\left( \frac{U}{2n_s E_c l_a} \right)^2$	$\pi (R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2) l_a$
<b>Denture statorique</b>	$\frac{\varphi_m}{w_s l_a}$	$\frac{1}{2} \frac{N_s}{N_r} f_{elec} = \frac{1}{2} N_s f_{rot}$	$\alpha \left( \frac{U}{n_s w_s l_a} \right)^2$	$N_s h_s w_s l_a$
<b>Denture rotorique</b>	$\frac{2\varphi_m}{w_r l_a}$	$f_{elec} = N_r f_{rot}$	$\alpha \frac{N_s}{N_r} \left( \frac{U}{n_s w_r l_a} \right)^2$	$N_r h_r w_r l_a$
<b>Culasse rotorique</b>	$\frac{\varphi_m}{E_{cr} l_a}$	$f_{elec} = N_r f_{rot}$	$\left( \frac{U}{2n_s E_{cr} l_a} \right)^2$	$\pi ((R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2) l_a$

Tableau II.3 Récapitulatif pour le calcul des densités de pertes fer dans les quatre parties de la MRV6/4

#### II.4.2.4 Commande en créneaux de tension - Modèle de pertes fer

Dans tout système électrotechnique, des limites sont fixées par la tension d'alimentation, par le courant maximal acceptable et par l'élévation de température. Dans la littérature [77, 78, 79], il a été démontré que le mode d'alimentation en créneaux de courant n'était viable du point de vue énergétique qu'en basse vitesse. Aux grandes vitesses, fonctionnement à puissance constante (figure II.6), le mode d'alimentation alors utilisé est une commande en tension. La tension "vue" par une phase est un créneau de hauteur égale à la tension de l'alimentation continue (figure II.8).

La durée et la position (paramètres de commande) sont choisies en fonction des contraintes mécaniques (couple utile) et des contraintes électriques (pertes Joule, pertes fer, dimensionnement des semi-conducteurs etc).

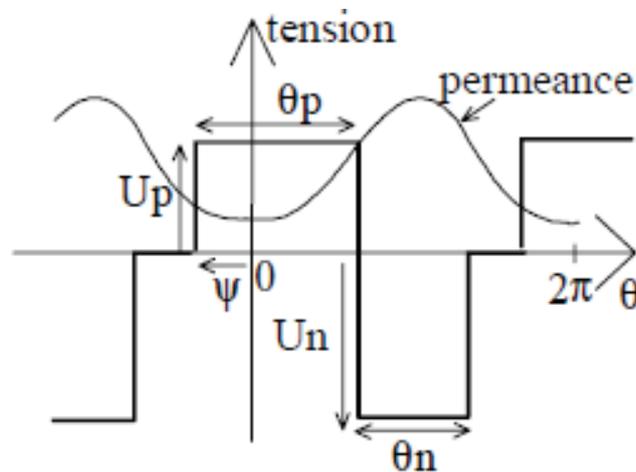


Figure II.8 Définition des paramètres de commande

$U_p$  : Hauteur du créneau positif

$U_n$  : Hauteur du créneau négatif

( En général  $U_n = U_p$  )

$\Theta_p$  : Durée du créneau positif

$\Theta_n$  : Durée du créneau négatif

Avec  $U_p \cdot \Theta_p = U_n \cdot \Theta_n$ , pour avoir une démagnétisation complète.

$\psi$  : Angle d'avance par rapport à la position d'opposition.

### Hypothèses

1 - Alimentation en tension, le flux est forcé. La tension continue est parfaitement filtrée.

2 - Décomposition de la structure en quatre principales parties :

a - culasse stator   b - denture stator   c - denture rotor   d - culasse rotor

3 - Le flux dans les quatre principales parties peut se déduire du flux forcé dans les bobinages.

4 - Dans le cas d'une alimentation en pleine onde de tension, l'angle d'avance n'influe pas sur la valeur des pertes fer.

5 - Le flux est identique dans toutes les parties de la culasse statorique.

6 - Dans chaque partie, Il n'y a qu'une composante du vecteur induction.

L'hypothèse (4) est due à la décomposition de la machine en quatre parties où il n'est plus possible de distinguer les variations de flux produites par la variation du circuit magnétique. Cela revient à ne s'intéresser qu'aux variations temporelles de l'induction produites par l'alimentation.

Etant donné les hypothèses citées précédemment, la formulation adoptée a comme variable le vecteur induction.

$$P_{fer} = (K_{h1}\Delta B + K_{h2}\Delta B^2)f + \alpha_p \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{dB(t)}{dt} \right)^2 dt \quad (\text{II.8})$$

Dans le cas où il existe des cycles mineurs, l'expression (II.11) pour une composante de l'induction devient :

$$P_{fer} = (K_{h1}\Delta B + K_{h2}\Delta B^2)f + \alpha_p \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{dB(t)}{dt} \right)^2 dt + F_4 \left( K_{h1} \left( \frac{F_3}{F_4} \right) + K_{h2} \left( \frac{F_3}{F_4} \right)^2 \right) f \quad (\text{II.9})$$

Où

F3 représente la somme des amplitudes des cycles mineurs et F4 représente leur quantité.

Remarque : Par la suite l'intégrale  $\frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{dB(t)}{dt} \right)^2 dt$  est nommée F2.

où

$\Delta B$  : excursion crête à crête de l'induction

F2 : carré de la valeur efficace de la dérivée temporelle de l'induction

F3 : excursion des cycles mineurs

F4 : nombre de cycles mineurs

Les résultats pour chaque partie sont récapitulés dans les tableaux suivants :

**a- Denture statorique**

$$B_m = \frac{U}{n_s w_s l_a} \frac{\theta_p T}{\pi 2}; \quad f = f_{elec} = N_r f_{rot}; \quad volume = N_s h_s w_s l_a \quad (II.10)$$

$\theta_p$	$\Delta B$	$F_2$	$F_3$	$F_4$
$0 \leq \theta_p \leq \pi$	$B_m$	$\frac{4\pi}{\theta_p} B_m^2 f^2$	0	0

Tableau II.4 Densités de pertes fer dans la denture statorique

**b- Culasse statorique**

$$B_m = \frac{U}{2n_s E_c l_a} \frac{\theta_p T}{\pi 2}; \quad f = f_{elec} = N_r f_{rot}; \quad volume = \pi (R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2) l_a \quad (II.11)$$

$\theta_p$	$\Delta B$	$F_2$	$F_3$	$F_4$
$\theta_p \leq \frac{\pi}{3}$	$2 B_m$	$\frac{12\pi}{\theta_p} B_m^2 f^2$	$B_m$	1
$\frac{\pi}{3} \leq \theta_p \leq \frac{2\pi}{3}$	$2 B_m$	$\left(48 - \frac{36\theta_p}{\pi}\right) B_m^2 f^2$	$\left(2 - \frac{3\theta_p}{\pi}\right) B_m$	1
$\frac{2\pi}{3} \leq \theta_p \leq \pi$	$B_m \left(\frac{8}{3} - \frac{\theta_p}{\pi}\right)$	$\left(\frac{128}{3} - \frac{28\theta_p}{\pi}\right) B_m^2 f^2$	0	0

Tableau II.5 Densités de pertes fer dans la culasse statorique

**c- Denture rotorique**

$$B_m = \frac{U}{n_s w_r l_a} \frac{\theta_p T}{\pi 2}; \quad f = \frac{1}{2} \frac{N_s}{N_r} f_{elec} = \frac{1}{2} N_s f_{rot}; \quad volume = N_r h_r w_r l_a \quad (II.12)$$

$\theta_p$	$\Delta B$	$F_2$	$F_3$	$F_4$
$0 \leq \theta_p \leq \pi$	$2 B_m$	$\frac{16\pi}{\theta_p} B_m^2 f^2$	0	0

Tableau II.6 Densités de pertes fer dans la denture rotorique

**d- Culasse rotorique**

$$B_m = \frac{U}{2n_s E_{cr} l_a} \frac{\theta_p T}{\pi 2}; f = f_{elec} = N_r f_{rot}; volume = \pi \left( (R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2 \right) l_a \quad (II.13)$$

Le tableau pour le calcul de  $\Delta B$ , F2, F3, F4 est identique à celui pour la culasse statorique.

Avec les formulations établies, il est possible de calculer les pertes volumiques dans les quatre parties de l'actionneur en fonction des paramètres de la commande en tension et des dimensions géométriques.

**II.4.2.4.1 Formulation synthétique des pertes fer dans l'ensemble de la machine**

Il est aussi possible de regrouper toutes ces formulations afin d'en obtenir une valable pour l'ensemble de la machine. Cette formulation donne la valeur des pertes fer en fonction des paramètres de commande (tension d'alimentation U et durée d'application de la tension  $\theta_p$ ), des paramètres géométriques ( $l_a$ ,  $E_c$ ,  $w_s$ ,  $w_r$ ,  $n_s$  etc.) et des caractéristiques magnétiques des tôles ( $kh_1$ ,  $kh_2$ ,  $\alpha_p$ ).

Les pertes fer totales peuvent se mettre sous la forme :

$$P_{fer}(w) = K_1 U + K_2 \frac{U^2}{f} + K_3 U^2 \quad (II.14)$$

$$K_1 = K_1(\theta_p), \quad K_2 = K_2(\theta_p), \quad K_3 = K_3(\theta_p)$$

Où

$$\text{Pour : } \theta_p \leq \frac{\pi}{3}$$

$$K_1 = \frac{k_{h1}}{2} \left( \frac{\theta_p}{n_s \pi} \right) \left[ N_s h_s + \frac{3\pi}{2} \left( \frac{R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2}{E_c} + \frac{(R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2}{E_{cr}} \right) + N_s h_r \right] \quad (II.15)$$

$$K_2 = \frac{k_{h2}}{L_a} \left( \frac{\theta_p}{n_s \pi} \right)^2 \left[ \frac{N_s h_s}{4w_s} + \frac{5\pi}{16} \left( \frac{R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2}{E_c^2} + \frac{(R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2}{E_{cr}^2} \right) + \frac{N_s h_r}{2w_r} \right] \quad (II.16)$$

$$K_3 = \frac{\alpha_p}{n_s^2 L_a} \left( \frac{\theta_p}{\pi} \right) \left[ \frac{N_s h_s}{w_s} + \frac{3\pi}{4} \left( \frac{R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2}{E_c^2} + \frac{(R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2}{E_{cr}^2} \right) + \frac{N_s^2 h_r}{N_r w_r} \right] \quad (\text{II.17})$$

$$\frac{\pi}{3} \leq \theta_p \leq \frac{2\pi}{3}$$

$$K_1 = \frac{k_{h1}}{2} \left( \frac{\theta_p}{n_s \pi} \right) \left[ N_s h_s + \frac{4 - \frac{3\theta_p}{\pi}}{2} \pi \left( \frac{R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2}{E_c^2} + \frac{(R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2}{E_{cr}^2} \right) + N_s h_r \right] \quad (\text{II.18})$$

$$K_2 = \frac{k_{h2}}{L_a} \left( \frac{\theta_p}{n_s \pi} \right)^2 \left[ \frac{N_s h_s}{4w_s} + \frac{4 + \left( 2 - \frac{3\theta_p}{\pi} \right)^2}{16} \pi \left( \frac{R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2}{E_c^2} + \frac{(R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2}{E_{cr}^2} \right) + \frac{N_s h_r}{2w_r} \right] \quad (\text{II.19})$$

$$K_3 = \frac{\alpha_p}{n_s^2 L_a} \left( \frac{\theta_p}{\pi} \right) \left[ \frac{N_s h_s}{w_s} + \frac{4 - \frac{36\theta_p}{\pi}}{16} \theta_p \left( \frac{R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2}{E_c^2} + \frac{(R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2}{E_{cr}^2} \right) + \frac{N_s^2 h_r}{N_r w_r} \right] \quad (\text{II.20})$$

$$\frac{2\pi}{3} \leq \theta_p \leq \pi$$

$$K_1 = \frac{k_{h1}}{2} \left( \frac{\theta_p}{n_s \pi} \right) \left[ N_s h_s + \frac{8 - \frac{\theta_p}{\pi}}{2} \pi \left( \frac{R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2}{E_c^2} + \frac{(R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2}{E_{cr}^2} \right) + N_s h_r \right] \quad (\text{II.21})$$

$$K_2 = \frac{k_{h2}}{L_a} \left( \frac{\theta_p}{n_s \pi} \right)^2 \left[ \frac{N_s h_s}{4w_s} + \frac{\left( \frac{8 - \frac{\theta_p}{\pi}}{3} \right)^2}{16} \pi \left( \frac{R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2}{E_c^2} + \frac{(R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2}{E_{cr}^2} \right) + \frac{N_s h_r}{2w_r} \right] \quad (\text{II.22})$$

$$K_3 = \frac{\alpha_p}{n_s^2 L_a} \left( \frac{\theta_p}{\pi} \right) \left[ \frac{N_s h_s}{w_s} + \frac{128 - \frac{28\theta_p}{\pi}}{16} \theta_p \left( \frac{R_{ext}^2 - (R_{ext} - E_c)^2}{E_c^2} + \frac{(R_{axe} + E_{cr})^2 - R_{axe}^2}{E_{cr}^2} \right) + \frac{N_s^2 h_r}{N_r w_r} \right] \quad (\text{II.23})$$

Dans les expressions  $K_1$ ,  $K_2$  et  $K_3$ , la variable  $\theta_p$  doit être exprimé en radian.

### II.4.3.2 Pertes fer pour la MRV6/4

La vitesse de base étant de 2500 tr/min. La plage de fonctionnement à puissance constante est de quatre fois la vitesse de base. L'actionneur peut donc fonctionner à puissance constante de 2500 tr/min à 10000 tr/min. l'angle de durée d'application de la tension  $\theta_p$  retenu par [65] est fixé à  $105^\circ$  électrique pour 2500 tr/mn. Les tôles du circuit magnétiques sont en Fe-Si 3% d'épaisseur 0.35 mm d'où les valeurs des coefficients :  $k_{h1} = 5$ ,  $k_{h2} = 40$  et  $\alpha_p = 0.022$ .

Les valeurs des pertes fer statorique et rotorique obtenues dans ce cas sont respectivement : 286W et 106W.

## II.5 Calcul des coefficients de transfert de chaleur pour la MRV6/4

### II.5.1 Coefficients de conduction

La machine que nous avons choisi pour cette étude est de faible puissance (27kW). Il n'y a pas de circulation de fluide au cœur des conducteurs, nous avons donc appliqué l'équation (I.3) et l'équation (I.4) pour calculer respectivement les conductivités thermiques équivalentes axiale et radiale des encoches statoriques. La conductivité thermique radiale du stator et du rotor est pratiquement celle du Fe-Si 3%. Sachant que l'épaisseur des tôles est de 0.35 mm et celle du vernis isolant dont la conductivité thermique est de  $0.2 \text{ W}/^\circ\text{C.m}$  vaut  $5 \mu\text{m}$ , l'équation (I.2) est utilisée pour le calcul de la conductivité thermique axiale. Dans l'arbre, qui est souvent massif aussi bien que dans l'air comme mentionné précédemment, la conductivité thermique radiale et celle axiale sont identiques. Les valeurs obtenues pour les différentes régions sont mentionnées sur le tableau II.7.

Régions	Matériaux	Conductivité thermique Radiale ( $\text{W}/^\circ\text{C.m}$ )	Conductivité thermique Axiale ( $\text{W}/^\circ\text{C.m}$ )
Entrefer	Air	$2.62 \text{ e-}2$	$2.62 \text{ e-}2$
Stator-Rotor	fer-silicium	84	12.17
Bobine	Cuivre	0.344	395
Arbre	Acier	50	50

Tableau II.7 Conductivité thermiques radiale et axiale pour chaque région

## II.5.2 Coefficients de convection

La partie la plus difficile dans ce genre de modélisation concerne la prise en compte des conditions aux limites. En effet, si les conditions de Dirichlet peuvent, dans certains cas, être facile à imposer ou à définir, les conditions aux limites de type convection sont beaucoup plus délicates à déterminer et à calculer. Le calcul du coefficient d'échange par convection dépend du nombre de Nusselt  $N_u$ . Dans le cas de la convection naturelle,  $N_u$  dépend du nombre de Prandtl et Grashof (équation (I.8)) qui sont des paramètres additionnels faciles à calculer. Par ailleurs, dans le cas de la convection forcée, le nombre de Nusselt dépend non seulement des paramètres empiriques tels que le nombre de Prandtl mais aussi du nombre de Taylor qui détermine la nature de l'écoulement dans l'entrefer (équation (I.13)), ou bien du nombre de Reynolds (équation (I.11)) qui lui aussi dépend de la vitesse du fluide à l'intérieur de la machine.

### II.5.2.1 Convection dans l'entrefer de la MRV6/4

La vitesse de fonctionnement de la MRV6/4 est de 2500 tr/min. Sans ventilateur monté sur le rotor, nous n'avons pas de fluide axial circulant dans l'entrefer. Nous avons calculé le nombre de Taylor avec l'expression (I.13) pour cette vitesse et nous avons obtenu une valeur maximale de 4151 à 100°C. Cette valeur est inférieure au nombre de Taylor critique ( $T_{ac} = 6000$ ) pour un entrefer rainuré et dans ce cas, le nombre de Nusselt  $N_u = 2$ . Pour le calcul du coefficient de convection nous avons utilisé l'équation (I.23). Nous avons trouvé une valeur de 32.75W/°C.m<sup>2</sup>.

## II.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons calculés les données nécessaires à la résolution de l'équation de la chaleur. Nous avons déterminés les sources de chaleurs qui représentent les pertes Joule dans le bobinage et les pertes fer dans le circuit magnétique. Dans la MRV6/4 l'induction n'est pas sinusoïdale. La formulation classique pour le calcul des pertes fer ne peut être utilisée. Nous avons exposé les formulations développées par [65] pour chaque type de commande (en courant ou en tension) de la MRV6/4.

La vitesse de rotation de la machine est de 2500 tr/mn à puissance constante. Dans ce cas, nous avons considéré la formulation de la commande en tension. Ces formulations montrent que les pertes fer dans la MRV6/4 dépendent des dimensions du circuit géométrique, des paramètres de commande et caractéristiques des tôles.

Nous avons ensuite calculé les coefficients de transfert par conduction axiale et radiale dans toutes les régions de la machine. L'utilisation de l'isolant fait que les valeurs des coefficients de conduction dans la direction axiale du bobinage et dans la direction radiale du circuit magnétique soient plus importantes.

Par la suite, nous avons calculé le coefficient de convection dans l'entrefer de la MRV6/4. Pour cela, nous avons calculé le nombre de Taylor. La valeur trouvée est inférieure au nombre de Taylor critique pour un entrefer encoché sans fluide axiale. La nature de l'écoulement est donc laminaire.

Les outils de simulation étant déterminés, nous pouvons donc passer à la simulation des phénomènes thermiques dans la MRV6 /4 par la méthode des éléments finis 2D et 3D, c'est l'objet du chapitre III et IV.

# **Chapitre III**

**Simulation des phénomènes  
thermiques dans la MRV6/4 par la  
méthode des éléments finis en 2D**

### III.1 Introduction

Dans le but d'identifier et maîtriser les paramètres du refroidissement des machines électriques, des méthodes analytiques, numériques et expérimentales de modélisation et d'analyse des phénomènes thermiques sont utilisées. La méthode des éléments finis est l'une des méthodes numériques les plus fiables dans ce domaine. Nous avons choisi de travailler avec cette méthode.

Dans ce chapitre, nous allons faire l'analyse de la distribution de la température et son évolution en fonction du temps par la méthode des éléments finis en deux dimensions pour la MRV6/4. Nous supposons qu'axialement la machine est infiniment longue. Nous pouvons donc faire une coupe radiale de la partie de la machine considérée. La géométrie 3D se réduit à une géométrie 2D (figure II.1 du chapitre précédent). Les coefficients de conduction dans la direction radiale qui ont été calculés précédemment seront utilisés. Seuls les transferts convectifs dans l'entrefer et entre culasse statorique et l'extérieur seront pris en considération.

Nous allons étudier deux cas. Dans un premier temps, nous utiliserons le coefficient de convection déterminé au chapitre II et nous ferons la résolution de l'équation de la chaleur par le code de calcul FLUX2D [80, 81]. Dans le deuxième cas, nous utiliserons une autre méthode pour le calcul des coefficients de convection forcée dans l'entrefer. Notons que ces coefficients dépendent de la vitesse de l'air qui circule à l'intérieur de la machine (équations (I.11) et (I.12)). Le logiciel Ansys-Fluent [82], qui est un logiciel d'éléments finis sera utilisé pour déterminer cette vitesse. Les résultats de l'analyse thermique obtenus pour ce deuxième cas seront comparés à ceux du premier cas.

## III.2 Analyse des phénomènes thermiques dans la MRV6/4 par la MEF2D

### III.2.1 Géométrie 2D de la machine d'étude et son maillage

La figure III.1 représente la géométrie de la MRV6/4 avec ses différentes régions tracée sur le code de calcul FLUX2D. Le tableau III.1 englobe les données nécessaires pour la simulation. Le maillage réalisé est illustré sur la figure III.2.

