

Centre Technique des Industries Mécaniques
Université de Technologie de Compiègne

THÈSE

Pour l'obtention du titre de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE TECHNOLOGIE DE COMPIÈGNE

Présentée par

Bassel ASSAAD

Contribution à la prise en compte des aspects thermiques des machines électriques dans un environnement mécatronique

Thèse soutenue le 11 décembre 2015 devant le jury composé de :

<i>Mme.</i>	KHADIJA EL KADRI BENKARA	Ingénieur de recherche, UTC Compiègne	Co-Directeur de Thèse
<i>M.</i>	CHRISTOPHE ESPANET	Professeur, FEMTO-ST Directeur scientifique, SONCEBOZ	Examinateur
<i>M.</i>	GUY FRIEDRICH	Professeur, UTC Compiègne	Directeur de Thèse
<i>M.</i>	DANIEL MATT	Professeur, UM2 Montpellier	Rapporteur
<i>M.</i>	ANTOINE MICHON	Ingénieur, CETIM Senlis	Examinateur
<i>M.</i>	DIDIER SAURY	Professeur, ENSMA Poitiers	Rapporteur
<i>M.</i>	STÉPHANE VIVIER	Maitre de conférence, UTC Compiègne	Examinateur

Résumé

Les machines électriques jouent un rôle très important dans la conversion d'énergie dans plusieurs applications et domaines. Les contraintes thermiques jouent ainsi un rôle indispensable dans la conception des machines électriques de plus en plus petites et performantes. En effet, la performance des machines électriques est limitée par les températures maximales admissibles dans certaines zones critiques telles que le bobinage, les aimants permanents et les roulements.

Deux approches principales peuvent être utilisées pour étudier le comportement thermique de la machine : la méthode nodale et les méthodes numériques. Dans notre étude, nous proposons d'appliquer la méthode nodale sur une machine électrique intégrée dans un environnement mécatronique complexe. Le modèle thermique développé de la machine est ainsi présenté avec ses différents éléments. En effet, un modèle précis dépend fortement de plusieurs paramètres thermiques tels que les coefficients d'échange convectif, les conductances de contact, les conductivités équivalentes du bobinage, et autres paramètres. En conséquence, des techniques d'analyse de sensibilité sont ensuite appliquées sur le modèle thermique pour identifier les paramètres d'influence significative sur les températures de la machine ainsi que pour la réduction de ce modèle. Ensuite, nous appliquons deux méthodologies d'identification des paramètres thermiques incertains sont développées et appliquées afin de recalibrer le modèle thermique de la machine. Cette étape permet la validation de ce modèle par rapport à des mesures thermiques sur une machine synchrone à aimants permanents internes installée sur un banc de caractérisation de machine électriques. Finalement, nous intégrons le modèle recalibré dans une approche système mécatronique comportant les lois de commande de la machine ainsi que son convertisseur. Ceci permettra ainsi d'étudier l'influence de la température d'une machine électrique sur le système mécatronique complet.

Mots-clés — Conception des machines électriques, alterno-démarrreur intégré, machine synchrone à aimants permanents internes, modélisation thermique, méthode nodale, essais expérimentaux, analyse de sensibilité locale, plan d'expériences, méthode de Monte-Carlo, méthode des surfaces de réponse, réduction des modèles thermiques, système mécatronique, commande d'une machine électrique, logiciel de simulation multi-domaines AMESim.

Abstract

Electric machines play an important role in power conversion in several applications and fields. With the increasing demand for designing lighter and more efficient machines and optimizing the existing structures, thermal analysis becomes a necessary; in fact, the performance of electric machines is limited by the allowable temperatures in many critical components like windings, permanent magnets and bearings. Two main approaches can be employed in order to study the machine thermal behavior : the lumped parameter thermal network (LPTN) or numerical models. Considering low-computation time-consuming and the possibility to be integrated in a mechatronics system design, the LPTN method is considered in our study. The latter is mainly applied on electric machine integrated in a complex mechatronics environment. The thermal network is presented along with the definition of the principal elements constituting this network. In fact, an accurate and reliable network strongly depends on many critical parameters like heat transfer coefficients, interface gaps, impregnation goodness, among others. For this reason, different sensitivity analysis techniques are carried out in order to, first, identify the significance of uncertainties in the evaluation of these parameters on machine temperatures and second, to reduce the thermal network. Next, we propose two optimization algorithm-based identification methodologies in order to calibrate results of the thermal network with measured temperatures obtained from a test-bench of a permanent magnet based integrated starter-generator machine . The calibrated model is then integrated in a mechatronics system consisting of an electric model of the electric machine, along with its control strategy and the power converter. This final study allows us to evaluate the impact of the machine temperature rise on the mechatronic system.

Index-terms — Design of electric machines, integrated starter-generator, internal permanent magnets synchronous machine, thermal parameters, lumped parameter thermal network method, experimental tests, local sensitivity analysis, design of experiments, Monte-Carlo method, response surface methodology, mechatronics systems, control of electric machines, AMESim - modeling and analysis of multi-domain systems.

Remerciement

Les travaux de cette thèse ont été menés en collaboration entre le Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM) et le Laboratoire d'Électromécanique de Compiègne (LEC). Je tiens à remercier tout d'abord mon directeur de thèse, Guy Friedrich, de m'avoir proposé cette thèse, accueilli au sein du laboratoire et pour sa confiance. Je souhaite remercier aussi mes encadrants au CETIM, Eric Padiolleau et Antoine Michon, pour leurs soutiens et leurs encouragements tout au long de la thèse.

A Khadija, ma co-directrice de thèse qui me supportait chaque jour durant ces trois années, j'aimerais tu saches que j'ai apprécié énormément tes encouragements et ta confiance surtout le jour de la soutenance. Ton discours ce jour est gravé à jamais au fond de moi-même. Tu croyais toujours en moi, je te promets que je resterai toujours à la hauteur de cette confiance.

Je tiens également à remercier M. Didier Sauri et M. Daniel Matt d'avoir accepté de rapporter ma thèse et pour leurs observations et leurs commentaires pertinents. Je remercie également M. Christophe Espanet d'avoir présidé le jury de thèse ainsi que pour ses remarques concernant le travail effectué et son avenir. Je tiens aussi à remercier Stéphane Vivier, d'une part pour sa participation au jury et d'autre part pour sa forte capacité à rendre toutes discussions scientifiques, assez amusantes et constructives en même temps. Je ne peux que remercier aussi les ensembles des personnels du LEC et du CETIM avec qui j'ai eu un vrai plaisir de travailler et d'être un d'eux durant les trois années de thèse, et notamment mes collègues de bureau au LEC. Je voudrais également remercier tous les gens qui ont contribué à la réalisation de cette thèse, ainsi que ceux qui ont participé de près ou de loin à ma soutenance. J'étais vraiment ravi à vous retrouver durant un des jours les plus importants de ma vie. Avoir autant d'amis dans ma vie est un vrai don.

En guise de gratitude à celui qui m'a mis sur la voie de la Connaissance et m'a appris que les remerciements ne peuvent exprimer la gratitude, au Dr. Joseph B. Majdalani (JBM), fondateur du premier Centre d'Études Ésotériques au Liban et dans le monde arabe, je promets de porter la torche et poursuivre mon développement sur le chemin de l'Éveil. Aux apprentis des sciences ésotériques, en tête Ziad Daccache qui m'a toujours guidé et encouragé, je dédie ma réussite.

Enfin, à mes parents et mes frères, un mot d'un dictionnaire ne valorisera jamais ce que vous m'avez offert ; j'espère que je vous ai rendu frères de moi. Que Dieu vous garde et vous protège.

الى من أثار بكلماته دربي...
الى من علّمني فنّ الانجاز...
الى من احتواني بمحبّته...
الى المعلّم ج ب م
خالص محبّتي وشكري وتقديري

الى والديّ وإخوتي الأحباء...
لولاكم لكان النجاح حلماً...

*“Do not weaken your determination,
regressing at the first failure.
Be rather persistent until you achieve success,
for perseverance is the optimal path for outstanding performance!”*

“Joseph B. Majdalani”

*“To fathom the phantom of temperature,
be it in a lab,
in the beauty of a drop of dew,
or in the caressing motion of a gentle breeze,
one has to comprehend the concept of vibrations in the Etheric realm
and sense the feeling of subtle warmth in the inner realm...”*

“Ziad E. Daccache”

Table des matières

Introduction	1
1 État de l'art	5
1.1 Introduction	5
1.2 Lois de transfert de chaleur dans une machine électrique	5
1.2.1 Échange de chaleur par conduction	5
1.2.1.1 Loi de Fourier	5
1.2.1.2 Équation de conduction de la chaleur	6
1.2.1.3 Conductivité des matériaux	6
1.2.1.4 Modélisation des éléments hétérogènes	7
1.2.2 Échange de chaleur par convection	16
1.2.2.1 Paramètres caractéristiques de l'échange par convection	16
1.2.2.2 Modélisation des échanges convectifs dans une machine électrique	18
1.2.3 Échange de chaleur par rayonnement	30
1.3 Pertes dans les machines électriques	31
1.3.1 Pertes dans le circuit électrique	31
1.3.1.1 Pertes normales en basse fréquence	31
1.3.1.2 Pertes normales en haute fréquence	31
1.3.2 Pertes dans le circuit magnétique	32
1.3.3 Pertes mécaniques	33
1.3.3.1 Pertes par frottement dans les roulements	33
1.3.3.2 Pertes par frottement des molécules d'air	34
1.3.4 Pertes additionnelles	34
1.4 Méthodes de modélisation	35
1.4.1 Méthode analytique	36
1.4.2 Méthode numérique	36
1.5 Conclusion	37
Bibliographie	38
2 Modélisation thermique d'une machine électrique	45
2.1 Introduction	45
2.2 Méthode analytique	46

2.2.1	Principes et applications	46
2.2.2	Expression des conductances et bilan d'énergie	47
2.2.3	Exemple de l'utilisation de l'approche nodale	50
2.3	Modélisation thermique d'une machine électrique classique	52
2.3.1	Structure de la machine HW820CG	52
2.3.2	Modélisation thermique de la machine HW820CG	53
2.3.2.1	Démarche et hypothèses de modélisation	53
2.3.2.2	Matrice d'échange thermique	54
2.3.2.3	Modèle thermique proposé	55
2.3.2.4	Récapitulatif des résistances et des sources de chaleur	56
2.3.2.5	Éléments critiques du modèle	59
2.3.3	Simulation du modèle thermique et validation expérimentale	60
2.3.3.1	Environnement de simulation du modèle thermique	60
2.3.3.2	Présentation et instrumentation du banc d'essai	61
2.3.3.3	Validation du modèle thermique en régime permanent	63
2.3.3.4	Validation du modèle thermique en régime transitoire	65
2.3.4	Conclusion	66
2.4	Modélisation thermique d'une machine électrique dans un environnement mécatronique	67
2.4.1	Structure et fonctionnement de l'alternateur intégré	67
2.4.2	Modélisation thermique de l'alternateur intégré	68
2.4.2.1	Démarche et hypothèses de modélisation	68
2.4.2.2	Matrice d'échange thermique	69
2.4.2.3	Modèle thermique proposé	71
2.4.2.4	Récapitulatif des résistances et des sources de chaleur	72
2.4.2.5	Éléments critiques du modèle	74
2.4.3	Simulation du modèle thermique	79
2.4.3.1	Environnement de simulation du modèle thermique	79
2.4.3.2	Résultats de simulation	79
2.4.4	Conclusion	81
2.5	Conclusion du chapitre	82
	Bibliographie	83
3	Analyse de sensibilité	87
3.1	Introduction et état de l'art	87
3.2	Analyse de sensibilité locale	90
3.2.1	Définition des facteurs et des réponses	90
3.2.2	Démarche de l'analyse locale et indices de sensibilité	92
3.2.3	Résultats de l'analyse de sensibilité locale	93
3.3	Analyse de sensibilité globale	97
3.3.1	Méthode des plans d'expériences (M.P.E)	97
3.3.1.1	Définition des facteurs et des réponses	98
3.3.1.2	Analyse des diagrammes Pareto	100

3.3.2	Méthode Monte-Carlo	105
3.3.2.1	Définition des facteurs et des réponses	106
3.3.2.2	Définition des paramètres de simulation	108
3.3.2.3	Résultats sur la variation des températures	110
3.3.2.4	Indices de sensibilité	112
3.4	Application de l'analyse de sensibilité en vue de la réduction des modèles	114
3.4.1	Introduction à la réduction des modèles	114
3.4.2	Méthode de réduction proposée	115
3.4.3	Modèles thermiques réduits	116
3.4.4	Résultats de réduction	117
3.5	Conclusion	119
	Bibliographie	119
4	Méthodes d'identification des paramètres par algorithmes d'optimisation	123
4.1	Introduction et état de l'art	123
4.2	Identification des coefficients d'échange convectif externe	126
4.2.1	Évaluation de l'erreur sur les coefficients d'échange convectif	126
4.2.1.1	Choix du modèle de la machine	127
4.2.1.2	Coefficients de convection et résistances thermiques équivalentes	128
4.2.1.3	Distribution des flux de chaleur sortants	128
4.2.1.4	Synthèse des résultats et conclusion	129
4.2.2	Méthodologie d'identification des coefficients d'échange convectif externe	130
4.2.2.1	Formulation de la méthodologie d'identification	131
4.2.2.2	Définition de la condition initiale	132
4.2.2.3	Formulation des contraintes	133
4.2.2.4	Algorithmes d'optimisation	134
4.2.2.5	Résultats d'identification sur un point de fonctionnement	135
4.2.2.6	Généralisation de la méthodologie d'identification	138
4.2.2.7	Loi optimale de variation des coefficients d'échange	139
4.2.2.8	Résultats et validation de la loi sur différents essais	142
4.2.3	Conclusion	143
4.3	Identification des paramètres par la méthode des surfaces de réponse (M.S.R.)	144
4.3.1	Introduction	144
4.3.2	Méthode des surfaces de réponse : principes et utilisations	144
4.3.3	Présentation de la méthodologie d'identification	146
4.3.3.1	Structure générale de la méthodologie	146
4.3.3.2	Facteurs de conception et simulations Monte-Carlo	146
4.3.3.3	Construction de la surface de réponse	149
4.3.3.4	Application des algorithmes d'optimisation	150
4.3.4	Résultats d'identification des paramètres par M.S.R. et discussions	153
4.3.4.1	Surface de réponse	153
4.3.4.2	Réduction du domaine de recherche	154

4.3.4.3	Solutions optimales	155
4.3.4.4	Comparaison entre la méthode hybride et l'algorithme génétique	156
4.4	Résultats des méthodes d'identification	157
4.4.1	Variation des températures	157
4.4.2	Cartographies thermiques	159
4.4.3	Influence des paramètres identifiés sur les températures de l'alternateur	160
4.4.4	Conclusion	160
4.5	Conclusion du chapitre	161
	Bibliographie	161
5	Intégration de la thermique dans une approche système	165
5.1	Introduction et état de l'art	165
5.2	Stratégie de commande d'une machine électrique sous AMESim	168
5.2.1	Principe et réalisation de la commande	168
5.2.1.1	Schéma global de la commande	168
5.2.1.2	Équations et modèle électrique	168
5.2.1.3	Prise en compte des pertes fer et des pertes mécaniques	169
5.2.1.4	Modèle de la commande sous AMESim	170
5.2.2	Résultats sur deux points de fonctionnement	171
5.3	Modélisation thermique sous AMESim	173
5.3.1	Modèle thermique de l'alternateur intégré	173
5.3.2	Résultats de la modélisation thermique	173
5.4	Couplage des modèles thermique-électrique-commande	176
5.4.1	Principe de couplage des modèles	176
5.4.2	Espace de fonctionnement en régime permanent	177
5.4.3	Comportement thermique de la machine en transitoire	178
5.4.4	Cartographies en transitoire de l'alternateur intégré	180
5.4.5	Influence de la température sur le rendement	182
5.4.6	Influence de la température sur les performances de la machine	183
5.4.7	Comportement thermique de la machine sur un profil de conduite	184
5.5	Conclusion	186
	Bibliographie	186
6	Banc d'essai et validation expérimentale	189
6.1	Introduction	189
6.2	Banc d'essai	189
6.2.1	Caractéristiques de l'alternateur intégré	189
6.2.2	Caractéristiques du banc d'essai	190
6.2.3	Métrologie	191
6.2.3.1	Évaluation de l'incertitude des mesures	191
6.2.3.2	Mesures électriques	192
6.2.3.3	Mesures thermiques	192

6.2.3.4	Mesures mécaniques	193
6.2.3.5	Mesures indirectes	193
6.2.4	Essais thermiques	194
6.3	Validation du modèle thermique de l'alternodémarreur intégré	196
6.3.1	Validation en régime thermique permanent	196
6.3.2	Validation en régime transitoire	200
6.4	Validation des modèles thermiques réduits	200
6.5	Conclusion	203
	Bibliographie	204
	Conclusion et perspectives	205
	A Relevés expérimentaux sur l'alternodémarreur intégré	209
	B Exploitation des composants AMESim	213

Liste des tableaux

1.1	Valeurs des conductances de contact issues de certains cas d'études.	15
1.2	Valeurs des entrefers d'air et des conductances de contact dans la machine [PYRHONEN 09].	16
1.3	Formulations des nombres adimensionnels.	17
1.4	Intervalles de variation du coefficient d'échange convectif [KREITH 11].	18
1.5	Coefficients de la corrélation de convection naturelle [STATON 08].	19
1.6	Coefficients pour la corrélation du coefficient d'échange moyen autour des têtes de bobines.	25
1.7	Coefficients expérimentaux pour la corrélation Nu_∞ [BERTIN 99].	27
1.8	Récapitulatif des corrélations des coefficients d'échange convectif et exemples d'application dans la machine électrique.	30
1.9	Pourcentage des pertes additionnelles par rapport à la puissance d'entrée dans certaines machines électriques [PYRHONEN 09].	35
2.1	Description des résistances du modèle thermique de la machine HW820CG et leur mode de calcul.	58
2.2	Description des résistances du modèle thermique de l'alternateur intégré et leur mode de calcul.	73
2.3	Valeurs des conductances de contact ou d'entrefer équivalent évaluées dans l'alternateur intégré.	79
3.1	Description des facteurs de conception.	92
3.2	Description des réponses du modèle : températures de la machine.	92
3.3	Description et paramétrisation des facteurs de conception (fonctionnement à faible régime).	99
3.4	Description et paramétrisation des facteurs de conception (fonctionnement à fort régime).	100
3.5	Variation totale des températures de la machine pour les 2^n combinaisons des facteurs (fonctionnement à faible régime).	101
3.6	Variation totale des températures de la machine pour les 2^n combinaisons des facteurs (fonctionnement à fort régime).	101
3.7	Description et paramétrisation des facteurs de conception pour les simulations Monte-Carlo (Paramètres globaux).	107

3.8	Description et paramétrisation des facteurs de conception pour les simulations Monte-Carlo (Fonctionnement à faible régime).	107
3.9	Description et paramétrisation des facteurs de conception pour les simulations Monte-Carlo (Fonctionnement à fort régime).	108
3.10	Variation de la moyenne et de l'écart-type des deux températures (bobinage et rotor) pour trois séries de simulations Monte-Carlo.	109
3.11	Indices de sensibilité sur les phénomènes thermiques dans la machine et leur influence sur les températures du bobinage et du rotor.	113
3.12	Indices de sensibilité des facteurs les plus influents sur les températures du bobinage et du rotor.	113
3.13	Erreurs relatives sur les paramètres statistiques des températures critiques avec la prise en compte des incertitudes des pertes.	114
3.14	Description des résistances du modèle réduit par rapport au modèle fin.	117
4.1	Synthèse de calcul des coefficients de convection et des résistances thermiques.	128
4.2	Synthèse des résultats : comparaison entre les flux pour les essais thermiques.	130
4.3	Flux analytiques et optimaux pour les deux algorithmes pour l'essai n°4 à courant continu.	136
4.4	Description et paramétrisation des facteurs (fonctionnement à faible régime).	149
4.5	Description et paramétrisation des facteurs (fonctionnement à fort régime).	149
4.6	Comparaison entre les paramètres de la fonction objectif f_0 évaluée par le modèle fin y_2 et approchée par la surface de réponse z_2 .	153
4.7	Bornes minimale et maximale des contraintes et solution optimale du problème d'identification (fonctionnement à faible régime).	156
4.8	Bornes minimale et maximale des contraintes et solution optimale du problème d'identification (fonctionnement à fort régime).	156
4.9	Comparaison entre les températures expérimentales et les modèles avec identification pour le fonctionnement à faible régime.	158
4.10	Comparaison entre les températures expérimentales et les modèles avec identification pour le fonctionnement à fort régime.	159
6.1	Performances de l'alternateur intégré.	190
6.2	Procédure de l'estimation des incertitudes de mesure [PRIEL 99].	192
A.1	Localisation des thermocouples dans la machine.	210
A.2	Récapitulatif des essais.	212

Table des figures

1.1	Plage de variation de la conductivité thermique pour différents états de la matière à des températures et des pressions de référence [INCROPERA 11].	7
1.2	Classes d'isolation et échauffement maximal admissible du bobinage.	8
1.3	Solution par éléments finis de l'évolution de la température dans l'encoche disposée de conducteurs répartis uniformément.	10
1.4	Conductivité thermique radiale équivalente λ_e pour différentes configurations et motifs [BERTIN 99].	11
1.5	Modèle simplifié pour le calcul de la conductivité équivalente des empilements de tôles dans la direction axiale [LUTUN 12].	12
1.6	Discrétisation nodale d'un roulement à billes [POULY 10].	13
1.7	Schéma représentatif d'un contact entre deux solides A et B et l'influence de ce contact sur les températures [INCROPERA 11].	14
1.8	Évolution de la conductance thermique surfacique de contact pour différents matériaux en contact en fonction de l'état de surface et de la pression de contact [BERTIN 99].	14
1.9	Contacts entre l'empilement de tôles du stator avec l'encoche et le carter.	15
1.10	Exemple de machines électriques totalement fermées et non ventilées [STATON 08].	18
1.11	Évolution du coefficient d'échange convectif entre le carter et l'air ventilé par rapport à la position axiale [BERTIN 06].	21
1.12	Exemple de machines électriques totalement fermées avec leurs circuits de refroidissement [STATON 08].	22
1.13	Paramètres géométriques des conduites spiralées [BERTIN 99].	23
1.14	Régimes d'écoulement dans l'entrefer [FASQUELLE 07].	24
1.15	Variation de la vitesse et des coefficients d'échange pour les têtes de bobines [MICALLEF 06].	25
1.16	Évolution du coefficient d'échange moyen entre les têtes de bobines et les cavités.	26
1.17	Disque tournant dans un espace clos et évaluation des paramètres d'échange.	27
1.18	Profils des vitesses pour un disque tournant dans un espace infini et ses rayons de transition [KREITH 11].	28
1.19	Zones et frontières des domaines convectifs pour le système disque/plaque sans écoulement superposé [VASILESCU 03].	28
1.20	Localisation des sources de pertes dans les roulements [SCHLEGEL 09].	33
1.21	Vecteurs de vitesse autour d'une machine de type TEFC et distribution des coefficients d'échange convectif [BOGLIETTI 09].	37

2.1	Définition des éléments du réseau nodal et de leurs interconnexions. C : Conduction, D : Convection, R : Rayonnement [ROYE 85].	46
2.2	Géométries des éléments pour le calcul des conductances de conduction.	48
2.3	Représentation d'un élément cylindrique avec les réseaux en T (directions radiale et axiale) [GROBLER 11].	48
2.4	Interface de Motor-CAD pour une machine synchrone à aimants permanents internes refroidie à eau.	51
2.5	Interface de Motor-CAD - Modèle nodal 3D de la machine synchrone à aimants permanents internes refroidie à eau.	52
2.6	Coupe axiale de la machine HW820CG [PARKER 08].	52
2.7	Coupe radiale de la machine HW820CG [KÜTTLER 13].	53
2.8	Représentation schématique de la machine HW820CG (Coupe axiale).	54
2.9	Matrice d'échange thermique entre les différentes zones de la machine.	55
2.10	Coupe axiale arrière et coupe radiale de la machine, ainsi que les zones de modélisation.	56
2.11	Réseaux nodaux de la machine HW820CG.	57
2.12	Cartographies des coefficients de pertes fer, a , b et c respectivement de gauche à droite.	60
2.13	Description des parties du banc d'essai qui entraîne la machine HW820CG.	61
2.14	Emplacement des thermocouples dans la machine HW820CG.	62
2.15	Schéma de principe des essais réalisés sur la machine HW820CG.	63
2.16	Validation expérimentale du modèle thermique de HW820CG en régime permanent (essai à courant continu).	64
2.17	Validation expérimentale du modèle thermique de HW820CG en régime permanent (essai en charge).	65
2.18	Validation expérimentale du modèle thermique de la machine HW820CG en régime transitoire.	66
2.19	Localisation de l'alternateur intégré et son installation sur le banc d'essai.	67
2.20	Espace de fonctionnement couple-vitesse de l'alternateur intégré [CHÉDOT 04].	68
2.21	Coupe axiale de l'alternateur intégré et description de ses zones.	70
2.22	Matrice d'échange thermique entre les différentes zones de la machine.	70
2.23	Modèle thermique de l'alternateur intégré en régime permanent.	72
2.24	Photo du stator et du cache moteur de l'alternateur montrant (1) Encoches (2) Têtes de bobines (3) Dents (4) Cavité air interne 1 (5) Surface interne du cache moteur.	74
2.25	Comparaison entre l'évolution analytique et les relevés expérimentaux de la résistance par phase et des pertes par effet Joule.	74
2.26	Cartographie des pertes fer dans l'alternateur intégré [CHÉDOT 04].	75
2.27	Structure et intégration des roulements de l'alternateur et le circuit thermique correspondant.	76
2.28	Partie rotative de l'ADI avec (1) Arbre exposé à l'air ambiant (2) Cylindre des roulements (3) Flasques rotor (4) Fer du rotor et (5) Volant.	77
2.29	Évolution des pertes dans les roulements en fonction de la vitesse de rotation.	77
2.30	Représentation radiale-orthoradiale de la machine et modélisation du bobinage.	78

2.31	Présentation de la structure de la machine pour l’affichage des résultats.	80
2.32	Cartographies des résistances thermiques en régime permanent.	80
2.33	Cartographies des températures et des flux pour le point de fonctionnement 1 à faible régime.	81
2.34	Cartographies des températures et des flux pour le point de fonctionnement 2 à fort régime.	82
3.1	Démarche globale du chapitre et analyses de sensibilité réalisées.	88
3.2	Distribution des facteurs de conception dans l’alternodémarrreur intégré.	91
3.3	Évolution de l’indice $S_{i,j}^\eta$ pour les 12 températures de la machine en fonction des 21 facteurs.	94
3.4	Évolution de l’indice $S_{i,j}^*$ pour les 21 facteurs en fonction des températures de la machine.	95
3.5	Représentation graphique des effets de la variation des facteurs sur les températures.	96
3.6	Plan axial de la machine avec ses trois parties : plan actif et environnements côté moteur et côté embrayage.	102
3.7	Diagramme Pareto des températures du plan actif de la machine	102
3.8	Diagramme Pareto des températures de l’environnement de la machine (côté embrayage).	103
3.9	Diagramme Pareto des températures de l’environnement de la machine (côté moteur).	103
3.10	Pourcentage de variation des températures par rapport aux facteurs (fonctionnement à faible régime).	104
3.11	Pourcentage de variation des températures par rapport aux facteurs (fonctionnement à fort régime).	105
3.12	Loi de distribution uniforme des facteurs de conception (avec $a = B/2$).	107
3.13	Loi de distribution normale avec ses paramètres statistiques : la moyenne μ , les écarts-types σ et les intervalles de confiance.	110
3.14	Distribution fréquentielle des températures critiques de la machine (fonctionnement à faible régime).	111
3.15	Distribution fréquentielle des températures critiques de la machine (fonctionnement à fort régime).	111
3.16	Modèle réduit en vue de la surveillance des différentes températures de la machine.	116
3.17	Modèle réduit en vue de la surveillance de la température du bobinage.	117
3.18	Comparaison du modèle réduit 1 au modèle fin en vue de la surveillance des différentes températures de la machine.	118
3.19	Comparaison du modèle réduit 2 au modèle fin en vue de la surveillance de la température du bobinage.	118
4.1	Classification de certains algorithmes d’optimisation [BRISSET 07].	125
4.2	Structure simplifiée pour représenter les phénomènes de convection.	127
4.3	Structure simplifiée de l’alternodémarrreur intégré pour représenter les phénomènes de convection naturelle.	127
4.4	Distribution des flux thermiques sortants.	129
4.5	Structure de la génération des conditions initiales.	133