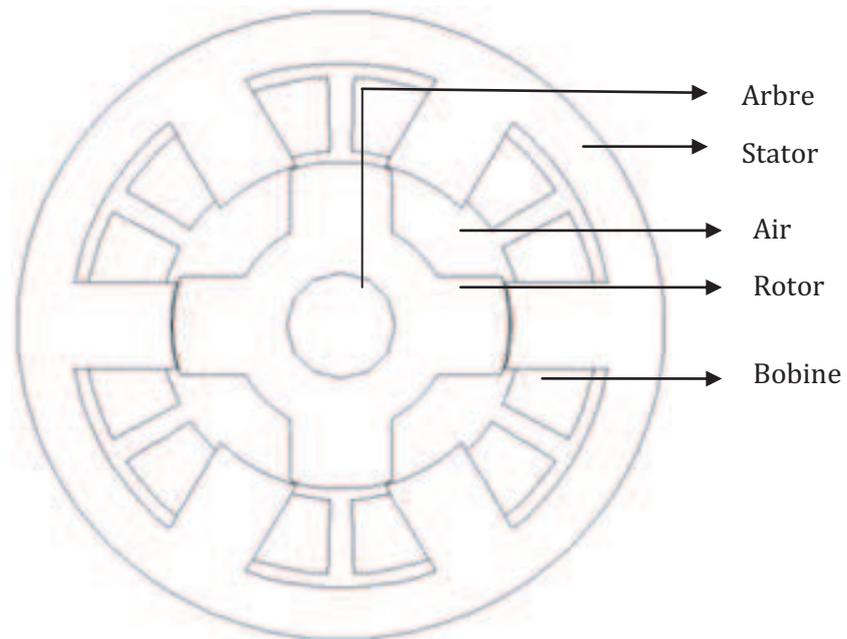


Figure III.1 Géométrie 2D de la MRV6/4 avec les différentes régions

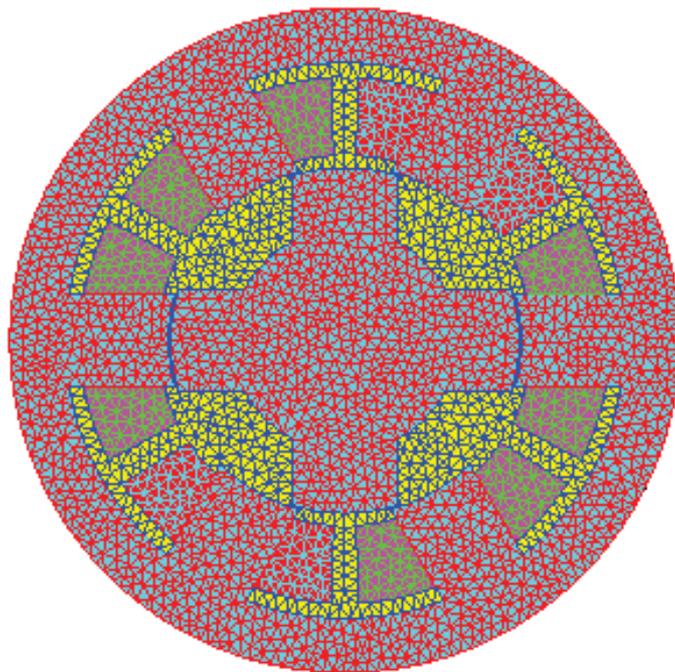


Figure III.2 Maillage 2D de la MRV6/4

Régions	Matériaux	Capacité calorifique (J/kg. °C)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )
Entrefer	Air	1006	1.184
Stator-Rotor	fer-silicium	460	7600
Bobine	Cuivre	385	8918
Arbre	Acier	460	7850

Tableau III.1 Capacité calorifique et masse volumique des matériaux de chaque région

### III.2.2 Résultats de simulation

Nous avons excité une seule phase et nous avons injecté les sources de chaleur dans la bobine, le rotor et le stator. Celles-ci représentent les pertes Joule et les pertes fer volumiques calculées au chapitre II. Nous avons considéré une température ambiante de 25°C. La résolution du problème est lancée pour une durée de deux heures car au delà de cette période, nous atteignons le régime permanent. Nous avons obtenu les résultats de la figure III.3 pour la distribution de la température et ceux de la figure III.4 pour les lignes de température. Nous avons remarqué que la température est très élevée qui dépasse les 200°C au niveau de la phase excitée et qui s'approche de 100°C dans le stator et le rotor.

La configuration la plus globale qui peut entourer le mode de fonctionnement général est l'excitation de toutes les phases car Le temps des séquences d'alimentation entre les phases est très court (en millièmes de seconde) (annexe A). Les résultats obtenus pour les trois phases excitées sont illustrés sur la figure III.5 et la figure III.6.

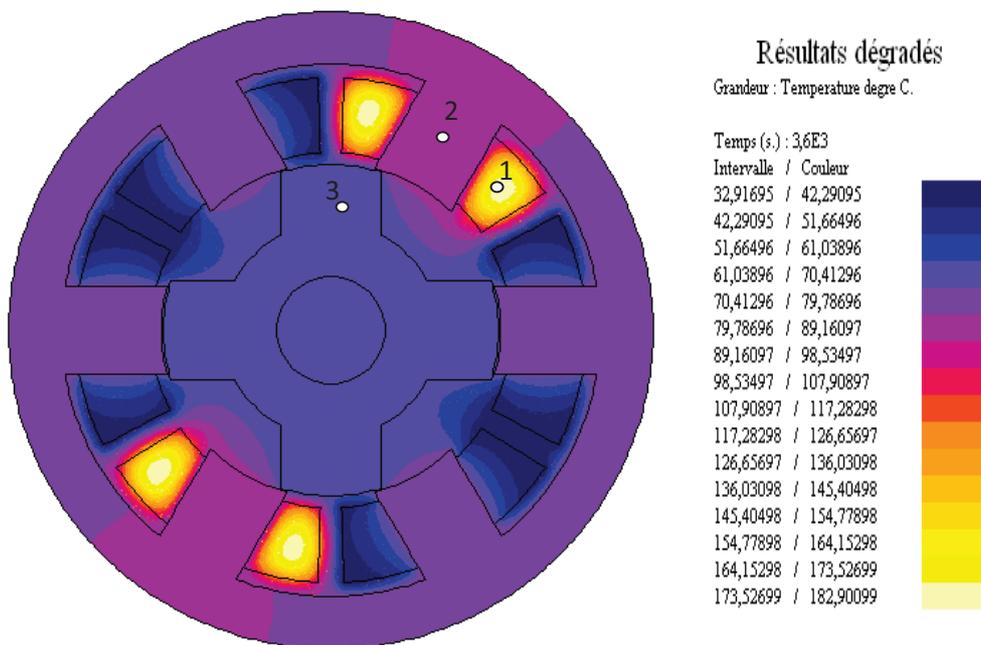


Figure III.3 Distribution de la température après 1h de simulation,  
(excitation d'une seule phase)

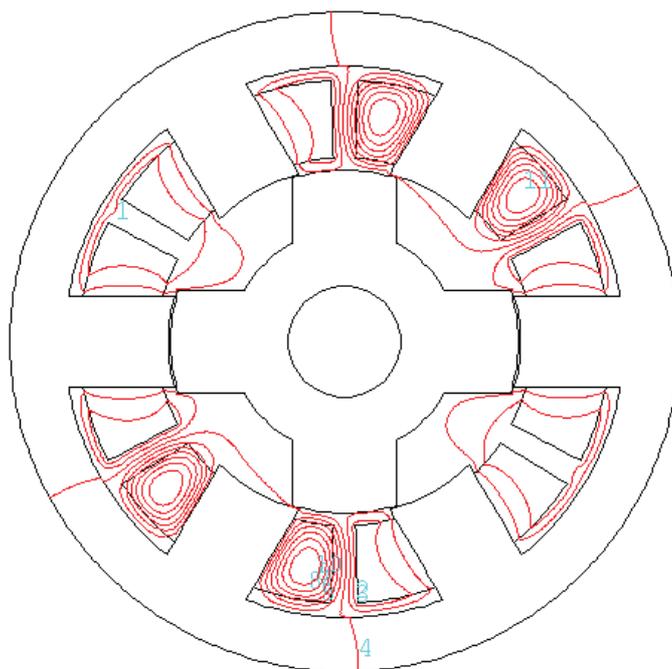


Figure III.4 Lignes de température après 1h de simulation,  
(excitation d'une seule phase)

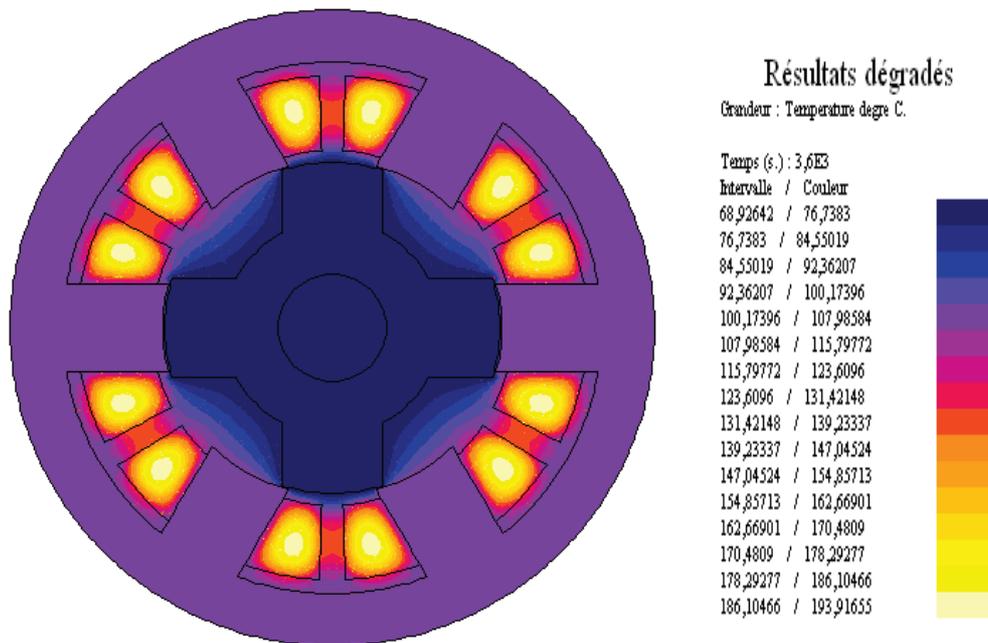


Figure III.5 Distribution de la température après 1h de simulation,  
(excitation des trois phases)

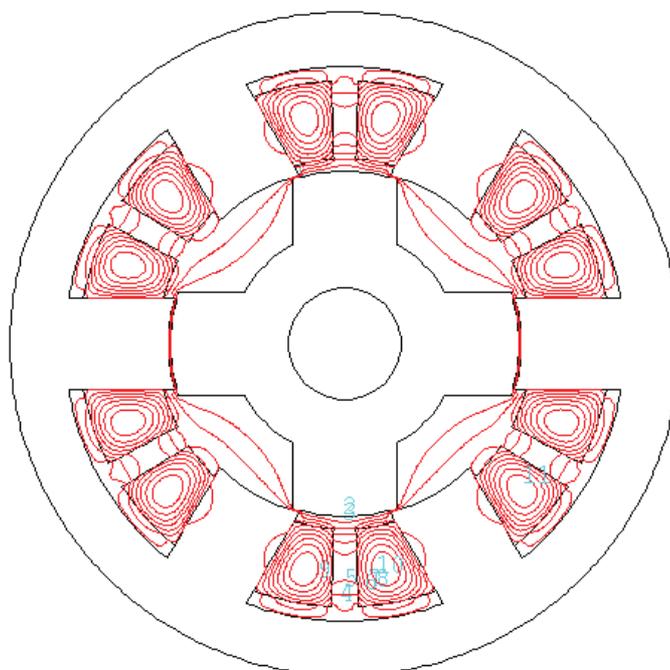


Figure III.6 Lignes de température après 1h de simulation,  
(excitation des trois phases)

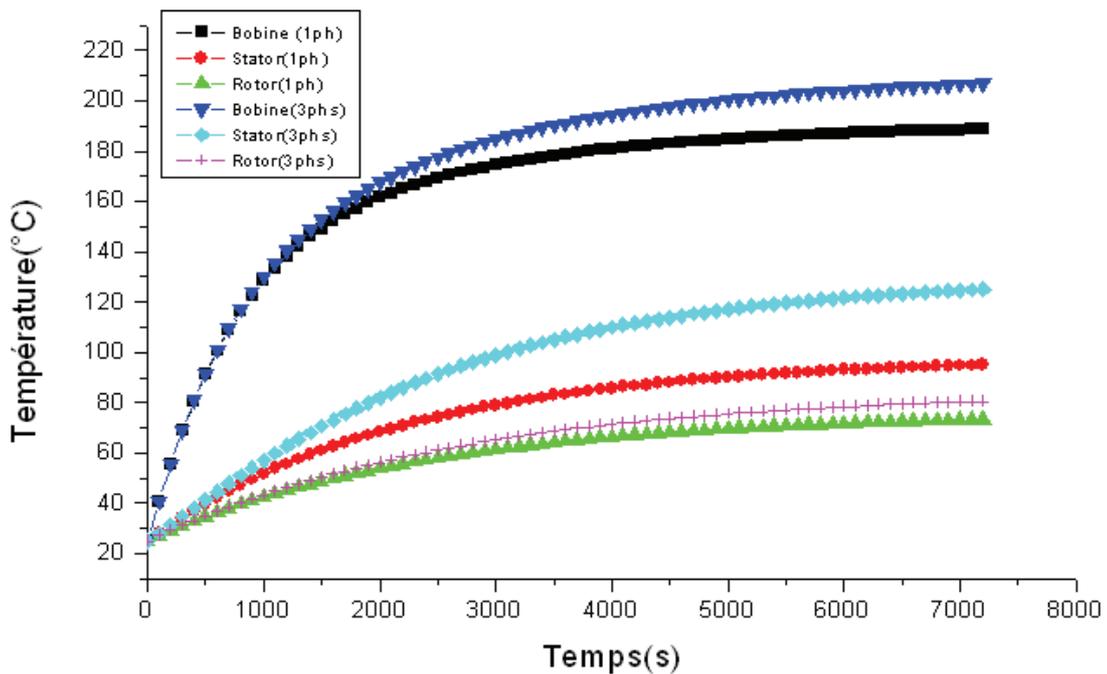


Figure III.7 Evolution de la température en fonction du temps

1ph : Excitation d'une phase.

3phs : Excitation des trois phases.

Pour voir l'évolution de la température dans la MRV6/4 en fonction du temps, nous avons pris un point dans chaque région (figure III.3) et nous avons tracé les courbes de la figure III.7. Ces courbes montrent une augmentation rapide de la température pendant les 20 premières minutes puis commence à se stabiliser.

Notons que dans tous ce qui suit, les points considérés pour le tracé de l'évolution de la température en fonction du temps sont les mêmes. Cela nous permet de comparer les résultats.

Dans le cas où nous avons excité les trois phases, nous avons remarqué qu'au niveau des bobines et le rotor, il n'y a pas une grande différence dans l'augmentation de la température par rapport à l'excitation d'une seule phase. En revanche la chaleur au niveau du stator est plus importante car le stator est en contact direct avec les bobines. Le transfert de chaleur se fait par conduction et par convection.

### III.3 Calcul des coefficients de convection forcée par une deuxième méthode [83, 84]

Dans cette partie, nous allons utiliser une autre méthode pour le calcul des coefficients de convection dans l'entrefer. En utilisant l'équation (I.11) nous allons calculer le nombre de Nusselt qui dépend du nombre de Reynolds. Ce dernier dépend de la vitesse de l'air (équation (I.12)) qui circule dans l'entrefer de la MRV6/4. Le calcul de cette vitesse nous amène à étudier et comprendre les phénomènes et les contraintes aérodynamiques résultant de la circulation de l'air dans cette région de la machine d'étude. Nous allons dans notre cas utiliser la méthode des éléments finis en deux dimensions pour la déterminer.

#### III.3.1 Calcul de la vitesse du fluide dans l'entrefer de la MRV6/4 par la MEF 2D

La circulation d'un fluide est régie, dans le cas général, par l'équation de Navier-Stockes suivante [85, 86, 87] :

$$\rho \left( \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \nabla \vec{v} \cdot \vec{v} \right) = -\vec{\nabla} T_r + \mu \vec{\nabla}^2 \vec{v} \quad (\text{III.1})$$

où  $v$  représente la vitesse du fluide et  $T_r$  la contrainte exercée par le fluide qui dépend de la vitesse du rotor. Nous avons résolu l'équation de Navier-Stockes en utilisant le logiciel d'éléments finis ansys Fluent.

Suivant la complexité géométrique contenant l'air dans la MRV6/4, nous avons divisé la géométrie en deux parties. La région inter-polaire rotorique et l'entrefer constant représentent la première partie, le reste de la machine représente la deuxième partie. La figure III.8 en donne une représentation. Pour résoudre ce problème, qui est un modèle mécanique visqueux, il fallait identifier la nature de chaque face (solide ou fluide). Tous les points et segments les composants sont pris en considération ce qui délimite la géométrie. Le maillage des deux parties de la géométrie d'étude est donné sur la figure III.9.

Après résolution du problème, nous avons obtenu la vitesse de l'air pour chaque région dans l'entrefer. Les résultats sont données sur les figures III.10 , III.11 et III.12. Nous remarquons que la vitesse au niveau des encoches statoriques est très faible. Nous pourrions supposer que le refroidissement dans les régions linéiques 1, 2,3, 4 et 5 (figure III.13) se fera par convection naturelle. Dans le reste de la machine, nous constatons que la vitesse de l'air est plus importante notamment au niveau de l'espace annulaire entre stator et rotor. Le refroidissement se fera par convection forcée. Pour le calcul du coefficient de convection pour chaque région linéique  $L_i$ , nous avons utilisé l'équation (III.2) [88].

Un résumé des valeurs des vitesses du fluide, du type de convection et des valeurs des coefficients  $h$  pour toutes les régions linéiques est donné dans le tableau III.3.

$$h = \frac{\lambda \cdot N_u}{L_i} \quad (\text{III.2})$$

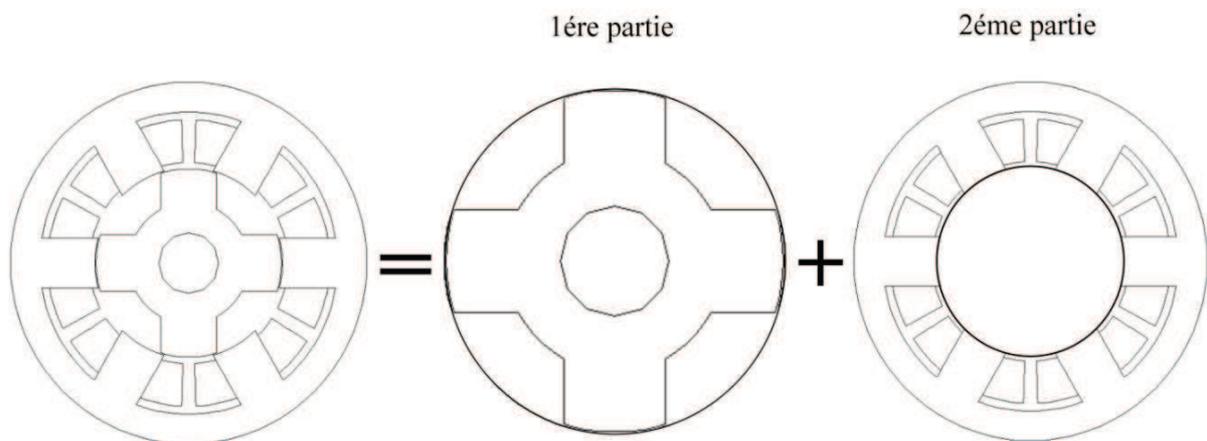


Figure III-8 Division de la géométrie de la MRV6/4

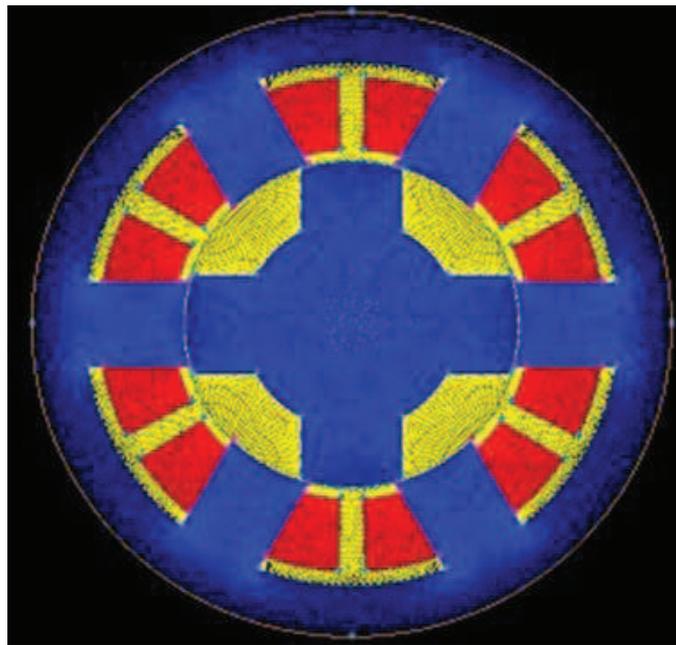


Figure III.9 Maillage des deux parties effectué dans Fluent

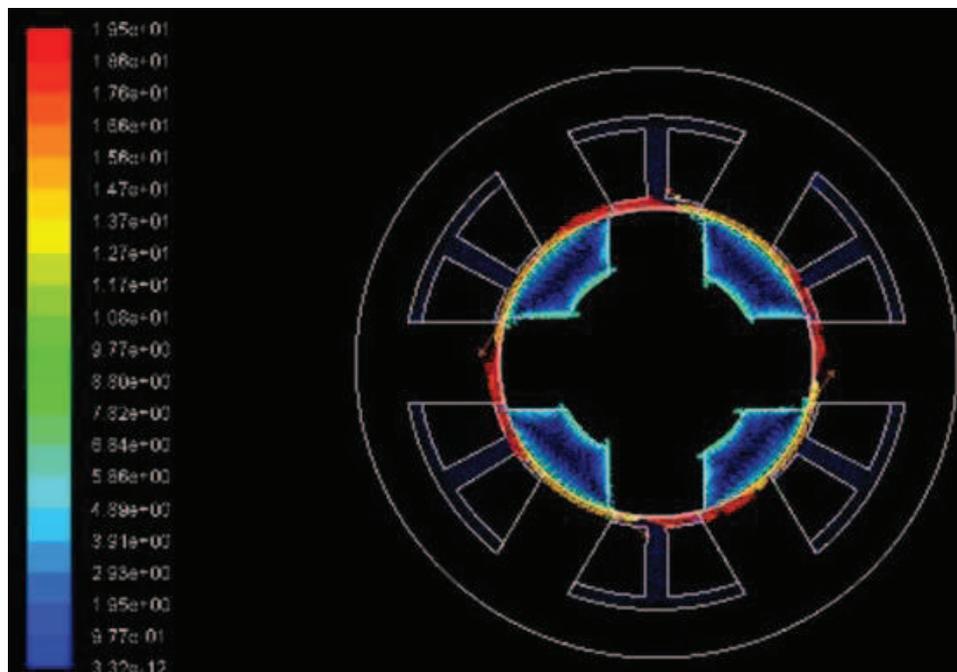


Figure III.10 vitesse du fluide à l'intérieur de l'entrefer

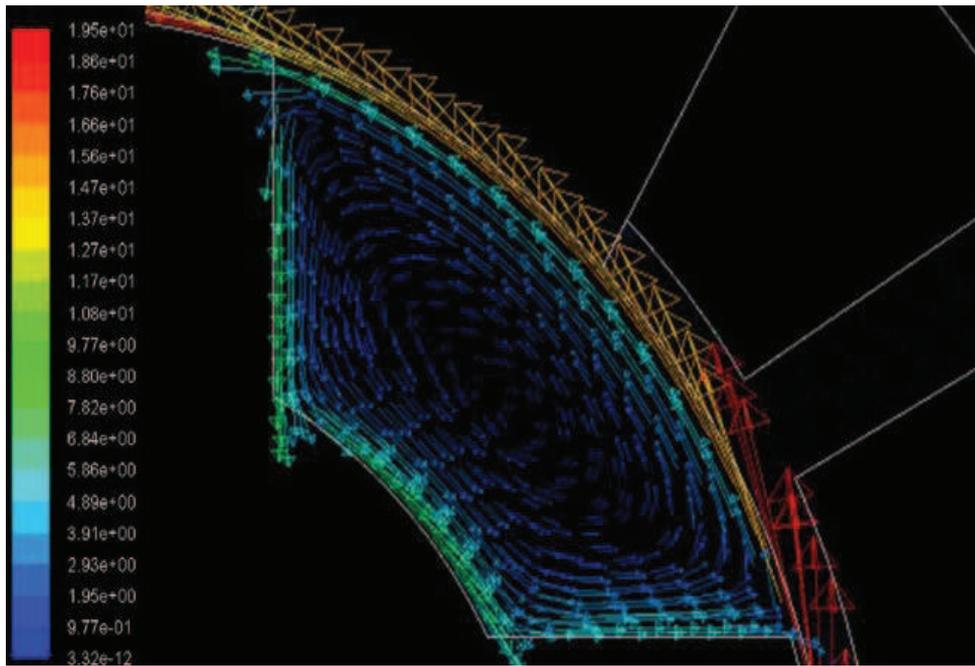


Figure III.11 Zoom de la première partie

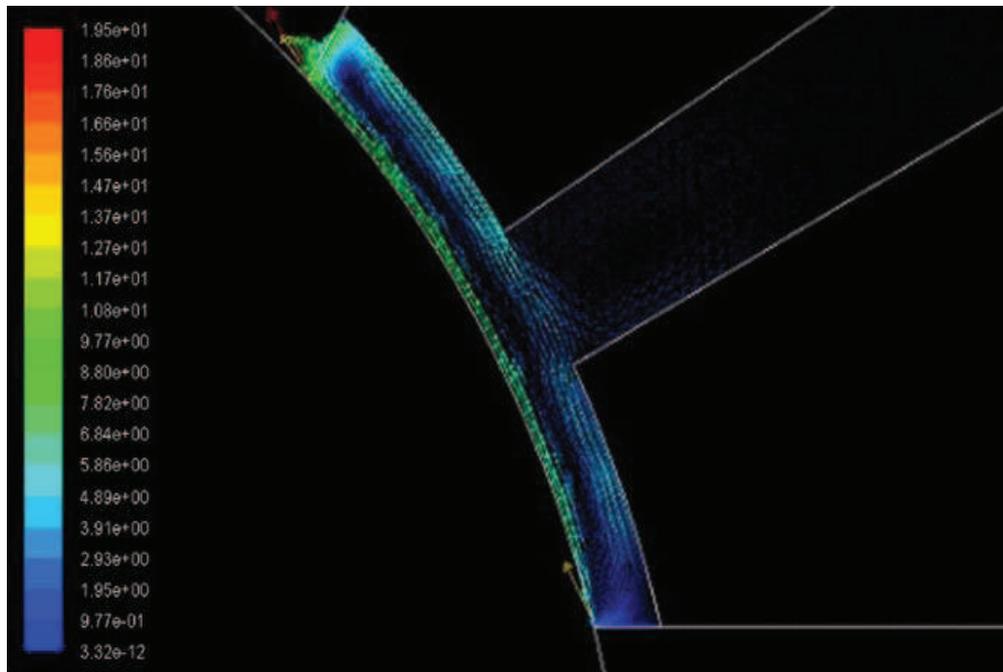


Figure III.12 Zoom de la deuxième partie

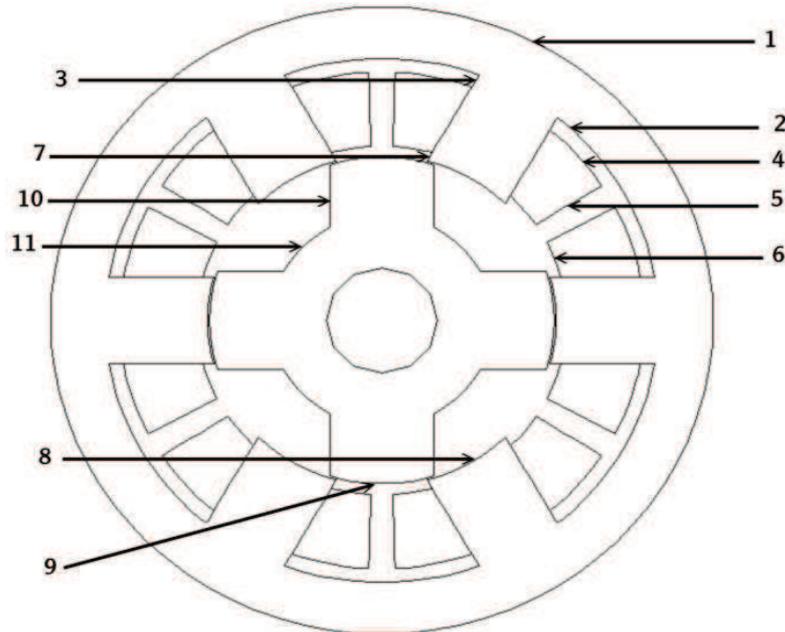


Figure III.13 Régions pour le calcul du coefficient « h »

Région	Coefficient « h » (W/m <sup>2</sup> .°C)	Type de convection	Vitesse de fluide correspondante (m/s)
1	5.86	Naturelle	
2	8.86	Naturelle	
3	15.6	Naturelle	
4	11.18	Naturelle	
5	11.21	Naturelle	
6	81.53	Forcée	7
7	146.76	Forcée	6
8	91.30	Forcée	20
9	84.44	Forcée	20
10	47.18	Forcée	6
11	62.55	Forcée	7

Tableau III.2 Valeurs des caractéristiques des différentes régions

### III.3.2 Simulation des phénomènes thermiques

Pour la simulation des phénomènes thermiques, nous avons utilisé la même géométrie et le même maillage que pour le premier cas ainsi que les sources de chaleur et la température ambiante. Nous avons utilisé comme conditions aux limites les coefficients de convection calculés par la deuxième méthode. La même durée de simulation est considérée. Nous avons obtenu les résultats des figures III.14 et III.16 pour la distribution de la température, ceux des figures III.15 et III.17 pour les lignes de température et enfin ceux de la figure III.18 pour l'évolution de la température en fonction du temps. Pour cette dernière, les mêmes points ont été considérés (1, 2, 3).

La température est toujours plus élevée au niveau des bobines par rapport au stator et au rotor. Si on excite les trois phases la température augmente beaucoup plus dans le stator qui est en contact direct avec les bobines.

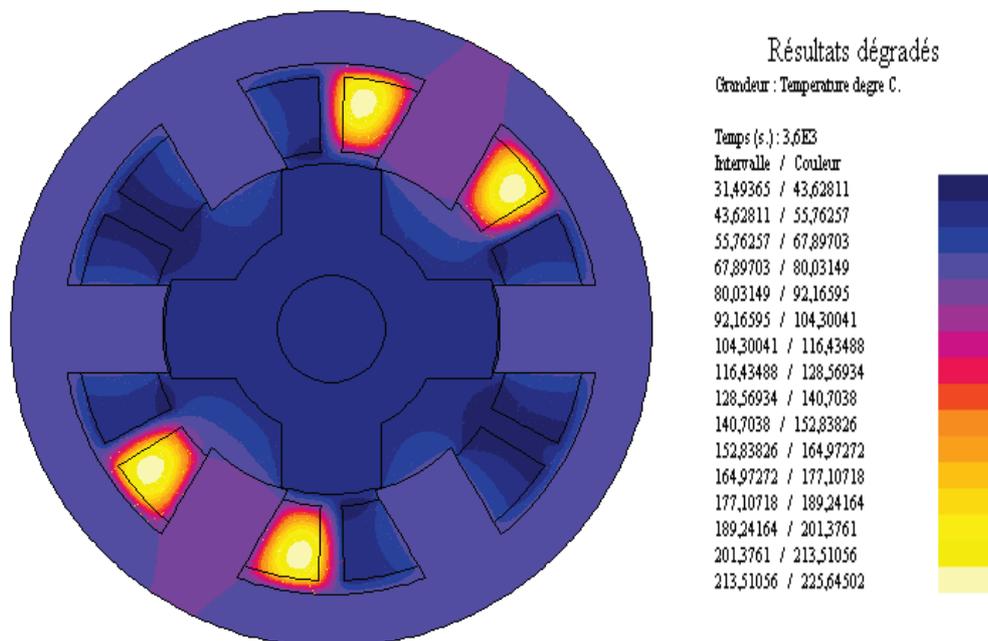


Figure III.14 Distribution de la température après 1h de simulation,  
(excitation d'une phase)

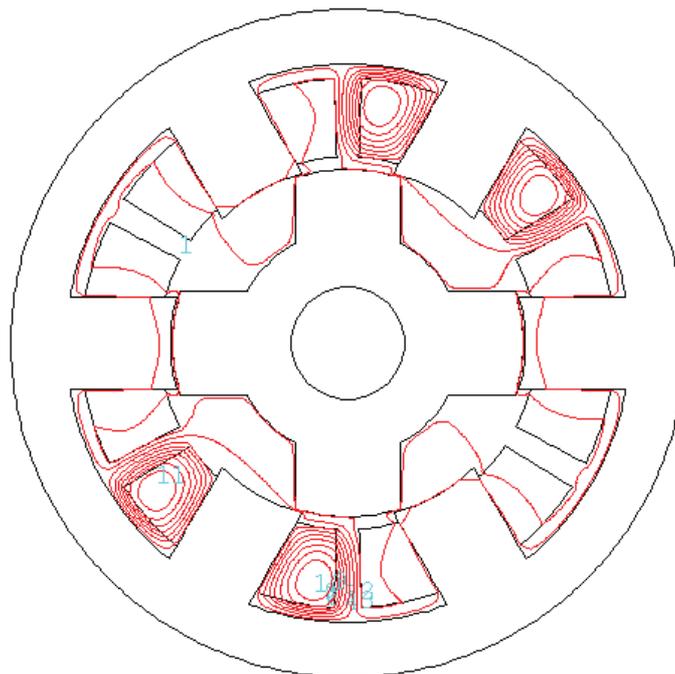


Figure III.15 Lignes de température après 1h de simulation,  
(excitation d'une phase)

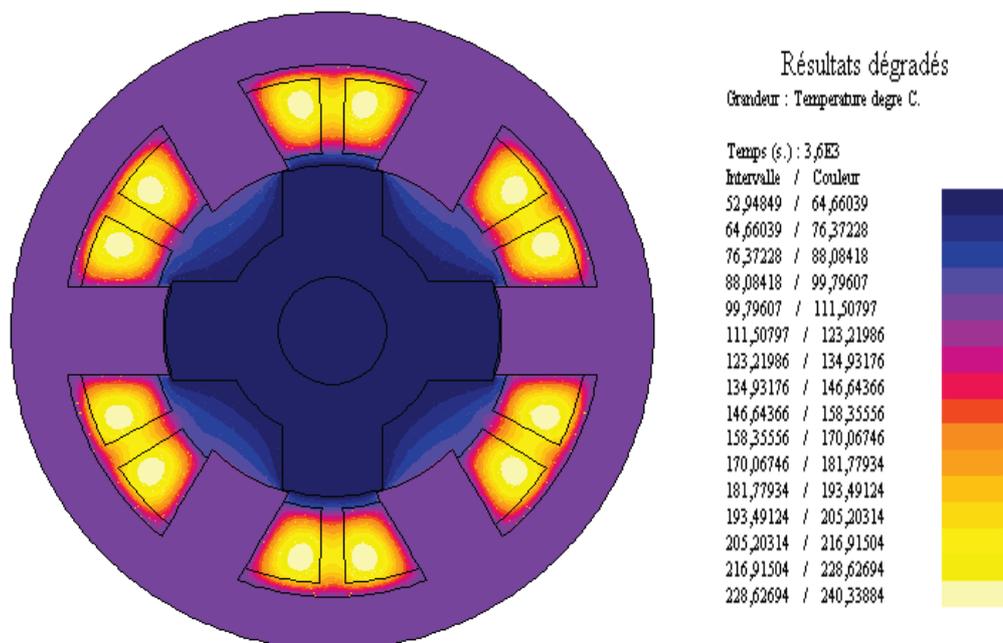


Figure III.16 Distribution de la température après 1h de simulation,  
(excitation des trois phases)

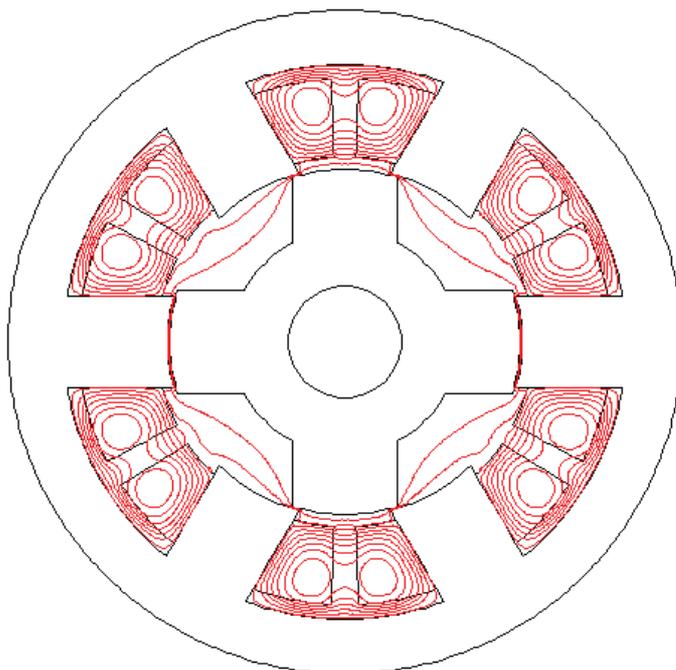


Figure III.17 Lignes de température après 1h de simulation,  
(excitation des trois phases)

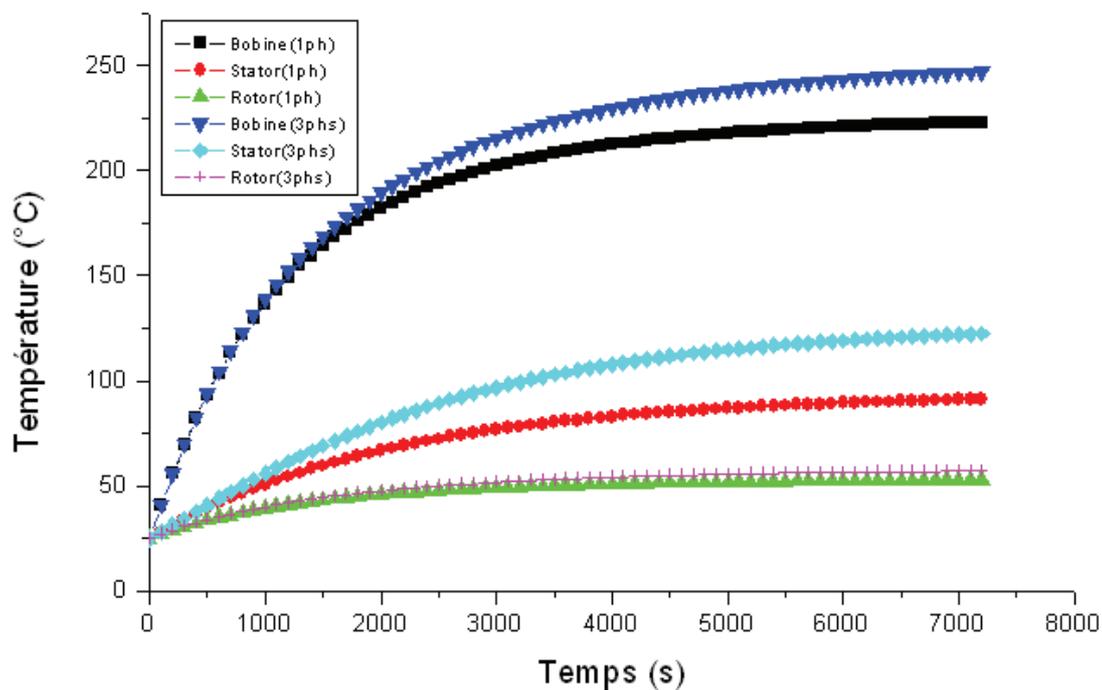


Figure III.18 Evolution de la température en fonction du temps

1ph : Excitation d'une phase.  
3phs : Excitation des trois phases

Sur la figure III.19, nous avons tracé l'évolution de la température en fonction du temps pour les deux cas. Nous avons excité les trois phases. Pour le deuxième cas, la température est très importante dans les bobines. L'écart est d'environ 30°C par rapport au premier cas. Les conditions aux limites appliquées dans l'espace vide dans le stator sont de type convection naturelle. Leurs valeurs sont plus faibles en comparaison avec le premier cas, ce qui explique l'augmentation de la température. En revanche dans le rotor, la température pour le deuxième cas est inférieure au premier cas. Le rotor est refroidi par convection forcée. Les coefficients calculés à ce niveau sont plus importants. Rappelons que dans le premier cas le coefficient de transfert par convection est le même pour tout l'espace entre stator et rotor ( $32.75\text{W}/\text{m}^2.\text{°C}$ ).

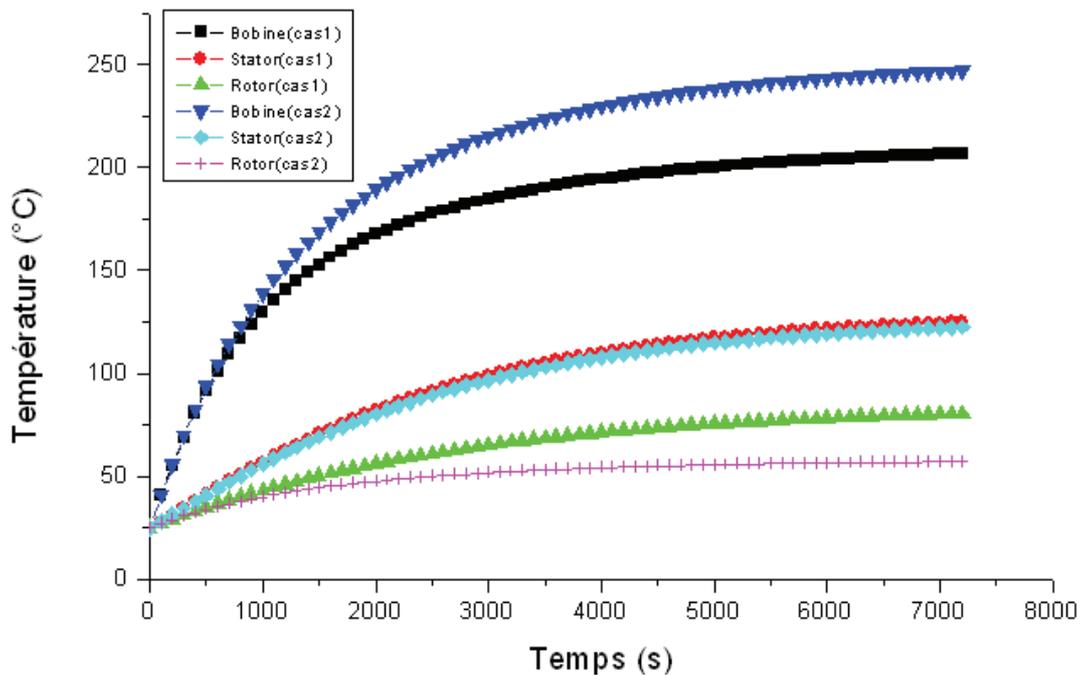


Figure III.19 Evolution de la température en fonction du temps pour les deux cas (excitation des trois phases)

Cas1 : h calculé théoriquement.

Cas2 : h calculé par la MEF.

Tous les résultats obtenus précédemment montrent que la température est très élevée dans les bobines par rapport au stator et au rotor. Le coefficient de conduction radial dans les bobines est très petit ( $0.344\text{w/m.}^\circ\text{C}$ ) ce qui limite la propagation de la chaleur des bobines vers les autres régions (stator, rotor). Axialement ce coefficient est nettement plus important ( $395\text{w/m.}^\circ\text{C}$ ). Nous allons dans ce qui suit voir l'influence de ce coefficient sur le transfert de chaleur des bobines vers les autres régions. Nous allons donc négliger la direction de conduction. Nous considérerons que le coefficient de conduction dans cette région est de  $395\text{w/m.}^\circ\text{C}$ . L'analyse thermique faite pour ce cas sera comparée à celle du cas de la conduction radiale.

#### **III.4 Resultats de simulation dans le cas du coefficient de conduction $\lambda=395\text{w}/^\circ\text{C.m}$ dans les bobines.**

Pour comparer les résultats avec ceux de la conduction radiale, nous avons utilisé les mêmes données pour la simulation des phénomènes thermiques. Les conditions aux limites par convection utilisées sont celles calculées par la deuxième méthode. Les figures III.20 et III.22 montrent les résultats de distribution de la température, III.21 et III.23 les résultats des lignes de température et sur les figures III.24 et III.25 nous avons tracé l'évolution de la température en fonction du temps.

Les résultats pour  $\lambda=395\text{w/m.}^\circ\text{C}$  montrent une diminution importante de la température dans les bobines comparés à ceux où nous avons utilisé  $\lambda=0.344\text{w/m.}^\circ\text{C}$ . la chaleur s'est propagée rapidement des bobines vers les autres régions [89]. La température au niveau du stator est pratiquement égale à celle des bobines. Dans ce cas, nous remarquons qu'entre l'excitation d'une seule bobine et l'excitation des trois bobines, il y a une grande différence de température (environ  $20^\circ\text{C}$ ) et ceci est dû à l'effet mutuel entre les bobines.