4.6	Variation du coefficient de convection naturelle en fonction de la température et du diamètre hydraulique.	134
4.7	Structure de l'application de l'algorithme d'optimisation.	135
4.8	Sensibilité des deux méthodes d'optimisation (SQP et IP) à la condition initiale.	136
4.9	Sensibilité de l'algorithme génétique au nombre de répétitions du problème d'identification.	137
4.10	Comparaison entre les algorithmes d'optimisation utilisés dans la méthodologie d'identification.	137
4.11	Structure de la méthodologie d'identification des coefficients d'échange externe.	139
4.12	Structure de la création de la loi optimale de variation des coefficients d'échange convectif.	141
4.13	Exemple sur l'application de la loi optimale de variation dans la méthodologie d'identification.	141
4.14	Coefficients d'échange convectif : (a) Cylindre horizontal (b) Plaque verticale (c) Carter à ailettes.	142
4.15	Erreurs sur les fonctions objectifs des cinq essais en statique partant d'un essai de référence différent.	143
4.16	Organigramme de l'étape 1 (définition des facteurs de conception et des simulations Monte-Carlo).	147
4.17	Distribution des facteurs de conception dans l'alternodémarrreur intégré.	148
4.18	Réduction du domaine de recherche de la solution optimale.	152
4.19	Surface de réponse z_2 de la fonction objectif f_0 en fonction des facteurs X_3 et X_4 (fonctionnement à faible régime).	154
4.20	Distribution fréquentielle de la fonction objectif f_0 de Y_2	154
4.21	Comparaison entre les fonctions objectifs par l'utilisation de la méthode hybride et de l'algorithme génétique.	157
4.22	Comparaison entre les solutions optimales sur 38 simulations par l'utilisation de l'algorithme génétique et de la méthode hybride.	157
4.23	Cartographies thermiques de l'alternodémarrreur intégré entre le modèle thermique recalé et les relevés expérimentaux.	159
4.24	Cartographie de différence des températures entre le modèle thermique recalé et le modèle initial.	160
5.1	Comparatif des outils de modélisation des systèmes mécatroniques [RÉMY 11].	166
5.2	Cartographie de rendement constant d'un moteur électrique [DUBOUIL 12].	166
5.3	Cartographie de rendement du moteur de Toyota Prius [STAUNTON 06]	167
5.4	Stratégie de commande en couple d'une machine électrique courant alternatif AC.	168
5.5	Modèle de la commande de la machine implémenté sous AMESim.	170
5.6	Modèle électrique d'une machine synchrone à aimants permanents sous AMESim.	171
5.7	Validation du modèle dynamique de la machine à faible régime.	172
5.8	Validation du modèle dynamique de la machine à fort régime.	172
5.9	Modèle thermique de l'alternodémarrreur intégré sous AMESim.	174

5.10	Validation du modèle thermique en régime permanent pour $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$ et $J = 5 \text{ A/mm}^2$.	175
5.11	Validation du modèle thermique en régime transitoire pour $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$ et $J = 5 \text{ A/mm}^2$.	175
5.12	Principe de couplage entre les modèles.	177
5.13	Variation du couple utile et de la température du bobinage en fonction du courant efficace.	178
5.14	Espace de fonctionnement couple-vitesse de l'alternateur-démarrreur en régime permanent.	178
5.15	Points de fonctionnement testés en régime transitoire.	179
5.16	Variation de la température du bobinage en fonction du couple et de la vitesse.	180
5.17	Cartographies des rendements pour la Toyota Prius.	180
5.18	Cartographies de l'alternateur-démarrreur intégré en régime transitoire.	181
5.19	Dégradation du rendement au cours du temps [LIWEI 08].	182
5.20	Influence de la prise en compte de la température sur la cartographie de rendement.	183
5.21	Influence de la température sur les performances de la machine.	184
5.22	Données du cycle de conduite ARTEMIS Urbain adapté à l'alternateur-démarrreur intégré.	185
5.23	Résultats sur les températures pour un enchaînement de cinq cycles ARTEMIS Urbain.	185
6.1	Géométries des parties de l'alternateur-démarrreur intégré.	190
6.2	Banc de caractérisation des machines électriques (25 kW - 10,000 tr/min).	191
6.3	Position des thermocouples dans quelques zones de la machine.	193
6.4	Configuration des essais sur l'alternateur-démarrreur intégré.	195
6.5	Cartographies des températures et des flux des essais à courant continu.	197
6.6	Cartographies des températures et des flux des essais à vide.	198
6.7	Cartographies des températures et des flux des essais en charge.	199
6.8	Validation du modèle en régime transitoire pour l'essai n°10 en charge à $J = 4,5 \text{ A/mm}^2$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$.	200
6.9	Validation du modèle réduit n°1 (Red1) en régime permanent par rapport au modèle fin (Full).	201
6.10	Validation du modèle réduit n°2 (Red2) en régime permanent par rapport au modèle fin (Full).	201
6.11	Validation du modèle réduit n°1 (Red1) en régime transitoire par rapport au modèle fin (Full).	202
6.12	Validation du modèle réduit n°2 (Red2) en régime transitoire par rapport au modèle fin (Full).	203
A.1	Emplacement des thermocouples dans l'alternateur-démarrreur intégré.	211
B.1	Régions de fonctionnement de la machine.	215

Introduction

De nos jours, l'utilisation des machines électriques est de plus en plus répandue, en particulier dans des environnements complexes et sous des conditions qui peuvent être sévères. Ces machines trouvent une place de plus en plus importante dans le monde du transport (véhicules hybrides/électriques, avions électriques, trains, bateaux, etc...), de la génération de l'énergie électrique et en particulier l'énergie renouvelable (éolienne,...) ou dans toute configuration de transfert d'énergie (domaines mécanique, hydraulique,...), ainsi que d'autres applications.

En effet, l'utilisation des énergies fossiles, dans les modes de transport par exemple, est considérée comme un des émetteurs majeurs de polluants et de gaz à effet de serre. Ce fait augmente la tendance au passage vers l'électrification des systèmes utilisant ces énergies et par conséquent, un accroissement de l'utilisation des machines électriques. Ces machines ont bénéficié d'améliorations continues durant la dernière décennie en termes de puissance, de volume, de rendement, de gamme de vitesse, de coût de construction,... Cependant, la complexité des systèmes technologiques actuels, entre autre les systèmes mécatroniques, induit la conception de nouvelles machines électriques plus performantes et moins encombrantes.

Dans les phases de conception des machines, les contraintes thermiques constituent une problématique des plus exigeantes. Ces machines sont limitées par les niveaux de températures atteints dans certaines zones critiques comme le bobinage ou les aimants permanents. En effet, ces derniers risquent de perdre leurs performances magnétiques lorsque la température maximale de désaimantation est atteinte. De manière similaire, la température maximale tolérée dans le bobinage est celle de la destruction des isolants autour des conducteurs en cuivre. En effet, si les températures dans ces deux zones augmentent et dépassent leurs limites de quelques degrés, la durée de vie de la machine en est significativement diminuée.

De plus, la conception de la machine dépend de son cycle de fonctionnement. Cette machine électrique est amenée à opérer en régime thermique établi, intermittent, transitoire, ou autres. Le domaine de l'application exige ainsi la prise en compte des phénomènes thermiques en particulier et d'en négliger d'autres. Par exemple, dans le domaine des véhicules hybrides, la tendance est de concevoir des machines électriques à grandes vitesses. La conception de telles machines requiert la prise en compte des cycles fortement transitoires de la machine, et donc d'étudier la tenue thermique des isolants des conducteurs sur de courtes durées. De plus, les pertes générées à l'intérieur de ces machines sont plus importantes et doivent être bien évaluées.

La modélisation thermique des machines électriques s'est développée de plus en plus durant les der-

nières années. Initialement, la thermique de la machine était prise en compte par la notion de densité de courant maximale admissible dans les conducteurs. Ensuite, les modèles thermiques ont considéré que la machine électrique était homogène et ne surveillaient que la température la plus chaude de la machine au niveau des têtes de bobines. Cette approche est toujours utilisée dans certains logiciels de simulation systèmes où la machine est modélisée par une seule température. Puis, le développement des outils mathématiques et l'augmentation des puissances de calcul ont permis de mieux appréhender les phénomènes thermiques à travers l'utilisation des méthodes de modélisation numérique. Enfin, l'intégration de la machine électrique dans un environnement mécatronique complexe peut faire varier son comportement thermique. Ceci exige d'une part, la prise en compte de la contribution de l'environnement à la variation des températures internes de la machine; d'autre part, la mise en place des modèles thermiques rapides et faciles à implémenter et à coupler à d'autres modèles du système mécatronique.

Dans ce contexte, la modélisation des systèmes mécatroniques et de leurs composants constitue une des thématiques principales du pôle mécatronique, transmissions et capteurs du Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM). Cette thèse, menée en collaboration entre le CETIM et le Laboratoire d'Électromécanique de Compiègne (LEC), se positionne alors sur deux axes :

Le premier est la détermination des paramètres clés, du point de vue thermique, pour la conception des machines électriques. Cet axe s'inscrit également dans l'objectif de modéliser et de surveiller les températures de ces machines.

Le deuxième comprend l'intégration des modèles d'une machine électrique (électrique, thermique, mécanique, magnétique) dans un environnement mécatronique (ensemble comportant la commande, le convertisseur, les systèmes mécaniques,...).

Dans un premier temps, ce document est consacré à la réalisation d'une synthèse bibliographique des problématiques liées à la thermique. Cette synthèse englobe l'analyse des différentes approches de modélisation des phénomènes principaux d'échange de chaleur à l'intérieur et à l'extérieur d'une machine électrique; citons par exemple, la conduction à travers les éléments hétérogènes (bobinage, roulements, empilement de tôles), la convection interne et externe dans les deux modes de convection naturelle et forcée, ainsi que le phénomène de conduction au niveau des contacts. Nous présentons dans cette partie des figures et des tableaux récapitulatifs de ces différentes approches. Ensuite, une deuxième partie du chapitre s'intéresse à la modélisation des phénomènes de génération de chaleur, des sources (pertes) qui induisent l'élévation des températures de la machine et de son environnement. Sont ainsi présentées, en particulier, les pertes par effet Joule, les pertes par frottement dans les roulements et les pertes fer dans le circuit magnétique. Enfin, afin de déduire et de justifier le choix de la méthode la plus adaptée à notre étude, les méthodes de modélisation thermique (analytique et numérique) sont présentées. Il est à noter que la revue bibliographique n'est pas restreinte au premier chapitre. En effet, celle-ci présente les problématiques principales de la thermique dans une machine électrique; alors que, dans chaque chapitre, une revue bibliographique est présentée pour chaque thématique d'étude. Citons : une revue sur la méthode de modélisation analytique (chapitre 2), les méthodes d'analyse de sensibilité et de réduction des modèles thermiques (chapitre 3), les méthodes d'identification et les algorithmes d'optimisation (chapitre 4), l'intégration de la machine dans les approches des systèmes mécatroniques (chapitre 5),...

Le choix de la méthode de modélisation thermique est présenté dans le deuxième chapitre. La méthode choisie est basée sur l'approche analytique nodale où un circuit à constantes localisées est construit pour modéliser thermiquement une machine. Après avoir présenté une revue bibliographique sur les différentes études menées sur cette méthode ainsi que sa démarche de réalisation, cette méthode est appliquée sur deux machines électriques :

1. La première est la machine HW820CG, synchrone à aimants permanents internes refroidie à eau. Cette machine est isolée de son contexte mécatronique d'application et constitue plutôt une machine électrique classique. Cette partie du chapitre présente le modèle thermique de cette machine, son banc d'essai et la validation du modèle sur trois points de fonctionnement (en régime permanent et en régime transitoire),
2. La deuxième machine traitée est de même type (synchrone à aimants permanents internes) mais refroidie à air en convection naturelle. Cette machine présente la particularité d'être une machine complexe, où une multitude de phénomènes difficiles à modéliser est présente ; plus précisément les contacts et la convection dans les cavités et sur les surfaces externes de la machine. Celle-ci est destinée à une application de type *alternateur-démarrateur intégré* (ou ADI). Ce cas d'application permet l'étude de la contribution d'un système mécatronique sur le comportement thermique de la machine.

Les phénomènes thermiques complexes qui existent dans l'ADI font ensuite l'objet d'une étude de sensibilité dans le chapitre 3. Ce dernier présente une démarche systématique basée sur une série de méthodes d'analyse de sensibilité afin d'extraire les paramètres clés dans une modélisation thermique. Ces analyses sont basées sur une approche locale (petites variations des paramètres d'entrée) et sur des approches plus globales à travers l'application de la méthode des plans d'expériences et de la méthode Monte-Carlo. L'objectif principal est de permettre l'observation de l'influence de la variation des paramètres clés sur les températures de la machine. Ces analyses de sensibilité permettent également d'établir une démarche de réduction du modèle thermique fin de l'ADI (réalisée au chapitre 2). En conséquence, deux modèles réduits sont présentés.

Après l'extraction des paramètres clés, deux méthodologies d'identification par algorithmes d'optimisation des valeurs de ces paramètres sont proposées dans le chapitre 4. La première méthodologie s'intéresse tout d'abord à l'estimation des erreurs sur l'évaluation des coefficients d'échange convectif entre la machine et l'air ambiant ; ensuite un problème d'identification de ces paramètres est proposé et résolu par des algorithmes d'optimisation. Ces derniers sont introduits dans une revue bibliographique au début du chapitre.

La deuxième méthodologie proposée porte sur l'identification des paramètres internes à la machine. Cette méthodologie est basée sur des surfaces de réponse associées à des algorithmes d'optimisation. Les résultats de ces deux parties du chapitre permettent finalement le recalage des modèles thermiques de l'ADI.

Dans le chapitre 5, le modèle thermique fin de l'ADI est intégré dans un logiciel de simulation des systèmes mécatroniques (AMESim). Ce modèle est ensuite validé sur plusieurs points de fonctionnement. Dans ce même environnement AMESim, un modèle électrique et un modèle de la commande d'une machine électrique synchrone à aimants permanents sont également développés. Le modèle de

la commande englobe l'intégration des lois de commande en couple, le convertisseur, les régulateurs de courants ainsi que d'autres composants. Ensuite, tous ces modèles (électrique-thermique-commande) sont couplés entre eux et associés à un modèle simple d'un système mécanique. L'objectif principal de ce chapitre est de présenter l'approche d'intégration de la thermique dans un système mécatronique complexe; ceci étant négligé dans la majorité des études d'un tel système. Le couplage des modèles permet : **(1)** d'étudier les limites thermiques de la machine dans son espace couple-vitesse; **(2)** d'évaluer l'influence de la prise en compte de la thermique sur le rendement du système; **(3)** d'établir les cartographies des puissances, des pertes et de rendement de la machine sans et avec prise en compte du modèle thermique dans les deux régimes permanent et transitoire; et **(4)** de simuler les performances thermiques de la machine sur des cycles de conduite.

Le chapitre 6 présente le banc de caractérisation de l'ADI et les différentes mesures réalisées sur cette machine. Ce chapitre présente également la méthode adoptée pour évaluer les incertitudes de mesure des différentes grandeurs physiques du système (températures, grandeurs électriques, grandeurs mécaniques). Le chapitre rapporte ensuite les résultats sur le modèle thermique en le validant sur plusieurs points de fonctionnement. Il présente enfin les résultats de la réduction des modèles.

Finalement, nous présentons une conclusion générale de ces travaux en abordant les perspectives envisagées.

Chapitre 1

État de l'art

1.1 Introduction

La modélisation des phénomènes de génération et de transfert de chaleur dans une machine électrique est une étape primordiale, en particulier dans sa phase de conception. Cette modélisation thermique peut se baser sur deux principes, le premier analytique en utilisant un circuit à constantes localisées et le deuxième intégrant les méthodes numériques. Dans les deux cas, la précision du modèle thermique dépend de certains paramètres critiques et difficiles à évaluer. Ainsi, nous visons à travers ce chapitre à présenter un état de l'art englobant les thématiques suivantes :

- Les lois qui régissent le transfert de chaleur dans une machine électrique : la conduction, la convection et le rayonnement, en présentant les différentes approches de modélisation de leurs éléments de transfert,
- Les sources de chaleur ou les pertes dans une machine électrique,
- Les méthodes de modélisation thermique : analytique et numérique.

Dans chaque thématique, les différentes approches abordées dans la littérature pour résoudre les problèmes qui leur sont liées sont présentées.

1.2 Lois de transfert de chaleur dans une machine électrique

1.2.1 Échange de chaleur par conduction

1.2.1.1 Loi de Fourier

Ce mode de transfert de chaleur opère dans la machine électrique dans l'ensemble des parties solides et dans l'air qui les entoure. En effet, lors de la présence d'un gradient de température dans ces milieux, le flux thermique transite du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid. La loi de Fourier donne la relation entre le vecteur densité de flux thermique $\vec{\varphi}$, le gradient de température $\overrightarrow{grad}T$ et la conductivité thermique λ du milieu par la formule suivante :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \cdot \overrightarrow{grad}T \quad (1.1)$$

Le signe négatif dans cette loi est introduit pour respecter la seconde loi de la thermodynamique qui annonce que la chaleur se diffuse des régions chaudes de hautes températures vers des régions froides.

1.2.1.2 Équation de conduction de la chaleur

En réalisant un bilan d'énergie entre la chaleur produite à l'intérieur d'un volume V , celle qui induit la variation de sa température et celle échangée à ses frontières, l'équation de la chaleur dans un milieu anisotrope est de la forme suivante :

$$\rho c \cdot \frac{\delta T}{\delta t} = p + \operatorname{div} \left(\lambda \cdot \overrightarrow{\operatorname{grad} T} \right) \quad (1.2)$$

avec c capacité thermique massique ($J/Kg.K$),
 ρ masse volumique (Kg/m^3),
 λ conductivité thermique ($W/m.K$).
 ρc capacité thermique volumique ($J/m^3.K$),
 p production volumique de chaleur (W/m^3).

En considérant que la conductivité thermique est indépendante de la température, l'équation (1.2) est développée sous la forme suivante :

$$\rho c \cdot \frac{\delta T}{\delta t} = p + \left(\lambda_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (1.3)$$

avec λ_x , λ_y et λ_z les conductivités thermiques dans les trois directions de l'espace. Cette équation considère que la température dépend des variables d'espace (x , y et z) et du temps t . Cependant, dans le cas d'une distribution uniforme, voire un milieu homogène en température et n'étant pas le siège de production de chaleur, l'équation de conduction devient :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \cdot \Delta T \quad (1.4)$$

avec α la diffusivité thermique exprimée en m^2/s . Cette quantité est évaluée par le rapport $\lambda/\rho c$.

Les équations précédentes sont développées pour un régime thermique transitoire. Quoique, dans certains cas d'études, les problèmes thermiques sont traités en régime permanent, où les températures d'un milieu atteignent leurs limites et ne varient plus en fonction du temps. Dans ces cas, l'équation de conduction de chaleur se réduit à l'équation suivante :

$$\lambda \Delta T + p = 0 \quad (1.5)$$

1.2.1.3 Conductivité des matériaux

La conductivité est une des propriétés thermophysiques d'un matériau homogène et isotrope. Elle dépend principalement du type de ce matériau et de sa température. La figure 1.1 montre la plage de variation de cette conductivité pour différents états de la matière à des températures et des pressions de référence [INCROPERA 11].

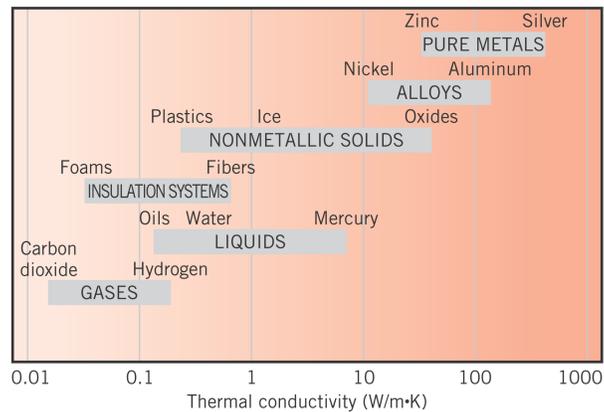


FIGURE 1.1 – Plage de variation de la conductivité thermique pour différents états de la matière à des températures et des pressions de référence [INCROPERA 11].

Sa dépendance à la température induit l'évaluation d'une nouvelle conductivité par rapport à la conductivité définie pour la température ambiante [KREITH 11]. Cependant, [BERTIN 99] considère que la conductivité thermique dépend très peu de la température et peut être prise comme une constante. Cette supposition peut être justifiée par le fait que cette conductivité varie légèrement dans les limites de températures atteintes dans une machine électrique. Dans le cas où le milieu est anisotrope ou non-homogène, un tenseur de conductivité thermique dans les directions radiale, angulaire et axiale est alors envisagé. En effet, certaines zones dans la machine électrique sont considérées comme non-homogènes telles que le bobinage, les empilements de tôles au stator et au rotor,... En conséquence, plusieurs approches sont présentées dans l'actuelle étude pour évaluer des conductivités thermiques équivalentes. Finalement, la conception des machines électriques se focalise sur certains matériaux fréquemment utilisés tels que le cuivre, l'aluminium, l'acier,... Les propriétés thermophysiques de ces matériaux peuvent être extraites de plusieurs références thermiques et des cas d'étude de machine électrique [KYLINDER 95, BERTIN 99, TRIGEOL 04, IDOUGHI 11].

1.2.1.4 Modélisation des éléments hétérogènes

Le flux de chaleur dans les machines électriques circule dans des éléments considérés homogènes à une conductivité thermique constante, tels que le carter à ailettes, les aimants permanents, l'arbre de rotation et autres. Ce flux circule également dans des éléments hétérogènes constitués de plusieurs sous-éléments homogènes. Nous parlons ainsi d'une conductivité thermique équivalente de chaque élément hétérogène; citons par exemple le bobinage de fils (constitué de cuivre, résine et isolant) et les empilements de tôles au stator ou au rotor (constitué d'un matériau ferromagnétique et d'un isolant). La modélisation de ces éléments hétérogènes peut être réalisée en se basant sur des formulations analytiques ou empiriques, ou bien grâce à des solutions par éléments finis. La différence entre les deux méthodes de modélisation est présentée dans les paragraphes suivants.

De même, la conduction thermique dans les roulements et dans les interfaces ou le contact entre les différentes zones de la machine constituent des éléments critiques dans la modélisation thermique. L'ensemble de formulations analytiques et empiriques basé sur des différentes études menées sur ces

phénomènes de conduction est également présenté dans les paragraphes suivants.

Bobinage de fils : Du point de vue thermique, le bobinage de fils constitue un point critique dans la conception des machines électriques. En effet, ces machines sont classifiées selon les températures de fonctionnement maximales admissibles définies par les limites thermiques des systèmes d’isolation. Ces derniers sont évalués et classés selon la norme NEMA (National Electrical Manufacturers Association) ; leurs classes et leurs limites de températures étant illustrées dans la figure 1.2.

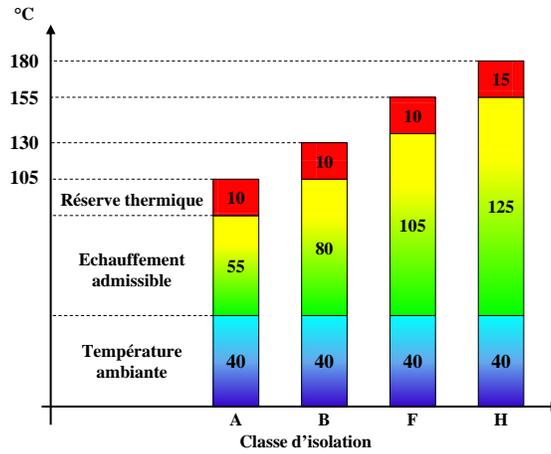


FIGURE 1.2 – Classes d’isolation et échauffement maximal admissible du bobinage.

Le bobinage de la machine électrique constitue un siège important d’une dissipation non-uniforme de chaleur dans les encoches et dans les têtes de bobines. La température de ces zones peut être considérée comme la température critique la plus chaude dans la machine. Par conséquent, la modélisation des aspects de conduction dans le bobinage du stator est d’importance primordiale.

Le bobinage est constitué de fils de cuivre émaillés et imprégnés par la résine. L’évaluation de sa conductivité thermique est le point le plus délicat dans l’estimation des températures des encoches et des têtes de bobines. En effet, de nombreuses études se sont concentrées sur cette thématique. Ces études ont présenté leurs formulations analytiques/empiriques ou bien leurs travaux basés sur des méthodes numériques.

Un paramètre critique dans la modélisation du bobinage est le taux de remplissage. Ce taux τ est défini comme le rapport entre la surface des fils de cuivre S_{cu} (nus ou en présence de l’isolant) par la surface active de l’encoche S_{enc} (sans la prise en compte des isolants de fond d’encoche) :

$$\tau = \frac{S_{cu}}{S_{enc}} \quad (1.6)$$

Une des démarches adoptée pour la prise en compte de l’aspect hétérogène du bobinage est de l’assimiler à un matériau homogène et d’évaluer une conductivité thermique équivalente. Cette dernière n’étant plus constante, nous parlons alors d’un tenseur de conductivité où celle-ci est évaluée dans les trois directions radiale, angulaire et axiale, prenant respectivement les valeurs λ_x , λ_y et λ_z [BERTIN 99]. La conductivité équivalente dépend de certains facteurs tels que la forme géométrique des conducteurs,

leurs dimensions, leurs répartitions dans l'encoche et le taux de remplissage. Des études sur l'influence de chacun de ces paramètres sur la valeur de la conductivité thermique équivalente sont réalisées par [RENARD 03] et [IDOUGH 11].

[IDOUGH 11] présente également la formule d'homogénéisation employée pour évaluer cette conductivité dans la direction radiale :

$$\lambda_x^{eq} = \lambda_{res} \cdot \frac{(1 + \tau) \cdot \lambda_{cu} + (1 - \tau) \cdot \lambda_{res}}{(1 - \tau) \cdot \lambda_{cu} + (1 + \tau) \cdot \lambda_{res}} \quad (1.7)$$

avec λ_{cu} et λ_{res} les conductivités du cuivre et de la résine, respectivement. Cette formule d'homogénéisation est appliquée en considérant un milieu à deux phases (cuivre et résine). Cependant, afin de généraliser et de prendre en compte la conductivité du vernis isolant autour des fils de cuivre λ_{ver} , la conductivité radiale équivalente peut être évaluée par la formule suivante :

$$\lambda_x^{eq} = \lambda_{res} \cdot \frac{(2 \cdot \lambda_{res} + \lambda_{cu}) \cdot (\tau_2 \cdot (2 \cdot \lambda_{res} + \lambda_{ver}) + 3 \cdot \tau_3 \cdot \lambda_{ver}) + 3 \cdot \tau_1 \cdot \lambda_{cu} \cdot (2 \cdot \lambda_{res} + \lambda_{ver})}{\tau_2 \cdot (2 \cdot \lambda_{res} + \lambda_{cu}) \cdot (2 \cdot \lambda_{res} + \lambda_{ver}) + 3 \cdot \lambda_{res} \cdot (\tau_1 \cdot (2 \cdot \lambda_{res} + \lambda_{ver}) + \tau_3 \cdot (2 \cdot \lambda_{res} + \lambda_{cu}))} \quad (1.8)$$

avec τ_1 , τ_2 et τ_3 les rapports entre les surfaces occupées par les trois matériaux (respectivement les conducteurs en cuivre, la résine et le vernis isolant) par rapport à la surface utile de l'encoche.

Certaines autres formulations analytiques sont présentes dans la littérature. [IDOUGH 11] présente une étude de l'utilisation de ces formulations d'une manière appropriée sur différentes dispositions (aléatoire, répartition en carré,...) et formes des conducteurs (ronds ou carrés).

De plus, une formulation empirique de la conductivité équivalente dans l'encoche est présentée par [BOGLIETTI 07]. Les auteurs de [BOGLIETTI 07] se sont basés sur des essais à courant continu réalisés sur une série de machines asynchrones de type TEFC (*Totally Enclosed Fan-Cooled*) avec une puissance qui varie entre 1.5 kW et 250 kW. La corrélation déduite pour évaluer la conductivité radiale équivalente est de la forme :

$$\lambda_x^{eq} = 0.2749 \cdot [(1 - \tau) \cdot S_{enc} \cdot L_z]^{-0.4471} \quad (1.9)$$

avec L_z la longueur axiale de la partie active de la machine. Le problème dans ces types de formulations réside dans les hypothèses prises en ce qui concerne la distribution des conducteurs (considérée aléatoire) et leurs limites d'application sur un type des machines électriques.

Une autre approche pour évaluer la conductivité thermique équivalente est de réaliser une analyse par éléments finis [POWELL 03, IDOUGH 11]. Cette analyse considère plusieurs hypothèses, telles que la distribution des conducteurs dans l'encoche, la qualité d'imprégnation et le contact de fond d'encoche. L'application de cette approche est facilitée en présence de conducteurs répartis uniformément dans l'encoche, au contraire de la majorité des machines électriques industrielles où cette répartition est aléatoire [BOGLIETTI 07]. La figure 1.3 montre le gradient de température dans l'encoche et dans le stator d'une machine synchrone; cette solution est obtenue par le logiciel de simulation thermique Motor-CAD™ [STATON 01]. Ce logiciel présente également une approche de modélisation de l'encoche en associant une série de résistances thermiques dans le volume de l'encoche. En effet, cette approche consiste à diviser l'encoche en plusieurs couches modélisant chacune les différents éléments (cuivre,

résine, isolant de fond d’encoche). Ensuite, le calcul des résistances est réalisé proprement à chaque couche [STATON 03].