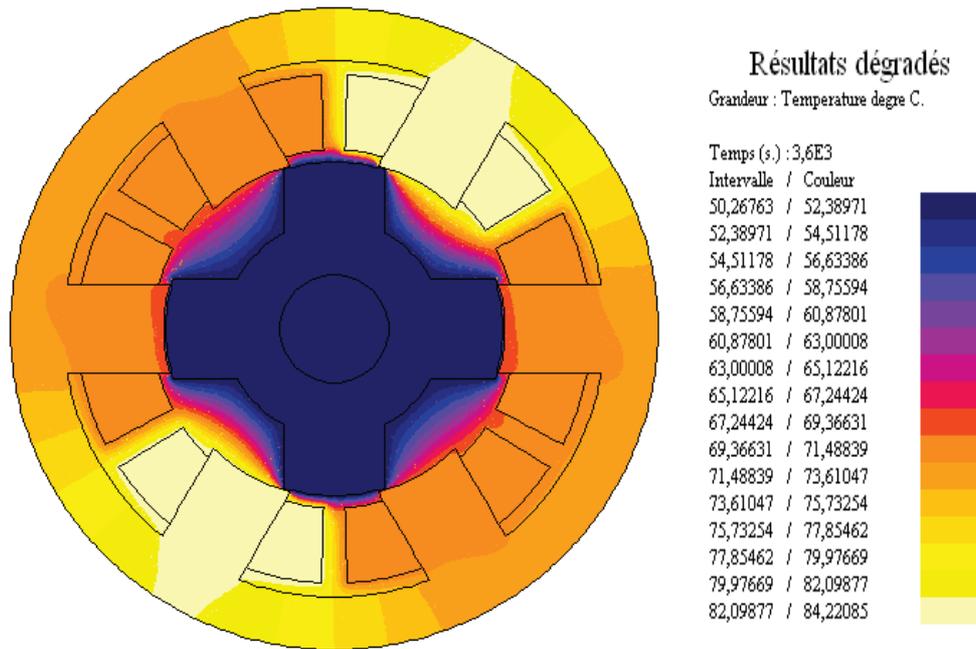


Figure III.20 Distribution de la température après 1h de simulation,  
(excitation d'une phase)

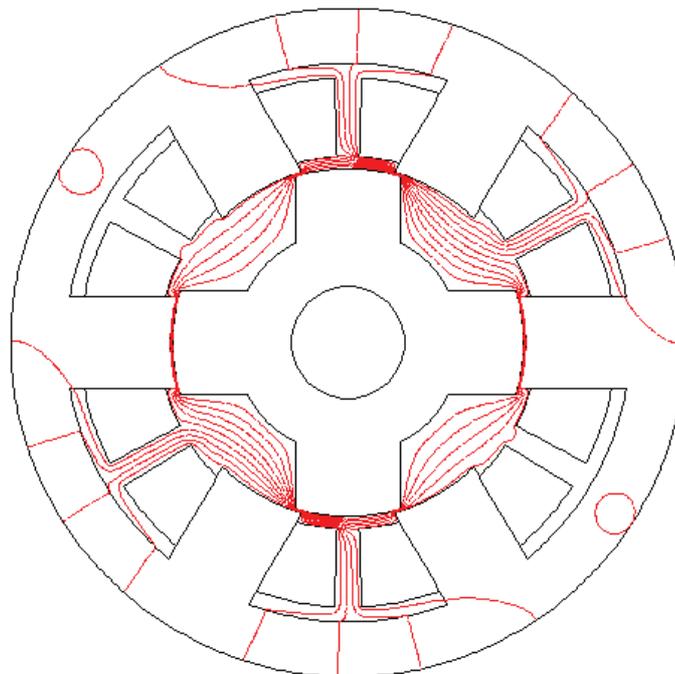


Figure III.21 Lignes de température après 1h de simulation,  
(excitation d'une phase)

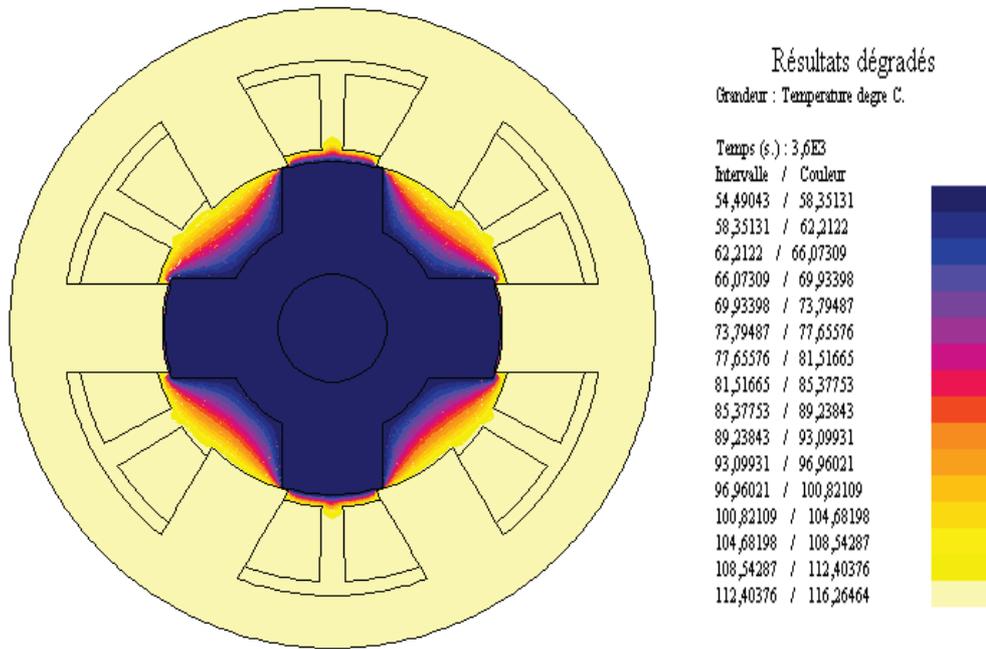


Figure III.22 Distribution de la température après 1h de simulation,  
(excitation des trois phases)

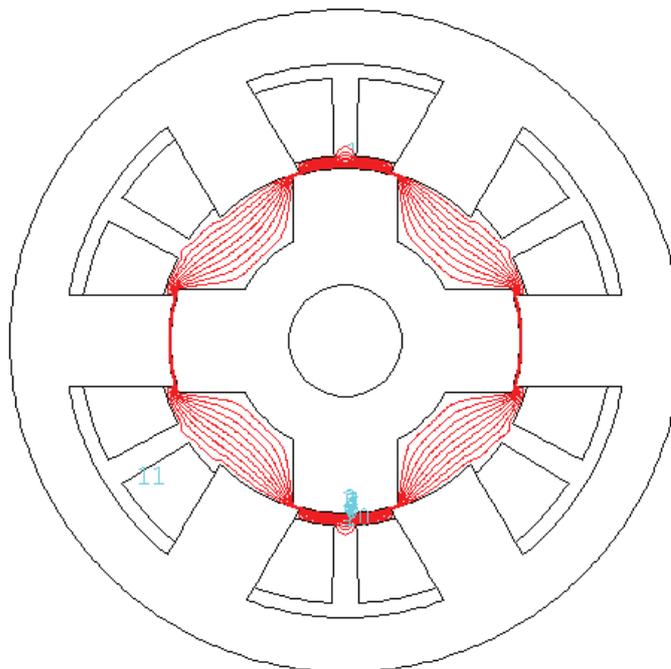


Figure III.23 Lignes de température après 1h de simulation,  
(excitation des trois phases)

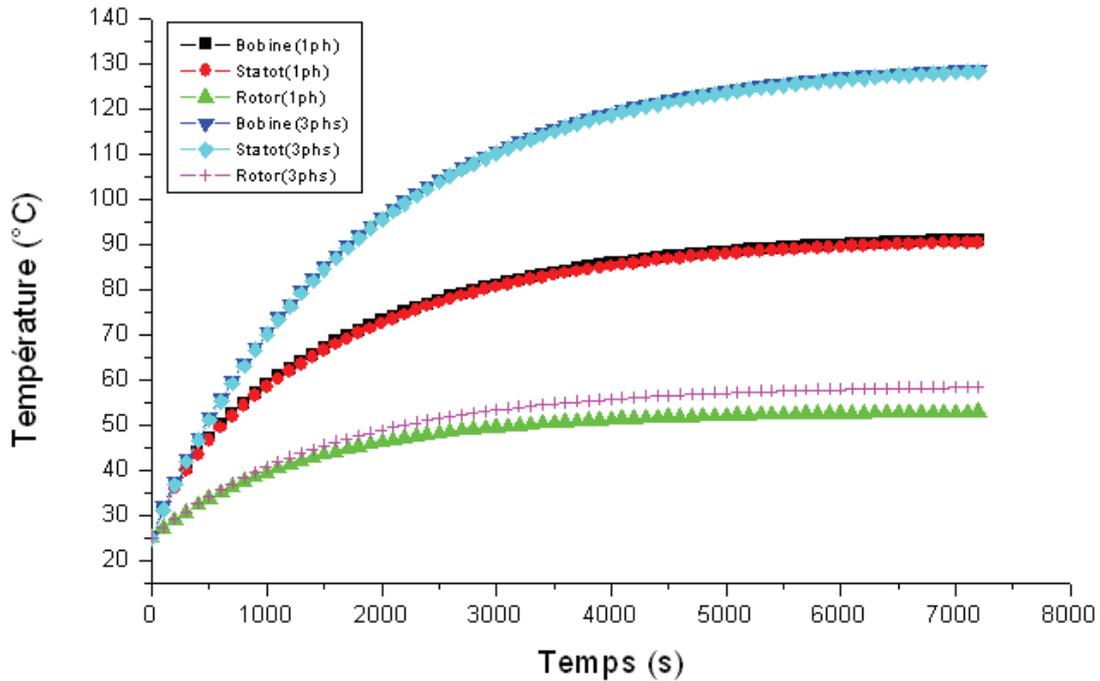


Figure III.24 Evolution de la température en fonction du temps pour un coefficient de conduction de 395w/m.°C

1ph : Excitation d'une phase.  
3phs : Excitation de trois phases.

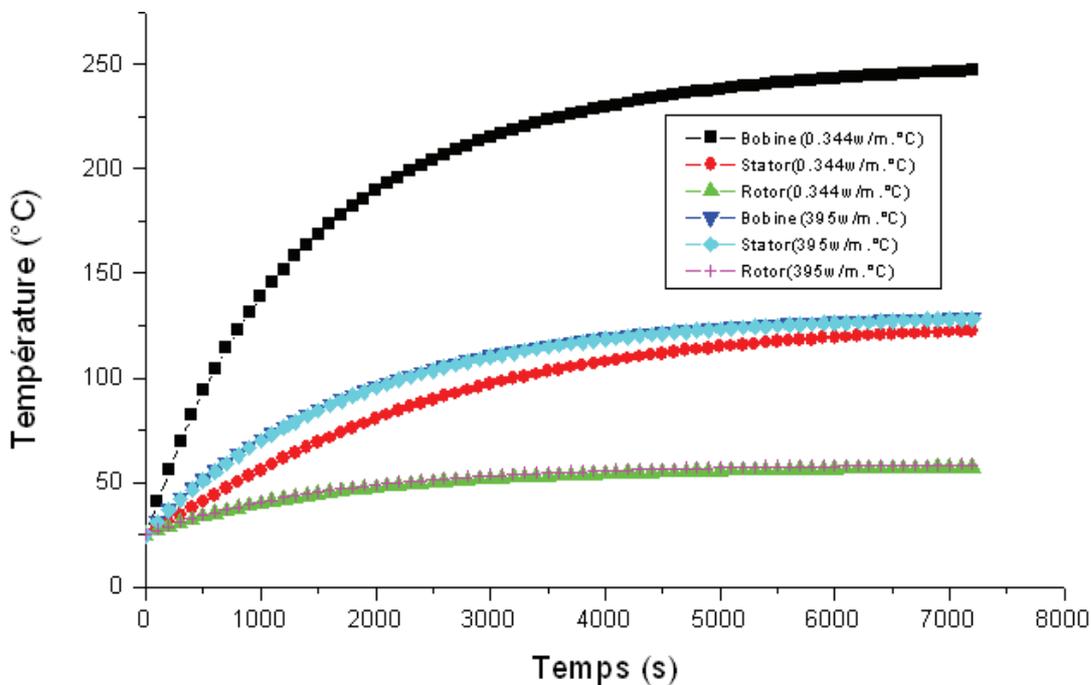


Figure III.25 Evolution de la température en fonction du temps pour les deux coefficients de conduction (excitation des trois phases)

### III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons fait la résolution de l'équation thermique dans la MRV6/4, par la méthode des éléments finis en deux dimensions en utilisant le logiciel FLUX2D. Dans la première partie, nous avons utilisé les conditions aux limites par convection calculées analytiquement. Le coefficient de convection appliqué est le même pour toutes les régions linéiques de l'espace entre le stator et le rotor. Dans la deuxième partie, nous avons utilisé les coefficients de convection calculés par la deuxième méthode. Pour cela, nous avons calculé la vitesse de l'air à l'intérieur de la MRV6/4 par la méthode des éléments finis en deux dimensions en utilisant le logiciel Ansys-Fluent. Dans ce cas les valeurs des coefficients calculés pour chaque région linéique sont différentes. Ils dépendent en effet de la valeur de la vitesse et de la longueur caractéristique de chaque région. L'analyse par la méthode des éléments finis s'avère plus efficace. Les résultats thermiques obtenus pour le deuxième cas sont plus fiables par rapport à ceux de la méthode théorique.

D'autre part, en ce qui concerne l'effet de transfert de chaleur par conduction dans les directions axiale et radiale, l'étude a montré que l'analyse thermique en deux dimensions n'est pas concluante. Le problème thermique est donc un problème tridimensionnel. Une modélisation 3D rend compte du comportement thermique réel de la MRV6/4. Dans le quatrième chapitre, nous allons faire l'analyse des phénomènes thermiques dans la MRV6/4 par la méthode des éléments finis en 3D.

# **Chapitre IV**

**Simulation des phénomènes  
thermiques dans la MRV6/4 par la  
méthode des éléments finis en 3D.**

## IV.1 Introduction

Les travaux réalisés sur la modélisation et simulation des phénomènes thermiques de la MRV6/4 en deux dimensions, ont montré que le problème thermique dans les machines électriques est un problème tridimensionnel. En effet, la géométrie présente des difficultés particulières et sa structure hétérogène composée de plusieurs matériaux complique la détermination de la distribution de la température. Cette dernière dépend principalement des transferts thermiques des matériaux dans les différentes directions et de la structure de la machine.

Dans le présent chapitre, nous allons faire l'étude du comportement thermique de la MRV6/4 par la méthode des éléments finis en trois dimensions en utilisant le logiciel d'éléments finis en trois dimensions FLUX3D [67, 80, 81, 90, 91]. Nous allons mettre en évidence l'effet des transferts thermiques dans les différentes directions. Les sources de chaleur et les coefficients de transfert thermique calculés précédemment seront utilisés.

Dans un premier lieu, nous allons faire l'analyse thermique en considérant la géométrie de la machine sans têtes de bobines en appliquant les données calculées précédemment. Dans une seconde étape, nous ferons l'étude du comportement thermique de cette machine en prenant en considération les têtes de bobines. Dans ce dernier cas, la construction de la géométrie est complexe et demande quelques transformations. Avant de résoudre le problème thermique, nous allons d'abord exposer les différentes étapes de la construction de la géométrie avec têtes de bobines.

## IV.2 Géométrie et maillage

Nous avons tracé sur le logiciel FLUX3D la figure IV.1 qui représente la géométrie 3D de la MRV6/4 avec ses différentes régions. Nous avons utilisé la même géométrie en deux dimensions et nous l'avons extrudé pour obtenir la géométrie en trois dimensions. Ici les têtes de bobines ne sont pas prises en considération. Pour réduire le temps de calcul, nous n'avons considéré que le quart de la machine (figure IV.2). Le maillage de cette géométrie est illustré sur la figure IV.3.

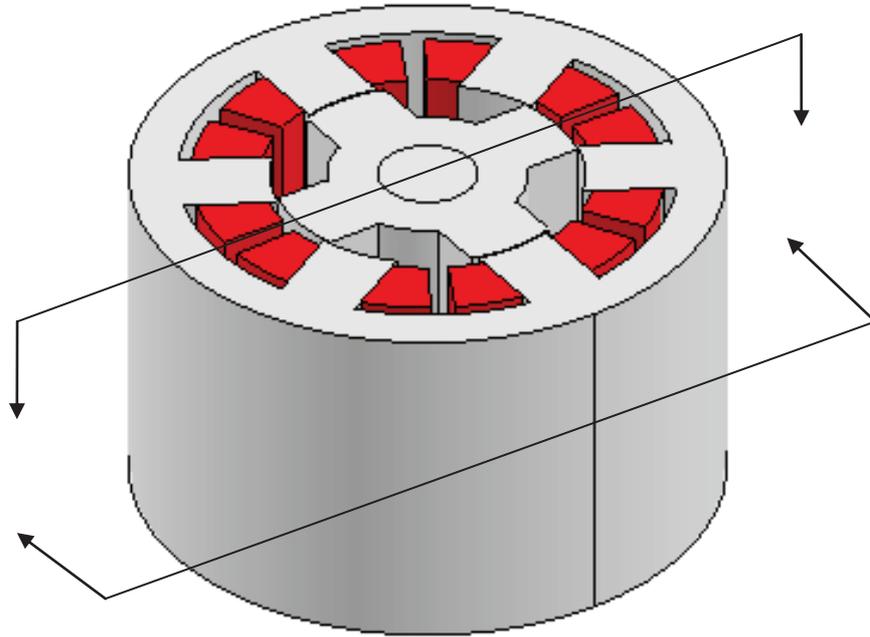
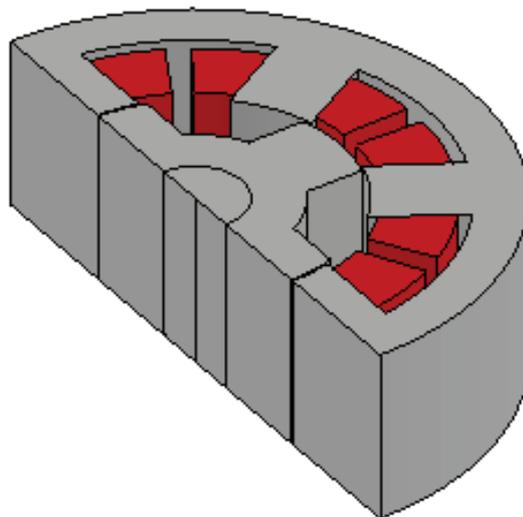
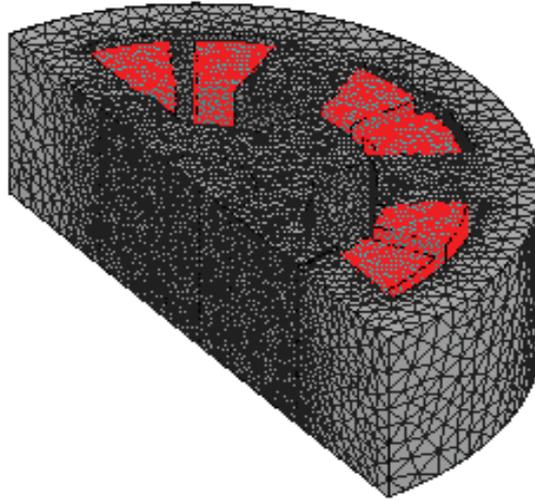


Figure IV.1 Géométrie de la MRV6/4 en 3D.

Figure IV.2  $\frac{1}{4}$  de la géométrie de la MRV6/4 en 3D

Figure IV.3 Maillage du  $\frac{1}{4}$  de la MRV6/4 en 3D

#### IV.2.1 Résultats de simulation

Les matériaux étant anisotropes, les conductivités thermiques dans chaque direction pour les bobines et le fer sont appliquées ainsi que les conditions aux limites par convection. Les valeurs sont données dans le tableau III.3 (chapitre III, paragraphe III.3.1). La température ambiante est de 25°C et la durée de simulation est de deux heures. Les figures IV.4 et IV.5 montrent les résultats de l'excitation des trois phases pour la distribution de la température et lignes de température respectivement. Pour une heure de simulation, nous remarquons que la température est très élevée dans les bobines. Sa valeur dépasse les 220°C dans les parties où la convection est naturelle. Pour le stator, ça dépasse les 100°C. Et pour le rotor, nous remarquons un refroidissement dû aux coefficients de convection qui ont des valeurs très élevées dans cette partie de la machine.

Dans le cas de matériaux isotropes, la conductivité thermique du cuivre est de 395w/m.°C et celle du fer est de 84 w/m.°C. En se référant à la figure IV.6, la température se propage vers le stator et diminue considérablement au niveau des bobines (Environ 120°C). L'évolution de la température en fonction du temps pour les points 1, 2, et 3 dans les différentes parties de la machine et dans les deux cas est tracé sur la figure IV.7.

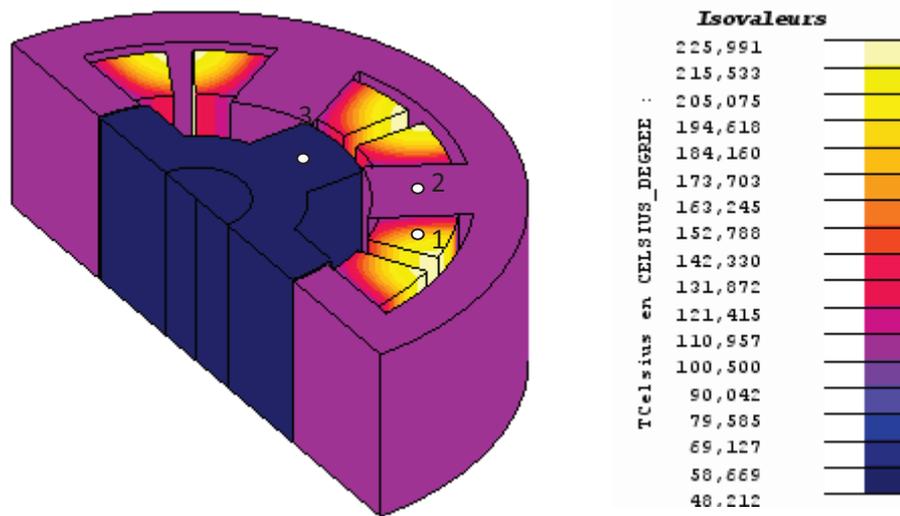


Figure IV.4 Distribution de la température après 1h de simulation (anisotrope)

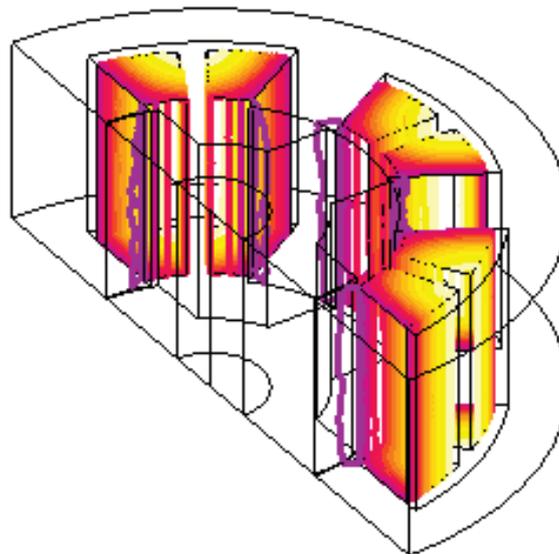


Figure IV.5 Lignes de température après 1h de simulation (anisotrope)

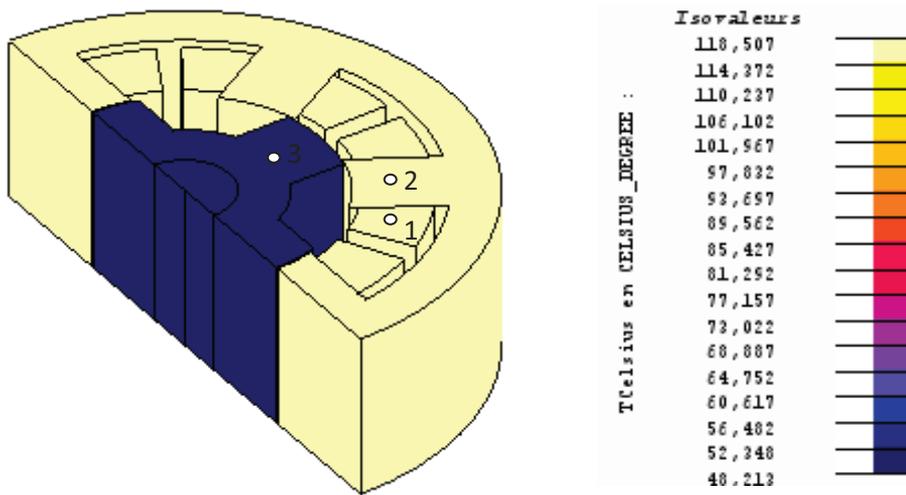


Figure IV.6 Distribution de la température après 1h de simulation (isotrope 395w/m.°C)

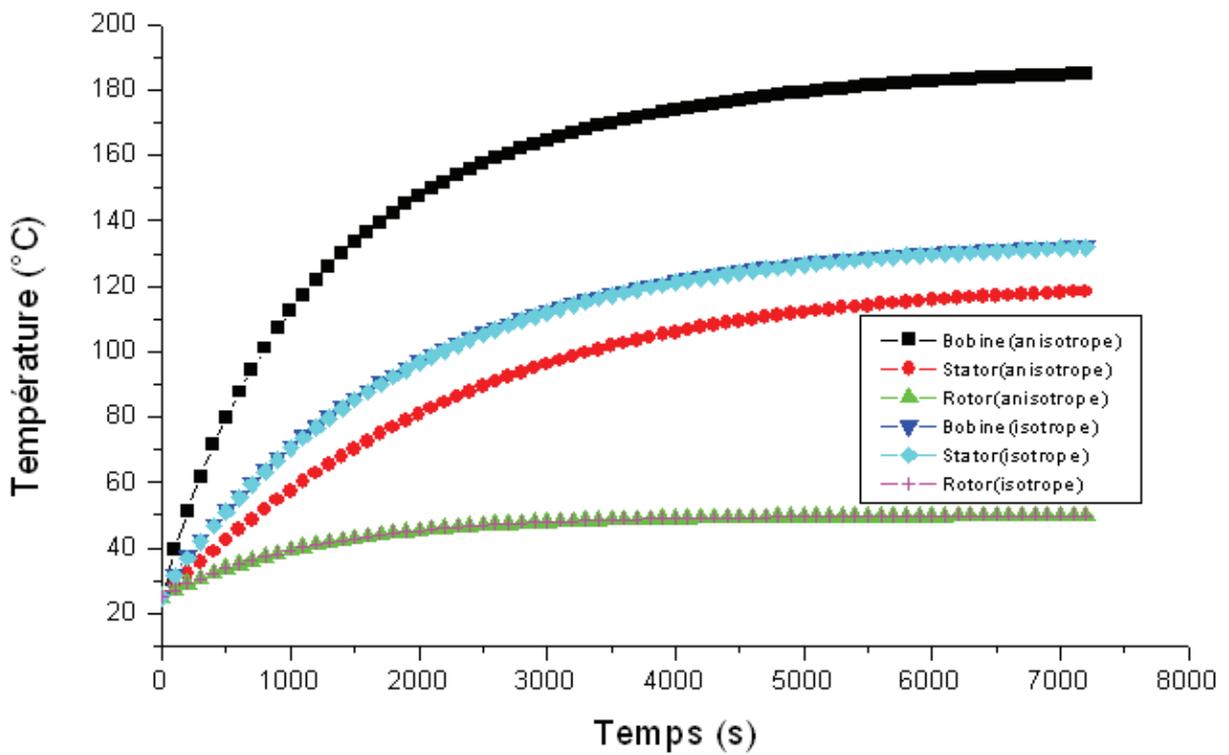


Figure IV.7 Evolution de la température en fonction du temps

### IV.3 Etude de la distribution de la température dans les différentes régions

L'étude de la répartition de la température pour chaque région séparément, nous donne les résultats des figures IV.8, IV.9, IV.11, IV.12, et IV.14. Nous constatons que la température n'est pas importante au niveau du stator et du rotor. La température est très élevée uniquement au niveau des bobines. Ceci est dû aux pertes Joule qui sont plus importantes que les pertes fer et aux coefficients de refroidissements qui sont importants dans l'entrefer. Pour le rotor et le stator l'évolution de la température en fonction du temps pour les trois points 1, 2, et 3 montre que la chaleur est pratiquement la même (figures IV.10 et IV.13). En revanche, dans la bobine, la température n'est pas homogène. La chaleur augmente et atteint des valeurs très élevées dépassant les 350°C dans les régions où le refroidissement se fait par convection naturelles (figure IV.15). donc, une étude thermique détaillée des bobines s'impose.

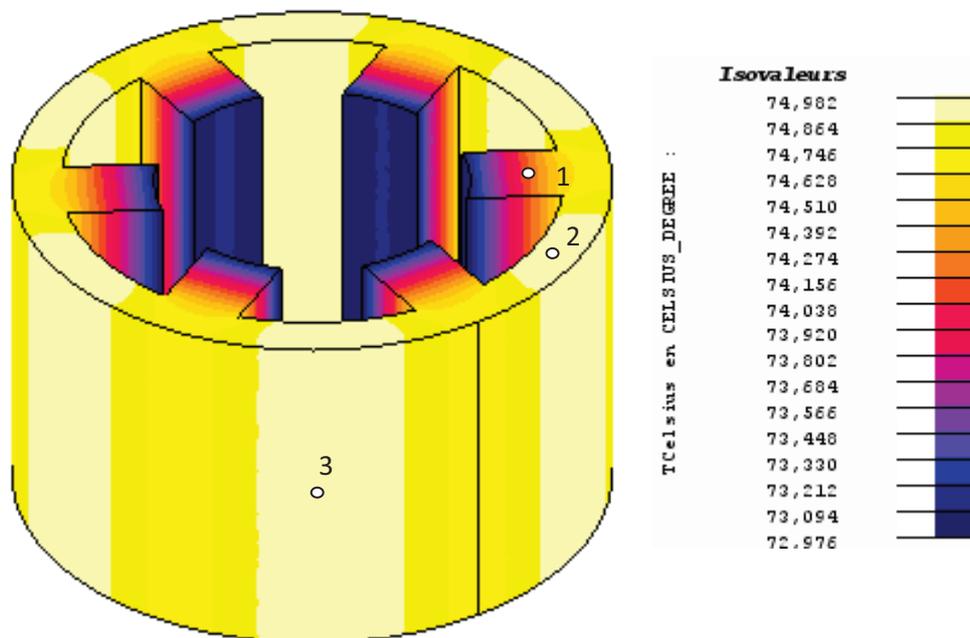


Figure IV.8 Distribution de la température dans le Stator après 1h de simulation

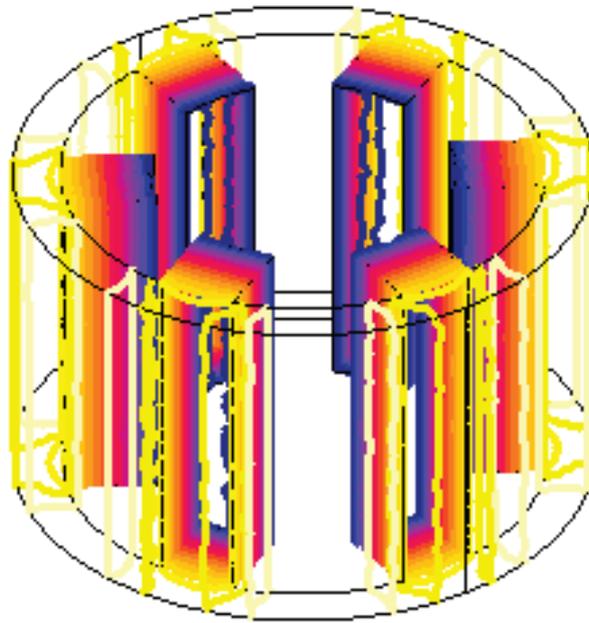


Figure IV.9 Lignes de température dans le stator après 1h de simulation

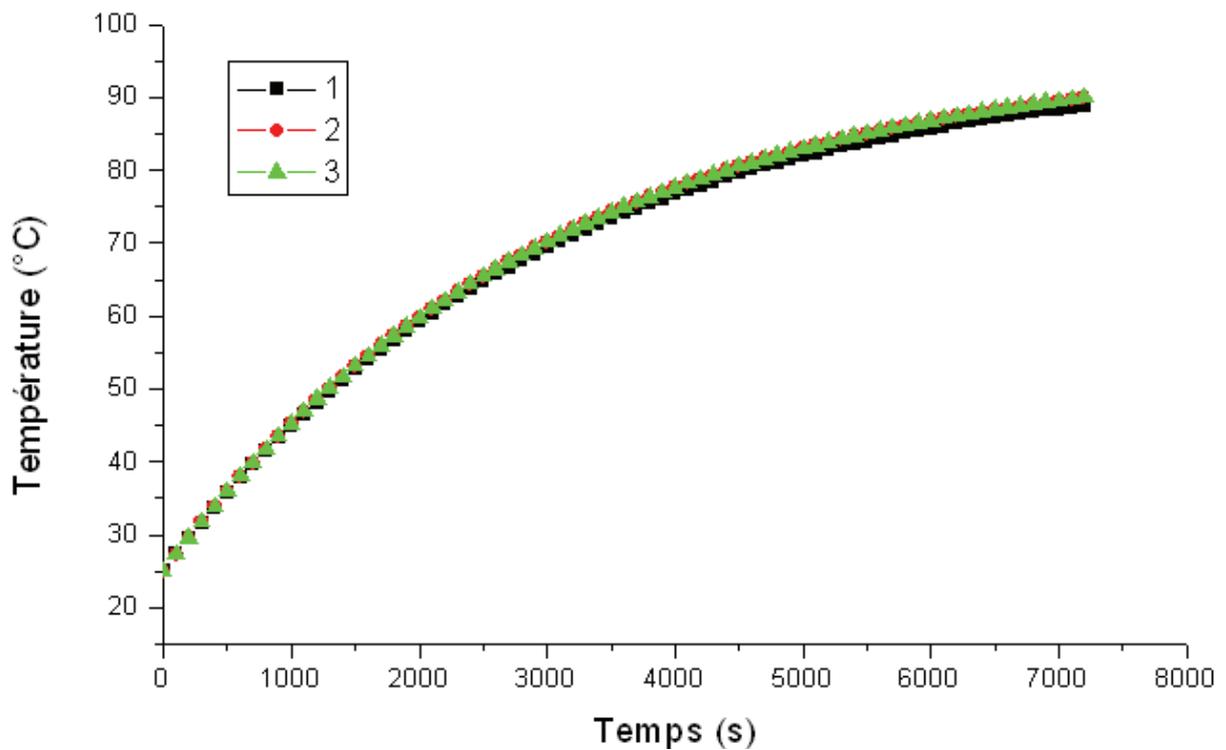


Figure IV.10 Evolution de la température en fonction du temps dans le stator pour trois points différents

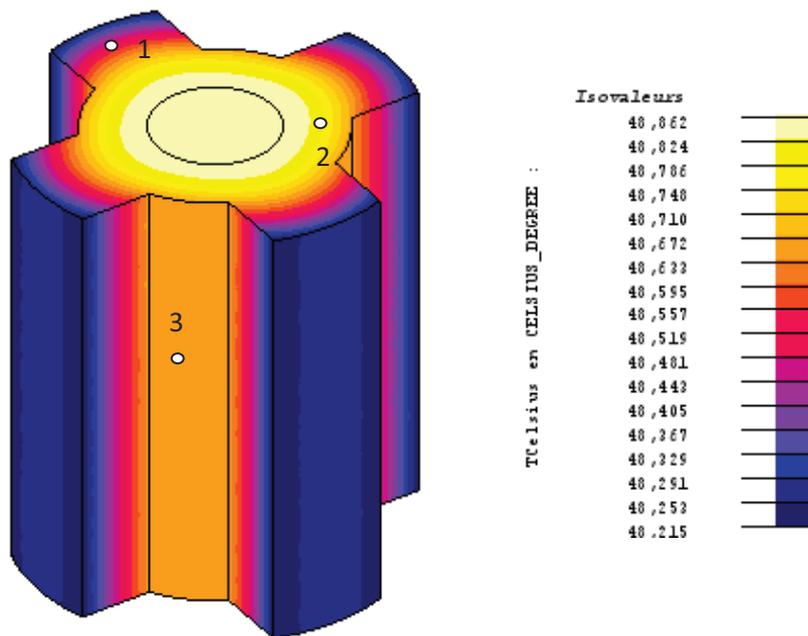


Figure IV.11 Distribution de la température dans le Rotor après 1h de simulation

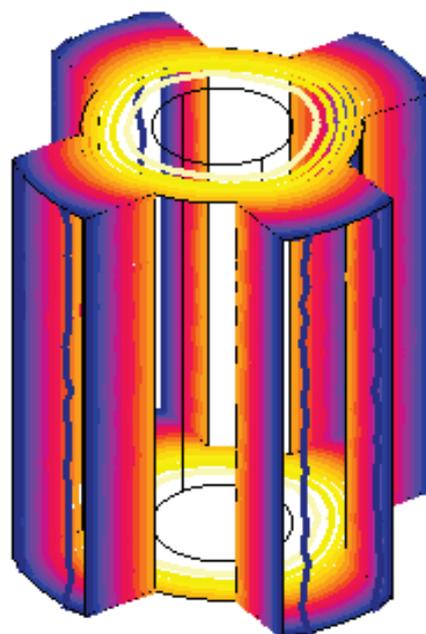


Figure IV.12 Lignes de température dans le rotor après 1h de simulation

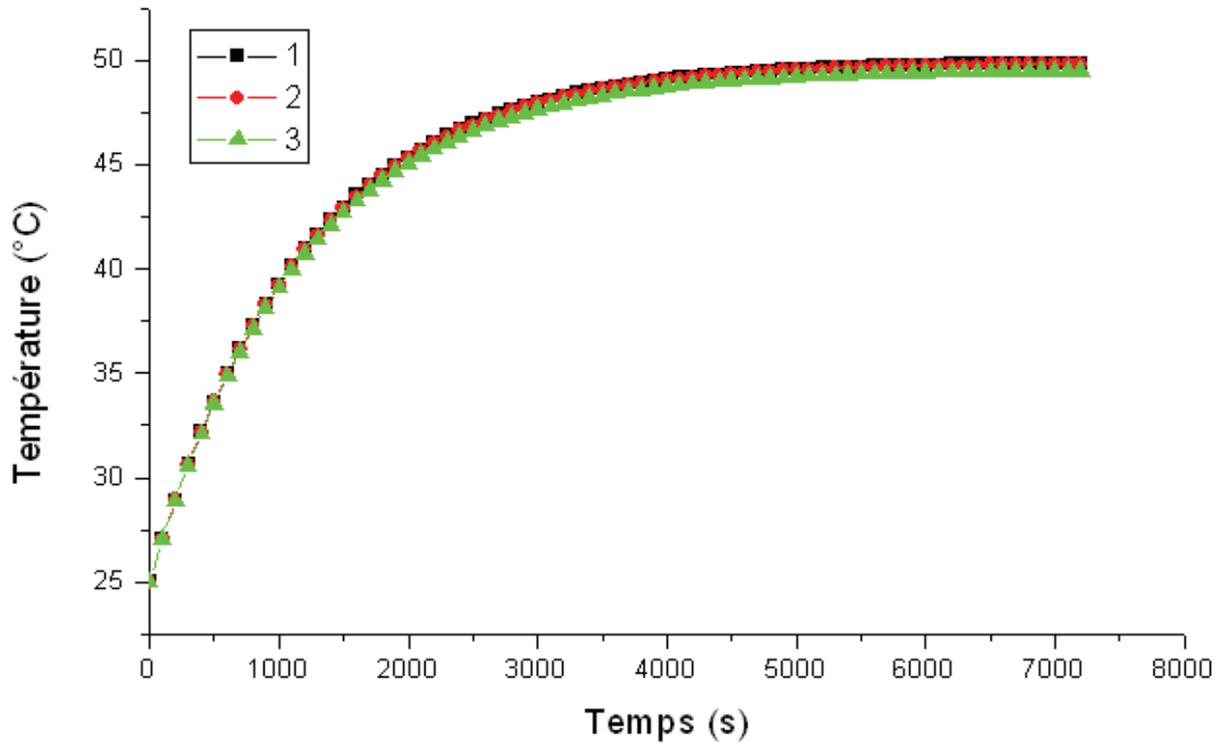


Figure IV.13 Evolution de la température en fonction du temps dans le rotor pour trois points différents

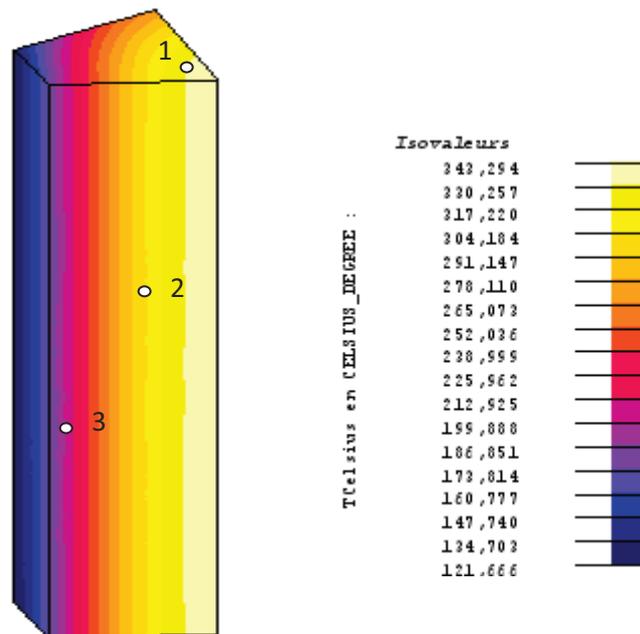


Figure IV.14 Distribution de la température dans la Bobine après 1h de simulation

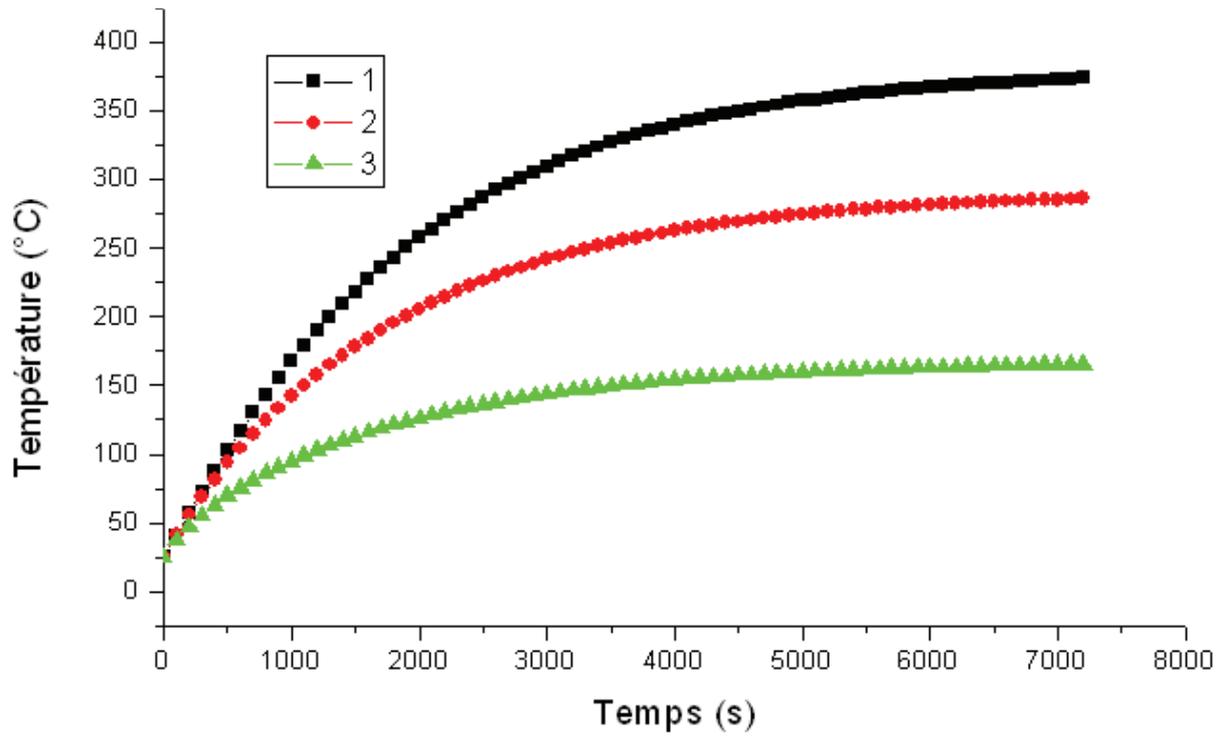


Figure IV.15 Evolution de la température en fonction du temps dans la bobine pour trois points différents

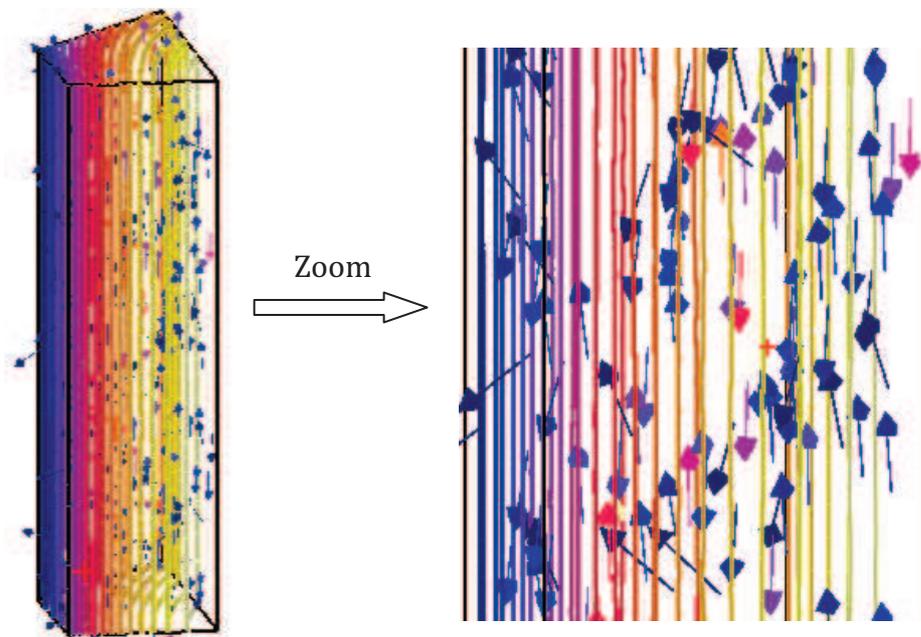


Figure IV. 16 Sens de propagation de la température dans la Bobine

Sur la figure IV.16, nous avons tracé les flèches qui montrent le sens de propagation de la chaleur dans une bobine. Nous remarquons qu'une grande partie de la chaleur se propage par conduction dans les deux sens verticaux (vers les têtes de la bobine). Les coefficients de conduction dans ces sens sont plus importants. Notons que dans cette étude, nous n'avons pas considéré les têtes de bobines. Pour compléter cette étude, il était nécessaire de faire l'analyse thermique de la MRV6/4 avec têtes de bobines pour voir l'effet de la conduction dans ces parties de la machine et celui de la convection sur son refroidissement.