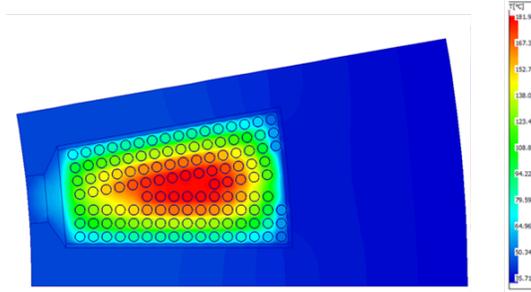


FIGURE 1.3 – Solution par éléments finis de l’évolution de la température dans l’encoche disposée de conducteurs répartis uniformément.

Une dernière approche fréquemment rencontrée dans les travaux de modélisation thermique du bobinage consiste à utiliser des courbes expérimentales. En effet, ces courbes permettent de déduire la conductivité thermique équivalente (noté λ_e dans la figure 1.4) par rapport à la conductivité des matériaux isolants (noté λ_i) [BERTIN 99]. Ces courbes sont établies en fonction du rapport d/l , ou d est le diamètre du conducteur et l la distance entre deux conducteurs consécutifs. [RENARD 03] montre que l’écart des conductivités extraites par les deux séries de courbes (figure 1.4a et figure 1.4b), établies par deux études différentes, varie entre 0% et 3% en fonction du taux de remplissage.

Dans la globalité de ces travaux, la conductivité équivalente estimée dans la direction radiale est supposée égale à celle dans la direction angulaire (ou orthoradiale). Ceci est dû au fait que dans ces deux directions, la conductivité équivalente est gouvernée par les matériaux isolants.

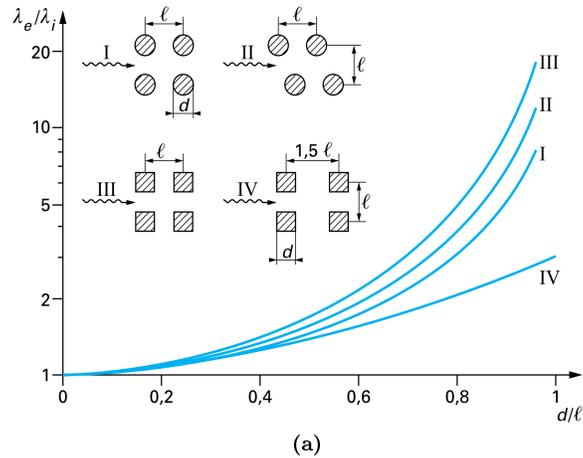
L’évaluation de la conductivité axiale (direction z) est réalisée en appliquant la formule suivante [BERTIN 99] :

$$\lambda_z^{eq} = \sum_i \lambda_i v_i \quad (1.10)$$

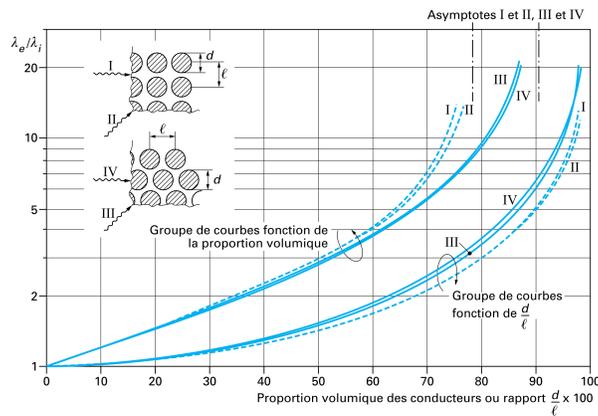
avec λ_i et v_i représentent respectivement la conductivité thermique et la proportion volumique de chaque sous-élément i du bobinage. La valeur de la conductivité axiale peut atteindre une valeur largement supérieure par rapport à celle dans les deux autres directions ; un ordre de 400 peut être trouvé dans certains cas. Par exemple, pour l’étude d’une machine asynchrone de puissance 5.5 kW, [TRIGEOL 04] trouve une conductivité radiale de l’ordre de 0.71 W/m.K. et celle dans la direction axiale de 192.85 W/m.K., soit un rapport de 271.

En se basant sur les conductivités thermiques équivalentes dans les trois directions, plusieurs approches existent pour évaluer le flux de chaleur et la distribution des températures dans les encoches. Une de ces approches utilise la technique d’intégration des résistances thermiques dans chaque direction sur des sections élémentaires de faisceaux de conducteurs [EL MOUSSALI 84, BERTIN 87, BROUSSELY 00, VASILESCU 03]. Une autre approche consiste à ramener la configuration de l’encoche à une structure rectangulaire et ensuite les résistances de conduction dans les différentes directions sont estimées [KYLANDER 95]. Finalement, l’encoche peut être considérée comme une portion d’un cylindre.

Dans ce cas, les formules des résistances thermiques de conduction à travers le volume de l'encoche en présence d'une source de chaleur sont appliquées [MELLOR 91].



(a)



(b)

FIGURE 1.4 – Conductivité thermique radiale équivalente λ_e pour différentes configurations et motifs [BERTIN 99].

Empilement de tôles : Le stator d'une machine électrique est composé d'un empilement de tôles pressés et séparés entre eux par un isolant. L'ensemble des tôles/isolant constitue ainsi un matériau non-homogène dont la conductivité équivalente varie selon la direction des tôles. Dans les deux directions radiale et angulaire (plan des tôles), la conductivité est très proche de celle du matériau ferromagnétique qui les constitue. Quoique, la présence de l'isolant dans la direction axiale (épaisseur des tôles) limite la diffusion thermique due à sa conductivité thermique très faible devant celle du matériau ferromagnétique. En général, cette conductivité dépend du procédé de fabrication (effort de compactage des tôles, rugosité des surfaces) qui définit la qualité de l'interface. Un modèle simple est proposé par [LUTUN 12] pour prendre en compte l'espace entre deux tôles successives (figure 1.5). Ce contact est considéré comme un entrefer d'air équivalent e' , proportionnel à l'entrefer e et à un

coefficient β qui dépend des caractéristiques tribologiques du matériau ferromagnétique et de la force de pression. La conductivité équivalente λ_z^{eq} est ainsi calculée par la formule suivante :

$$\lambda_z^{eq} = \frac{\lambda_{fer} \cdot \lambda_{air}}{2 \cdot \lambda_{air} + \beta \cdot e \cdot \lambda_{fer}} \quad (1.11)$$

avec λ_{fer} et λ_{air} représentent respectivement la conductivité du fer et celle de l'air.

La difficulté de cette approche réside dans l'estimation de la valeur de l'entrefer d'air e ainsi que de la connaissance de la valeur de β .

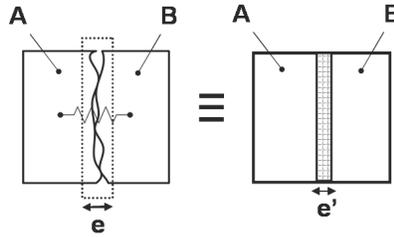


FIGURE 1.5 – Modèle simplifié pour le calcul de la conductivité équivalente des empilements de tôles dans la direction axiale [LUTUN 12].

[RENARD 03] présente également le calcul des conductivités équivalentes d'un empilement de tôles dans les directions radiale x et angulaire y en supposant un couplage parallèle des résistances thermiques (de fer et de l'isolant). Dans la direction axiale z , des résistances couplées en série permettent le calcul de la conductivité équivalente. Les formules de calcul sont les suivantes :

$$\lambda_{x,y}^{eq} = \frac{l_{is}\lambda_{is} + l_{fer}\lambda_{fer}}{L_z} \quad (1.12)$$

$$\lambda_z^{eq} = \frac{L_z\lambda_{is}\lambda_{fer}}{l_{is}\lambda_{is} + l_{fer}\lambda_{fer}} \quad (1.13)$$

avec L_z , la longueur active de la machine, l_{is} et l_{fer} les épaisseurs respectives de l'isolant et du fer et λ_{is} et λ_{fer} leurs conductivités. Finalement, le rapport entre ces deux quantités peut varier entre 3 et 25 suivant les cas d'étude traités par [BERTIN 87, FANG CHEN 94, GLISES 94].

Roulements : Du point de vue thermique et mécanique, les roulements sont considérés comme des systèmes complexes à modéliser. En effet, les billes des roulements ou les éléments roulants sont en contacts ponctuels avec les deux bagues interne et externe du roulement. En conséquence, la quantité de flux de chaleur qui transite à travers ces points est difficile à estimer. De plus, la variation de la charge et de la vitesse de rotation, ainsi que la présence de la graisse ou de l'huile de refroidissement, constituent un vrai problème dans la modélisation thermique.

[STATON 03] modélise le roulement comme un entrefer équivalent. En effet, [STATON 03] réalise deux séries d'essais successifs (à courant continu et à rotor bloqué) sur des machines asynchrones pour estimer la valeur de cet entrefer. Les résultats obtenus pour trois moteurs différents, où les dimensions des roulements varient, montrent un entrefer variant autour de 0.3 mm.

[VASILESCU 03] à son tour présente une méthode analytique pour estimer les transferts à l'intérieur

du roulement. Cet auteur considère que ce transfert est réalisé par conduction à travers les bagues et les billes, en négligeant les phénomènes de rayonnement et de convection ainsi que la conduction au niveau de la graisse qui entoure les billes. Le calcul des résistances thermiques des roulements nécessite une estimation de la charge exercée sur chaque bille du roulement. Ce calcul doit également caractériser les surfaces de contact entre billes et bagues, en utilisant la théorie de Hertz. La démarche détaillée de ce calcul est présente dans [VASILESCU 03] et reprise dans [RENARD 03] et [TRIGEOL 04].

[HARRIS 06] présente un modèle à neuf nœuds pour modéliser thermiquement un roulement. L’auteur détermine une matrice représentant les modes de transfert de chaleur entre les différentes zones du roulement ainsi que les formulations utilisées pour la quantification des paramètres de chaque transfert.

[POULY 10] réalise une modélisation thermomécanique d’un roulement à billes à grandes vitesses. Le modèle thermique du roulement possède 12 nœuds pour évaluer ses températures internes (figure 1.6). [POULY 10] localise les différentes sources de chaleur au niveau des contacts billes/bagues (nœud 3 et 5) et au niveau de l’huile de lubrification (nœud 11). L’auteur présente ensuite le calcul des résistances thermiques entre les nœuds (résistances de striction pour les contacts, conduction dans les billes et les bagues, etc...).

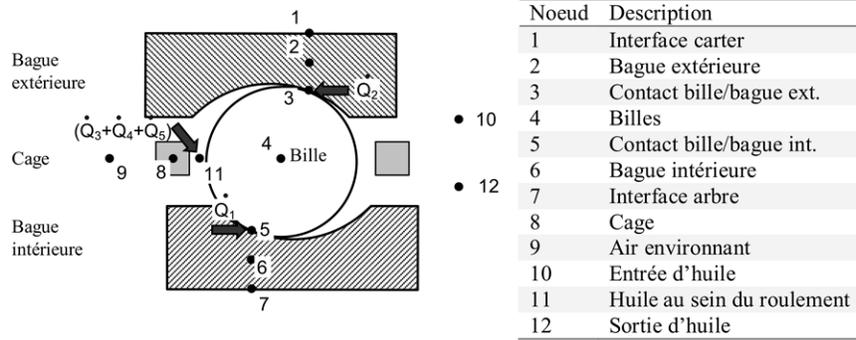


FIGURE 1.6 – Discrétisation nodale d’un roulement à billes [POULY 10].

Interfaces et contacts entre organes : Dans un système composé, la différence de température due à la présence d’une interface entre deux matériaux différents peut être notable, en particulier dans les machines électriques. La notion de la résistance thermique de contact décrit l’effet de la présence d’un entrefer entre deux matériaux serrés. La principale cause est la présence des cavités interstitielles entre les deux solides qui vont emprisonner un fluide. La notion de contact et son influence sur la distribution des températures des solides sont illustrées dans la figure 1.7 [INCROPERA 11].

La résistance de contact dépend de certains facteurs tels que le procédé de fabrication (pression de serrage), les matériaux en contact, leurs rugosités, le fluide emprisonné et la température de contact. Ce contact peut être modélisé par une conductance de contact G_s ou bien par un entrefer d’air équivalent g_e . En considérant λ_{air} , la conductivité de l’air à la température de contact et S , la surface de contact, la résistance de contact est évaluée par les deux approches de modélisation (conductance et entrefer) par la formule suivante :

$$R = \frac{1}{G_s \cdot S} = \frac{g_e}{\lambda_{air} \cdot S} \quad (1.14)$$

Pour certaines interfaces entre les solides, des évolutions empiriques et expérimentales des conductances de contact en fonction de certains paramètres sont présentées dans la littérature [HOLMAN 97, MILLS 99, KREITH 11]. En effet, ces paramètres peuvent être la rugosité des surfaces en contact, les matériaux interstitiels et la température de contact. Un ensemble de variations des conductances thermiques surfaciques de contact en fonction de la pression de serrage et de ces paramètres est présenté dans la figure 1.8.

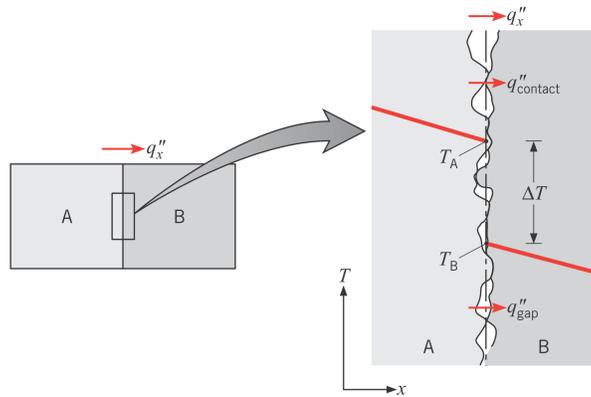
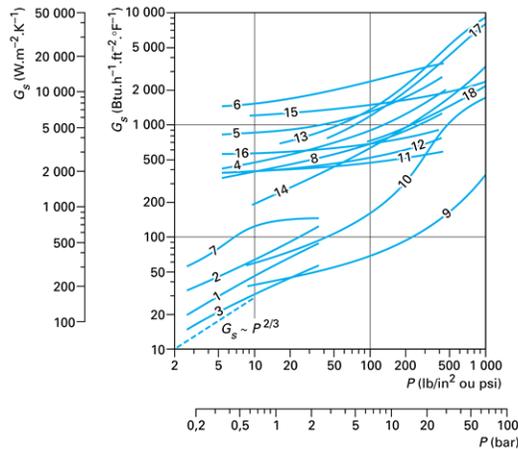


FIGURE 1.7 – Schéma représentatif d'un contact entre deux solides A et B et l'influence de ce contact sur les températures [INCROPERA 11].



Couple de matériaux	Rugosité (μm)	Matériaux interstitiels	Température ($^{\circ}\text{C}$)
1. Aluminium	1,2 à 1,7	vide (10 à 4 mmHg)	45
2. Aluminium	0,20 à 0,46	vide (10 à 4 mmHg)	45
3. Aluminium	0,15 à 0,20	vide (10 à 4 mmHg)	45
4. Aluminium	3,0	air	95
5. Aluminium	1,7	air	95
6. Aluminium	0,25	air	95
7. Aluminium	0,15 à 0,20	plomb	45
8. Aluminium	3,0	laiton	95
9. Acier inoxydable	1,1 à 1,5	vide (10 à 4 mmHg)	30
10. Acier inoxydable	0,25 à 0,38	vide (10 à 4 mmHg)	30
11. Acier inoxydable	2,5	air	95
12. Acier inoxydable	2,5	laiton	95
13. Magnésium	1,3 à 1,5	vide (10 à 4 mmHg)	30
14. Magnésium	0,20 à 0,41	vide (10 à 4 mmHg)	30
15. Cuivre	0,17 à 0,23	vide (10 à 4 mmHg)	50
16. Acier inoxydable/aluminium	0,76 à 1,65	air	95
17. Acier/aluminium	...	air	25
18. Tungstène/graphite	...	air	130

1 mmHg = 133,3224 Pa

FIGURE 1.8 – Évolution de la conductance thermique surfacique de contact pour différents matériaux en contact en fonction de l'état de surface et de la pression de contact [BERTIN 99].

Dans le cas des machines électriques, le contact joue un rôle important dans la détermination des températures des différentes zones. Citons par exemple les contacts :

- Feuille isolante du bobinage - empilement de tôles du stator (figure 1.9),
- Empilement de tôles du stator - carter (figure 1.9),
- Empilement de tôles du rotor - cage d'écureuil (cas des machines asynchrones),
- Aimants permanents - empilement de tôles du rotor

La figure 1.9 montre que les contacts sont non-homogènes et impures. Dans certaines zones où le contact semble parfait, la chaleur est facilement transmise entre ces zones; alors que dans d'autres, l'air emprisonné, ayant une conductivité thermique très faible, empêche cette transition.

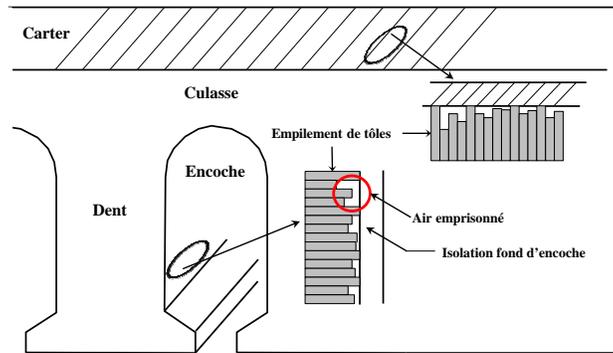


FIGURE 1.9 – Contacts entre l'empilement de tôles du stator avec l'encoche et le carter.

Afin de modéliser chaque contact dans la machine, les approches expérimentales et empiriques sont principalement employées. Celles-ci présentent des ordres de grandeur liés à la détermination des résistances de contact. Nous reprenons dans le tableau 1.1 des valeurs estimées de la conductance de contact (en $W/m^2.K$) selon différentes études thermiques des machines électriques.

Tableau 1.1 – Valeurs des conductances de contact issues de certains cas d'études.

Type de contact	Conductance G_s	Référence
Tôles du stator - carter	357	[GLISES 93]
	400	[BERTIN 87]
	1250	[TRIGEOL 04]
	1428	[THIEBLIN 97]
	1615	[BROUSSELY 00]
Encoches - tôles du stator	1860	[TAKAHASHI 97]
	150	[THIEBLIN 97]
	$271^{\Upsilon} / 161^{\times}$	[RENARD 03]
Tôles du rotor - cage d'écreuil	$517^{\Upsilon} / 200^{\times}$	[TRIGEOL 04]
	1100	[BERTIN 87]
Tôles du rotor - cage d'écreuil	300	[PAVLICEVIC 82]
	3400	[BERTIN 87]

Υ : Conductance encoches/dents

\times : Conductance encoches/culasse

[PYRHONEN 09] présente également les intervalles de variation des paramètres modélisant les contacts dans une machine électrique (conductances de contact et entrefer d'air équivalent). Ces intervalles sont rapportés dans le tableau 1.2.

Tableau 1.2 – Valeurs des entrefers d’air et des conductances de contact dans la machine [PYRHONEN 09].

Type de contact	g_e [mm]	G_s [W/m ² .K]
Encoches - tôles du stator	0.10-0.30	80-250
Carter en aluminium - tôles du stator	0.03-0.04	650-870
Carter en acier - tôles du stator	0.05-0.08	350-550
Tôles du rotor - cage d’écurueil	0.01-0.06	430-2600

Par rapport au phénomène de conduction à travers le contact, nous remarquons que les conductances de contact peuvent fortement varier, cependant il n’existe pas de règles fixes et des lois bien définies pour les évaluer. En conséquence, l’étude thermique s’initie par une estimation de ces contacts par rapport à d’autres études de machine électrique de même type et de performances similaires. Ensuite, les conductances de contact sont calibrées en fonction des essais et/ou en s’appuyant sur des méthodes d’identification. Une des méthodes de calibration fréquemment utilisée consiste à appliquer au bobinage de la machine un courant continu et à mesurer la différence de température entre les zones de contact voisines [KYLINDER 95, RENARD 03, BOGLIETTI 07]. Cette méthode considère que tout le flux de chaleur généré à l’intérieur de la machine est transmis vers l’extérieur à travers ces contacts (principalement encoches-tôles et tôles-carter).

Finalement, nous avons présenté les principales difficultés liées au transfert de chaleur par conduction dans les machines électriques. Ce mode joue un rôle important dans la transmission de la chaleur générée à l’intérieur de la machine vers ses surfaces externes avant qu’elle soit évacuée vers l’air ambiant à travers le phénomène de convection, étudié dans la partie suivante.

1.2.2 Échange de chaleur par convection

1.2.2.1 Paramètres caractéristiques de l’échange par convection

Ce mode de transmission de chaleur prend place entre un fluide en mouvement et une surface solide à des températures différentes. La convection peut se classer selon l’origine du mouvement du fluide : la convection naturelle et la convection forcée ou la convection mixte (naturelle+forcée).

La convection naturelle reste de la conduction dans un fluide déformable où les gradients de masse volumique sont le terme moteur de l’écoulement du fluide. Alors que la convection forcée est réalisée en présence d’une force externe qui induit le mouvement des molécules d’air comme les ventilateurs à titre d’exemple. Dans les deux cas, la quantité de flux de chaleur transmise φ est évaluée par la loi de Newton :

$$\varphi = h \cdot S \cdot (T_s - T_\infty) \quad (1.15)$$

avec h coefficient d’échange convectif (W/m².K)
 T_s température de surface du solide (K)
 T_∞ température du fluide à l’infini (K)
 S surface de contact solide-fluide (m²)

Dans le transfert de chaleur par convection, l’analyse adimensionnelle intervient afin de calculer les caractéristiques du régime d’écoulement et le coefficient d’échange convectif h . Plusieurs nombres

adimensionnels peuvent être introduits, et dont l'utilisation varie en fonction du mode de convection (naturelle ou forcée). Un résumé des quatre nombres les plus employés, ainsi que leurs formulations sont présentés dans le tableau 1.3.

Tableau 1.3 – Formulations des nombres adimensionnels.

Nombre	Applicabilité	Formulation
Reynolds Re	Force d'inertie / Force visqueuse	$\pi\omega D_h^2/\nu$
Grashof Gr	Force de flottabilité / Force visqueuse	$\beta g D_h^3 \delta T / \nu^2$
Prandtl Pr	Diffusion de la quantité de mouvement / Diffusion de la chaleur dans un fluide	$C\mu/\lambda$
Nusselt Nu	Échange par convection / Échange par conduction	hD_h/λ

avec D_h diamètre hydraulique (m)
 ω vitesse de rotation (rad/s)
 β coefficient d'expansion thermique (K^{-1})
 δT différence de température (paroi/fluide) (K)
 ν viscosité cinématique (m^2/s)
 g accélération de la pesanteur (m^2/s)
 μ viscosité dynamique ($Pa.s$)

Le diamètre hydraulique d'un canal (ou sa longueur caractéristique) est défini par le rapport suivant [BERTIN 99] :

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{P} \quad (1.16)$$

avec P le périmètre et S la surface du canal. Dans le cas d'une surface circulaire (*i.e.* surface cylindrique d'un carter de la machine), D_h est égal au diamètre géométrique de la conduite. Pour un entrefer d'épaisseur e , D_h est égal à $2.e$

En convection forcée, le nombre de Reynolds critique Re_{cr} définit les zones de transition entre les différents régimes (laminaire \rightarrow turbulent). De l'autre côté, le nombre de Rayleigh Ra , évalué par $Ra = Gr.Pr$, définit la transition entre les régimes en convection naturelle.

En général, la caractérisation des échanges convectifs est réalisée en évaluant le coefficient d'échange h . Ce dernier dépend principalement de la configuration géométrique du problème, du régime d'écoulement, de la vitesse et des propriétés thermophysiques du fluide. Ce coefficient est déduit dans certains cas à travers des corrélations analytiques et empiriques du nombre de Nusselt. Ces corrélations, formulées à un problème physique particulier, sont présentées dans le paragraphe suivant et définies pour différents cas rencontrés en machine électrique. Finalement, des premiers ordres de grandeur des coefficients d'échange convectif ($W/m^2.K$) sont présentés dans le tableau 1.4 par des intervalles de variation selon la nature et le fluide de convection [KREITH 11].

Tableau 1.4 – Intervalles de variation du coefficient d'échange convectif [KREITH 11].

Mode de convection et fluide	Coefficient d'échange convectif h
Air, Convection naturelle	6-30
Air, Convection forcée	30-300
Huile, Convection forcée	60-1,800
Eau, Convection forcée	300-18,000
Eau, à l'ébullition	3,000-60,000
Vapeur, Condensée	6,000-120,000

1.2.2.2 Modélisation des échanges convectifs dans une machine électrique

La modélisation de certains phénomènes d'échange convectif dans la machine électrique est basée sur le choix de corrélations ou de formulations analytiques et empiriques présentes dans la littérature. Ces phénomènes peuvent être également modélisés grâce à la méthode numérique CFD - *Computational Fluid Dynamics* (voir 1.4.2) où le coefficient d'échange peut être obtenu pour chaque point d'un volume. Le choix d'une formulation analytique/empirique est appliqué lors d'une modélisation analytique, ou une modélisation numérique par éléments finis, afin d'évaluer le coefficient d'échange convectif. Ci-dessous, nous nous concentrons sur les formulations existantes dans la littérature en général et leurs applications dans le domaine de la machine électrique. Tout d'abord, les corrélations pour des problèmes thermiques usuelles (cylindre, plaque, ailettes, cavités,...) sont présentées. Ensuite, les problèmes spécifiques à la machine tels que l'échange de chaleur par les têtes de bobines, l'entrefer et autres sont exploités.

Convection naturelle : Dans certaines topologies de machines électriques, les phénomènes de convection naturelle dominent les échanges convectifs, en particulier, dans les machines totalement fermées et non ventilées. Ces dernières sont refroidies à travers leurs surfaces externes qui peuvent être pourvues d'ailettes pour améliorer l'échange convectif avec l'environnement. Un exemple de ces types de machine est illustré dans la figure 1.10 [STATON 08].

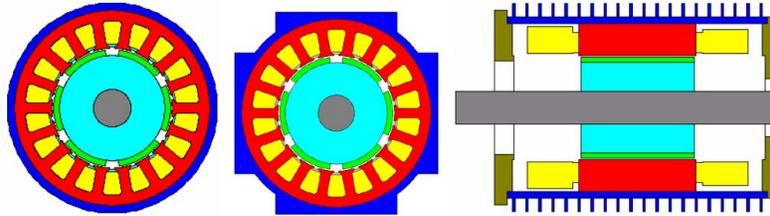


FIGURE 1.10 – Exemple de machines électriques totalement fermées et non ventilées [STATON 08].

Les corrélations pour les formes géométriques de base comme un cylindre ou une plaque peuvent être utilisées pour évaluer le coefficient d'échange convectif à l'extérieur ou à l'intérieur de la machine. Dans le cas de la convection naturelle, le nombre de Nusselt est calculé en fonction du nombre de Rayleigh et des coefficients empiriques C et m par la formule suivante :

$$Nu = C.Ra^m \quad (1.17)$$

En général (avec quelques exceptions), les valeurs du coefficient empirique m est égal à $1/4$ en régime laminaire et $1/3$ en régime turbulent. Dans le calcul du nombre Ra , les propriétés thermophysiques du fluide sont évaluées à la température moyenne du film d'air T_f avec :

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} \quad (1.18)$$

avec T_p la température de la paroi et T_∞ la température à l'infini (ou la température ambiante).

Comme cité auparavant, la transition entre les deux régimes laminaire et turbulent est définie par la valeur critique du nombre de Rayleigh Ra_{cr} . Le tableau 1.5 présente les valeurs de ce nombre (Ra_{cr}) ainsi que les valeurs des coefficients C et m pour certaines formes géométriques en fonction du régime d'écoulement [STATON 08].

Tableau 1.5 – Coefficients de la corrélation de convection naturelle [STATON 08].

Forme géométrique	Ra_{cr}	Laminaire		Turbulent	
		C	m	C	m
Cylindre horizontal	10^9	0.525	0.25	0.129	0.33
Cylindre vertical	10^9	0.590	0.25	0.129	0.33
Plaque verticale	10^9	0.590	0.25	0.129	0.33
Plaque horizontale ^H	10^8	0.540	0.25	0.140	0.33
Plaque horizontale ^B	10^5	0.250	0.25	NA	NA

^H : Face chauffée au-dessus

^B : Face chauffée au-dessous

D'autres corrélations spécifiques peuvent être présentées pour chaque forme géométrique. Citons par exemple, les corrélations des équations 1.19 et 1.20 de [CHURCHILL 75a] et [CHURCHILL 75b] sont employées respectivement pour les cylindres horizontaux et les plaques verticales.

$$Nu_D^{1/2} = 0.60 + 0.387 \cdot \frac{Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \quad 10^{-5} < Ra < 10^{12} \quad (1.19)$$

$$Nu_L^{1/2} = 0.825 + 0.387 \cdot \frac{Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \quad 10^{-1} < Ra < 10^{12} \quad (1.20)$$

Il est à noter que l'indice associé à Nu et Ra représente la longueur caractéristique de la forme où ces nombres sont évalués. Dans ce cas, l'indice D est le diamètre du cylindre et L la longueur de la plaque.