#### IV.4 Construction de la géométrie avec têtes de bobines

Lors de la construction de la géométrie de la machine avec têtes de bobines, nous avons rencontré quelques problèmes, notamment les intersections entre lignes et entre lignes et faces. Nous étions dans l'obligation de faire des transformations dans la forme des surfaces des bobines. Pour pouvoir garder les mêmes valeurs des densités de pertes cuivre volumiques, il fallait garder les mêmes surfaces de celles-ci. Les figures IV.17 et IV.18 montrent les étapes de construction de la géométrie :

La forme rectangulaire de la bobine nous a permis de faire une rotation de  $90^\circ$  sans intersections entre lignes ou entre lignes et faces. En trois dimensions, nous avons obtenu la figure IV.19 qui montre la création de la géométrie d'une tête de bobine. Et sur la figure IV.20 et IV.21, nous avons représenté la géométrie complète de la bobine et son maillage respectivement. Pour le  $\frac{1}{4}$  de la machine, nous avons obtenu les figures IV.22 et IV.23.

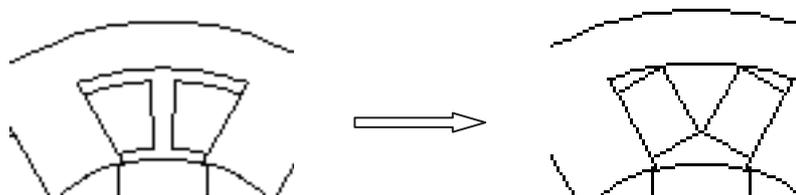


Figure IV.17 Transformation effectuée au niveau d'une encoche

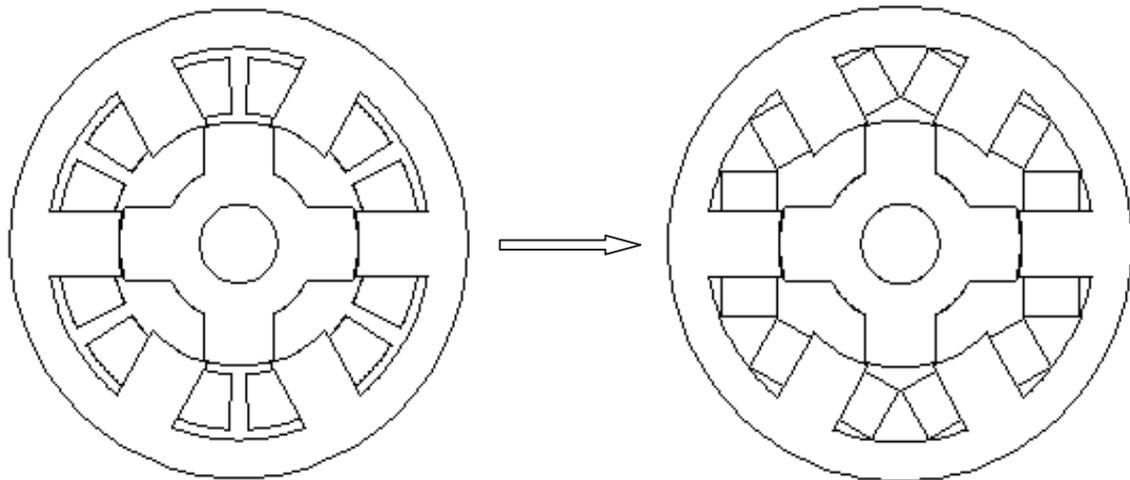
a- 1<sup>ère</sup> géométrie 2D.b- 2<sup>ème</sup> géométrie 2D.

Figure IV.18 Transformation de la géométrie de la MRV6/4 en 2D

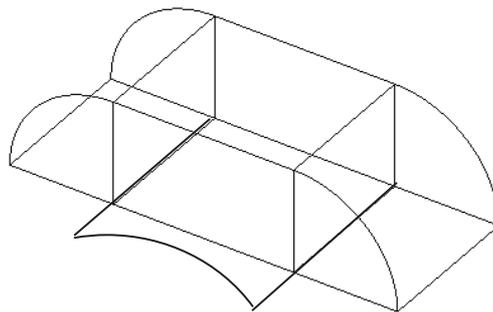


Figure IV.19 Création de la tête de bobine

#### IV.4.1 Résultats de simulation

Nous avons remarqué qu'il n'y a pas un grand changement de l'entrefer par rapport à la première géométrie ce qui nous a permis d'utiliser les mêmes coefficients de convection calculés par la MEF. Les résultats obtenus pour les géométries avec têtes de bobines sont mentionnés sur les figures IV.24, IV.25, IV.26 et IV.27. Ceux-ci montrent que les valeurs de température sont très élevées au niveau des têtes de bobines. La chaleur s'est propagée par conduction vers ces régions de la machine. Notons que l'échange thermique par convection n'a pas été considéré dans ces parties de la machine.

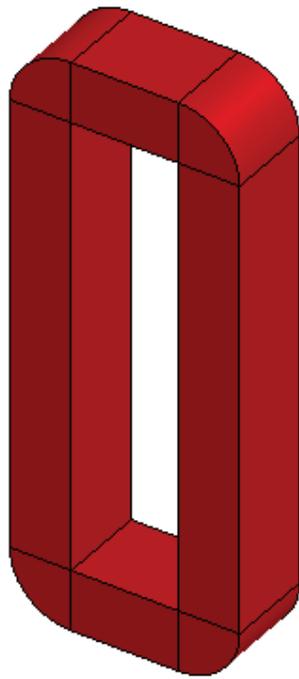


Figure IV.20 Géométrie de la bobine

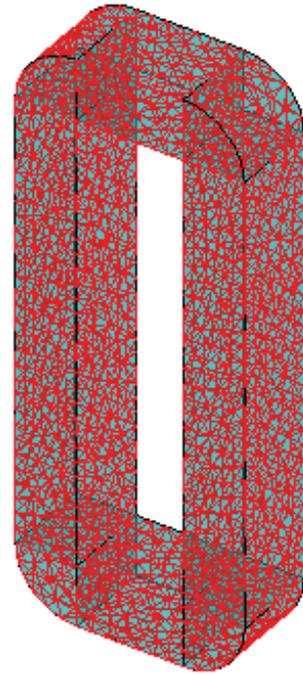
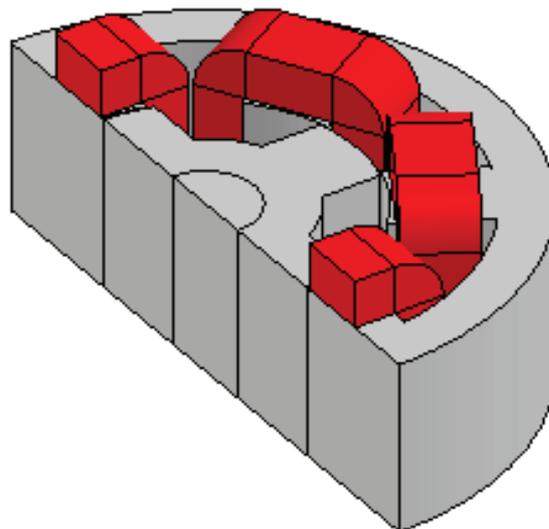


Figure IV.21 Maillage de la bobine

Figure IV.22 Géométrie du  $\frac{1}{4}$  de la MRV6/4 en 3D avec têtes de bobines

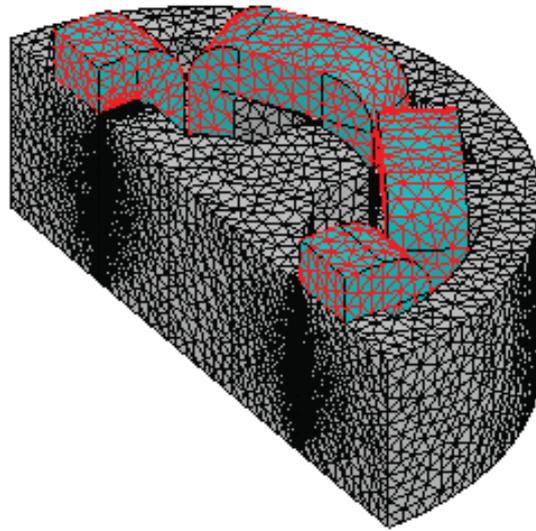
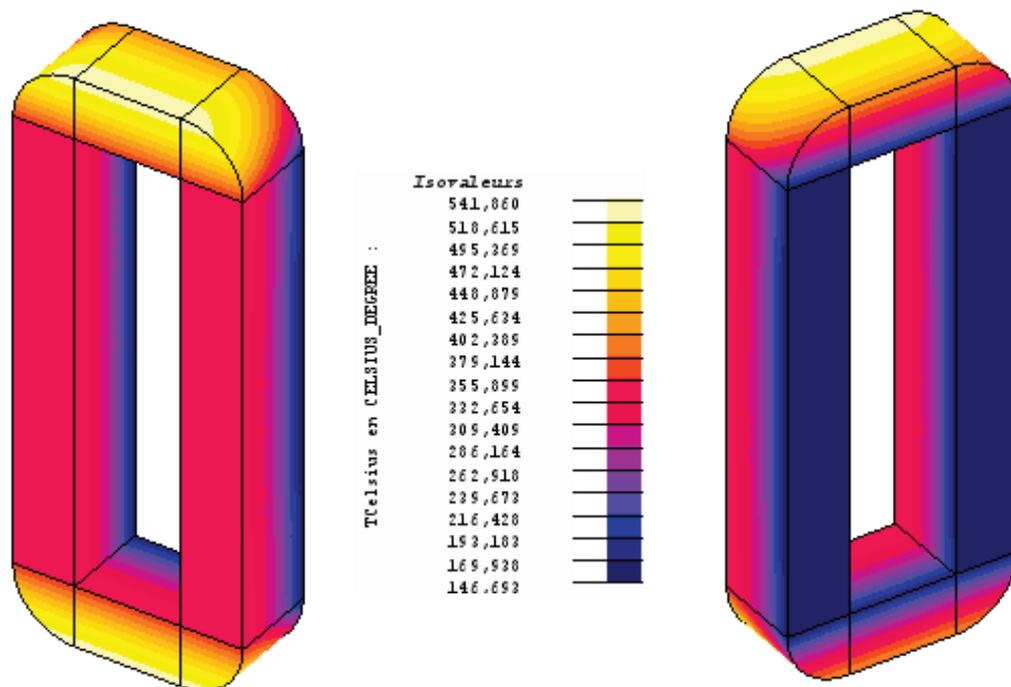
Figure IV.23 Maillage du  $\frac{1}{4}$  de la MRV6/4 avec têtes de bobines

Figure IV.24 Distribution de la température dans la bobine après 1h de simulation

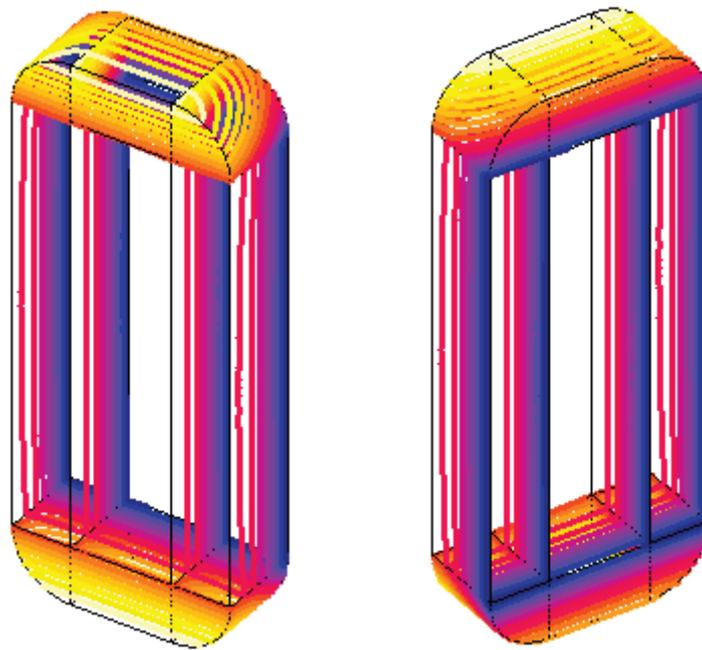


Figure IV.25 Lignes de température dans la bobine après 1h de simulation

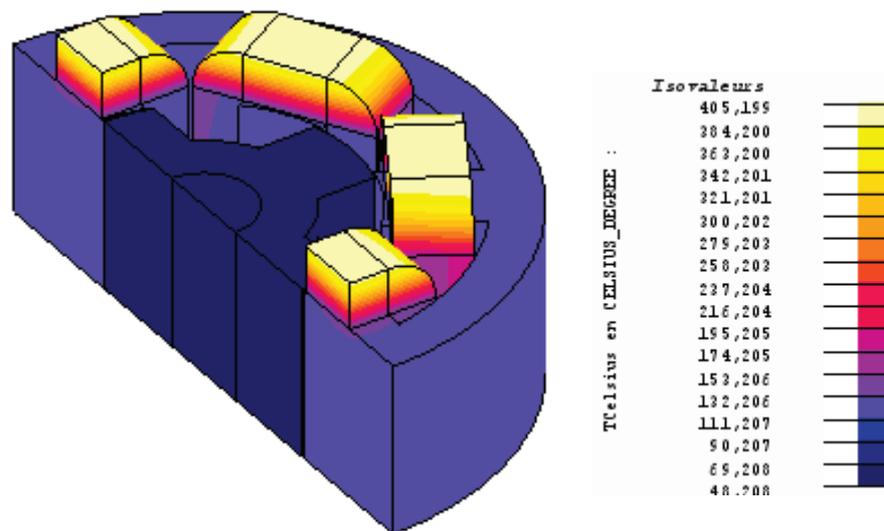


Figure IV.26 Distribution de la température dans la machine avec têtes de bobines après 1h de simulation

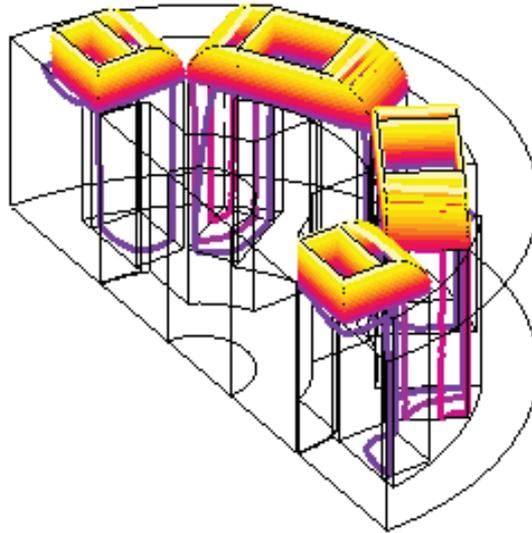


Figure IV.27 Lignes de température dans la machine avec têtes de bobines après 1h de simulation

#### **IV.5 Etude de la distribution de la température de la MRV6/4 avec refroidissement des têtes de bobines**

Pour les machines “fermées” de faibles puissances et de petites tailles, l’installation de système du ventilateur interne est souvent impossible à réaliser. Par conséquent, sans la présence du ventilateur interne, la convection autour des têtes des bobines d’une machine fermée peut être considérée comme naturelle [22].

Nous avons donc utilisé l’équation I.8 pour calculer les coefficients de convection dans les régions surfaciques des têtes de bobines. Nous avons considéré la convection des surfaces horizontales pour 1, 2 et 3 de la figure IV.28 et la convection des surfaces verticales pour 4, 5, 6, 7, 8 et 9 (annexe B). Les valeurs des coefficients de convection trouvées sont de (28.47 et 21.2)  $w/°C.m^2$ .

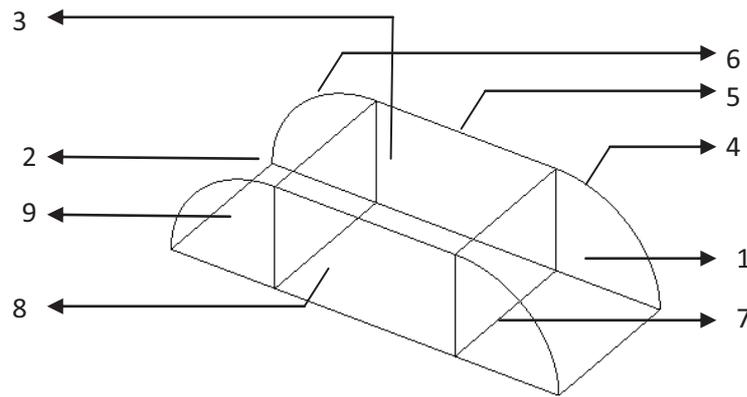


Figure IV.28 Surfaces de convection des têtes de bobines

**IV.5.1 Résultats de simulation**

L'application de ces coefficients dans les têtes de bobines montre un refroidissement important de celles-ci. La température a baissé pour atteindre environ 150°C à ce niveau (figures IV.29, IV.30 pour la distribution de la température et lignes de températures). L'évolution de la température en fonction du temps est tracée sur la figure IV.31. Notons que les échanges de chaleur dans les surfaces autour des têtes de bobines n'ont pas tous été considérés.

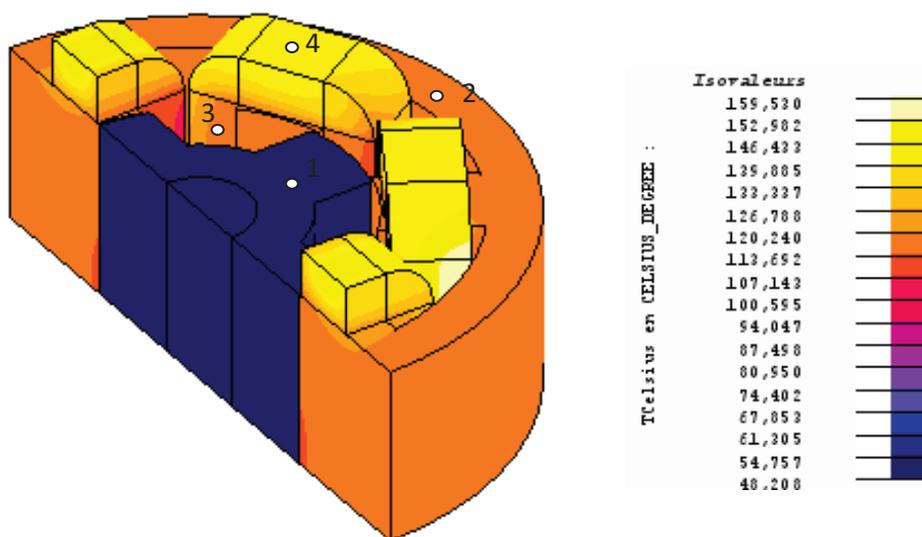


Figure IV.29 Distribution de la température dans la machine après 1h de simulation

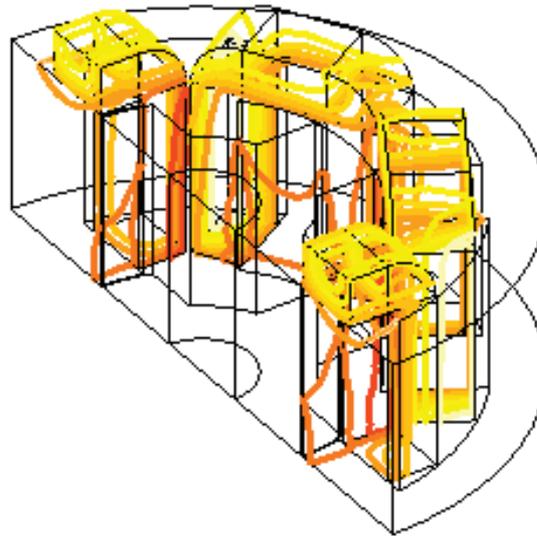


Figure IV.30 Lignes de température dans la machine après 1h de simulation

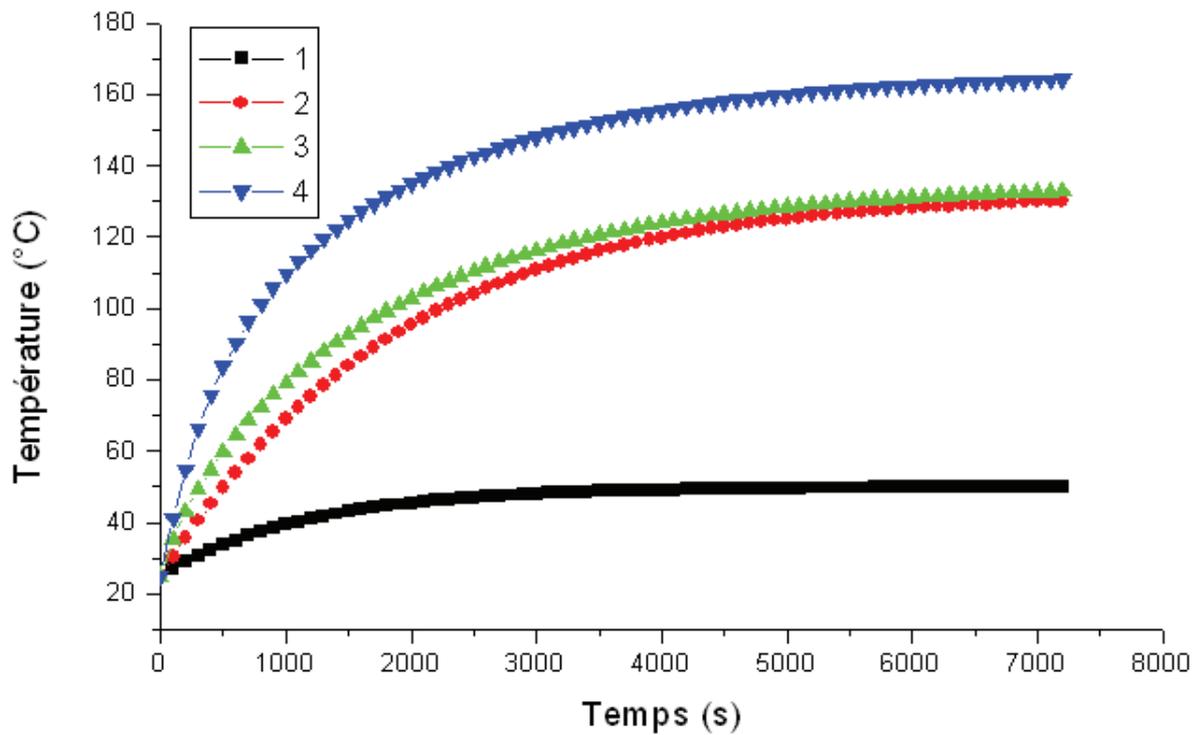


Figure IV.31 Evolution de la température en fonction du temps pour les points 1, 2, 3 et 4 du bobinage

## IV.6 Conclusion

Les travaux réalisés sur la modélisation thermique en 3D de la MRV6/4 ont montré que la température dans le bobinage est plus importante que le stator et le rotor. Ceci est dû aux pertes Joule qui sont plus importantes que les pertes fer. Les résultats trouvés dans ce cas ont montré une conduction de la chaleur vers le stator, les régions du bobinage où la convection est faible et en grande partie vers les têtes de bobines. La structure hétérogène du bobinage, composée de cuivre et d'isolant complique la détermination exacte de la distribution de la chaleur. Nous avons remarqué après simulation des phénomènes thermiques dans la MRV6/4 en 3D que les têtes de bobines présentent un échauffement plus important que les autres régions de la machine. La convection naturelle dans ses régions surfaciques, montre un refroidissement de celles-ci. Les échanges de chaleur dans les surfaces autour des têtes de bobines n'ont pas tous été considérés. La détermination des transferts de chaleur dans ces régions de la machine est très complexe et demande une étude plus approfondie car cela dépend de plusieurs phénomènes qu'il faut mettre en évidence.

# **Conclusion générale**

## Conclusion générale

Les travaux présentés dans cette thèse ont pour objectif principal l'analyse du comportement thermique d'une machine à reluctance variable à double saillances 6/4 par la méthode des éléments finis en deux et trois dimensions.

Dans un premier temps, nous avons fait la présentation de cette machine, ses avantages et ses inconvénients ainsi que ses différentes applications. Nous avons ensuite exposé en détail les différents modes de transfert de chaleur dans les machines électriques. En raison de basses températures de surfaces, les flux radiatifs ne sont pas pris en compte. L'échange thermique par convection est le plus important et plus délicat à évaluer. Il dépend en effet du type de convection (naturelle ou forcée) et de la configuration d'échange. Nous avons vu que le cas d'un entrefer lisse a largement été étudié avec ou sans débit imposé en entrée. Les études concernant les entrefers encochés (cas de la MRV6/4) sont plus récentes et difficilement généralisables.

Puis nous avons passé en revue les différentes méthodes d'analyse du comportement thermique des machines électriques telles que la méthode du circuit thermique équivalent et la méthode des éléments finis en 2D et 3D avec les avantages et les inconvénients de chacune d'elles.

L'objet de la deuxième partie était l'évaluation des données nécessaires à la résolution de l'équation de la chaleur. Nous avons calculés les sources de chaleurs qui sont les pertes Joule dans le bobinage et les pertes fer dans le circuit magnétique. La formulation classique pour le calcul des pertes fer dans la MRV6/4 ne pouvait être utilisée car l'induction dans cette machine n'est pas sinusoïdale. Les formulations utilisées montrent que les pertes fer dans la MRV6/4 dépendent des dimensions du circuit géométrique, des paramètres de commande et caractéristiques des tôles.

Ensuite, nous avons calculé les coefficients de transfert par conduction axiale et radiale dans toutes les régions de la machine. L'utilisation de l'isolant fait que les valeurs des coefficients de conduction dans la direction axiale du bobinage et dans la direction radiale du circuit magnétique sont plus importantes. Pour l'arbre et l'entrefer, leurs valeurs sont identiques dans les deux directions.

Puis, nous avons calculé le coefficient de convection dans l'entrefer de la MRV6/4. La valeur du nombre de Taylor trouvée est inférieure au nombre de Taylor critique pour un entrefer encoché sans fluide axiale. La nature de l'écoulement est donc laminaire et la vitesse de rotation de la machine n'influence pas la valeur du coefficient d'échange.

Les sources de chaleurs et coefficients d'échange étant calculés, nous avons fait la résolution de l'équation thermique dans la MRV6/4, par la méthode des éléments finis en deux dimensions en utilisant le logiciel FLUX2D. Dans la première partie, nous avons utilisé les conditions aux limites par convection calculées analytiquement. Le coefficient de convection appliqué est le même pour toutes les régions de l'espace entre le stator et le rotor. Dans la deuxième partie, nous avons utilisé les coefficients de convection calculés par une deuxième méthode. Pour cela, nous avons calculé la vitesse de l'air à l'intérieur de la MRV6/4 par la méthode des éléments finis en deux dimensions en utilisant le logiciel Ansys-Fluent. Dans ce cas les valeurs des coefficients calculés pour chaque région linéique sont différentes. Elles dépendent en effet de la valeur de la vitesse et de la longueur caractéristique de chaque région. L'analyse par la méthode des éléments finis s'avère plus efficace. Les résultats thermiques obtenus pour le deuxième cas sont plus fiables par rapport à ceux de la méthode théorique.

D'autre part, en ce qui concerne l'effet de transfert de chaleur par conduction dans les directions axiale et radiale. L'étude a montré que l'analyse thermique en deux dimensions n'était pas concluante. Le problème thermique est donc un problème tridimensionnel. Une modélisation 3D rend compte du comportement thermique réel de la MRV6/4. Les résultats trouvés dans ce cas montrent une très grande augmentation de la température au niveau du bobinage par rapport au stator et au rotor et une conduction importante de la chaleur vers les têtes de bobines. La convection naturelle appliquée dans ces régions montre un refroidissement considérable de celles-ci.

## **Perspectives**

Les échanges de chaleur dans les surfaces latérales de la machine et dans les cavités autour des têtes de bobines n'ont pas été considérés. Il est cependant nécessaire de faire une étude plus détaillée des transferts thermiques dans les régions autour des têtes de bobines.

En outre le contact entre le bobinage et le stator fait que la température augmente dans ce dernier. Prendre en considération Les conductivités de contact entre les différentes régions de la machine améliorera plus les résultats de ces travaux.

En fin, il est souhaitable de vérifier et confirmer tous ces travaux avec des résultats expérimentaux.

# **Références bibliographiques**

- [1] M. L. IDOUGHI, « Extraction de modèles thermiques simplifiés des machines électriques à partir d'un calcul du champ de températures », Thèse de doctorat, université de Paris Sud, Décembre 2012.
- [2] S. E. WOOD, D. GREENWOOD, «Force ventilated motors advantages in fixed variable speed application», 5th International Conference on Electrical Machines and Drives, 1991, pp. 276–280.
- [3] B. BENAÏSSA, « Méthodologie de conception et de commande des machines à reluctance variable », Thèse de doctorat, université des sciences et de la technologie d'Oran Mohamed Boudiaf, 2005.
- [4] J. FAIZ, G. SOLTANI-KHOSROSHAHI, «Torque ripple minimization in switched reluctance motor optimal commutation strategy using a novel reference torque », Journal of Electric Power Components and Systems, 2002, pp. 769–782.
- [5] J. FAIZ, J.W. FINCH, « Aspects of design optimization for switched reluctance motors », IEEE Transactions on Energy Conversion, 1993, pp. 704–713.
- [6] P.J. LAWRENSON, J.M. STEPHENSON, P.T. BLENKINSOP, J. CORDA, N.N. FULTON, «Variable-speed switched reluctance motor », IEE Proceedings Part B 127, 1980, pp. 253–265.
- [7] W. WU, J.B. DUNLOP, S.J. COLLOCOTT, B.A. KALAN, «Design optimization of a switched reluctance motor by electromagnetic and thermal finite element analysis », IEEE Transactions on Magnetics , 2003, pp. 3334–3336.
- [8] S. MOUELLEF, «Contribution A L'étude D'une Machine A Reluctance Variable : Conception, Modélisation & Simulation D'une MRVDS 6/4 », Mémoire de magister, université Mentouri de Constantine, juin 2008.
- [9] J. FAIZ, DADGARI «Heat distribution and thermal calculation for switched reluctance motors », IEEE, 1991.
- [10] A. MATVEEV, «Development of methods, algorithms and software for optimal design of switched reluctance drives », These de doctorat, Technische Universiteit Eindhoven, 2006.
- [11] H.ROUHANI, J. FAIZ, C. LUCAS, «Lumped thermal model for switched reluctance motor applied to mechanical design optimization », Science Direct, Mathematical and Computer Modeling, 2007.
- [12] S. SHOUJUN, L. WEIGUO, D. PEITSCH, U. SCHAEFER, « Detailed Design of a High Speed Switched Reluctance Starter/Generator for More/All Electric Aircraft », Science Direct, Chinese Journal of Aeronautics, 2009.
- [13] K.N.SRINIVAS, R.ARUMUGAM «Thermal characterization trough finite element analysis of the switched reluctance motor », IEEE catalogue, N° 01 ch37239, 2001.

- [14] S.INAMURA, T.SAKAI, K.SAWA, «A temperature rise analysis of switched reluctance motor due, to the core and copper loss by FEM », IEEE, June 2002.
- [15] K.N.SRINIVAS, R.ARUMUGAM, «Analysis and characterization of switched reluctance motors: part II-flow, thermal and vibration analysis », IEEE, 2005.
- [16] M. DUMAS, « Historique général technique, l'expansion du machinisme, les appareils de l'industrie électrique », Press universitaire de France, pp 435-435, 1968.
- [17] M. KANT, « Traité des nouvelles technologies, série automatique », Hermès, 1989.
- [18] T. KENJO, « Stepping motors and theirs microprocessor controls », Oxford science publication, 1992.
- [19] A. GUILBERT, « Machines synchrones (alternateurs à reluctance variable) », Dunod, 1965, pp 76-99.
- [20] B. MULTTON, « Historique des machines électromagnétiques et plus particulièrement des machines à reluctance variables », Revue 3 E.I N°3, juin 1995, pp 3-8.
- [21] A. MAILFERT, F.M .SARGOS, « Machines à reluctance variable (MRV)-principes des MRV. Machines à commutation », Techniques de l'ingénieur, doc D 3680, Mai 2004.
- [22] L. GUANG-JIN, « Contribution à la Conception des Machines Electriques à Rotor Passif pour des Applications Critiques : Modélisations Electromagnétiques et Thermiques sur Cycle de Fonctionnement, Etude du Fonctionnement en Mode Dégradé », Thèse de doctorat, Cachan 05 Juillet 2011.
- [23] Z. Q. ZHU, D. HOWE, « Electrical Machines and Drives for Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles », Proc. IEEE, vol. 95, no. 4, pp. 746-765, Apr. 2007.
- [24] M. TURNER, « Switched reluctance drives: Technology, applications, operation & performance », Motor, Drive & Automation Systems Conference, Orlando, Florida, 2009.
- [25] T. J. E. MILLER, « Switched Reluctance Motors and Their Control », Oxford, U.K: Magna Physics and Clarendon, 1993.
- [26] J. P. LECOINTE, « Etude et réduction active du bruit d'origine magnétique des MRVDS », Université d'Artois, Thèse de doctorat 2003.
- [27] F. C. LIN AND S. M. YANG, « An Approach to Producing Controlled Radial Force in a Switched Reluctance Motor », IEEE Trans. Ind. Electron., vol. 54, no. 4, pp. 2137 – 2146, Aug. 2007.

- [28] X. MININGER, « Réduction des vibrations des machines à réluctance variable à l'aide d'actionneurs piézoélectriques », SATIE, ENS-Cachan, France, Thèse de doctorat 2005.
- [29] R. S. COLBY, F. MOTTIER, AND T. J. E. MILLER, « Vibration modes and acoustic noise in a 4-phase switched reluctance motor », IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 32, no. 6, pp. 1357- 1364, Nov/Dec 1996.
- [30] C. PICOD, « Conception d'alternateurs automobiles en tenant compte du comportement vibro-acoustique », Satie ENS-Cachan, Cachan, France, Thèse de doctorat 1999.
- [31] F. CAMUS, « Modélisation des phénomènes vibratoires des machines à réluctance variable à double saillance. Influence de l'alimentation », Satie, ENS-Cachan, Cachan, France, Thèse de doctorat 1997.
- [32] M. GABSI, A. D. VRIES, M. L. PIN CART, Y. BONNASSIEUX, M. LECRIVAIN, and C. PLASSE, « Sine wave current feeding of doubly salient switched reluctance machines. Application to the car starter generator », In proceeding of ICEM'04, Cracow, Poland, 5-8 Sep. 2004.
- [33] R. DADI, « Etude et Simulation du Modèle Non Linéaire d'un Moteur à Réluctance Variable à Double Saillance (MRVDS) », Mémoire de magister, USTO, 2006.
- [34] L. MOREL, H. FAYARD, H. VIVES FOS, A. GALINDO, AND G. ABBA, « Study of ultra high speed switched reluctance motor drive », In Conference Record of the 2000 IEEE Industry Applications Conference, 2000, pp. 87-92.
- [35] J. F. SACAOURA, « Initiation aux transferts thermiques », Techniques et documentations, décembre 1977.
- [36] A. FASQUELLE, « Contribution à la modélisation multi-physique : électro-vibro-acoustique et aérothermique de machines de traction », Ecole centrale de lille, Thèse de doctorat, Novembre 2007.
- [37] B. EYGLUNENT, « Manuel de thermique », Ed. Hermès, Paris, 1997.
- [38] J. NERG, M. RILLA, AND J. PYRHÖNEN, « Thermal Analysis of Radial-Flux Electrical Machines With a High Power Density », IEEE Trans. Ind. Electron., vol. 55, no. 10, pp. 3543-3554, 2008.
- [39] Y. BERTIN, « Refroidissement des machines électriques tournantes », Techniques de l'Ingénieur, traité Génie électrique, D3460, pp1-20, Mai 1999.
- [40] R. GLISES, R. BERNARD, D. CHAMAGNE, AND J. M. KAUFFMANN, « Equivalent Thermal Conductivities for Twisted Flat Windings », J. Phys. III France, vol. 6, no. 10, pp. 1389 - 1401, October 1996.

- [41] W. M. ROHSENOW, J. P. HARTNETT, « Handbook of Heat Transfer », 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 1985.
- [42] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO, AND D. STATON, « Determination of Critical Parameters in Electrical Machine Thermal Models », IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 44, no. 4, pp. 1150-1159, July-august. 2008.
- [43] ANDRE. B. DEVRIENDT, « La transmission de la chaleur », Volume I, Tome I Edition Gaetan Morin, 1982.
- [44] C. GAZLEY, « Heat transfer characteristics of rotating and axial flow between concentric cylinders », Trans. ASME, J. Heat Transf., vol. 114, pp. 589-597, August 1992.
- [45] F. TACHIBANA, S. FUKUI, « Convective heat transfer of the rotational and axial flow between two concentric cylinders », bulletin of JSME, vol. 7, n° 26, 1964.
- [46] S. R. M. GARDINER, R. H. SABERSKY, « Heat transfer in an annular gap », International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 21, pp. 1459-1466, 1978
- [47] Y. N. LEE, W. J. MINKOWYCZ, « Heat transfer characteristics of the annulus of two-coaxial cylinders with one cylinder rotating », International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, n° 4, pp. 711-722, 1989.
- [48] T. HAYASE, J. A. C. HUMPHREY, R. GREIF, « Numerical calculation of convective heat transfer between rotating coaxial cylinders with periodically embedded cavities », Journal of Heat Transfer, vol. 114, no. 13, pp. 589-597, August. 1992.
- [49] A. ZIOUCHI, « Contribution à l'analyse et à la modélisation des échanges convectifs dans un entrefer de moteur électrique fermé », Université de Poitiers, Thèse de doctorat, 1996.
- [50] M. BOUAFIA, Y. BERTIN, J. B. SAULNIER, P. ROBERT, « Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant », International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, n° 10, p. 1279-91, 1998.
- [51] H. ROUHANI, J. FAIZ, AND C. LUCAS, « Lumped thermal model for switched reluctance motor applied to mechanical design optimization », Journal of Mathematical and Computer Modelling, vol. 45, no. 5-6, pp. 625-638, March 2007.
- [52] F.P. INCROPERA, D.P. DEWITT, « Introduction to Heat Transfer », 4<sup>th</sup> edition, wiley, New York, 2002.
- [53] A. LEFEVRE, « Contribution à la modélisation électrique, électromagnétique et thermique des transformateurs. Application à l'étude de l'échauffement sur charges non linéaires », Thèse de doctorat, Université de Nantes, 2006.

- [54] L.PICHON, « Modélisation des phénomènes de diffusions dans les systèmes électromagnétiques par une technique numérique mixte éléments finis-éléments de frontières », Thèse de doctorat de l'université Paris8, mai 1989.
- [55] R. L. KOTNIK, « An equivalent thermal circuit for non ventilated induction motors », Transactions AIEE, Vol. 73, pp. 1604-1609, 1954.
- [56] J. J. BATES, A. TUSTIN, « Temperature rises in electrical machines as related to the properties of the thermal networks », Proceeding IEE, Vol.103, No.11, pp. 471-482, 1956.
- [57] S.MEZANI « Modélisation électromagnétique et thermique des moteurs à induction, en tenant compte des harmoniques d'espace », Thèse de doctorat, l'Institut National Polytechnique de Lorraine, juillet 2004.
- [58] J.LUTUN, « Modélisation thermique des alternateurs automobiles. », Thèse de doctorat, Institut polytechnique de Grenoble, janvier 2012.
- [59] R. GLISES « Machines électriques tournantes. Simulation du comportement thermique », Techniques de l'ingénieur, doc D 3760, pp 1-8.
- [60] G. BONNIER, H. RONSIN, « Thermistance CTN et autres thermomètres à semi conducteurs », Technique de l'ingénieur. Traité mesure et contrôle, R2580, 1991, pp. 1-9.
- [61] J. ROGEZ, J. LE COZE, « Mesure de températures », Technique de l'ingénieur, Traité mesure et contrôle, R2515, 1992, pp. 13-20.
- [62] D. S. ZHU, « Modélisation des machines asynchrones alimentées par des convertisseurs statiques. Etude des performances électriques et thermiques », Thèse de Doctorat, INP Grenoble (France), Mai 1990, 152 p.
- [63] Z. LAZAREVIC, R. RADOSAVLJEVIC, P. OSMOKROVIC, « A new thermal observer for squirrel cage induction motor », IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference, Brussels (Belgium), pp. 610-613, June 1996.
- [64] M.N. OZISIK, « Heat transfert, a basic approach », Ed. McGraw-Hill, 1985.
- [65] E. HOANG, « étude, modélisation et mesure des pertes magnétiques dans les moteurs à réluctance variable à double saillance », Thèse de doctorat, Ecole normale supérieure de Cachan , décembre 1995.
- [66] F. CAMUS, « Etude du dimensionnement d'une machine à réluctance variable à double saillance dans le cadre d'un projet de véhicule électrique », Rapport DEA de génie électrique, Paris VI, juin 93
- [67] FLUX3D, «Notice d'utilisation générale, volume 5 : applications », CEDRAT, octobre 2000.