Refroidissement à air en convection naturelle : Par rapport aux corrélations liées à l'évaluation de l'échange convectif par ailettes, celles-ci dépendent de la disposition des ailettes, leurs dimensions, l'orientation de la machine ainsi que l'évaluation des nombres sans dimension. Une première corrélation

(équation (1.21)) évalue l'échange convectif des ailettes en forme U, disposées verticalement, à un régime d'écoulement laminaire [VAN DE POL 73]. Dans cette corrélation, S représente la largeur de l'ailette, L la profondeur de l'ailette, $\alpha = S/L$ et r le diamètre hydraulique évalué par $2 \cdot L \cdot S / [2 \cdot (L + S)]$.

$$\begin{cases} Nu_r = \frac{r}{L} \cdot \frac{Ra}{Z} \cdot \left[1 - e^{-Z \cdot \left(\frac{0.5}{(r/L) \cdot Ra} \right)^{0.75}} \right] \\ Z = 24 \cdot \frac{1 - 0.483 \cdot e^{-0.17/\alpha}}{\left\{ [1 + \alpha/2] \cdot [1 + (1 - e^{-0.83 \cdot \alpha}) \cdot (9.14 \cdot \sqrt{\alpha} \cdot e^{-465 \cdot S} - 0.61)] \right\}^3} \end{cases} \quad (1.21)$$

Pour les ailettes en forme U disposées horizontalement, l'équation (1.22) peut être utilisée [JONES 70] :

$$Nu_S = 0.00067 \cdot Ra \cdot \left[1 - e^{-\left(\frac{7460}{Ra} \right)^{0.44}} \right]^{1.7} \quad (1.22)$$

Une autre approximation du transfert de chaleur par les ailettes passe à travers le calcul de leur rendement. Ceci est réalisé en résolvant le bilan thermique en régime permanent entre la conduction à travers l'ailette et la convection à travers ses surfaces [INCROPERA 11]. En supposant que les ailettes sont de formes rectangulaires et en imposant des conditions aux limites convenables, la résistance thermique de convection est calculée par la formule suivante [VALENZUELA 08] :

$$R = \frac{1}{\sqrt{h\lambda PS} \cdot \tanh(mL)} \quad m = \sqrt{\frac{hP}{\lambda S}} \quad (1.23)$$

où P est le périmètre de la section de l'ailette, S sa section, λ sa conductivité thermique et L sa longueur.

Dans plusieurs cas, la machine peut présenter une géométrie externe complexe à modéliser par une seule corrélation. Dans ces cas, un ensemble de corrélations peut être utilisé pour des surfaces qui ont eux-mêmes des corrélations connues ; *i.e.* combinaison entre les corrélations d'un cylindre horizontal et ceux d'une plaque verticale. Ensuite, les coefficients obtenus sont moyennés en se basant sur les rapports de surface [STATON 03].

Refroidissement en convection forcée : Lorsque la puissance de la machine électrique augmente, la convection naturelle n'est plus un élément suffisant pour évacuer la chaleur produite à l'intérieur de cette machine. Ce mode est alors remplacé par un refroidissement en convection forcée par un fluide comme l'air, l'eau ou autres fluides. Dans ces cas, le coefficient d'échange convectif dans le circuit de refroidissement varie localement et est difficile à évaluer. Différentes approches présentes dans la littérature se basent sur de nombreux essais expérimentaux pour établir des corrélations empiriques afin de calculer ce coefficient. Par contre, ces corrélations sont établies pour des machines particulières ; leur application sur d'autres machines peut erroner l'évaluation du coefficient d'échange. De l'autre part, pour une meilleure compréhension de la distribution du champ de vitesses autour de la machine, ainsi que la répartition locale des coefficients d'échange convectif, les méthodes numériques de type CFD peuvent être utilisées [BOGLIETTI 09]. Ci-dessous, les différents modes de calcul des coefficients d'échange en utilisant les corrélations empiriques sont présentés.

Refroidissement à air : Dans les machines électriques refroidies par convection forcée, comme les machines totalement fermées et ventilées de type TEFC [BOGLIETTI 07], la vitesse de l'air soufflé à travers un ventilateur monté en bout d'arbre est un paramètre difficile à estimer. En effet, cette

vitesse est variable dans les deux directions axiale et angulaire du carter à ailettes. Ce dernier présente plusieurs discontinuités dues à la présence de la boîte à bornes et d'autres éléments pouvant bloquer le passage de l'air de refroidissement. La figure 1.11 montre un exemple sur l'évolution du coefficient d'échange convectif entre le carter et l'air ventilé sur plusieurs positions axiales de la surface externe de la machine [BERTIN 06]. Cette figure montre que lorsque la distance axiale du ventilateur augmente, le coefficient h décroît par rapport à sa valeur maximale évaluée juste en aval du ventilateur (h_0). En effet, l'air peut s'échapper à travers les ouvertures des ailettes, ce qui induit la diminution de la vitesse de l'air en contact avec la surface du carter et par conséquent, le coefficient de convection. Cette vitesse dépend de certains paramètres tels que le type du ventilateur, de l'ailette, la géométrie de la couvercle et la vitesse de rotation.

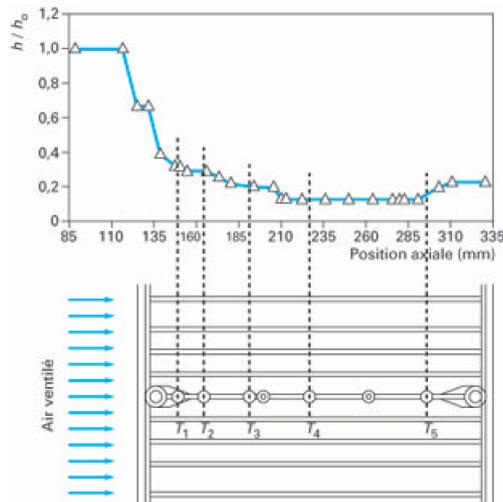


FIGURE 1.11 – Évolution du coefficient d'échange convectif entre le carter et l'air ventilé par rapport à la position axiale [BERTIN 06].

Pour modéliser ce phénomène, une corrélation pour les canaux semi-ouverts est présentée en se basant sur des essais expérimentaux sur plusieurs moteurs asynchrones [HEILS 52, STATON 08]. Dans ce cas, l'écoulement est supposé turbulent par le fait que la géométrie du ventilateur et de son couvercle induisent ce type d'écoulement. Le coefficient d'échange convectif est calculé par la formule suivante :

$$h = \frac{\rho \cdot c \cdot D \cdot v}{4 \cdot L} \cdot (1 - e^{-m}) \quad (1.24)$$

$$m = 1.448 \cdot \frac{L^{0.946}}{D^{1.16}} \cdot \left(\frac{\lambda}{\rho \cdot c \cdot \nu} \right) \quad (1.25)$$

avec c la capacité thermique massique, v la vitesse d'entrée de l'air dans les canaux des ailettes, D est le diamètre hydraulique et L la longueur axiale de l'ailette. [HEILS 52] propose de multiplier le coefficient d'échange par un facteur de turbulence. Les essais expérimentaux ont montré que les valeurs de ce coefficient varient entre 1.7 et 1.9, indépendamment de la vitesse de l'écoulement.

Nous pouvons constater que les études sur cet aspect convectif ne sont pas très développées du point de vue analytique. Ces études se basent également sur des intervalles de variation ou des facteurs

multiplicatifs pour l'estimation du coefficient d'échange. Par conséquent, le recours aux procédures expérimentales et aux analyses par CFD constituent les solutions les plus envisageables à présent.

Refroidissement par un liquide : Ce mode de refroidissement est utilisé fréquemment dans les machines à grandes puissances. Ce mode est réalisé par le passage d'un liquide dans des canaux fermés afin de refroidir la machine. La figure 1.12 montre un exemple des systèmes de refroidissement d'une machine électrique. Les corrélations présentes dans les références thermiques sur les écoulements internes peuvent être utilisées pour calculer le coefficient de transfert de chaleur par le circuit de refroidissement. Ces corrélations varient selon la forme géométrique des conduites, le liquide de refroidissement et le régime d'écoulement.

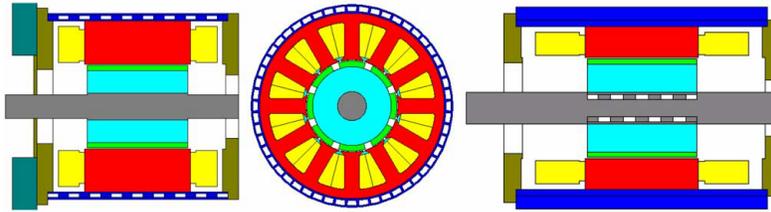


FIGURE 1.12 – Exemple de machines électriques totalement fermées avec leurs circuits de refroidissement [STATON 08].

Il existe une multitude de corrélations utilisées pour évaluer le Nusselt local pour les différents régimes d'écoulement, celles-ci sont détaillées et présentées dans [BERTIN 99, STATON 08, KÜTTLER 13]. Nous présentons ci-dessous un cas particulier des échanges convectifs par un circuit de refroidissement à conduites spiralées. En effet, certaines machines électriques fermées sont refroidies à travers le passage d'un liquide dans ces conduites. Les courbures de ces dernières permettent l'amélioration du niveau d'échange de chaleur. Le régime d'écoulement dépend ainsi de certains facteurs tels que le liquide de refroidissement, sa vitesse, le diamètre de la conduite et les températures de la paroi et du liquide. [GNIELINSKI 76] propose deux formulations du nombre de Nusselt (équations 1.28) pour les régimes laminaire et turbulent. Pour la transition entre les deux régimes, l'auteur propose d'interpoler linéairement le Nusselt. Dans ce cas, le nombre de Reynolds critique Re_{cr} et le diamètre équivalent de courbure D_c sont formulés comme suit :

$$Re_{cr} = 2300 \cdot \left[1 + 8.6 \cdot \left(\frac{d}{D_c} \right)^{0.45} \right] \quad (1.26)$$

$$D_c = D \cdot \left[1 + \left(\frac{H}{\pi D} \right)^2 \right] \quad (1.27)$$

Les nombres de Nusselt en régimes laminaire et turbulent sont donnés par :

$$Nu = \left[3.66 + 0.08 \cdot \left[1 + 0.8 \cdot \left(\frac{d}{D_c} \right)^{0.9} \right] \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \right] \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0.14} \quad Re < Re_{cr} \quad (1.28)$$

$$Nu = \frac{(\xi/8) \cdot Re_D \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0.14} \quad Re_{cr} > 2.2 \cdot 10^4$$

avec m un exposant affecté au nombre de Reynolds : $m = 0.5 + 0.2903 \cdot \left(\frac{d}{D_c} \right)^{0.194}$. ξ est un facteur de frottement associé à l'évaluation de Nu en régime turbulent : $\xi = \frac{0.3164}{Re_D^{0.25}} + 0.03 \cdot \left(\frac{d}{D_c} \right)^{0.5}$.

Les paramètres géométriques des conduites spiralées utilisés dans ces formulations sont illustrés dans la figure 1.13.

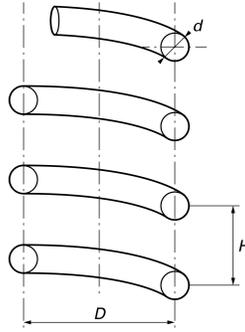


FIGURE 1.13 – Paramètres géométriques des conduites spiralées [BERTIN 99].

Finalement, l'évaluation des coefficients d'échange convectif pour la refroidissement de la machine reste un vrai problème. Les incertitudes liées à cette évaluation induisent une variation importante des températures de la machine, comme nous allons voir dans le reste de l'étude, en particulier dans les chapitres 3 et 4. Ces derniers portent respectivement sur l'analyse de sensibilité de ces coefficients d'échange et l'identification de leurs valeurs.

Écoulement dans l'entrefer : La modélisation des échanges dans l'entrefer reste un problème complexe à traiter, où plusieurs travaux se sont concentrés sur cet écoulement [GAZLEY 58, TACHIBANA 64, BOUAFIA 98, BOUAFIA 99, FÉNOT 11, FRIEDRICH 13]. Cet échange est assimilé à un écoulement entre deux cylindres coaxiaux en considérant la rotation du cylindre interne. Certains paramètres caractérisent cet écoulement ; citons la géométrie de l'entrefer, la vitesse de rotation ω (rad/s), la différence des températures entre le rotor et le stator ainsi que les rapports de forme entre les rayons internes, les rayons externes et l'épaisseur e de l'entrefer. En effet, trois régimes d'écoulement peuvent être distingués dont la limite de transition entre chaque régime est définie par le nombre de Taylor Ta [TAYLOR 23], évalué par l'équation suivante :

$$Ta = \frac{\omega^2 r_m e^3}{\nu^2} \quad (1.29)$$

avec r_m le rayon moyen de l'entrefer.

Pour un nombre de Taylor plus petit que 1700, le régime est laminaire et stable. Le transfert thermique se fait essentiellement par conduction. Lorsque la vitesse de rotation augmente, des tourbillons apparaissent et occupent la largeur de l'entrefer. Une longueur d'onde axiale peut être ainsi définie, celle-ci est formée par une paire de tourbillons contrarotatifs. Ces phénomènes prennent place pour $1700 < Ta_m < 10^4$ (figure 1.14a). Dans le cas où $Ta_m > 10^4$, le régime d'onde azimuthale prend place où des ondulations apparaissent et progressent dans le sens de rotation du cylindre intérieur (figure 1.14b).

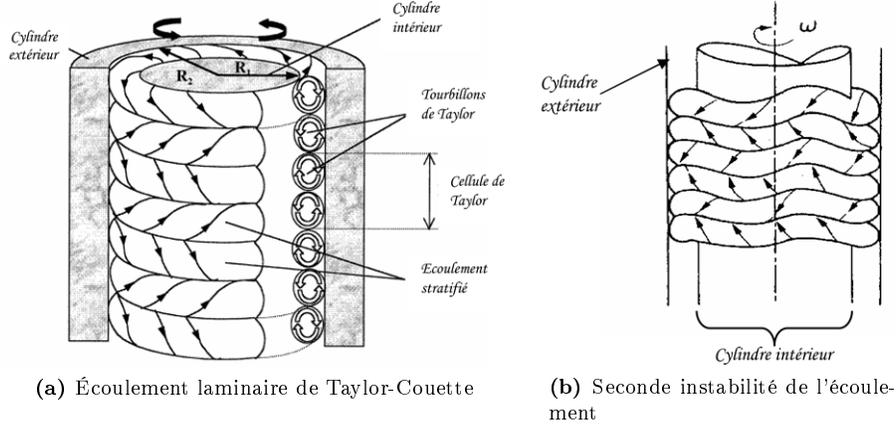


FIGURE 1.14 – Régimes d'écoulement dans l'entrefer [FASQUELLE 07].

[BECKER 62] propose d'évaluer le nombre de Nusselt pour chaque régime, où l'air est le fluide interstitiel, par l'équation suivante :

$$\begin{cases} Nu = 2 & Ta_m < 1700 \\ Nu = 0.128 * Ta_m^{0.367} & 1708 < Ta_m < 10^4 \\ Nu = 0.409 * Ta_m^{0.241} & 10^4 < Ta_m < 10^7 \end{cases} \quad (1.30)$$

Ces seuils de transition sont définis par rapport à un nombre de Taylor modifié Ta_m . Ce dernier prend en compte les particularités géométriques de l'entrefer par un facteur constant F_g [HOWEY 12]. En effet, il existe plusieurs types d'entrefer (lisse ou rainuré, avec ou sans débit axial imposé). L'huile ou l'eau peuvent également être présents dans l'entrefer. Finalement, des tableaux récapitulatifs des différentes corrélations pour le Nusselt prenant en compte les différentes configurations sont présents dans [FASQUELLE 07] et [FÉNOT 11].

Écoulement autour des têtes de bobines : L'évaluation des coefficients d'échange convectif autour des têtes de bobines est importante vue que cette zone est considérée la plus chaude dans la machine électrique. Plusieurs études analytiques, numériques et expérimentales, sont présentées dans la littérature pour déterminer les coefficients d'échange entre les têtes de bobines et les cavités qui les entourent [MUGGLESTONE 99, FASQUELLE 06, MICALLEF 06, BOGLIETTI 07a].

Dans le cas général de modélisation de ce type d'échange, plusieurs auteurs ont proposé une formulation empirique tenant compte de la vitesse de l'air autour des têtes de bobines v et des coefficients déterminés expérimentalement : k_1 , k_2 et k_3 (tableau 1.6) :

$$\bar{h} = k_1 \cdot (1 + k_2 \cdot v^{k_3}) \quad (1.31)$$

Dans l'équation (1.31), le terme k_1 caractérise la convection naturelle et le terme $k_1 k_2 v^{k_3}$ la convection forcée. En effet, la vitesse v est difficile à estimer due à une forte variation locale, comme le montre la figure 1.15a pour la cavité d'une machine asynchrone totalement fermée. Nous pouvons noter que dans la partie supérieure des têtes de bobines, la circulation de l'air est faible ; alors que celle-ci est favorisée dans la zone à proximité du rotor. Cette variation induit également une distribution non-uniforme des coefficients d'échange convectif. Dans l'équation (1.31), la vitesse v est prise comme la vitesse périphérique de rotor (en m/s) et \bar{h} représente un coefficient de convection moyen. La figure 1.16 montre l'évolution du coefficient d'échange \bar{h} par rapport à la vitesse v , par l'application de la corrélation de l'équation (1.31) et les coefficients empiriques du tableau 1.6.

Tableau 1.6 – Coefficients pour la corrélation du coefficient d'échange moyen autour des têtes de bobines.

Référence	k_1	k_2	k_3
[SCHUBERT 68]	15.0	0.400	0.9
[MELLOR 91]	15.5	0.390	1.0
[STOKUM 69]	33.2	0.0445	1.0
[BOGLIETTI 07a]	41.4	0.150	1.0

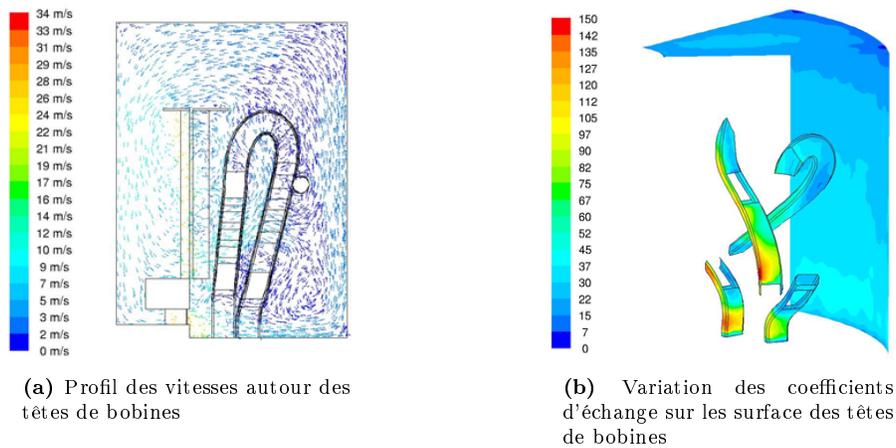


FIGURE 1.15 – Variation de la vitesse et des coefficients d'échange pour les têtes de bobines [MICALLEF 06].

[SAARI 98] modélise l'échange entre la cavité et les têtes de bobines en divisant ces dernières en deux parties : haute et basse. La corrélation de Nusselt modélisant l'échange pour la partie haute est celle d'une plaque horizontale plane (côté chauffé au-dessus - tableau 1.5). Puisque la partie basse est

plus impactée par la rotation du rotor (muni d'ailettes pour une machine asynchrone), la corrélation utilisée est celle d'un entrefer entre deux cylindres coaxiaux dont le cylindre interne est en rotation.

[MICALLEF 06] utilise des méthodes expérimentales et numériques pour évaluer l'échange convectif autour des têtes de bobines d'un moteur de type TEFC. Ensuite, l'auteur évalue l'influence de la variation de la configuration géométrique des cavités sur l'écoulement du fluide et des différents éléments de transfert de chaleur (coefficients d'échange, champs de vitesses,...). L'objectif de l'étude de [MICALLEF 06] est d'améliorer la conception de cette zone critique dans la machine électrique.

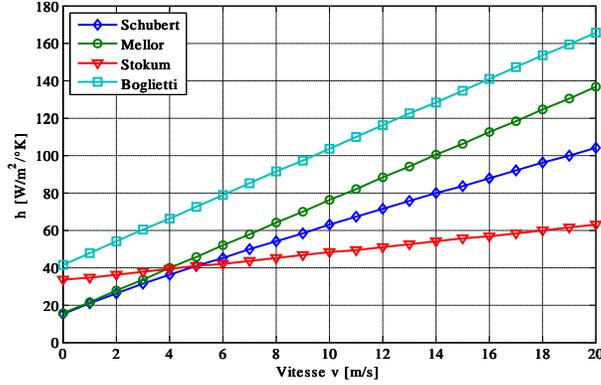


FIGURE 1.16 – Évolution du coefficient d'échange moyen entre les têtes de bobines et les cavités.

Écoulement sur un cylindre en rotation : L'échange de chaleur par l'arbre de rotation de la machine est modélisé par les corrélations d'un cylindre tournant sur son propre axe. La rotation de l'arbre constitue la seule source qui induit le mouvement du fluide (sans écoulement imposé). Lorsque la vitesse de rotation est faible, la convection naturelle domine l'échange de chaleur ; au contraire de la convection forcée qui domine à grande vitesse. Il existe plusieurs corrélations dans la littérature pour le calcul du nombre de Nusselt. Une étude détaillée et un état de l'art sur ces corrélations, utilisées dans ce type d'échange, est présentée dans [BOETCHER 14]. Nous rappelons dans ce paragraphe les principales corrélations utilisées dans notre étude.

Dans les conditions où $GrPr < 10^{12}$ et $Re < 1.1\sqrt{Gr/Pr}$, la corrélation utilisée est celle de la convection naturelle autour d'un cylindre fixe (équation (1.19)) [VASILESCU 03]. Pour un Reynolds $Re > 1.1\sqrt{Gr/Pr}$, deux cas sont envisagés :

$$\begin{aligned} Nu &= 0.107 \cdot [(0.5Re^2 + Gr) \cdot Pr]^{0.35} & Re < 7.28\sqrt{Gr/Pr} \\ Nu &= 0.084 \cdot (Re^2 \cdot Pr)^{0.35} & Re > 7.28\sqrt{Gr/Pr} \end{aligned} \quad (1.32)$$

Écoulement sur un disque tournant/Écoulement dans les cavités : L'écoulement sur un disque tournant prend place principalement sur les faces latérales du rotor où sa rotation entraîne l'écoulement de l'air dans les cavités (figure 1.17a). Le mouvement de l'air peut être également induit par la présence d'un ventilateur soufflant l'air directement dans les cavités ou bien par la présence d'un volant d'inertie, comme le cas de l'alternateur intégré de [ASSAAD 14]. Les résultats expérimentaux pour cette configuration permettent de déduire le nombre de Nusselt (figure 1.17b).

Celui-ci est calculé par rapport à un Nusselt évalué pour un disque tourne dans un espace libre ou infini (Nu_∞) [BERTIN 99]. Ce dernier est évalué par la corrélation suivante :

$$Nu_\infty = \frac{4 \cdot a_1}{2 \cdot b_1 + 1} \cdot Re^{b_1} \cdot Pr^{b_2} \quad (1.33)$$

Les coefficients a_1 , b_1 et b_2 , présentés dans le tableau 1.7, sont déduits expérimentalement ; avec $Re = \frac{b \cdot \omega^2}{\nu}$.

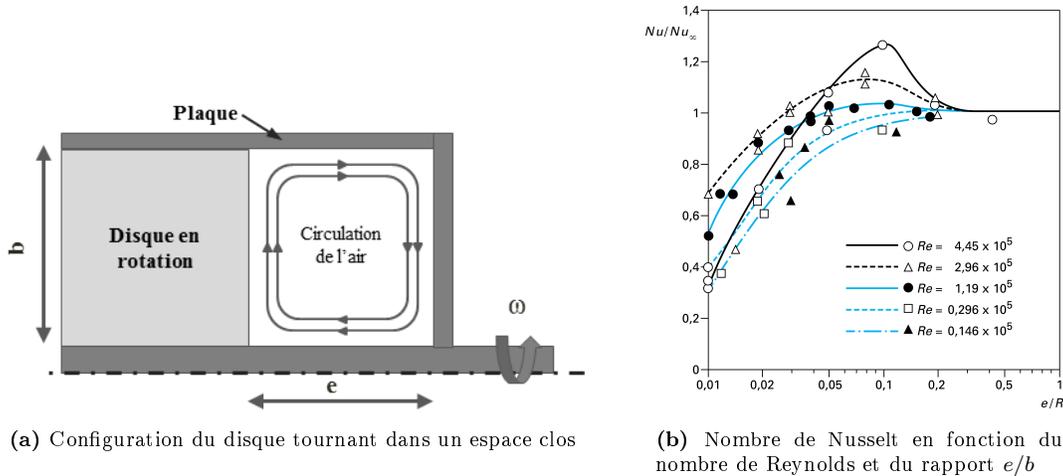


FIGURE 1.17 – Disque tournant dans un espace clos et évaluation des paramètres d'échange.

Tableau 1.7 – Coefficients expérimentaux pour la corrélation Nu_∞ [BERTIN 99].

Domaine d'application	Condition de la paroi	a_1	b_1	b_2	Régime
$Re < 1.8 \cdot 10^5$	-	0.410	0.5	0.44	Laminaire
$Re > 2.5 \cdot 10^5$	à température constante	0.024	0.8	0.60	Turbulent
	à flux constant	0.031	0.8	0.60	

Lorsque le rapport d'aspect entre l'épaisseur de la cavité et le rayon du disque tournant (e/b) est plus grand que 0.2 (figure 1.17b), le disque est considéré en rotation dans un milieu infini. Dans ce cas, le Nusselt moyen pour un écoulement laminaire, avec un rayon $r > 0$ et $r < r_c$, et pour un écoulement turbulent avec $r_c < r < r_0$ (figure 1.18) est évalué par [KREITH 11] :

$$\overline{Nu}_{r_0} = 0.36 \cdot \left(\frac{\omega r_0^2}{\nu} \right)^{1/2} \left(\frac{r_c}{r_0} \right)^2 + 0.015 \cdot \left(\frac{\omega r_0^2}{\nu} \right)^{0.8} \left(1 - \left(\frac{r_c}{r_0} \right)^{2.6} \right) \quad (1.34)$$

Les paramètres δ de la figure 1.18 représentent les couches limites pour chaque régime d'écoulement.

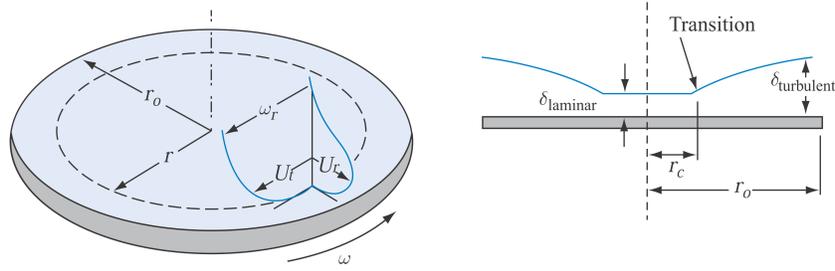


FIGURE 1.18 – Profils des vitesses pour un disque tournant dans un espace infini et ses rayons de transition [KREITH 11].

[VASILESCU 03] présente également des corrélations pour l'évaluation de Nusselt dans le système disque/plaque ou rotor/palier. L'approche consiste à diviser l'espace constitué par le facteur $G = e/b$ et le Reynolds Re en quatre zones qui correspondent chacune à un régime d'écoulement (figure 1.19). Chaque zone est ensuite associée à une corrélation de Nusselt en fonction des deux paramètres G et Re . Lorsque les surfaces sont isothermes et l'air est le fluide entraîné par le disque en rotation, les corrélations sont :

$$\begin{cases} \text{Zone}_1 & Nu = 0.6119 \cdot G^{-1} \\ \text{Zone}_2 & Nu = 0.2915 \cdot G^{0.1} \cdot Re^{0.5} \\ \text{Zone}_3 & Nu = 0.00823 \cdot G^{-1/6} \cdot Re^{0.75} \\ \text{Zone}_4 & Nu = 0.0092 \cdot G^{0.1} \cdot Re^{0.8} \end{cases} \quad (1.35)$$

Ces corrélations peuvent être utilisées pour modéliser les échanges convectifs dans les cavités de la machine électrique, en particulier dans les espaces étroits entre le rotor et les paliers.