- [68] S.BADACHE, « Modélisation et simulation des phénomènes thermiques en régime transitoire dans les dispositifs électrotechniques par la méthode des éléments finis en deux dimensions », Mémoire de magister de l'université des sciences et de la technologie Mohamed Boudiaf d'Oran, juillet 2005.
- [69] B.MILTAN, « conception et alimentation électronique des machines à réluctance variable à double saillance », Habilitation à diriger des recherches, Ecole normale Supérieure de CACHAN, Mai 1994.
- [70] C. P. STEINMETZ, « On the law of hysteresis », Proceedings of the IEEE , vol. 72, no. 2, pp. 197-221, Feb, 1984.
- [71] P.ROBERT, « Matériaux de l'électrotechnique », Paris, Dunod 1991.
- [72] A. KEDOUS-LEBOUK, « Electromagnétisme et matériaux magnétiques pour le génie électrique », ENSIEG-2<sup>ème</sup>NRJ-2005/2006.
- [73] P. N. MATERU, R. KRISHNAN, « Estimation of switched reluctance motor losses », IEEE Trans. on Industry Applications, 28(3):668-679, May/June 1992.
- [74] Y. HAYASHI, T.J.E. MILLER, « A new approach to calculating core losses in SRM », IEEE Trans. on Industry Applications, 31(5):1039-1046, September/October 1995.
- [75] J. REINERT, A. BROCKMEYER, R.W. DE DONCKER, « Calculation of losses in ferro- and ferrimagnetic materials based on the modified Steinmetz equation », IEEE Trans. on Industry Applications, 37(4):1055-1061, July/August 2001.
- [76] S. MOUELLEF, « Contribution à l'étude d'une machine à reluctance variable: Conception, modélisation et simulation d'une MRV6/4 », Mémoire de Magister del'université de Mentouri de Constantine, Algérie, juin 2008.
- [77] H.B. ERTAN, O.F. YAGAN, A. DIRIKER, « Optimum parameters for doubly-salient motors driven by a voltage source drive », ICEM 90, vol. 3, pp 806-811, 1990.
- [78] H.H. MOGHBELLI M.H. RASHID, « The switched reluctance motor drives : characteristics and performances », EPE Firenze, pp 1-398 1-403,1991.
- [79] S. HASSINE, « Optimisation des paramètres de commande en tension des machines à réluctance variable autopilotées en régime permanent », Thèse de doctorat, Paris XI, janvier 1992.
- [80] FLUX2D/3D « Notice d'utilisation générale, volume 2 : outils généraux, géométrie et maillage », CEDRAT, octobre 2000.
- [81] FLUX2D/3D « Notice d'utilisation générale, volume 4 : création de la physique, paramétrisation, résolution et exploitation », CEDRAT, octobre 2000.
- [82] ANSYS 12.1 software, available from: [www.ansys.com](http://www.ansys.com).

- [83] S.BADACHE, A.TAIEB BRAHIMI, « Thermal phenomena analysis of 6/4 switched reluctance machine by the 2D finite elements method », In: Journal of Electrical Engineering, volume13, Edition 3, 2013.
- [84] S.BADACHE, A.TAIEB BRAHIMI, « Modélisation thermique d'une machine à reluctance variable 6/4 par la méthode des éléments finis en 2D», 2<sup>ème</sup> conférence nationale sur l'inductique, 3 et 4 mai 2011, Bejaia, Algérie.
- [85] R. TEMAM, « Navier-Stokes equations », North-Holland, 1984.
- [86] J.M.OJEDA, « Dimensionnement et commande d'actionneurs piézoélectriques en vue de contrôle des vibrations des machines à reluctance variable rapides », Thèse de doctorat, Ecole Normale de CACHAN, juin 2009.
- [87] I.GALAGNER, « Autour des équations de Navier-Stokes », Images des Mathématiques, CNRS, 2010.
- [88] J.P. HOLMAN, « Heat Transfer », 8<sup>th</sup> edition, McGraw-Hill companies, new York, 1997.
- [89] S.BADACHE, A.TAIEB BRAHIMI, « Analyse des transferts conductifs et convectifs dans une machine a reluctance variable a double saillance par couplage analytique-éléments finis 2D », 5<sup>ème</sup> Conférence internationale sur l'électrotechnique, 3 et 4 décembre 2013, Oran, Algérie.
- [90] FLUX3D, « Notice d'utilisation générale, volume 1 : Nouveautés FLUX3D et son environnement », CEDRAT, octobre 2000.
- [91] FLUX3D, « 3D applications, magneto-thermal », CEDRAT, May 2008.
- [92] J.C.MOUCHOUX, « Etude et réalisation de l'alimentation électronique d'un moteur a reluctance variable pour véhicule électrique - expérimentation du moteur », Mémoire d'ingénieur, Conservatoire National des Arts et des Métiers, Paris, octobre 1994.

# **Annexes**

**Annexe A : Principe de fonctionnement de la MRV6/4 [92]**

Parmi les différentes structures de MRV existantes, nous avons choisi d'utiliser une machine à réluctance variable à double saillance (MRVDS) à grosses dents (Switched Reluctance Machines pour les Anglo-Saxons). La figure 1 montre la structure de cette machine.

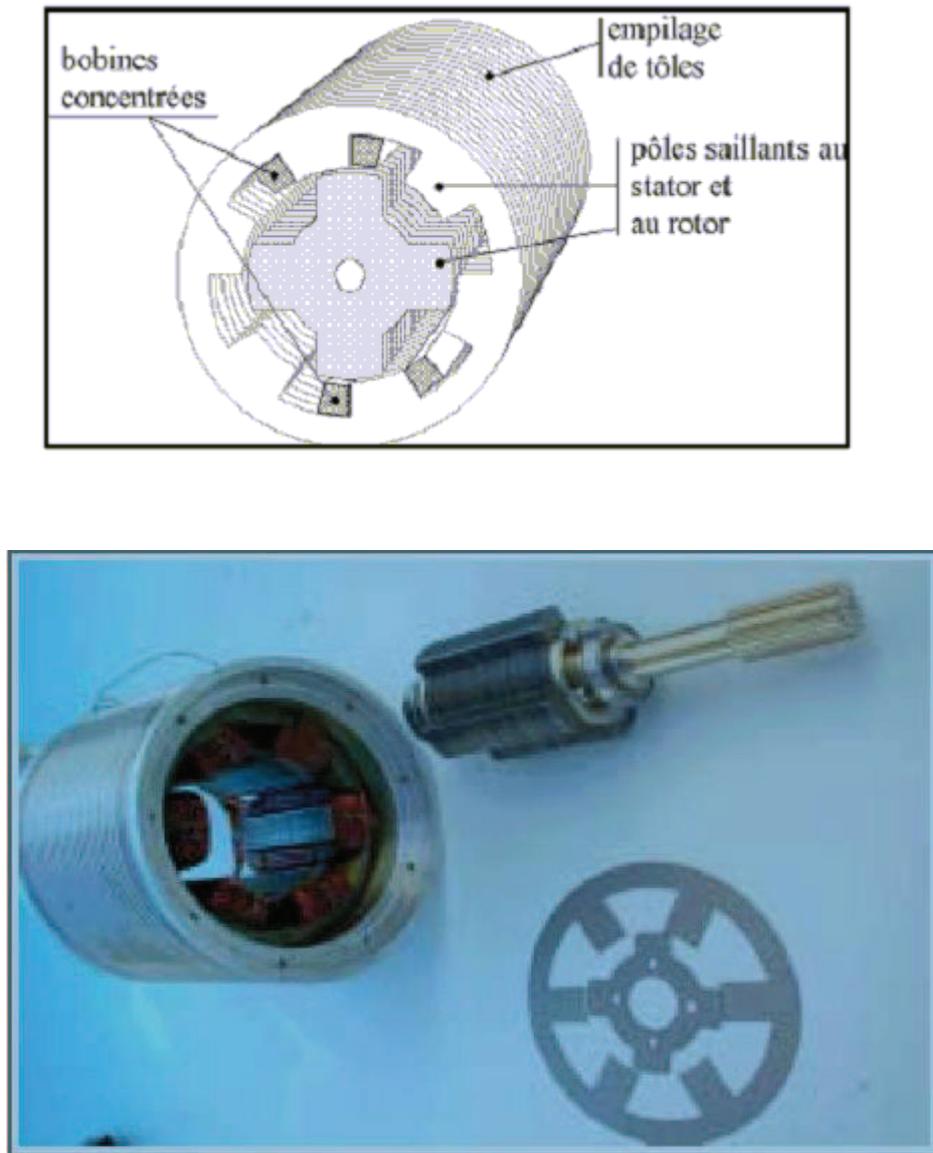


Figure A-1 : Structure électromagnétique de la machine à réluctance variable à double saillance (MRVDS 6/4).

Le rotor est constitué d'un empilage de tôles identiques découpées. Cet empilage est solidaire de l'axe de transmission. Il ne comporte ni conducteurs électriques ni aimants, ce qui lui confère une grande robustesse et une extrême simplicité. Le stator est également constitué de tôles ferromagnétiques empilées. Deux pôles diamétralement opposés reçoivent deux bobinages alimentés en série, constituant ainsi une phase. Cette machine peut comporter 2, 3, 4 (ou même plus) phases. Dans notre application nous avons choisi 3 phases. Le stator comporte 6 dents tandis que le rotor n'en a que 4 : on classe souvent ces machines relativement aux nombres de dents statoriques et rotoriques, ainsi il s'agit là d'une "6/4".

Parmi les convertisseurs pouvant alimenter ce moteur, notre choix s'est porté sur un onduleur triphasé à demi-ponts asymétriques qui est la structure de base la plus souvent associée à ce type de machine et qui permet d'exploiter au maximum ses performances. Le schéma ci-dessous décrit une seule phase de l'onduleur. Les interrupteurs K1 et K2 seront des IGBT.

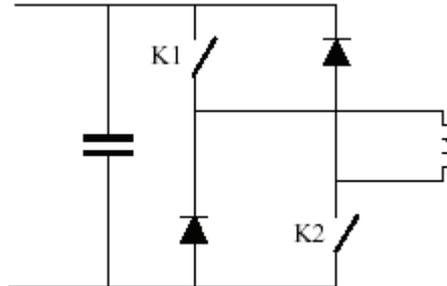


Figure A-2 : Structure monophasée en demi-pont asymétrique.

Le principe de fonctionnement d'une machine à réluctance variable peut être décrit à partir d'une structure monophasée élémentaire identique à celle présentée ci-dessous [18]:

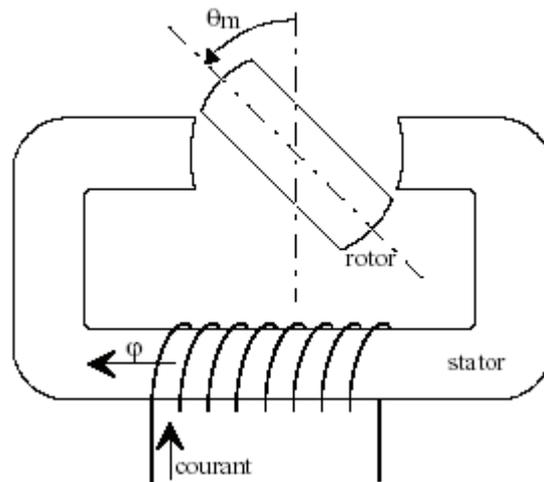


Figure A-3 : Machine à réluctance monophasée. Structure élémentaire.

Cette structure possède deux positions rotoriques remarquables :

- une position d'**opposition** pour laquelle le circuit magnétique présente une réluctance maximale ou inductance minimale,
- une position de **conjonction** ou la réluctance est minimale donc inductance maximale.

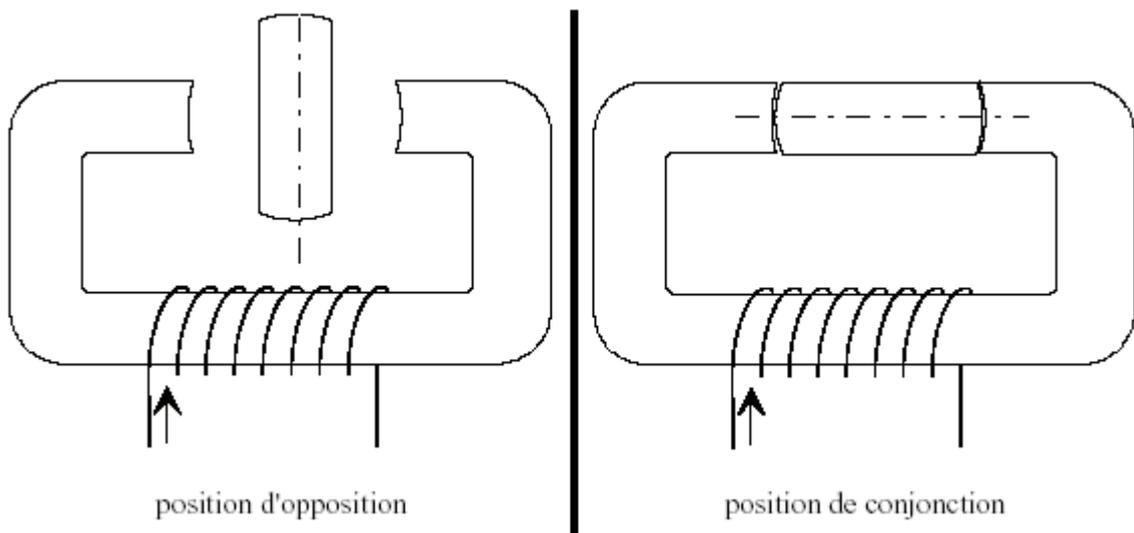


Figure A-4

Si le rotor se trouve dans une position intermédiaire entre l'opposition et la conjonction, l'injection d'un courant dans l'enroulement d'excitation modifie l'état du système qui tend alors à présenter une réluctance minimale (flux maximal).

Ainsi on observe une rotation du rotor vers la position de conjonction. Lorsque le courant est supprimé, si l'énergie cinétique emmagasinée durant la rotation est suffisante pour l'amener jusqu'à l'opposition, alors on peut répéter le cycle et obtenir un mouvement continu de rotation.

Ce principe est généralisable à la MRV<sub>6/4</sub>

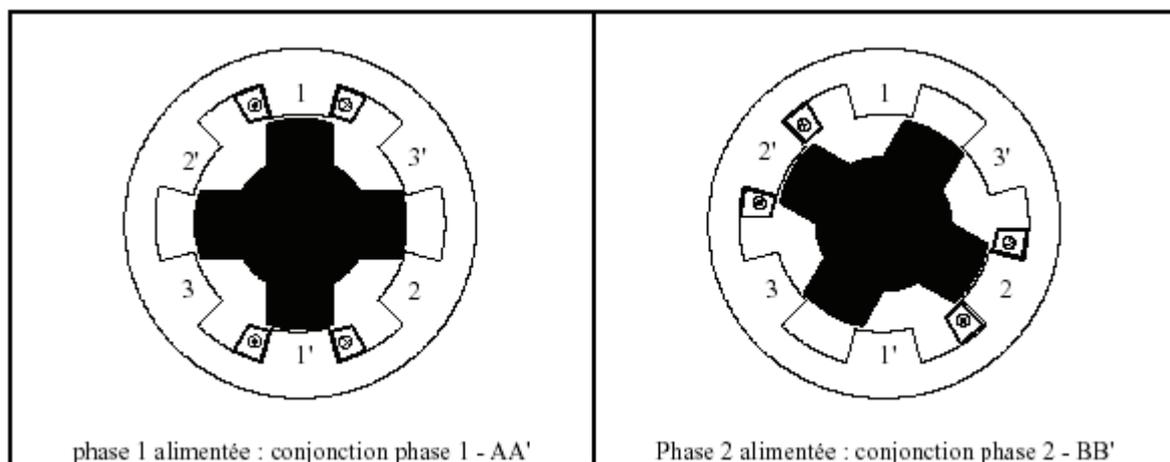
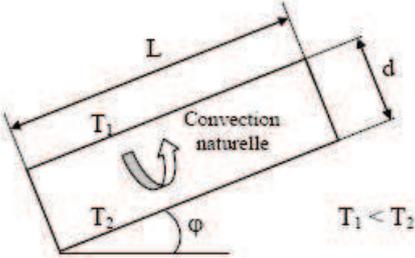


Figure A-5

- phase 1 alimentée : le circuit magnétique tend à se positionner en position de réluctance minimale  $\Rightarrow$  rotation vers conjonction " phase 1 - AA' ",
- phase 2 alimentée : le circuit se déplace en position de réluctance minimale  $\Rightarrow$  c'est l'axe BB' qui vient en conjonction de la phase 2,
- ainsi une rotation de l'excitation dans le sens 1, 2, 3 donnera lieu à un déplacement du rotor dans le même sens. Un changement dans l'ordre d'alimentation des phases, par exemple alimentation 1, 3 puis 2 inversera le sens de rotation du moteur

## Annexe B [37]

<b>Corrélations valables pour tous fluides : <math>Nu = C (Gr Pr)^m</math></b>			
<b>Géométrie</b>	<b>Gr Pr</b>	<b>C</b>	<b>m</b>
Plaques et cylindres verticaux	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$	0,59 0,021	1/4 2/5
Cylindres horizontaux	$10^{-10} - 10^{-2}$ $10^{-2} - 10^2$ $10^2 - 10^4$ $10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{12}$	0,675 1,02 0,850 0,480 0,125	0,058 0,148 0,188 0,25 0,33
Face supérieure d'une plaque chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$2 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^6$ $8 \cdot 10^6 - 10^{11}$	0,54 0,15	0,25 0,33
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$10^5 - 10^{11}$	0,27	0,25
Cellule fermée rectangulaire inclinée 	$Nu = 1 + 1,44 \left( 1 - \frac{1708}{Gr Pr \cos \varphi} \right) \left[ 1 - \frac{1708 (\sin(1,8 \varphi))^{1,6}}{Gr Pr \cos \varphi} \right] +$ $\left[ \left( \frac{Gr Pr \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad \text{si } 0 < \varphi < \varphi^*$ $Nu = (\sin \varphi)^{1/4} Nu(90^\circ) \quad \text{si } \varphi^* < \varphi < 90^\circ$ $Nu = 1 + [Nu(90^\circ) - 1] \sin \varphi \quad \text{si } 90^\circ < \varphi < 180^\circ$ <p style="text-align: center;">Avec <math>\varphi^* = \tan^{-1}(4800 Pr)</math></p>		
<b>Relations simplifiées pour de l'air à pression atmosphérique</b>			
Géométrie	Laminaire $10^4 < Gr Pr < 10^9$	Turbulent $Gr Pr > 10^9$	
Plaque ou cylindre vertical	$h = 1,42 \left( \frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,31 (\Delta\theta)^{1/3}$	
Cylindre horizontal	$h = 1,32 \left( \frac{\Delta\theta}{D} \right)^{1/4}$	$h = 1,24 (\Delta\theta)^{1/3}$	
Face supérieure d'une plaque horizontale chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$h = 1,32 \left( \frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,52 (\Delta\theta)^{1/3}$	
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$h = 0,59 \left( \frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 0,59 \left( \frac{\Delta\theta}{L} \right)^{1/4}$	

**Tableau B-1 Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection naturelle**

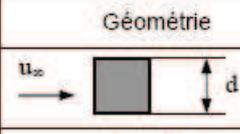
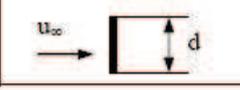
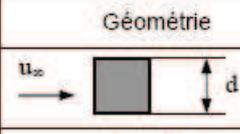
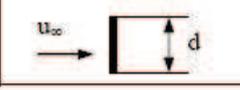
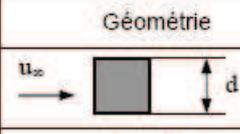
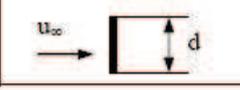
Géométrie	Corrélation																		
Écoulement sur un plan	<p><math>Nu(x)</math> : Nu à la distance x du bord du plan  <math>\overline{Nu}_L</math> : Nu moyen sur la longueur L du plan</p> <p><u>Écoulement turbulent</u> :</p> $Nu(x) = 0,0288 Re(x)^{0,8} Pr^{1/3}$ $\overline{Nu}_L = 0,035 Re_L^{0,8} Pr^{1/3}$ <p style="text-align: right;"><math>Re &gt; 5 \cdot 10^5</math> et <math>Pr \geq 0,5</math></p> <p><u>Écoulement laminaire</u> :</p> $Nu(x) = 0,324 Re(x)^{0,5} Pr^{1/3}$ $\overline{Nu}_L = 0,628 Re_L^{0,5} Pr^{1/3}$ <p style="text-align: right;"><math>Re &lt; 5 \cdot 10^5</math> et <math>10 \geq Pr \geq 0,5</math></p>																		
Écoulement dans un tube	<p><u>Écoulement turbulent</u> : <math>Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n</math></p> <p><math>n = 0,3</math> si <math>\theta_{\text{fluide}} &gt; \theta_{\text{paroi}}</math>  <math>n = 0,4</math> si <math>\theta_{\text{fluide}} &lt; \theta_{\text{paroi}}</math></p> <p style="text-align: right;"><math>Re &gt; 5000</math> et <math>0,6 &lt; Pr &lt; 100</math></p> <p>Re calculé pour <math>D_H = 4S / P</math> où : S = section de passage du fluide  P = périmètre de contact fluide/paroi</p> <p><u>Écoulement laminaire</u> : <math>Nu = 1,86 (Re Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}</math></p> <p>Valable pour <math>Re Pr \frac{D}{L} \geq 10</math> , <math>\mu_p</math> calculé à <math>\theta_p</math></p>																		
Écoulement perpendiculaire à un cylindre circulaire	<p><math>Nu = C Re^n Pr^{1/3}</math> , vitesse <math>u_\infty</math> calculée en amont du tube</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>Re</th> <th>C</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,4 – 4</td> <td>0,989</td> <td>0,330</td> </tr> <tr> <td>4 – 40</td> <td>0,911</td> <td>0,385</td> </tr> <tr> <td>40 – 4000</td> <td>0,683</td> <td>0,466</td> </tr> <tr> <td>4000 – 40000</td> <td>0,193</td> <td>0,618</td> </tr> <tr> <td>40000 - 250000</td> <td>0,0266</td> <td>0,805</td> </tr> </tbody> </table>	Re	C	n	0,4 – 4	0,989	0,330	4 – 40	0,911	0,385	40 – 4000	0,683	0,466	4000 – 40000	0,193	0,618	40000 - 250000	0,0266	0,805
Re	C	n																	
0,4 – 4	0,989	0,330																	
4 – 40	0,911	0,385																	
40 – 4000	0,683	0,466																	
4000 – 40000	0,193	0,618																	
40000 - 250000	0,0266	0,805																	
Écoulement perpendiculaire à un cylindre non circulaire	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>Géométrie</th> <th>Re</th> <th>C</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td><math>5 \cdot 10^3 - 10^5</math></td> <td>0,102</td> <td>0,675</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4</math></td> <td>0,228</td> <td>0,731</td> </tr> </tbody> </table>	Géométrie	Re	C	n		$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,102	0,675		$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,228	0,731						
Géométrie	Re	C	n																
	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0,102	0,675																
	$4 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,228	0,731																

Tableau B-2 Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection forcée