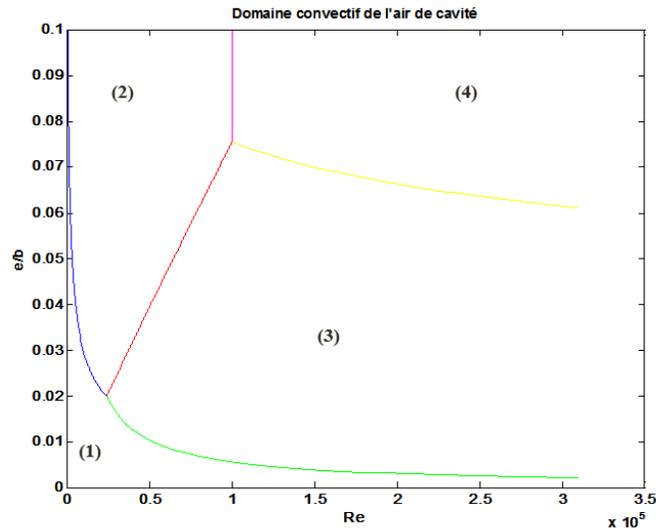


FIGURE 1.19 – Zones et frontières des domaines convectifs pour le système disque/plaque sans écoulement superposé [VASILESCU 03].

Deux autres corrélations basées sur l'équation (1.31) sont présentes dans la littérature pour le calcul des coefficients de convection dans les cavités : la corrélation de [SCHUBERT 68] et celle de [DI GERLANDO 93]. Ces deux corrélations sont formulées respectivement comme suit :

$$\begin{aligned} h &= 20 \cdot (1 + 0.425 \cdot v^{0.7}) \\ h &= 40 \cdot (1 + 0.100 \cdot v^{1.0}) \end{aligned} \quad (1.36)$$

Lorsque la machine tourne à basses vitesses, les corrélations de convection naturelle dans les cavités fermées peuvent être appliquées. Nous ramenons ainsi la géométrie de la cavité à un espace fermé entre deux plaques verticales (ou horizontales selon l'orientation de la machine), dont une est chauffée. Dans le premier cas (plaques verticales), les corrélations et leurs limites d'utilisation sont définies de la manière suivante [KREITH 11] :

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_e &= 0.22 \cdot \left(\frac{L}{e}\right)^{-0.25} \left(\frac{Pr}{0.2+Pr} \cdot Ra_e\right)^{0.28} & \begin{cases} 2 < L/e < 10 & , Pr < 10 \\ Ra_e < 10^{10} \end{cases} \\ \overline{Nu}_e &= 0.18 \cdot \left(\frac{Pr}{0.2+Pr} \cdot Ra_e\right)^{0.29} & \begin{cases} 1 < L/e < 2 & , 10^{-3} < Pr < 10^5 \\ 10^3 < \frac{Ra_e \cdot Pr}{0.2+Pr} \end{cases} \end{aligned} \quad (1.37)$$

La longueur caractéristique sur laquelle les nombres de Nusselt sont calculés est l'épaisseur e de la cavité ; L étant dans ce cas la longueur de la plaque.

Dans le cas où les plaques sont disposées horizontalement où la plaque basse est la plus chaude, la corrélation de Nusselt moyen est présentée dans l'équation (1.38). L'opérateur $[\]$ indique que si la quantité à l'intérieur des accolades est négative, cette quantité est ramenée à zéro [KREITH 11].

$$\overline{Nu}_e = 1 + 1.44 \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra_e}\right]^+ + \left[\left(\frac{Ra_e}{5830}\right)^{1/3} - 1\right]^+ \quad 1700 < Ra_e < 10^8 \quad (1.38)$$

Récapitulatif : Dans cette partie, nous avons résumé les différentes approches de calcul des coefficients d'échange convectif dans les machines électriques. Cependant, certaines configurations géométriques particulières et différentes peuvent se présenter dans la machine selon sa géométrie et son orientation. Par exemple, la présence des canaux au niveau du rotor pour une meilleure ventilation et refroidissement de la machine [FASQUELLE 07]. Dans le cas de nouvelles configurations, des formulations générales de ces problèmes peuvent se trouver dans les références thermiques [HUETZ 90, PADET 05a, PADET 05b, HOLMAN 97, INCROPERA 11]. Des études par CFD peuvent être également menées pour évaluer les coefficients d'échange dans ces configurations. Finalement, le tableau 1.8 résume les différentes corrélations utilisées dans la machine électrique.

Tableau 1.8 – Récapitulatif des corrélations des coefficients d'échange convectif et exemples d'application dans la machine électrique.

Géométrie	Application	Corrélations
Cylindre horizontal	Surfaces externe/interne	tableau 1.5/ équation (1.19)
Cylindre vertical	Surfaces externe/interne	tableau 1.5/équation (1.20)
Plaque verticale	Surfaces externe/interne	tableau 1.5/équation (1.20)
Plaque horizontale	Surfaces externe/interne	tableau 1.5
Ailettes de refroidissement	Carter (Convection naturelle)	équations (1.21)-(1.23)
Ailettes de refroidissement	Carter (Convection forcée)	équation (1.24)
Circuit de refroidissement	Carter	équation (1.28)
Cylindre en rotation	Arbre de rotation	équations (1.19),(1.32)
Cylindre concentrique (interne en rotation)	Entrefer	équation (1.30)
Disque en rotation	Faces latérales (Rotor) et Cavités	équations (1.33)-(1.35)
Espace fermé par deux plaques	Cavités	équations (1.36)-(1.38)

1.2.3 Échange de chaleur par rayonnement

Ce mode décrit le transfert qui se fait par rayonnement électromagnétique. En effet, tout corps, quelque soit sa température, émet des radiations électromagnétiques. Ce mode contribue à l'évacuation des calories produites à l'intérieur de la machine ainsi que le transfert de chaleur entre ses différentes zones. En général, l'évaluation du flux perdu par une surface grise S à une température T_s vers l'air ambiant à une température T_∞ dépend du facteur d'émissivité ϵ de la surface. Ce flux est calculé par la formule suivante :

$$\varphi = \epsilon \sigma S \cdot (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (1.39)$$

avec σ la constante de Stefan-Boltzmann, égale à $5.67032 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

Le facteur d'émissivité dépend du type de l'état de la surface et le matériau utilisé, ainsi que sa direction de rayonnement. Sa valeur peut être déduite des tableaux présents dans la littérature ou via l'expérimentation [CABANNES 96, BOGLIETTI 06a].

Dans le cas d'une machine électrique, l'entrefer présente une configuration où le flux surfacique perdu par la surface du rotor (d'indice i) est absorbé par la surface du stator (d'indice j) l'entourant complètement. Ce cas peut se trouver également entre les têtes de bobines et les cavités. Le flux φ est calculé dans ces cas par la relation suivante :

$$\varphi = \frac{\sigma S_i \cdot (T_i^4 - T_j^4)}{\frac{1-\epsilon_i}{\epsilon_i} + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{1-\epsilon_j}{\epsilon_j} \cdot \frac{S_i}{S_j}} \quad (1.40)$$

avec F_{ij} le facteur de forme entre les surfaces i et j [MATTEI 05], S_i et S_j les aires des surfaces i et j .

Le coefficient d'échange par rayonnement, noté h_{ray} , peut se déduire dans les deux cas (équations 1.39 et 1.40) en divisant le flux φ par la différence de température ($T_s - T_\infty$) ou ($T_i - T_j$). Le transfert par rayonnement peut-être considéré négligeable parfois à cause des températures (ou des différences des températures) relativement basses aux surfaces ou à l'intérieur de la machine [BERTIN 99]. De plus,

dans plusieurs machines industrielles, en particulier celles qui sont refroidies par une convection forcée (ventilation ou par un liquide), l'effet du rayonnement est considéré comme parfaitement négligeable. Dans d'autres cas où les machines sont entraînées par un variateur de vitesse, l'effet du rayonnement est pris en compte, en particulier lorsque la machine tourne à basses vitesses [BOGLIETTI 06a].

1.3 Pertes dans les machines électriques

Les pertes dans les machines électriques constituent les sources de chaleur qui induisent principalement l'augmentation des températures de la machine. Elles constituent également les puissances perdues entre l'entrée et la sortie de la machine ; par conséquent, l'augmentation de ces pertes impactent directement son rendement. Ces pertes sont de différentes origines et peuvent être alors classées en trois groupes [GRELLET 89] : les pertes dans le circuit électrique, les pertes dans le circuit magnétique et les pertes mécaniques.

1.3.1 Pertes dans le circuit électrique

1.3.1.1 Pertes normales en basse fréquence

La densité de courant dans la section d'un conducteur est uniformément distribuée si un courant continu ou alternatif de valeur efficace I le traverse. Selon la loi d'Ohm, la résistance du conducteur est égale à la valeur de la tension entre ces deux bornes divisée par la valeur du courant I . Le passage de ce courant dans les m phases de la machine constitue le siège des pertes par effet Joule qui valent :

$$P_j = m \cdot R_{ph} \cdot I^2 \quad (1.41)$$

Ces pertes, exprimées en Watt (W), sont considérées non-linéaires et varient en fonction de la température. Cette variation est due à l'augmentation de la résistance électrique R_{ph} avec l'augmentation de la température T . La relation entre ces deux quantités est définie par la formule suivante :

$$R_{ph} = R_0 \cdot (1 + \alpha \cdot (T - T_0)) \quad (1.42)$$

avec R_0 la résistance électrique à une température de référence T_0 , et α un coefficient caractéristique du matériau. Pour un conducteur en cuivre par exemple, la valeur de α est égale à $3.81 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$.

Il existe dans la littérature plusieurs modèles analytiques de calcul de la résistance par phase [MAGNUSSEN 03, SALMINEN 04, FODOREAN 09, PYRHONEN 09]. En effet, la difficulté dans l'estimation de cette résistance réside dans la détermination de la longueur équivalente et le volume des têtes de bobines. Ces paramètres, étant incertains, l'approche expérimentale est une étape fondamentale pour le recalage de cette valeur.

1.3.1.2 Pertes normales en haute fréquence

Lorsque le courant qui traverse les conducteurs du bobinage est sinusoïdal à fréquence élevée, la densité de courant dans la section de ces conducteurs n'est plus uniforme. Ce phénomène est lié à l'apparition de deux effets : l'effet de peau et l'effet de proximité [DUCLUZAUX 02]. L'effet de peau est dû

à l'action du flux magnétique propre à l'intérieur du conducteur qui rejette le courant vers sa périphérie [GRELLET 89]. Alors que l'effet de proximité caractérise l'influence des conducteurs adjacents sur la distribution de la densité de courant dans un conducteur. Ces deux effets induisent l'augmentation de la résistance par phase, et par conséquent, les pertes par effet Joule.

1.3.2 Pertes dans le circuit magnétique

Les pertes fer constituent les sources de chaleur principales dans les matériaux ferromagnétiques de la machine, principalement au rotor et au stator. Ces pertes sont dues à la variation du champ magnétique dans ces zones, et peuvent être induites par deux phénomènes principaux : l'hystérésis et les courants de Foucault. Le premier décrit les pertes dues aux propriétés d'hystérésis des matériaux magnétiques ; le deuxième est dû à la circulation des courants induits dans ces matériaux [GRELLET 89]. L'évaluation de ces pertes dans les machines électriques fait l'objet de nombreuses études, où des états de l'art et des propositions de nouvelles méthodes sont présentés [CHEVALIER 99, MARINO 03, KÜTTLER 13, KRINGS 14]. Nous nous intéressons dans cette partie à montrer le modèle de base d'évaluation des pertes fer pour tout type d'évolution d'induction, que ça soit sinusoïdale ou non-sinusoïdale. Ce modèle est basé sur la séparation des pertes fer selon chaque phénomène créé dans le circuit magnétique. Une formulation générale dans le cas d'une induction sinusoïdale est donnée par [BERTOTTI 88] dans l'équation (1.43). Les termes de cette formule décrivent respectivement les pertes par hystérésis, par courant de Foucault et des pertes additionnelles sous le terme des pertes par excès.

$$P_{fer} = K_h \cdot f \cdot B_m^\alpha + \frac{(\pi \cdot d)^2}{6 \cdot \rho_t \cdot m_v} \cdot (f \cdot B_m)^2 + K_{exc} \cdot (f \cdot B_m)^{3/2} \quad (1.43)$$

où K_h et K_{exc} sont les coefficients des pertes par hystérésis et par excès, respectivement. Ces coefficients, ainsi que α sont déterminés grâce aux données constructeurs. f représente la fréquence du champs magnétique et B_m la valeur crête de l'induction. Les caractéristiques des tôles sont données par d , ρ_t et m_v , respectivement son épaisseur, sa résistivité et sa masse volumique.

En effet, l'utilisation de ce modèle considère une induction sinusoïdale, or lorsque la machine fonctionne dans des régimes de défluxage par exemple, ces inductions deviennent fortement non-sinusoïdales. Dans ce cas, l'utilisation du modèle de [BERTOTTI 88] peut induire des erreurs d'évaluation de ces pertes. Une formulation plus générale est alors présentée dans [BERTOTTI 91] sous la forme suivante :

$$P_{fer} = K_h \cdot f \cdot \hat{B}^\alpha + \frac{d^2}{12 \cdot \rho_t \cdot m_v} \cdot \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \left(\frac{\delta B}{\delta t} \right)^2 \cdot dt + K_{exc} \cdot \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \left| \frac{\delta B}{\delta t} \right|^{3/2} \cdot dt \quad (1.44)$$

Dans ce cas, l'induction magnétique B n'est plus sinusoïdale.

L'évaluation de ces pertes peut être réalisée en estimant chaque terme de l'équation (1.44) à travers plusieurs approches [FASQUELLE 07, FRATILA 12, KÜTTLER 13]. D'autres approches peuvent également passer par les méthodes d'identification ou d'expérimentation [KRINGS 14], par le recalage d'un circuit thermique à constantes localisées [RENARD 03, TRIGEOL 04],...

1.3.3 Pertes mécaniques

1.3.3.1 Pertes par frottement dans les roulements

Les roulements constituent le siège des pertes de puissance sous forme de chaleur par la présence des frottements dans ses différentes zones. Ces pertes peuvent provenir de plusieurs origines :

- Frottements entre les corps roulants et les bagues (points **1,2** et **5** de la figure 1.20),
- Frottements entre les corps roulants et la cage (points **4** et **6** de la figure 1.20),
- Frottements entre la cage et les bagues,
- Frottement visqueux dû au mouvement du lubrifiant,
- Frottement du joint d'étanchéité.

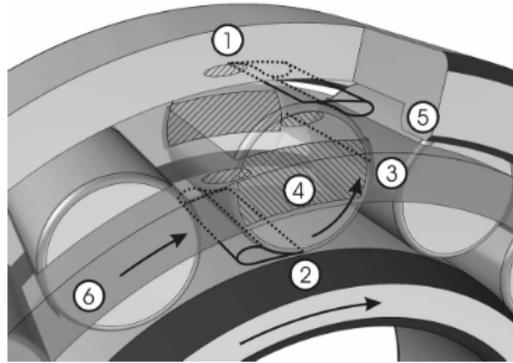


FIGURE 1.20 – Localisation des sources de pertes dans les roulements [SCHLEGEL 09].

Ces pertes dépendent de plusieurs facteurs tels que le type du roulement, l'intensité et la direction de la charge, la vitesse de rotation, les caractéristiques du lubrifiant et autres facteurs [INA-FAG 09]. La quantification de ces pertes passe à travers l'estimation du couple résistant du roulement C_r et la vitesse de rotation de l'arbre sur laquelle les roulements sont montés [SCHLEGEL 09, CROES 09, INA-FAG 09]. De l'autre côté, ces pertes peuvent être déduites par des approches expérimentales [HUYNH 08, POULY 10], telles que le test de décélération ou la déduction des pertes par bilan de puissance .

L'approche analytique est basée sur des coefficients qui dépendent du type de roulement. Par exemple, le modèle de base de Coulomb pour le calcul des pertes considère que le frottement est indépendant de la vitesse de rotation. Le couple résistant est évalué en fonction de la charge sur le roulement, de son diamètre primitif et un coefficient de frottement [CROES 09]. Ces pertes ($P_{m,r}$) sont évaluées par la formule suivante :

$$P_{m,r} = C_r \cdot \omega \quad (1.45)$$

avec ω la vitesse de rotation en rad/s et C_r le couple résistant. Ce dernier est évalué selon le modèle de Coulomb comme suit :

$$C_r = \mu \cdot F \cdot \frac{d_M}{2} \quad (1.46)$$

avec	μ	: coefficient de frottement	$[-]$
	F	: résultante de la charge sur le roulement	$[N]$
	d_m	: diamètre du cercle primitif du roulement	$[mm]$

Le coefficient de frottement μ est déduit d'une manière expérimentale et peut être extrait des catalogues des constructeurs [NTN 01, INA-FAG 09, SKF 12]. Deux autres modèles pour le calcul du couple résistant sont présents dans la littérature : le modèle Palmgren et le modèle SKF. Le premier divise le couple résistant en deux parties ; le premier est indépendant de la charge, mais dépend des propriétés visqueuses du lubrifiant, de la quantité du lubrifiant et de la vitesse de rotation du roulement ; le deuxième couple dépend de la charge appliquée aux roulements [CROES 09]. Le modèle SKF décompose le couple résistant en quatre parties qui modélisent le frottement des billes, le frottement par glissement des billes, le frottement des joints d'étanchéité et le frottement dû aux pertes des forces de traînée [SKF 12]. Ces deux modèles (Palmgren et SKF) peuvent fournir des résultats proches sur la gamme basses vitesses des roulements. Alors que, dans le cas des machines à hautes vitesses, les performances de ces modèles deviennent limitées et le recours à l'expérimental devient primordial [PFISTER 10].

1.3.3.2 Pertes par frottement des molécules d'air

Ces pertes sont également appelées pertes aérauliques. Elles sont dues aux frottements des molécules d'un fluide avec la surface qui entraîne leur mouvement. Ce phénomène existe dans différentes zones de la machine, en particulier dans l'entrefer et dans les cavités. En effet, ces pertes augmentent significativement avec l'augmentation de la vitesse de la machine. Dans le cas d'étude de [RENARD 03], les pertes aérauliques à des faibles vitesses de l'alternateur (3500 tr/min par exemple) sont de l'ordre de 1.5% des pertes totales dans la machine.

Ces pertes peuvent être calculées d'une manière analytique selon la zone où elles sont produites. Les expressions analytiques dans ce cas dépendent d'un coefficient de frottement, de la géométrie de la zone et des propriétés thermophysiques du fluide [VASILESCU 03]. Les pertes aérauliques peuvent être évaluées également d'une manière numérique par la méthode CFD [MICALLEF 06].

1.3.4 Pertes additionnelles

Dans la machine électrique, il existe plusieurs sources de chaleur qui peuvent être considérées négligeables dans le bilan total des pertes. Cependant, elles peuvent être regroupées ensemble sous le nom des pertes additionnelles. Celles-ci tiennent compte des pertes mineures dans le circuit électrique et le circuit magnétique. [PYRHONEN 09] présente le tableau 1.9 qui récapitule le pourcentage des pertes additionnelles par rapport à la puissance d'entrée pour certaines topologies de machines électriques.

Tableau 1.9 – Pourcentage des pertes additionnelles par rapport à la puissance d’entrée dans certaines machines électriques [PYRHONEN 09].

Topologie de la machine	Pertes additionnelles (%)
Machine asynchrone à cage d’écureuil	0.30 – 2.0 %
Machine asynchrone à bagues	0.5 %
Machine synchrone à pôles saillants	0.05 – 0.15 %
Machine synchrone à pôles lisses	0.05 – 0.15 %
Machine à courant continu	0.5 – 1 %

1.4 Méthodes de modélisation

Les outils de modélisation thermique d’une machine électrique se basent sur deux approches : l’approche analytique ou nodale par un modèle à constantes localisées ou *LPTN* (*Lumped Parameter Thermal Network*) ou l’approche numérique. L’avantage principal de l’approche analytique est son temps de calcul relativement faible et la possibilité d’intégration dans des approches systèmes. Cependant, le développeur du modèle doit investir un effort important pour la définition du circuit qui modélise au mieux les transferts de chaleur dans la machine. La précision d’un modèle analytique dépend de son niveau de discrétisation ainsi que du choix effectué par le développeur du modèle sur les chemins thermiques. Les géométries complexes sont également difficiles à traiter. En revanche, les méthodes numériques donnent la possibilité d’étudier de telles géométries et d’offrir des informations locales sur les paramètres thermiques en chaque point de la machine. Ces méthodes permettent également le couplage avec des problèmes physiques diverses tels que le magnétique, l’électrique et la mécanique. Cependant, ces méthodes sont onéreuses en temps de calcul et de création des modèles.

Deux types d’analyse numérique existent : la méthode des éléments finis (ou *FEA* : *Finite Element Analysis*) et la mécanique des fluides numériques (CFD : *Computational Fluid Dynamics*). La méthode des éléments finis permet de modéliser le transfert de chaleur par conduction dans les zones solides de la machine, en particulier dans les zones hétérogènes. Pour les zones de contact fluide-solide, les corrélations analytiques et empiriques des coefficients de convection (tableau 1.8) sont utilisées.

La CFD consiste à modéliser le mouvement d’un fluide par la résolution numérique des équations qui régissent ce fluide [WENDT 09]. Cette approche est principalement utilisée pour la modélisation des zones fluides complexes dans la machine telles que l’entrefer [KUOSA 04], les cavités [TRIGEOL 06, MICALLEF 06],...

Dans plusieurs cas, les deux approches analytique et numérique sont combinées. [TRIGEOL 06] utilise un modèle CFD pour caractériser la diffusion de chaleur dans les cavités alors qu’un modèle analytique modélise thermiquement la machine. [KOLONDOVSKI 10] réalise une comparaison des résultats obtenus en utilisant les deux approches, analytique et numérique par CFD. [LEGRANGER 10] utilise la méthode des éléments finis pour estimer les flux et la distribution des pertes fer dans la machine et applique ensuite ces résultats dans un modèle thermique nodal.

1.4.1 Méthode analytique

La méthode analytique ou nodale est basée sur une analogie électrique-thermique. La tension est la température, le courant électrique représente le flux injecté dans un nœud, la capacité et la résistance électrique sont respectivement une capacité et une résistance thermique. Le circuit à constantes localisées décrit les différents chemins de transfert de chaleur, permettant ainsi de déterminer les températures dans une zone de la machine pour une distribution des pertes. Cela est réalisé en divisant la machine en des volumes élémentaires considérés chacun à une température homogène. Ensuite, la valeur des pertes et une capacité thermique de chaque volume sont évaluées. L'échange de chaleur entre deux volumes voisins est estimé par le calcul des résistances thermiques de conduction, de convection et de rayonnement en utilisant les corrélations analytiques et empiriques décrites dans la section §1.2.

1.4.2 Méthode numérique

Modélisation thermique par la méthode des éléments finis (FEA) : Cette méthode est généralement utilisée pour les modélisations électromagnétiques, cependant certains logiciels, qui réalisent de telles modélisations, intègrent un module thermique [FLUX om, INFOLYTICA om]. L'avantage de l'utilisation de la FEA sur la méthode nodale est la possibilité de déterminer la distribution des températures locales avec une grande précision dans les différentes zones de la machine; en particulier dans l'encoche où le gradient de température peut être important (voir la figure 1.3). Cette méthode permet également la détermination de la conductivité équivalente du bobinage; celle-ci peut être utilisée ensuite dans le calcul des paramètres d'un réseau nodal [POWELL 03, IDOUGH 11]. Cependant, le problème réside dans la définition des conditions limites pour les phénomènes de contact et de convection. Ces méthodes utilisent les mêmes approches que celles utilisées dans la méthode nodale.

Dans certains circuits nodaux, la distribution des pertes est supposée uniforme. Dans ce cas, l'intérêt de l'utilisation de la méthode FEA est de modifier le réseau nodal afin de prendre en compte une meilleure distribution des pertes; en conséquence une meilleure estimation des températures. Finalement, les résultats de cette méthode peuvent être utilisés pour définir un niveau de discrétisation du réseau nodal et améliorer sa précision.

Modélisation thermique par CFD : La modélisation par CFD de la machine électrique permet de déterminer les caractéristiques de transfert de chaleur dans ses régions fluides [JUNGREUTHMAYER 12]. Citons par exemple, le débit du liquide de refroidissement, sa vitesse et la distribution de la pression dans les canaux de passage à l'intérieur ou à l'extérieur de la machine ainsi que les caractéristiques de l'écoulement [MAYNES 03, MICALLEF 08, HOWEY 11]. Il existe plusieurs analyses par CFD pour les machines électriques. Celles-ci peuvent être classées de la manière suivante [BOGNETTI 09] :

- Écoulements internes : dans l'entrefer, dans les cavités (figure 1.15), ou dans les canaux de refroidissement au stator et/ou au rotor. Dans certaines machines, celles refroidies par ventilation interne par exemple, le mouvement de l'air dans la cavité permet de déterminer l'échange avec les têtes de bobines et de localiser ses points les plus chauds,
- Écoulements externes : sur les surfaces externes d'une machine refroidie à air en convection naturelle, ou en convection forcée (figure 1.21),

— Conception des ventilateurs et études des performances : dans ce cas, la CFD aide à la conception des ventilateurs utilisés à l'intérieur ou à l'extérieur de la machine afin d'améliorer leur rendement et leurs performances ; par conséquent, un meilleur refroidissement de la machine. L'association de la CFD à la méthode nodale permet d'avoir une meilleure compréhension des phénomènes de convection dans la machine. Cette méthode permet également l'estimation des coefficients de convection moyens qui peuvent être utilisés dans le circuit nodal pour une meilleure détermination des différentes températures dans la machine.

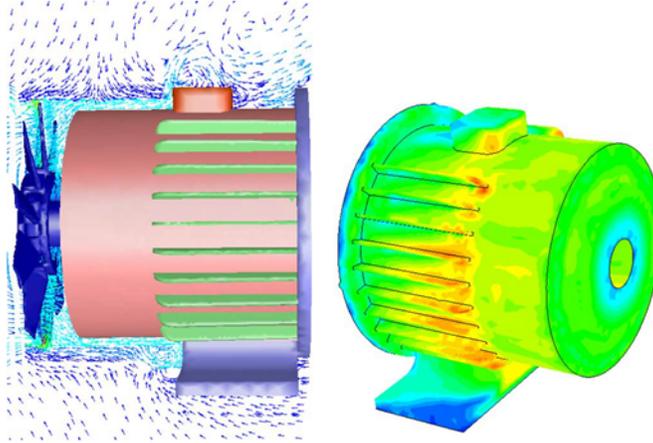


FIGURE 1.21 – Vecteurs de vitesse autour d'une machine de type TEFC et distribution des coefficients d'échange convectif [BOGLIETTI 09].

1.5 Conclusion

Tout au long de ce chapitre, les différents problèmes liés à la modélisation thermique d'une machine électrique sont présentés. Nous avons remarqué la complexité des phénomènes thermiques sur lesquels nous avons présenté les différentes approches de modélisation.

Le transfert de chaleur dans les éléments hétérogènes tels que le bobinage nécessite parfois des analyses par éléments finis pour obtenir une meilleure estimation des températures à chaque point de ce volume. Les paramètres de contact entre les différentes zones de la machine sont principalement évalués en s'appuyant sur des approches expérimentales. Par rapport aux problèmes liés à la convection, une diversité de corrélations analytiques et expérimentales est introduite. Cependant, la modélisation numérique peut offrir une meilleure précision locale des coefficients d'échange convectif. Certains de ces problèmes ont été largement étudiés dans la littérature en se basant sur des approches analytiques et expérimentales, d'autres sont moins traités. La diversité des topologies des machines électriques et des applications crée également de nouveaux phénomènes thermiques non abordés dans la littérature. En conséquence, l'évaluation des paramètres liés à ces phénomènes de transfert induit des incertitudes sur la modélisation thermique complète de la machine.

Les pertes peuvent être également considérées comme des sources d'incertitude, en particulier les pertes fer et les pertes mécaniques à hautes vitesses.

Ces différentes incertitudes peuvent impacter d'une manière significative la précision des modèles

thermiques. De plus, le choix entre les méthodes de modélisation, analytique ou numérique, dépend de plusieurs facteurs tels que le temps de calcul souhaité, la précision des résultats et la possibilité de l'intégration ou de couplage avec autres systèmes ou modèles physiques.

L'état de l'art établi dans ce chapitre sur les différents aspects thermiques d'une machine électrique est mis en valeur dans le [chapitre 2](#) en vue de la modélisation thermique de deux machines électriques. Le [chapitre 3](#) introduit ensuite une étude de sensibilité sur certains paramètres critiques issus dans ces deux chapitres.

Bibliographie

- [ANDERSSON 13] B. ANDERSSON. Lumped parameter thermal modelling of electric machines. Master's thesis, Chalmers University of Technology, 2013.
- [ASSAAD 14] B. ASSAAD, G. FRIEDRICH, K. EL KADRI BENKARA, S. VIVIER, R. KHLISSA & A. MICHON. *Détermination expérimentale des coefficients d'échange thermique en mode de convection naturelle : Application à une machine électrique intégrée dans son environnement*. In Symposium de Génie Electrique, Cachan, France, 2014.
- [BECKER 62] K. M. BECKER & J. KAYE. *Measurements of Diabatic Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder*. Journal of Heat Transfer 84(2), 97-104, 1962.
- [BERTIN 87] Y. BERTIN. *Analyse des transferts de chaleur dans un moteur électrique asynchrone - développement d'un environnement C.A.O. et modélisations thermoaérouliques*. PhD thesis, Université de Poitiers, ENSMA, 1987.
- [BERTIN 99] Y. BERTIN. *Refroidissement des machines électriques tournantes*. Techniques de l'ingénieur, Généralités sur les machines électriques tournantes, vol. base documentaire : TIB250DUO., no. ref. article : d3460, 1999. fre.
- [BERTIN 06] Y. BERTIN. *Refroidissement des machines électriques tournantes. Etudes paramétriques*. Techniques de l'ingénieur, Généralités sur les machines électriques tournantes, vol. base documentaire : TIB250DUO., no. ref. article : d3462, 2006. fre.
- [BERTOTTI 88] G. BERTOTTI. *General properties of power losses in soft ferromagnetic materials*. Magnetics, IEEE Transactions on, vol. 24, no. 1, pages 621–630, Jan 1988.
- [BERTOTTI 91] G. BERTOTTI, A. BOGLIETTI, M. CHIAMPI, D. CHIARABAGLIO, F. FIORILLO & M. LAZZARI. *An improved estimation of iron losses in rotating electrical machines*. Magnetics, IEEE Transactions on, vol. 27, no. 6, pages 5007–5009, Nov 1991.
- [BOETCHER 14] S. BOETCHER. Natural convection from circular cylinders. 2014.
- [BOGLIETTI 06] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO, M. PARVIS & A. VALLAN. *Evaluation of radiation thermal resistances in industrial motors*. Industry Applications, IEEE Transactions on, vol. 42, no. 3, pages 688–693, May 2006.
- [BOGLIETTI 07a] A. BOGLIETTI & A. CAVAGNINO. *Analysis of the Endwinding Cooling Effects in TEFC Induction Motors*. Industry Applications, IEEE Transactions on, vol. 43, no. 5, pages 1214–1222, Sept 2007.

- [BOGLIETTI 07b] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO & D.A. STATON. *Determination of Critical Parameters in Electrical Machine Thermal Models*. In Industry Applications Conference, 2007. 42nd IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2007 IEEE, pages 73–80, Sept 2007.
- [BOGLIETTI 09] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO, D.A. STATON, M. SHANEL, M. MUELLER & C. MEJUTO. *Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 56, no. 3, pages 871–882, March 2009.
- [BOUAFIA 98] M. BOUAFIA, Y. BERTIN, J-B. SAULNIER & P. ROPERT. *Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant*. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, no. 10, pages 1279 – 1291, 1998.
- [BOUAFIA 99] M. BOUAFIA, Y. ZIOUCHI, Y. BERTIN & J-B. SAULNIER. *Etude expérimentale et numérique des transferts de chaleur en espace annulaire sans débit axial et avec cylindre intérieur tournant*. International Journal of Thermal Sciences, vol. 38, no. 7, pages 547 – 559, 1999.
- [BROUSSELY 00] M. BROUSSELY. *Réduction de modèles thermiques par la théorie des réseaux, application à la surveillance d'une machine asynchrone par couplage de modèle thermique réduit avec un schéma équivalent électrique*. PhD thesis, Université de Poitiers, ENSMA, 2000.
- [CABANNES 96] F. CABANNES. *Température de surface : mesure radiative*. Techniques de l'ingénieur Mesure de température, vol. base documentaire : TIB542DUO., no. ref. article : r2735, 1996.
- [CHEVALIER 99] T. CHEVALIER. *Modélisation et mesure des pertes fer dans les machines électriques, application à la machine asynchrone*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Grenoble, 1999.
- [CHURCHILL 75a] S.W. CHURCHILL & H.H.S. CHU. *Correlation equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder*. Int. J. Heat Mass Transfer, 1975.
- [CHURCHILL 75b] S.W. CHURCHILL & H.H.S. CHU. *Correlation equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate*. Int. J. Heat Mass Transfer, 1975.
- [CROES 09] J. CROES & S. IQBAL. *Literature Survey : Bearing losses*. ESTOMAD, EC- 7th Framework Programme, 2009.
- [DI GERLANDO 93] A. DI GERLANDO & I. VIATOLI. *Improved thermal modelling of induction motors for design purposes*. In Electrical Machines and Drives, 1993. Sixth International Conference on (Conf. Publ. No. 376), pages 381–386, Sep 1993.
- [DUCLUZAUX 02] A. DUCLUZAUX. *Extra losses caused in high current conductors by skin and proximity effects*. Rapport technique, Schneider electric, 2002.
- [EL MOUSSALI 84] F. EL MOUSSALI. *Contribution à l'étude de la conduction de la chaleur dans un matériau anisotrope et composite*. PhD thesis, Université de Poitiers, ENSMA, 1984.
- [FANG CHEN 94] Y. FANG CHEN. *Modélisation thermique des moteurs asynchrones en vue de la réalisation d'un outil C.A.O.* PhD thesis, Université de Rouen, 1994.

- [FASQUELLE 06] A. FASQUELLE, D. SAURY, S. HARMAND & A. RANDRIA. *Numerical study of convective heat transfer in end region of enclosed induction motor of railway traction*. IJEET International Journal of Electrical Engineering in Transportation, vol. 2, no. 2, pages 33–45, 2006.
- [FASQUELLE 07] A. FASQUELLE. *Contribution à la modélisation multi-physique : électro-vibro-acoustique et aérothermique de machines de traction*. PhD thesis, Ecole Centrale De Lille, 2007.
- [FLUX om] FLUX. *[Online]*, www.cedrat.com.
- [FÉNOT 11] M. FÉNOT, Y. BERTIN, E. DORIGNAC & G. LALIZEL. *A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow*. International Journal of Thermal Sciences, vol. 50, no. 7, pages 1138 – 1155, 2011.
- [FODOREAN 09] D. FODOREAN & A. MIRAOUI. *Dimensionnement rapide des machines synchrones à aimants permanents (MSAP)*. Techniques de l'ingénieur - Différents types de machines électriques tournantes, vol. base documentaire : TIB249DUO., no. ref. article : d3554, 2009. fre.
- [FRATILA 12] M. FRATILA. *Contribution à la prise en compte des pertes fer dans la modélisation des machines électrique par éléments finis*. PhD thesis, Université des Sciences et Technologie de Lille - Lille I, 2012.
- [FRIEDRICH 13] G. FRIEDRICH, S. VIVIER, R. KHLISSA, K. EL KADRI BENKARA & B. ASSAAD. *Determination of rotor-stator heat exchange coefficients in the case of totally enclosed machines : Application to an integrated starter-generator*. In Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 2013 IEEE, pages 1526–1533, Sept 2013.
- [GAZLEY 58] C. GAZLEY. *Heat-transfer characteristics of the rotational and axial flow between concentric cylinders*. Transactions of the ASME, pp. 79-90, 1958.
- [GLISES 93] R. GLISES, A. MIRAOUI & J.-M. KAUFFMANN. *Thermal modelling for an induction motor*. Journal de Physique III, vol. 3, no. 9, pages 1849–1859, 1993.
- [GLISES 94] R. GLISES, G. HOSTACHE & J.-M. KAUFFMANN. *Simulation du comportement thermique en régime permanent d'un moteur asynchrone à refroidissement extérieur. Etude par éléments finis*. Journal de Physique III, 1994.
- [GNIELINSKI 76] V. GNIELINSKI. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*. International Chemical Engineering, vol. 16, pages 359–68, 1976.
- [GRELLET 89] G. GRELLET. *Pertes dans les machines tournantes*. Techniques de l'ingénieur, Généralités sur les machines électriques tournantes, 1989.
- [HARRIS 06] T.A. HARRIS & M.N. KOTZALAS. *Rolling bearing analysis : Advanced concepts of bearing technology*. Taylor & Francis Group, 2006.
- [HEILS 52] F. HEILS. *Design and arrangement of cooling fins*. Elektrotechnik und Maschinenbau, vol. 69, no. 14, pages 42–48, Jul 1952.
- [HOLMAN 97] J.P. HOLMAN. *Heat transfer*. McGraw-Hill, 1997.

- [HOWEY 11] D.A. HOWEY, A.S. HOLMES & K.R. PULLEN. *Measurement and CFD Prediction of Heat Transfer in Air-Cooled Disc-Type Electrical Machines*. Industry Applications, IEEE Transactions on, vol. 47, no. 4, pages 1716–1723, July 2011.
- [HOWEY 12] D.A. HOWEY, P.R.N. CHILDS & A.S. HOLMES. *Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 59, no. 3, pages 1367–1375, March 2012.
- [HUETZ 90] J. HUETZ & J-P. PETIT. *Notions de transfert thermique par convection*. Techniques de l'ingénieur, vol. base documentaire : TIB250DUO., no. ref. article : d3460, 1990. fre.
- [HUYNH 08] C. HUYNH, L. ZHENG & D. ACHARYA. *Losses in High Speed Permanent Magnet Machines Used in Microturbine Applications*. J. Eng. Gas Turbines Power 131, 022301, 2008.
- [IDOUGH 11] M.L. IDOUGH. *Extraction de modèles thermiques simplifiés des machines électriques à partir d'un calcul du champ de températures*. PhD thesis, Université Paris-Sud, 2011.
- [INA-FAG 09] INA-FAG. *Roulements*. Rapport technique, Schaeffler Group Industrial, 2009.
- [INCROPERA 11] F. INCROPERA & D. DEWITT. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, Ltd, 2011.
- [INFOLYTICA om] INFOLYTICA. [Online], www.infolytica.com.
- [JONES 70] C.D. JONES & L.F. SMITH. *Optimum arrangement of rectangular fins on horizontal surfaces for free-convection heat transfer*. ASME. J. Heat Transfer., 1970.
- [JUNGREUTHMAYER 12] T. JUNGREUTHMAYER, O. WINTER, M. GANCHEV, H. KAPPELLER, A. HAUMER & C. KRAL. *A Detailed Heat and Fluid Flow Analysis of an Internal Permanent Magnet Synchronous Machine by Means of Computational Fluid Dynamics*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 59, no. 12, pages 4568–4578, Dec 2012.
- [KOLONDOZOVSKI 10] Z. KOLONDOZOVSKI, P. SALLINEN & A. ARKKIO. *Thermal analysis of a high-speed PM machine using numerical and thermal-network method*. In Electrical Machines (ICEM), 2010 XIX International Conference on, pages 1–6, Sept 2010.
- [KREITH 11] F. KREITH, R.M. MANGLIK & M.S. BOHN. *Principles of heat transfer*, 7th edition. Cengage Learning, Inc, 2011.
- [KRINGS 14] A. KRINGS. *Iron Losses in Electrical Machines - Influence of Material Properties, Manufacturing Processes, and Inverter Operation*. PhD thesis, KTH School of Electrical Engineering, 2014.
- [KÜTTLER 13] S. KÜTTLER. *Dimensionnement optimal de machines synchrones pour des applications de véhicules hybrides*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2013.
- [KUOSA 04] K. KUOSA, P. SALLINEN & J. LARJOLA. *Numerical and experimental modelling of gas flow and heat transfer in the air gap of an electric machine*. Journal of Thermal Science, vol. 13, no. 3, pages 264–278, 2004.
- [KYLANDER 95] G. KYLANDER. *Thermal modelling of small cage induction motors*. Rapport technique, Chalmers University of Technology, 1995.

- [LEGRANGER 10] J. LEGRANGER, G. FRIEDRICH, S. VIVIER & J.C. MIPO. *Combination of Finite-Element and Analytical Models in the Optimal Multidomain Design of Machines : Application to an Interior Permanent-Magnet Starter Generator*. Industry Applications, IEEE Transactions on, vol. 46, no. 1, pages 232–239, Jan 2010.
- [LUTUN 12] J. LUTUN. *Modélisation thermique des alternateurs mobiles*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Grenoble, 2012.
- [MAGNUSSEN 03] F. MAGNUSSEN & C. SADARANGANI. *Winding factors and Joule losses of permanent magnet machines with concentrated windings*. In Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03. IEEE International, volume 1, pages 333–339 vol.1, June 2003.
- [MARINO 03] A. MARINO. *Caractérisation et modélisation des pertes magnétiques d'une machine asynchrone instrumentée fonctionnant en charge*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Grenoble, 2003.
- [MATTEÏ 05] S. MATTEÏ. *Rayonnement thermique des matériaux opaques*. Techniques de l'ingénieur, vol. base documentaire : TIB214DUO., no. ref. article : A1520, 2005. fre.
- [MAYNES 03] B.D.J. MAYNES, R.J. KEE, C.E. TINDALL & R.G. KENNY. *Simulation of airflow and heat transfer in small alternators using CFD*. Electric Power Applications, IEE Proceedings -, vol. 150, no. 2, pages 146–152, Mar 2003.
- [MELLOR 91] P.H. MELLOR, D. ROBERTS & D.R. TURNER. *Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design*. Electric Power Applications, IEE Proceedings B, vol. 138, no. 5, pages 205–218, Sep 1991.
- [MICALLEF 06] C. MICALLEF. *End winding cooling in electric machines*. PhD thesis, University of Nottingham, 2006.
- [MICALLEF 08] C. MICALLEF, S.J. PICKERING, K.A. SIMMONS & K.J. BRADLEY. *Improved Cooling in the End Region of a Strip-Wound Totally Enclosed Fan-Cooled Induction Electric Machine*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 55, no. 10, pages 3517–3524, Oct 2008.
- [MILLS 99] A.F. MILLS. Heat transfer. Prentice Hall, 1999.
- [MUGGLESTONE 99] J. MUGGLESTONE, S.J. PICKERING & D. LAMPARD. *Effect of geometric changes on the flow and heat transfer in the end region of a TEFC induction motor*. In Electrical Machines and Drives, 1999. Ninth International Conference on (Conf. Publ. No. 468), pages 40–44, 1999.
- [NTN 01] NTN. *Ball and Roller bearing*. Rapport technique, NTN corporation, 2001.
- [PADET 05a] J. PADET. *Convection thermique et massique - Nombre de Nusselt : partie 1*. Techniques de l'ingénieur. Transferts thermiques, vol. base documentaire : TIB214DUO., no. ref. article : be8206, 2005. fre.
- [PADET 05b] J. PADET. *Convection thermique et massique - Nombre de Nusselt : partie 2*. Techniques de l'ingénieur. Transferts thermiques, vol. base documentaire : TIB214DUO., no. ref. article : be8207, 2005. fre.

- [PAVLICEVIC 82] M. PAVLICEVIC, B. MATIJASEVIC & O. MUFTIC. *Analysis of unsteady temperature field in rotor of squirrel-cage induction motor*. In 7th International Heat Transfer Conference, 1982.
- [PFISTER 10] P.-D. PFISTER & Y. PERRIARD. *Very-High-Speed Slotless Permanent-Magnet Motors : Analytical Modeling, Optimization, Design, and Torque Measurement Methods*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 57, no. 1, pages 296–303, Jan 2010.
- [POULY 10] F. POULY. *Modélisation thermo-mécanique d'un roulement à billes grande vitesse*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2010.
- [POWELL 03] D.J. POWELL. *Modelling of High Power Density Electrical Machines for Aerospace*. PhD thesis, University of Sheffield, UK, 2003.
- [PYRHONEN 09] J. PYRHONEN, T. JOKINEN & V. HRABOVCOVA. Design of rotating electrical machines. John Wiley & Sons, Ltd, 2009.
- [RENARD 03] B. RENARD. *Etude expérimentale et modélisation du comportement thermique d'une machine électrique multifonctions. Application à un alterno-démarrreur intégré*. PhD thesis, Université de Poitier, 2003.
- [SAARI 98] J. SAARI. *Thermal analysis of high-speed induction machines*. PhD thesis, Acta Polytechnica Scandinavica, 1998.
- [SALMINEN 04] P. SALMINEN. *Fractional slot permanent magnet synchronous motors for low speed applications*. PhD thesis, Lappeenranta University of Technology, 2004.
- [SCHLEGEL 09] C. SCHLEGEL, A. HÖSL & S. DIEL. *Detailed Loss Modelling of Vehicle Gearboxes*. In Proceedings 7th Modelica Conference, Como, Italy, Sep. 20-22, 2009.
- [SCHUBERT 68] E. SCHUBERT. *Heat transfer coefficient at end-winding and bearing covers of enclosed asynchronous machines*. Elektrik, vol. 22, 1968.
- [SKF 12] SKF. *Rolling bearings*. Rapport technique, SKF, 2012.
- [STATON 01] D.A. STATON. *Thermal computer aided design-advancing the revolution in compact motors*. In Electric Machines and Drives Conference, 2001. IEMDC 2001. IEEE International, pages 858–863, 2001.
- [STATON 03] D. STATON, A. BOGLIETTI & A. CAVAGNINO. *Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis*. In Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03. IEEE International, volume 2, pages 747–755 vol.2, June 2003.
- [STATON 08] D.A. STATON & A. CAVAGNINO. *Convection Heat Transfer and Flow Calculations Suitable for Electric Machines Thermal Models*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 55, no. 10, pages 3509–3516, Oct 2008.
- [STOKUM 69] G. STOKUM. *Use of the results of the four-heat run method of induction motors for determining thermal resistance*. Elektrotechnika, vol.62, no.6, pp. 219-232, 1969.
- [TACHIBANA 64] 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.

- [TAKAHASHI 97] K. TAKAHASHI, H. KUWAHARA, N. KAWASAKI, T. OBATA & E. SUGAWA. *Thermal contact conductance between metal surfaces for induction motor cooling*. Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 1997.
- [TAYLOR 23] G.I. TAYLOR. *Stability of viscous fluid between two rotating cylinders*. Philosophical Transactions of the Royal Society, London, 1923.
- [THIEBLIN 97] S. THIEBLIN. *Analyse et modélisation du comportement thermique d'un moteur électrique soumis à des régimes de charge et de vitesse variables. Application au moteur de traction d'un véhicule électrique*. PhD thesis, Université de Poitiers, 1997.
- [TRIGEOL 04] J.-F. TRIGEOL. *Identification des pertes d'une machine électrique par une approche thermique et à l'aide d'une technique inverse*. PhD thesis, Université de Poitier, 2004.
- [TRIGEOL 06] J.-F. TRIGEOL, Y. BERTIN & P. LAGONOTTE. *Thermal modeling of an induction machine through the association of two numerical approaches*. Energy Conversion, IEEE Transactions on, vol. 21, no. 2, pages 314–323, June 2006.
- [VALENZUELA 08] M.A. VALENZUELA & J.A. TAPIA. *Heat Transfer and Thermal Design of Finned Frames for TEFC Variable-Speed Motors*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 55, no. 10, pages 3500–3508, Oct 2008.
- [VAN DE POL 73] D.W. VAN DE POL & J.K. TIERNEY. *Free Convection Nusselt Number for Vertical U-Shaped Channels*. ASME. J. Heat Transfer., 1973.
- [VASILESCU 03] C. VASILESCU. *Modélisation du transfert de chaleur au sein des machines électriques tournantes : dimensionnement et optimisation de leur système de refroidissement*. PhD thesis, Université Paris 6, 2003.
- [WENDT 09] J. WENDT. *Computational fluid dynamics, an introduction*. Springer, 2009.
- [ZHANG 14] B. ZHANG, R. QU, W. XU, J. WANG & Y. CHEN. *Thermal model of totally enclosed water-cooled permanent magnet synchronous machines for electric vehicle applications*. In Electrical Machines (ICEM), 2014 International Conference on, pages 2205–2211, Sept 2014.

Chapitre 2

Modélisation thermique d'une machine électrique

2.1 Introduction

La température des machines électriques constitue un des facteurs principaux limitant leurs performances. Cette température doit respecter les limites imposées par conception et ne doit pas les dépasser. Par conséquent, afin de pouvoir prédire l'élévation de la température dans les machines, des modèles thermiques sont employés. Ceux-ci permettent d'une part de modéliser thermiquement les machines en vue de la surveillance, d'autre part d'améliorer leur conception. Ce modèle doit respecter la complexité des phénomènes thermiques en étant capable de prendre en compte certaines modifications sur la conception. Citons par exemple, le choix du mode de refroidissement de la machine qui impacte directement ses températures internes. Ce modèle doit également considérer les types de service de la machine, que ça soit un service continu, intermittent, temporaire ou autres types.

Généralement, les études thermiques qui existent dans la littérature s'appliquent sur des machines électriques isolées de leur environnement [STATON 01]. Cependant, dans certains cas d'applications, *i.e.* les alternateurs/démarrateurs [BRISSET 01, MALOBERTI 12], l'environnement mécanique de la machine impacte directement ses performances thermiques [ASSAAD 15].

Ce chapitre présente une démarche synthétique et globale pour établir un modèle thermique d'une machine électrique. Nous nous intéressons tout d'abord à présenter, dans la deuxième partie du chapitre, la méthode de modélisation analytique. Ensuite nous étudions la modélisation thermique d'une machine isolée de son environnement (machine classique). Puis, nous traitons le cas d'une machine intégrée dans son environnement mécatronique (cas d'un alerno-démarrateur intégré). En effet, pour la machine classique, nous présentons, dans la troisième partie de ce chapitre, son modèle thermique, son banc d'essai, ainsi que les résultats de modélisation et de comparaison avec l'expérimental. La quatrième partie du chapitre est dédiée à la présentation de l'alternateur-démarrateur intégré, de son modèle thermique et des résultats de simulation. En effet, les complexités liées à la modélisation de cette machine nous amènent à réaliser des études plus approfondies pour la suite de la thèse.

La méthode de modélisation utilisée est la méthode analytique où un circuit à constantes localisées est construit pour chaque machine. En effet, la simplicité de la résolution de cette méthode, sa rapidité, et la possibilité d'implémenter un circuit analytique dans une approche d'un système mécatronique complet, sont les principaux éléments justifiant ce choix.

2.2 Méthode analytique

2.2.1 Principes et applications

Le fonctionnement de la machine électrique impose des variations significatives des températures entre ses différentes zones. Dans ce cas, la machine ne peut pas être modélisée comme un seul élément homogène en température. En conséquence, la discrétisation spatiale de la machine en plusieurs volumes élémentaires, considérés homogènes chacun, constitue la première étape pour la résolution numérique du problème thermique. Chaque volume est affecté à un nœud et est défini du point de vue thermique et physique (nature des matériaux, modes d'échange thermique,...) ainsi que par la géométrie de chaque élément. Comme cité dans le [chapitre 1](#), la méthode nodale est basée sur l'analogie électrique - thermique, où le modèle final est représenté sous la forme d'un réseau électrique modélisé par des éléments de base (sources de courant/tension, résistances et capacités). Le modèle thermique est alors constitué de la juxtaposition de blocs qui représentent les volumes élémentaires. Ceux-ci sont reliés entre eux par des éléments qui modélisent les différents modes de transfert de chaleur [[ROYE 85](#)] (figure 2.1).

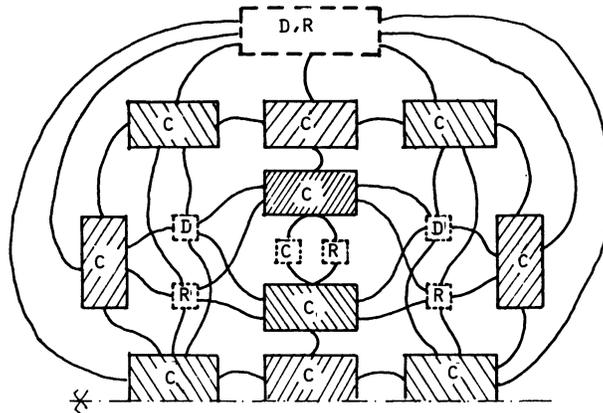


FIGURE 2.1 – Définition des éléments du réseau nodal et de leurs interconnexions. C : Conduction, D : Convection, R : Rayonnement [[ROYE 85](#)].

Le nombre de nœuds (ou de blocs) et des éléments du circuit thermique dépend du niveau de discrétisation. Ce dernier est fonction de la précision souhaitée au niveau de la distribution des températures et de l'identification fine des chemins des flux de chaleur. L'augmentation du nombre de nœuds impose un temps de calcul plus important et un circuit plus complexe. Cependant, la réduction de ce nombre peut induire des erreurs sur l'évaluation des températures et des chemins de flux. Les modèles thermiques peuvent ainsi passer d'un modèle à 1 nœud (machine à température homogène),

à des modèles à plusieurs nœuds [LINDSTROM 99, BOGLIETTI 02, ABDELLI 07] vers des modèles à des dizaines (voire centaines) de nœuds et des centaines d'éléments [SAARI 98, KÜTTLER 13, KHLISSA 14].

La méthode nodale a été largement utilisée dans des études de modélisation thermique des machines électriques de différentes topologies. Cette méthode est appliquée dans le cas des machines asynchrones [MELLOR 91, KYLANDER 95, BOGLIETTI 03, BERTIN 06], synchrones à aimants permanents [DORRELL 06b, KÜTTLER 13, ZHANG 14, KHLISSA 14], à flux axial [ROSTAMI 13, DI GERLANDO 14] et les alternateurs à griffes [BRISSET 01, MALOBERTI 12, LUTUN 12],...

2.2.2 Expression des conductances et bilan d'énergie

La connexion entre les différents nœuds du réseau est gérée par les conductances thermiques des principaux modes de transfert de chaleur dans la machine : conduction, convection et rayonnement. Celles-ci peuvent être des conductances linéaires, ou non linéaires qui dépendent de la température. La non-linéarité dans ce calcul est basée sur la variation de la conductance en fonction de la température. En effet, cette dernière impacte les paramètres thermophysiques des matériaux ou des fluides tels que la masse volumique, la conductivité, la chaleur massique et la viscosité dynamique.

Notons tout d'abord que le transfert de chaleur entre deux nœuds consécutifs i et j est défini par :

$$\varphi_{ij} = G_{ij} \cdot [T_j - T_i]; \quad G_{ij} = \frac{1}{R_{ij}} \quad (2.1)$$

avec G_{ij} et R_{ij} désignent respectivement la conductance et la résistance thermique, modélisant un des trois phénomènes de transfert de chaleur.

Dans le cas de la conduction dans un élément plan (figure 2.2a), la conductance est calculée par l'expression suivante :

$$G_{ij} = \frac{S_{ij}}{\frac{e_{ij}}{\lambda_{ij}} + \frac{e_{ji}}{\lambda_{ji}}} \quad (2.2)$$

Dans le cas d'un élément cylindrique (figure 2.2b), la conductance est calculée de la manière suivante :

$$G_{ij} = \frac{\alpha_{ij} \cdot l_{ij}}{\frac{|\ln(R_{ij}/R_{ii})|}{\lambda_{ij}} + \frac{|\ln(R_{jj}/R_{ij})|}{\lambda_{ji}}} \quad (2.3)$$

avec λ_{ij} et λ_{ji} les conductivités vers la frontière entre la zone i et j respectivement.

Par rapport au transfert thermique par convection entre une zone fluide et une zone solide, ou bien dans le cas du rayonnement, la conductance est exprimée de la manière suivante :

$$G_{ij} = h_{ij} \cdot S_{ij} \quad (2.4)$$

avec h_{ij} , le coefficient d'échange convectif ou radiatif et S_{ij} la surface d'échange.

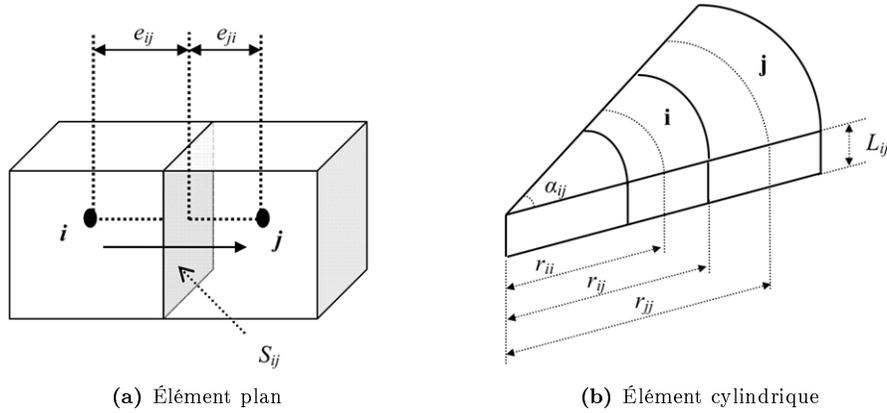


FIGURE 2.2 – Géométries des éléments pour le calcul des conductances de conduction.

En général, les différents composants de la machine électrique sont des éléments cylindriques, sans ou avec génération de chaleur. Dans le premier cas, la conductance de l'élément passif est simplement calculée par l'équation (2.3). Cependant, la présence d'une source de chaleur à l'intérieur d'un volume modifie le calcul des conductances. En effet, le problème réside au nœud où la source de chaleur et la capacité sont placées. Pour obtenir une distribution uniforme de ces pertes dans le volume, [MELLOR 91] propose une représentation nodale englobant deux réseaux en T dans les deux directions radiale et axiale (figure 2.3) [GROBLER 11]. Les deux éléments (source et capacité) sont ainsi placés à une température moyenne du volume T_m , où les propriétés thermophysiques des matériaux sont calculées.

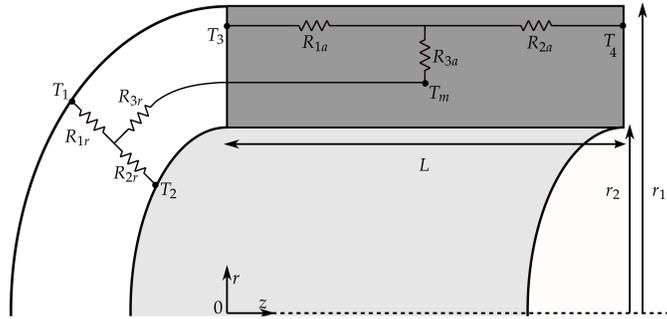


FIGURE 2.3 – Représentation d'un élément cylindrique avec les réseaux en T (directions radiale et axiale) [GROBLER 11].

Les résistances de la figure 2.3 sont évaluées de la manière suivante :

$$\begin{cases} R_{1r} = \frac{1}{2 \cdot \alpha \cdot \lambda_r \cdot L} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot r_2^2 \cdot \log(r_1/r_2)}{(r_2^2 - r_1^2)} \right) \\ R_{2r} = \frac{1}{2 \cdot \alpha \cdot \lambda_r \cdot L} \cdot \left(\frac{2 \cdot r_1^2 \cdot \log(r_1/r_2)}{(r_2^2 - r_1^2)} - 1 \right) \\ R_{3r} = \frac{1}{4 \cdot \alpha \cdot (r_1^2 - r_2^2) \cdot \lambda_r \cdot L} \cdot \left((r_2^2 + r_1^2) - \frac{4 \cdot r_1^2 \cdot r_2^2 \cdot \log(r_1/r_2)}{(r_2^2 - r_1^2)} \right) \end{cases} \quad (2.5)$$

$$\begin{cases} R_{1a} = \frac{L}{\alpha \cdot \lambda_a \cdot (r_1^2 - r_2^2)} \\ R_{2a} = \frac{L}{\alpha \cdot \lambda_a \cdot (r_1^2 - r_2^2)} \\ R_{3a} = \frac{-L}{3 \cdot \alpha \cdot \lambda_a \cdot (r_1^2 - r_2^2)} \end{cases} \quad (2.6)$$

avec α l'angle d'ouverture d'une portion de cylindre ; r et a les indices qui représentent respectivement la direction radiale et la direction axiale [MELLOR 91].

Dans le cas où les températures des deux côtés du cylindre sont égales, les équations de 2.6 se réduisent à :

$$R_a = R_{1a} + 2 \cdot R_{3a} \quad (2.7)$$

Cette représentation en T est reprise dans de nombreuses modélisations thermiques [KYLANDER 95, SAARI 98, MEZANI 04, KÜTTLER 13]. En utilisant cette représentation, [GUEMO 13] réalise une comparaison entre la méthode classique (avec une discrétisation fine de la machine - 1251 nœuds) et la méthode basée sur les réseaux en T (avec 54 nœuds). Sa modélisation thermique d'une machine synchrone à aimants permanents en employant ces deux méthodes a montré que, la méthode classique est plus précise mais plus couteuse en temps de calcul et plus complexe à implémenter. Cependant, l'auteur conclue que la méthode des réseaux en T est moins précise mais peut être utilisée dans le cas d'un bon refroidissement où la température maximale n'est pas exigée.

Bilan d'énergie : La discrétisation de la machine et la définition des différents éléments du circuit permettent d'établir un système d'équations mathématiques afin de résoudre le problème thermique. L'écriture de ce système est basée sur le bilan d'énergie dans chaque nœud, et peut se faire de la manière suivante :

$$C_i \cdot \frac{dT_i}{dt} = \sum_{j \neq i} G_{ij} \cdot [T_j - T_i] - p_i \quad (2.8)$$

C_i , p_i désignent respectivement la capacité thermique et la source de chaleur injectée au nœud i .

La solution de ce système algebro-différentiel pour l'ensemble des nœuds permet d'obtenir les flux qui traversent le nœud i ainsi que sa montée de température en régime transitoire. En s'intéressant uniquement au régime thermique permanent, le terme $\frac{dT_i}{dt}$ de l'équation (2.8) est supprimé ; il s'agit de résoudre l'équation :

$$\sum_{j \neq i} G_{ij} \cdot [T_j - T_i] = p_i \quad (2.9)$$

2.2.3 Exemple de l'utilisation de l'approche nodale

Logiciel de simulation thermique Motor-CAD : Un des logiciels thermiques les plus utilisés pour la simulation du comportement thermique des machines électriques utilisant la méthode nodale est Motor-CADTM ¹ [STATON 01]. Ce logiciel est utilisé pour la modélisation thermique d'une variété de machines électriques telles que les machines asynchrones [BOGLIETTI 03, BOGLIETTI 04, MEJUTO 06, DORRELL 06b], les machines synchrones à aimants permanents [CHIN 03, DORRELL 06a, JUNAK 08] et les machines synchro-reluctantes [BOGLIETTI 06].

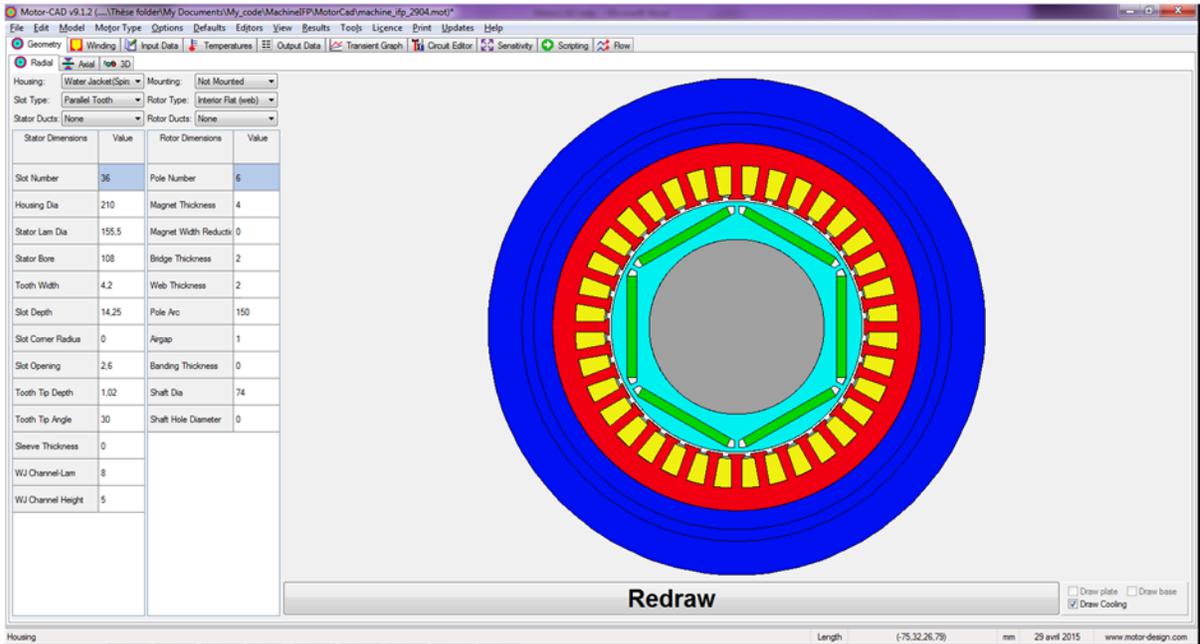
En intégrant ses paramètres géométriques, les coupes axiale et radiale d'une machine électrique sont tout d'abord créées sous le logiciel. Un exemple d'une machine synchrone à aimants permanents internes refroidie à eau est illustré dans la figure 2.4.

Un modèle thermique nodal à trois dimensions est ensuite généré tenant compte des différents modes et chemins de transfert de chaleur possibles à l'intérieur et à l'extérieur de la machine. Le modèle thermique tri-dimensionnel de cette machine est illustré dans la figure 2.5. Le calcul des éléments du réseau est basé sur plusieurs études et références thermiques de la littérature [STATON 03, STATON 08].

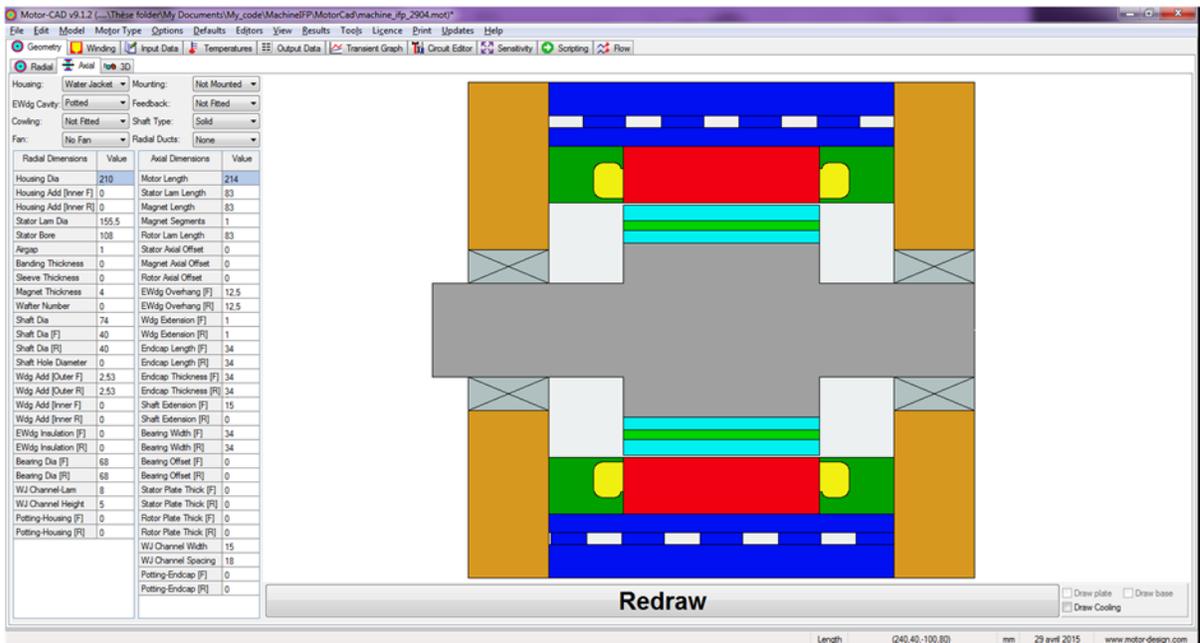
Les différentes sources de chaleur générées à l'intérieur de la machine sont prises en comptes. En effet, dans Motor-CAD, les pertes par effet Joule peuvent varier en fonction de la température ; alors que les pertes mécaniques sont définies par une loi de puissance saisie par l'utilisateur. La même approche est appliquée pour l'évaluation des pertes fer, sauf que ces dernières peuvent être estimées par un module électromagnétique intégré dans Motor-CAD. Le résultat de calcul par ce module peut être ensuite injecté dans le modèle thermique. Finalement, le comportement thermique peut être simulé en régime permanent, en régime transitoire ou pour des régimes de fonctionnement divers.

Motor-CAD offre également la possibilité de réaliser des études de sensibilité en vue de l'optimisation des structures des machines électriques [BOGLIETTI 07]. De plus, afin d'améliorer la conception des machines électriques et la réalisation des modélisations multi-physiques, Motor-CAD présente une passerelle vers plusieurs logiciels de simulation, citons par exemple, SPEED, FLUX et PORTUNUS [STATON 10]. En revanche, Motor-CAD nécessite la connaissance parfaite et les informations détaillées sur la géométrie et les matériaux de la machine. De plus, le logiciel possède un nombre défini de machines électriques sans que l'utilisateur puisse intégrer de nouvelles topologies ou des machines particulières. Finalement, les différents modes de calcul des éléments du réseau thermique (résistances, capacités et pertes) ne sont pas exploitables.

1. Motor-CAD software, 2015. Motor Design Ltd,



(a) Coupe radiale



(b) Coupe axiale

FIGURE 2.4 – Interface de Motor-CAD pour une machine synchrone à aimants permanents internes refroidie à eau.

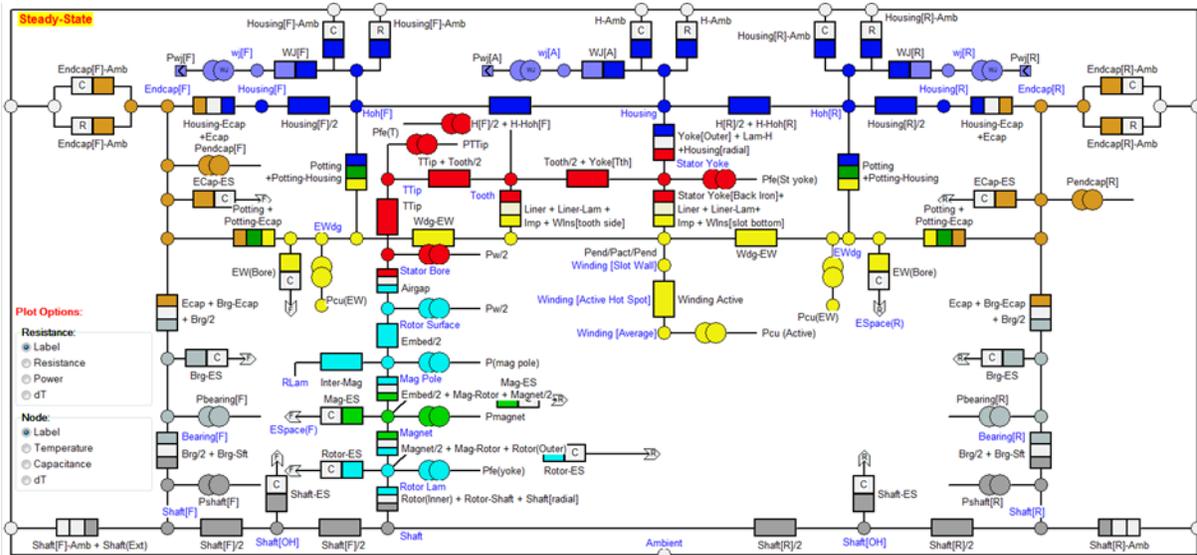


FIGURE 2.5 – Interface de Motor-CAD - Modèle nodal 3D de la machine synchrone à aimants permanents internes refroidie à eau.

2.3 Modélisation thermique d'une machine électrique classique

2.3.1 Structure de la machine HW820CG

La machine d'étude HW820CG est une machine synchrone à aimants permanents internes de puissance 25 kW et peut atteindre une vitesse maximale de 20,000 tr/min . L'avantage majeur de cette technologie est l'absence de courants au rotor ; par conséquent un échauffement faible à ce niveau. L'évacuation de la chaleur produite à l'intérieur de cette machine est réalisée via un circuit de refroidissement à eau, monté à la surface du carter. Les deux coupes axiale et radiale de la machine sont présentées respectivement dans la figure 2.6 et la figure 2.7.

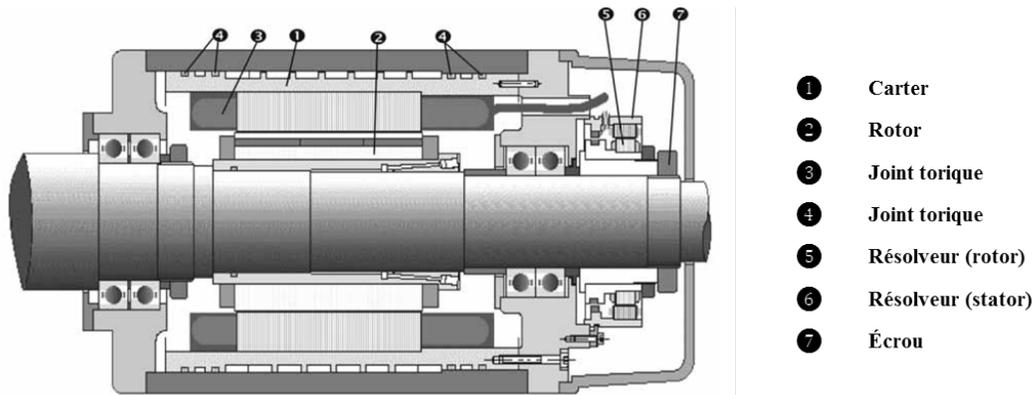


FIGURE 2.6 – Coupe axiale de la machine HW820CG [PARKER 08].

Cette machine présente plusieurs caractéristiques importantes pour sa modélisation thermique, ci-

tons : (1) Le bobinage est surmoulé afin d’obtenir une meilleure évacuation thermique et une protection mécanique des bobinages [PARKER 08]; (2) l’isolant du bobinage est de classe F avec une température limite de 155 °C (figure 1.2), et de 120 °C comme température maximale de désaimantation; (3) la machine est limitée par son extrémité par un pont de zircone qui constitue une barrière thermique et limite l’échange entre la machine et l’extérieur via l’arbre de rotation; (4) le rotor possède une forme ondulée et est couvert de deux flasques par ses extrémités pour la protection des aimants.

La modélisation thermique de cette machine nécessite une bonne évaluation des sources de chaleur et des différents éléments du circuit thermique. Cette modélisation doit permettre l’estimation des températures internes de la machine, en particulier, dans les zones sensibles au niveau du bobinage et des aimants permanents.

Les paragraphes suivants développent les principes de modélisation et présentent le modèle thermique proposé ainsi que le mode de calcul des éléments critiques. Ensuite, une comparaison entre les résultats de simulation du modèle et les relevés expérimentaux est réalisée après avoir présenté le banc d’essai de la machine.

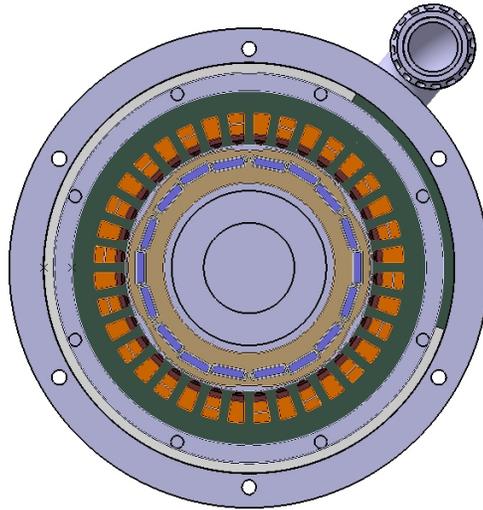


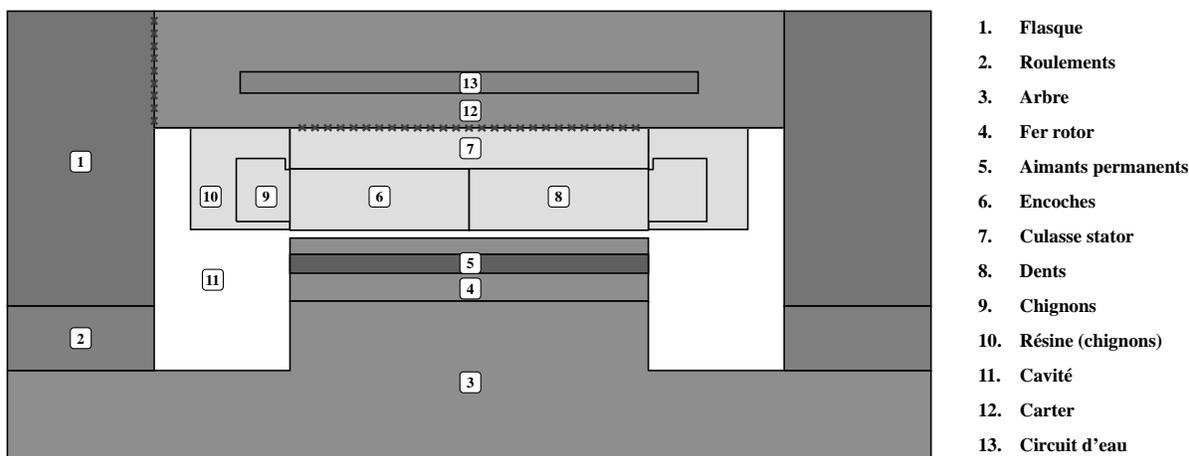
FIGURE 2.7 – Coupe radiale de la machine HW820CG [KÜTTLER 13].

2.3.2 Modélisation thermique de la machine HW820CG

2.3.2.1 Démarche et hypothèses de modélisation

Dans la présente étude, nous cherchons à proposer un modèle thermique simple et représentatif du comportement thermique de la machine. Le modèle à proposer doit considérer les principaux phénomènes thermiques prenant place à l’intérieur de la machine ainsi que les voies majeurs de transfert de chaleur. Il doit également présenter une simplicité d’implémentation et un temps de calcul raisonnable.

Tout d’abord, la machine est ramenée à des configurations simples et connues; sa coupe axiale étant présentée dans la figure 2.8. Nous pouvons distinguer 13 zones différentes tenant compte de la symétrie axiale de la machine. Cette hypothèse nous ramène à considérer la moitié de la machine pour établir le modèle thermique. De plus, nous considérons une symétrie au niveau orthoradiale.



χ : Les X dans la figure désignent les contacts critiques

FIGURE 2.8 – Représentation schématique de la machine HW820CG (Coupe axiale).

Par rapport au bobinage de la machine, celui-ci possède un raccourcissement de 5/6, où un isolant divise la moitié des encoches en deux parties. Cet isolant est caractérisé par une épaisseur de 0.19 mm et une conductivité thermique de 0.085 W/m.K. . Due à la faible résistance thermique de cet isolant, les encoches sont considérées comme un seul volume élémentaire à une température homogène. Sachant qu'il existe un gradient de température qui peut être important dans les encoches, nous cherchons par l'hypothèse d'homogénéité à évaluer la température maximale et la température moyenne de ce volume. Cette dernière est utilisée pour évaluer les propriétés thermophysiques des matériaux.

Par rapport aux conductances de contact, dans ce type de machine refroidie à eau, deux contacts semblent les plus intéressants ; le premier contact est entre la culasse et le carter, à travers lequel la majorité de flux de chaleur produit à l'intérieur du stator est prévue d'être évacuée ; le deuxième est celui entre les flasques et le carter. Ce contact peut jouer le rôle essentiel à l'évacuation des pertes générées par frottement dans les roulements. De plus, le modèle envisagé ne prend pas en compte les pertes fer dans les parties magnétiques du rotor. Finalement, pour une première estimation des échanges entre les différentes zones de la machine, nous présentons la matrice d'échange thermique.

2.3.2.2 Matrice d'échange thermique

La matrice d'échange de la figure 2.9 illustre les modes de transfert de chaleur entre les zones de la machine. La conduction est divisée en deux parties, contact et conduction dans les matériaux ; la convection peut être naturelle ou mixte. Nous considérons dans ce cas d'étude que la contribution du rayonnement est négligeable. Étant donnée que la machine est découpée en volumes élémentaires considérés homogènes chacun, cette matrice présente ces volumes sur la première ligne et la première colonne. Cette première approche permet d'estimer les différents chemins de transfert de chaleur dans la machine. Cependant, quelques hypothèses simplificatrices sont appliquées de nouveau sur certains phénomènes dont leur contribution peut être négligeable dans le bilan total de flux. Il est à noter que

les lettres R et S désignent respectivement le rotor et le stator. De plus, la résine stator représente la couche qui remplit la surface intérieure du stator ainsi que les cales d’encoches.

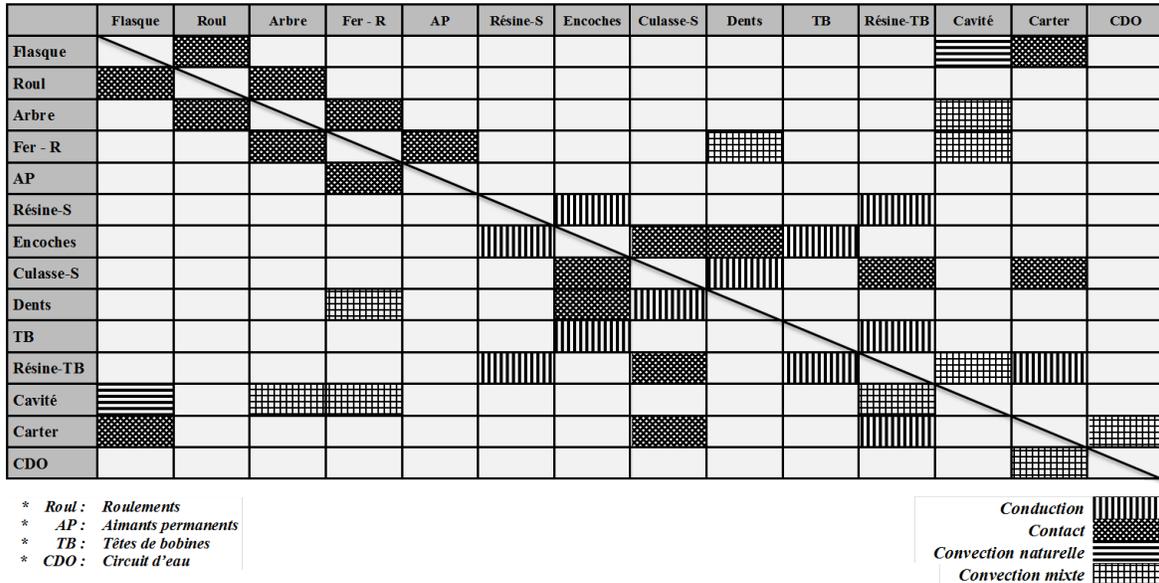


FIGURE 2.9 – Matrice d’échange thermique entre les différentes zones de la machine.

2.3.2.3 Modèle thermique proposé

En se basant sur la matrice d’échange et les hypothèses de modélisation, nous construisons un modèle thermique simplifié de la machine HW820CG. Le modèle proposé nous permet d’évaluer les températures dans la machine, durant les régimes transitoire et permanent. Ce modèle est caractérisé par les éléments suivants :

- Les réseaux en T de [MELLOR 91] sont employés pour modéliser les volumes cylindriques avec production de chaleur (encoches, têtes de bobines, culasse et dents),
- Le rotor est considéré passif à température homogène. Son modèle détaillé, comme présenté par [ANDERSSON 13] et [KÜTTLER 13], est réduit à deux résistances équivalentes ; un seul nœud surveille la température des aimants permanents (nœud 5). Ces deux résistances prennent en compte la conduction dans la partie magnétique du rotor, la conduction dans les aimants permanents, ainsi que la conduction à travers la colle entre ces deux dernières parties,
- La résine qui entoure les têtes de bobines (nœud 10), avec sa faible conductivité thermique (0.2 W/m.K.), est divisée en trois parties : supérieure d’indice $'s'$, inférieure $'i'$ et côté $'c'$. Chaque partie est considérée comme un élément cylindrique remplissant le volume autour des têtes de bobines,
- La conduction est négligée dans la culasse et dans le carter à cause d’une bonne valeur de conductivité (73 W/m.K. pour le fer et 202 W/m.K. pour l’aluminium) ainsi que leur faible volume,
- La convection entre le rotor et les cavités est également négligée grâce un faible flux de chaleur traversant le rotor et ses faibles surfaces latérales exposées aux cavités,
- Les résistances de conduction et de convection sont non-linéaires ; celles-ci varient en fonction

de la température. Cependant, les résistances de contact sont considérées linéaires.

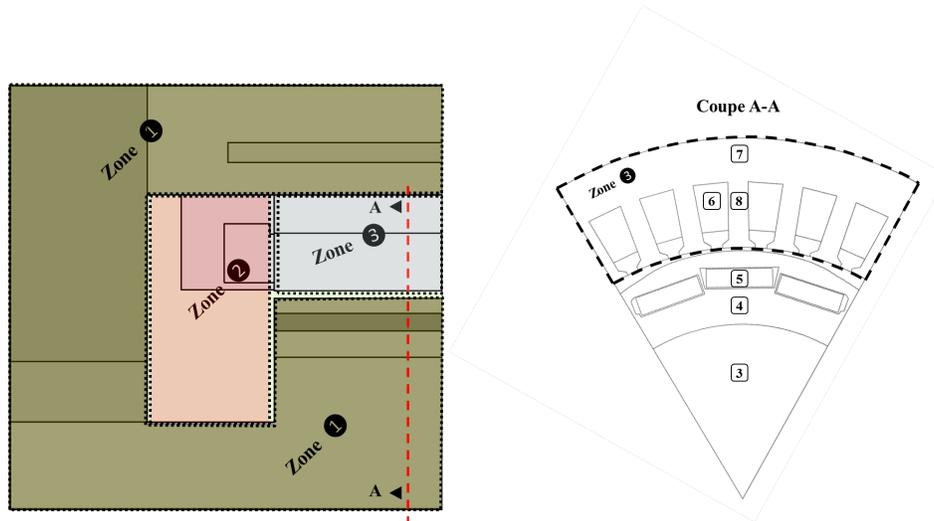


FIGURE 2.10 – Coupe axiale arrière et coupe radiale de la machine, ainsi que les zones de modélisation.

Ces hypothèses et ces simplifications ont abouti à la construction d’un modèle nodal de la machine HW820CG. Ce modèle est illustré dans les deux figures 2.11a et 2.11b ; la première figure montre la modélisation dans les deux zones 1 et 2, alors que la deuxième montre la modélisation des éléments du stator - zone 3 (figure 2.10).

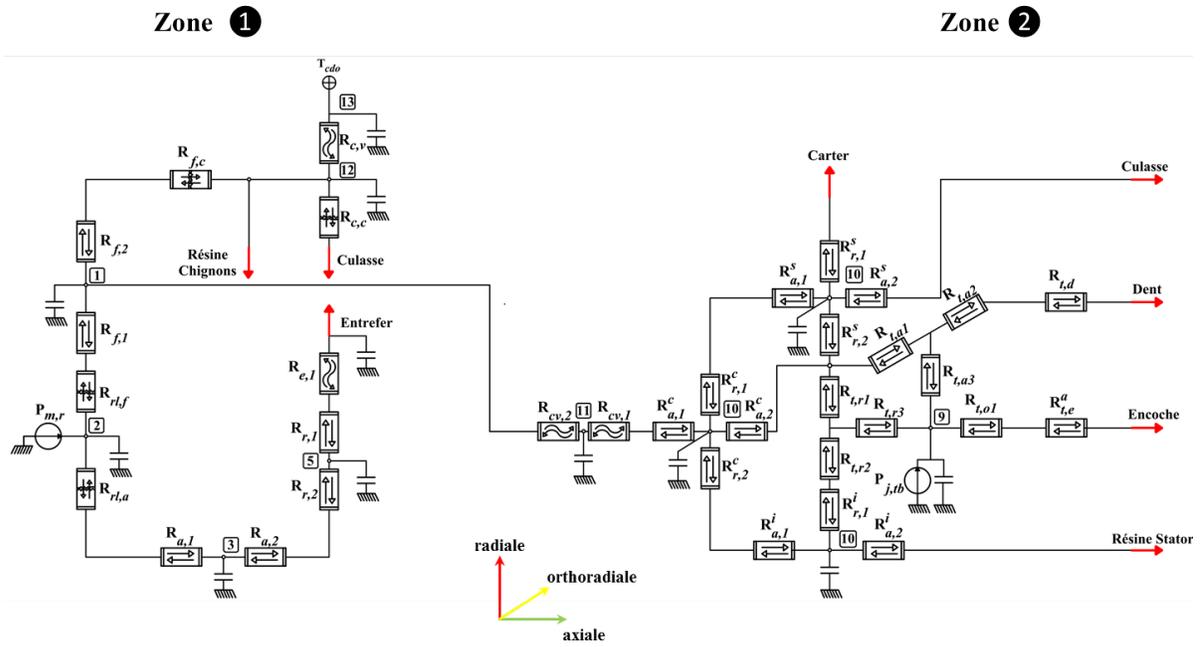
2.3.2.4 Récapitulatif des résistances et des sources de chaleur

Les résistances thermiques intégrées dans le réseau nodal de la machine HW820CG sont décrites dans le tableau 2.1. Chaque résistance est distinguée par une notation et par rapport à son mode de transfert de chaleur ; en effet, nous distinguons trois modes principaux :

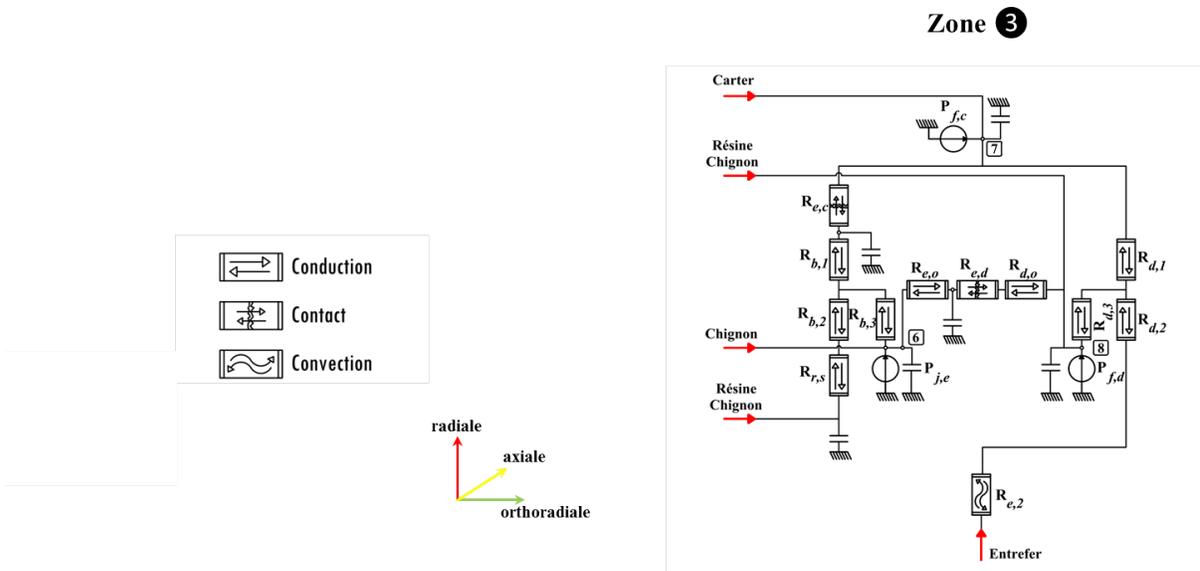
- Transfert par conduction dans les éléments solides : dans ce mode, nous spécifions la zone où la résistance est placée ainsi que la direction de l’échange,
- Transfert par conduction à travers le contact : les zones de part et d’autre du contact avec leur indice sont présentées,
- Transfert par convection : les zones entre lesquelles ce phénomène est produit sont également présentées.

Nous rappelons que le transfert de chaleur par rayonnement est négligé dans le réseau nodal de la machine d’étude. Dans le tableau 2.1, le mode de calcul de chaque résistance est également montré.

Par rapport aux sources de chaleur, celles-ci sont présentées en précisant les zones (et les nœuds) auxquelles elles sont injectées. De plus, le type d’évolution de chaque source est également spécifié. Finalement, les éléments critiques pour l’évaluation des résistances thermiques et des sources de chaleur sont présentés dans le paragraphe suivant.



(a) Réseau nodal des zones 1 et 2



(b) Réseau nodal de la zone 3 et code des résistances

FIGURE 2.11 – Réseaux nodaux de la machine HW820CG.

Tableau 2.1 – Description des résistances du modèle thermique de la machine HW820CG et leur mode de calcul.

<i>Résistance</i>	<i>Zone</i>	<i>i</i>	<i>Direction</i>	<i>Mode de Calcul</i>	
Conduction					
$R_{a,1}^c/R_{a,2}^c/R_{a,1}^s/$ $R_{a,2}^s/R_{a,1}^t/R_{a,2}^t$	Résine TB	10	Axiale	équation (2.2)	
$R_{r,1}^c/R_{r,2}^c/R_{r,1}^s/$ $R_{r,2}^s/R_{r,1}^t$	Résine TB	10	Radiale	équation (2.3)	
$R_{t,r1}/R_{t,r2}/R_{t,r3}$	Têtes de bobines	9	Radiale	équation (2.5)	
$R_{t,a1}/R_{t,a2}/R_{t,a3}$	Têtes de bobines	9	Axiale	équation (2.5)	
$R_{t,o1}$	Têtes de bobines	9	Orthoradiale	équation (2.7)	
$R_{b,1}/R_{b,2}/R_{b,3}$	Encoches	6	Radiale	équation (2.5)	
$R_{e,o}$	Encoches	6	Orthoradiale	équation (2.2)	
$R_{t,e}^a$	Encoches	6	Axiale	équation (2.7)	
$R_{r,s}$	Résine stator	/	Radiale	équation (2.3)	
$R_{d,1}/R_{d,2}/R_{d,3}$	Dents	8	Radiale	équation (2.5)	
$R_{d,o}$	Dents	8	Orthoradiale	équation (2.2)	
$R_{t,d}$	Résine TB	10	Axiale	équation (2.2)	
$R_{a,1}/R_{a,2}$	Arbre	3	Axiale	équation (2.2)	
$R_{r,1}/R_{r,2}$	Rotor	5	Radiale	équation (2.3)	
$R_{f,1}/R_{f,2}$	Flasques	1	Radiale	équation (2.3)	
Contact					
<i>Résistance</i>	<i>Zone 1</i>	<i>i</i>	<i>Zone 2</i>	<i>j</i>	<i>Mode de Calcul</i>
$R_{rl,f}$	Flasques	1	Roulements	2	équation (1.14)
$R_{rl,a}$	Arbre	3	Roulements	2	
$R_{f,c}$	Flasques	1	Carter	12	
$R_{c,c}$	Culasse	7	Carter	12	
$R_{e,o}$	Encoches	6	Dents	8	
$R_{e,c}$	Encoches	6	Culasse	7	
Convection					
$R_{e,1}/R_{e,1}$	Rotor	5	Dents	8	équation (1.30)
$R_{c,v}$	Carter	12	Circuit d'eau	13	équation (1.28)
$R_{cv,1}$	Résine TB	10	Cavité	11	équation (1.31)
$R_{cv,2}$	Cavité	11	Flasques	1	équation (1.37)
Sources de chaleur					
<i>Source</i>	<i>Zone</i>	<i>i</i>	<i>Évolution</i>	<i>Mode de Calcul</i>	
$P_{j,e}$	Encoches	6	Non-Linéaire	équation (1.41)	
$P_{j,tb}$	Têtes de bobines	9	Non-Linéaire	équation (1.41)	
$P_{f,c}$	Culasse	7	Linéaire	équation (2.11)	
$P_{f,d}$	Dents	8	Linéaire	équation (2.11)	
$P_{m,r}$	Roulements	2	Linéaire	équation (2.10)	

i et j : indices des zones

2.3.2.5 Éléments critiques du modèle

Pertes par effet Joule : Les pertes par effet Joule dans le circuit électrique sont divisées en trois parties : les pertes dans les conducteurs logés dans les encoches, et les pertes au niveau des têtes de bobines de chaque côté de la machine (avant et arrière). Ces pertes sont évaluées par l'équation (1.41). La résistance électrique par phase est calculée analytiquement et validée expérimentalement par un essai à courant continu. Sa valeur est de 0.058Ω par phase à une température ambiante de 20°C . Son évolution par rapport à la température est prise en compte par l'équation (1.42).

Pertes mécaniques et modélisation des roulements : La machine HW820CG comporte deux roulements à billes à contact oblique disposés symétriquement sur les deux côtés avant et arrière de l'arbre. Le calcul analytique de ces pertes à partir de l'équation (1.45) est difficile, en particulier lorsque la machine tourne à haute vitesse. A titre d'exemple, le calculateur des pertes présenté en ligne par SKF², est limité aux gammes de roulements basses vitesses.

De l'autre part, les pertes par frottement dans les roulements peuvent être aussi exprimées en fonction de deux couples de frottement sec et visqueux (f_{sec} et f_{visq}) :

$$P_{m,r} = f_{sec} \cdot \Omega + f_{visq} \cdot \Omega^2 \quad (2.10)$$

avec Ω la vitesse de rotation exprimée en tr/min . Les deux couples de frottement sec et visqueux prennent respectivement les valeurs de $1.07 \cdot 10^{-1} \text{ N.m}$ et $4.38 \cdot 10^{-5} \text{ N.m}$. Ces valeurs sont obtenues à partir d'une étude antérieure [KÜTTLER 13].

L'évacuation de ces pertes peut se réaliser à travers deux chemins principaux ; le premier est à travers le contact arbre - bagues internes des roulements ; le deuxième est à travers le contact bagues externes - flasques. Le transfert de chaleur à l'intérieur des roulements est modélisé selon l'approche de [STATON 03], en les considérant comme un entrefer équivalent. En effet, la température des roulements dépend principalement de l'évaluation de ces contacts et de cet entrefer.

Nous procédons, en conséquence, au recalage des valeurs de ces contacts afin d'obtenir une cohérence entre les températures simulées et celles mesurées au niveau des roulements. Ce choix est effectué car l'estimation de ces contacts à travers les approches analytiques est difficile.

Pertes fer : L'évaluation des pertes fer pour les différents régimes de fonctionnement de la machine est basée sur l'approche établie par [KÜTTLER 13]. En effet, l'auteur divise ces pertes suivant la méthode de [BERTOTTI 91] (voir section §1.3), mais en représentant l'équation (1.44) sous forme polynomiale dépendant de la fréquence électrique f :

$$P_f = a(i_d, i_q) \cdot f + b(i_d, i_q) \cdot f^2 + c(i_d, i_q) \cdot f^{3/2} \quad (2.11)$$

Ensuite, [KÜTTLER 13] présente des cartographies des coefficients de pertes par hystérésis, par courants de Foucault et par excès, respectivement a , b et c (figure 2.12). En conséquence, à chaque point de fonctionnement, les pertes fer sont évaluées au stator (culasse et dents).

2. <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/>

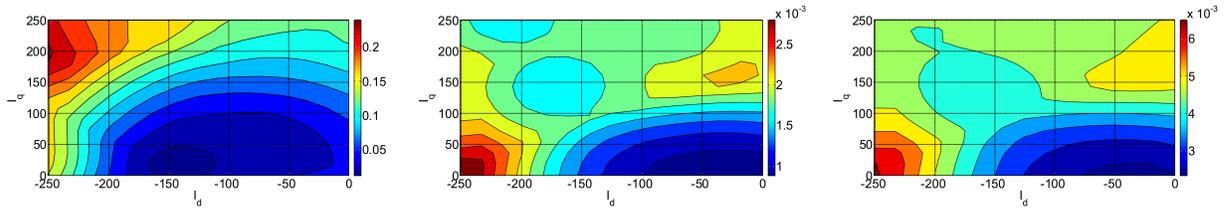


FIGURE 2.12 – Cartographies des coefficients de pertes fer, a , b et c respectivement de gauche à droite.

Contacts culasse - carter / flasques - carter : Dans ce type de machines, l'évacuation de la chaleur se réalise principalement des zones de production de chaleur (fer, bobinage) vers le circuit de refroidissement via le chemin radial (encoche et dents/culasse vers le carter). Pour cette raison, le contact culasse-carter est d'importance majeure. En conséquence, les températures de la machine sont très sensibles à la variation de la valeur de ce contact.

Nous avons réalisé, dans ce cas, une étude de sensibilité sur les différentes températures de la machine, en faisant varier les valeurs du contact culasse-carter. Ensuite, nous avons affecté la valeur de $1078 \text{ W/m}^2\text{K}$ à cette conductance de contact à travers un recalage entre les températures simulées et celles mesurées expérimentalement sur plusieurs points de fonctionnement. Cette valeur correspond à un entrefer équivalent de 0.026 mm , où la conductance/résistance est évaluée par l'équation (1.14) à une température moyenne de contact de $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Nous constatons que ces valeurs se situent dans les bornes de variation de ce contact (tôles du stator - carter en aluminium) des tableaux 1.1 et 1.2.

Par rapport au contact flasques-carter, sa conductance est évaluée à $2500 \text{ W/m}^2\text{K}$. Cette valeur correspond à un contact aluminium-aluminium (figure 1.8). Celle-ci est recalée principalement par rapport à la température des roulements.

Conduction dans le bobinage et contact encoche - tôles du stator (dents/culasse) : Un autre point critique dans la détermination des températures de la machine est la modélisation du bobinage. Citons tout d'abord que les conducteurs logés dans les encoches sont protégés par des feuilles isolantes. L'ensemble est ensuite noyé dans la résine de conductivité $\lambda_{res} = 0.51 \text{ W/m.K}$, ce qui nous permet de considérer l'absence des résidus d'air entre les encoches et les tôles du stator.

Nous évaluons ainsi le contact entre les encoches et les tôles du stator en considérant la conduction à travers ces matériaux isolants dans les deux directions radiale et orthoradiale. De même, nous appliquons l'équation (1.7) pour l'homogénéisation du bobinage. Comme ordre de grandeur, la conductivité radiale/angularaire équivalente est évaluée à $\lambda_{x,y}^{eq} = 1.25 \text{ W/m.K}$ et la conductivité axiale à $\lambda_z^{eq} = 162.85 \text{ W/m.K}$ pour un taux de remplissage de 0.42 . Finalement, les réseaux en T de [MELLOR 91] (figure 2.3) sont utilisés pour modéliser la géométrie des encoches et des têtes de bobines.

2.3.3 Simulation du modèle thermique et validation expérimentale

2.3.3.1 Environnement de simulation du modèle thermique

La simulation du comportement thermique de la machine est réalisée par la résolution du modèle thermique de la figure 2.11. Les différentes sorties du modèle (températures, flux) sont calculées

par la méthode *Modified Nodal Analysis* ou MNA [CHUNG-WEN 75]. Cette méthode repose sur une formalisation matricielle des lois de Kirchhoff (lois des nœuds et des mailles).

La méthode MNA est intégrée dans un outil de résolution de circuit nodal conçu au LEC sous l'environnement Matlab. Cet outil permet de résoudre des problèmes non-linéaires dans les deux régimes, permanent et transitoire. En effet, l'objectif de l'utilisation de tel outil est d'avoir la maîtrise pour la construction du modèle thermique nodal et le calcul de ses différents éléments. Ceci n'est pas réalisable en utilisant un logiciel de simulation thermique tel que Motor-CAD.

2.3.3.2 Présentation et instrumentation du banc d'essai

Afin de valider le modèle thermique proposé, la machine HW820CG est installée sur un banc de caractérisation de machine électrique hautes vitesses. La description des parties mécaniques et de la machine d'entraînement est présentée dans la figure 2.13. Un échangeur de chaleur permet la régulation de la température de l'eau du circuit de refroidissement et une pompe lui est associée afin de contrôler son débit. De plus, la machine est installée dans un caisson climatique permettant de contrôler la température de son environnement.

Finalement, la machine est considérée isolée thermiquement de l'extérieur et par conséquent, toute la chaleur produite est évacuée dans le circuit de refroidissement.

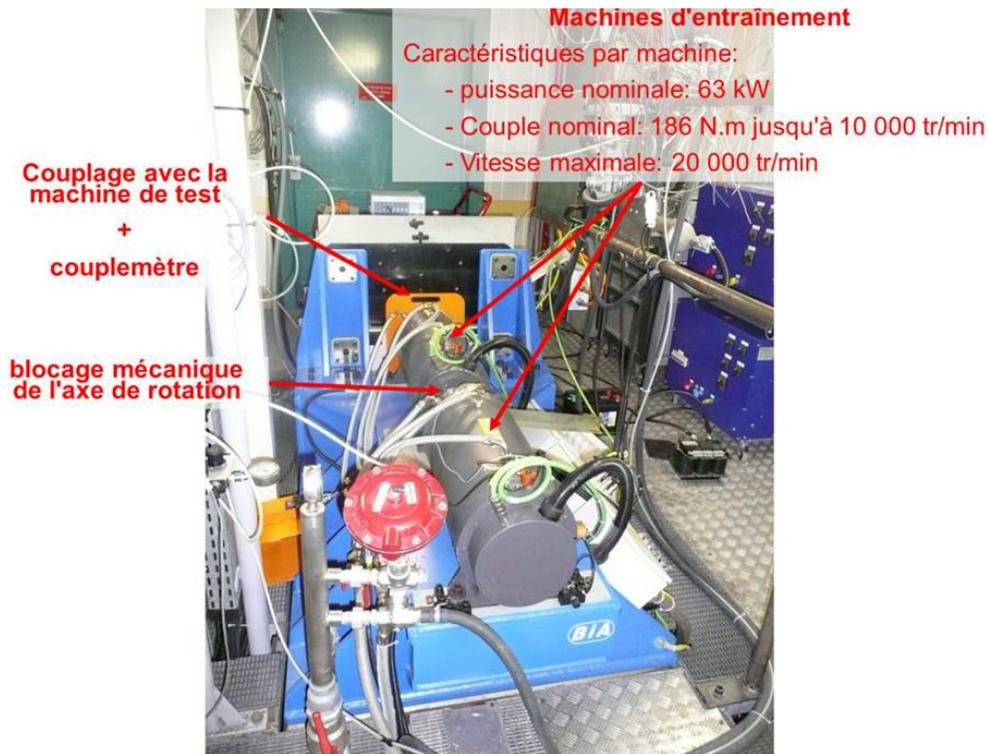


FIGURE 2.13 – Description des parties du banc d'essai qui entraîne la machine HW820CG.

La machine d'étude a été instrumentée par 12 thermocouples recouvrant les différentes zones de la

machine ainsi que deux thermocouples à l'entrée et à la sortie du circuit de refroidissement. L'emplacement des thermocouples dans la machine est illustré dans la figure 2.14.

TC°	Emplacement
TC ₀₁	Milieu bobine phase A+
TC ₀₂	1/2 haut bobine phase A-
TC ₀₃	1/2 bas bobine phase A-
TC ₀₄	Têtes de bobines arrière
TC ₀₅	Têtes de bobines avant
TC ₀₆	Pied de dents
TC ₀₇	Cale encoche phase A
TC ₀₈	Milieu de la culasse
TC ₀₉	Carter
TC ₁₀	Milieu arbre en rotation
TC ₁₁	Roulement gauche
TC ₁₂	Roulement droit
TC ₁₃	Eau entrée cdo
TC ₁₄	Eau sortie cdo

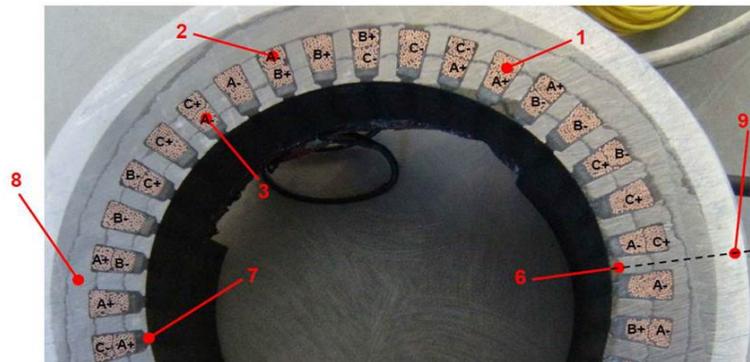
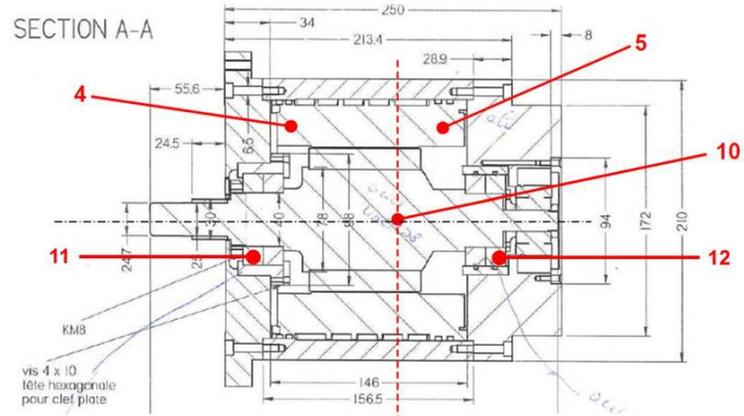
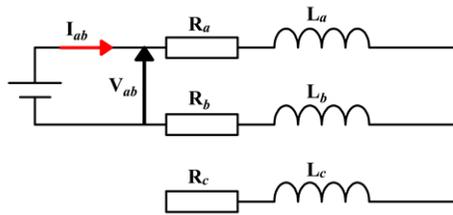


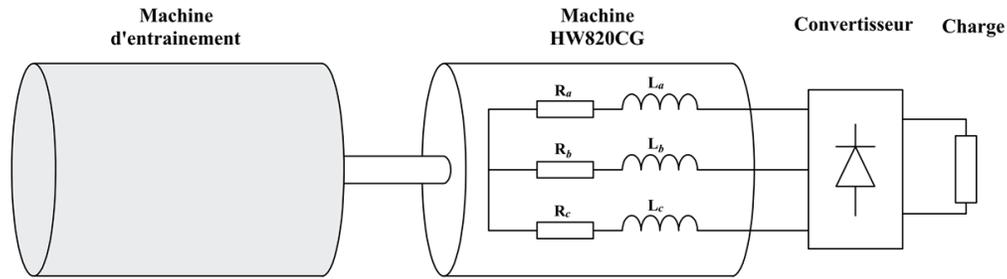
FIGURE 2.14 – Emplacement des thermocouples dans la machine HW820CG.

L'acquisition des températures permet la validation du modèle thermique de la machine. En effet, trois essais ont été réalisés sur la machine HW820CG installée sur son banc :

1. Le premier est un essai en statique où un courant continu traverse deux enroulements de la machine (figure 2.15a),
2. Le deuxième est un essai en charge, où la machine est entraînée à une vitesse de 10,000 tr/min et un courant $I_{eff} = 65$ A y est injecté (figure 2.15b).
Dans ces deux premiers essais, la machine fonctionne en continue afin que les températures atteignent leurs valeurs maximales en régime thermique permanent,
3. Le troisième essai est réalisé pour simuler le comportement thermique de la machine en régime transitoire.



(a) Essai en statique à courant continu



(b) Essai en charge

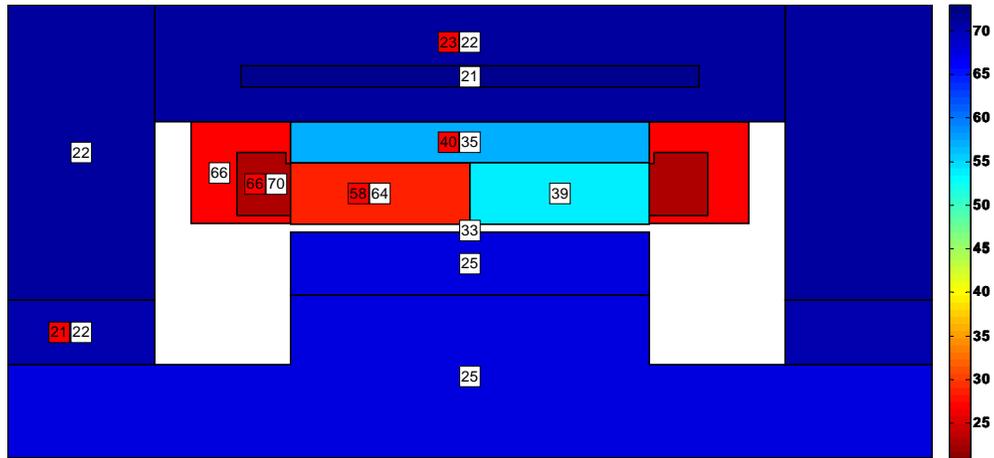
FIGURE 2.15 – Schéma de principe des essais réalisés sur la machine HW820CG.

2.3.3.3 Validation du modèle thermique en régime permanent

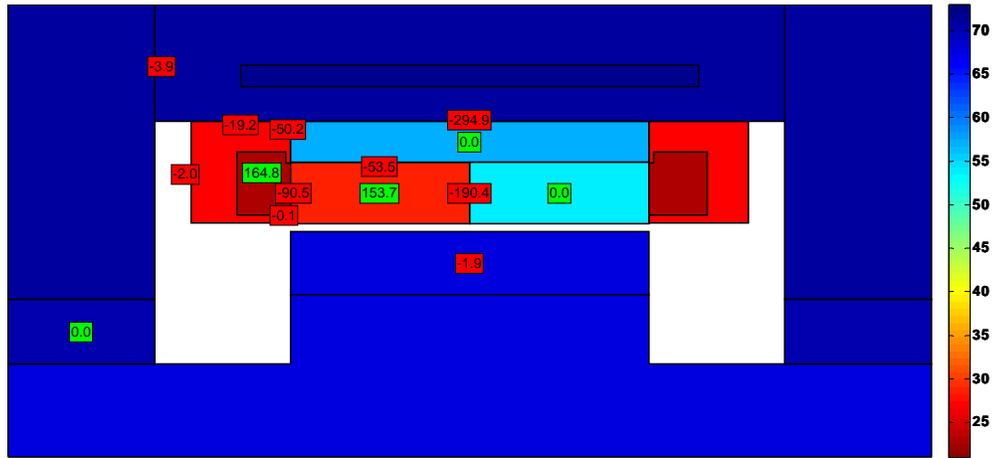
Essai en statique à courant continu : Dans cet essai, deux enroulements sont montés en série et sont parcourus par un courant continu de valeur $I_{ab} = 66.3A$ entre les deux phases du bobinage a et b (figure 2.15a). En conséquence, seules les pertes par effet Joule sont prises en compte et sont évaluées analytiquement et validées expérimentalement à 637 W en régime permanent. Le débit du circuit d'eau est régulé à 10 l/min à une température moyenne de $21\text{ }^\circ\text{C}$.

La cartographie thermique, issue de la simulation du modèle thermique de la machine HW820CG, est illustrée dans la figure 2.16a. Cette figure montre les températures simulées et les températures expérimentales disponibles par les thermocouples. De plus, la cartographie des flux, illustrée dans la figure 2.16b, montre les quantités des flux de chaleur qui transitent entre les différentes zones de la machine. Il est à noter que le signe négatif dans cette figure accompagne le transfert de chaleur de la zone la plus chaude vers la zone la plus froide. Les quantités des flux de chaleur générées à l'intérieur de la machine (en fond vert) correspondent à la modélisation de la moitié de la machine (symétrie axiale).

Nous remarquons à travers ces deux figures que la majorité des flux de chaleur est évacuée par le circuit de refroidissement à travers le plan radial, des encoches vers les tôles du stator (culasse/dents) et ensuite vers le carter. Les différences de température entre la simulation et l'expérimental pour les têtes de bobines et les encoches sont respectivement de $4\text{ }^\circ\text{C}$ et $6\text{ }^\circ\text{C}$, alors que cette différence est de $5\text{ }^\circ\text{C}$ pour le carter.



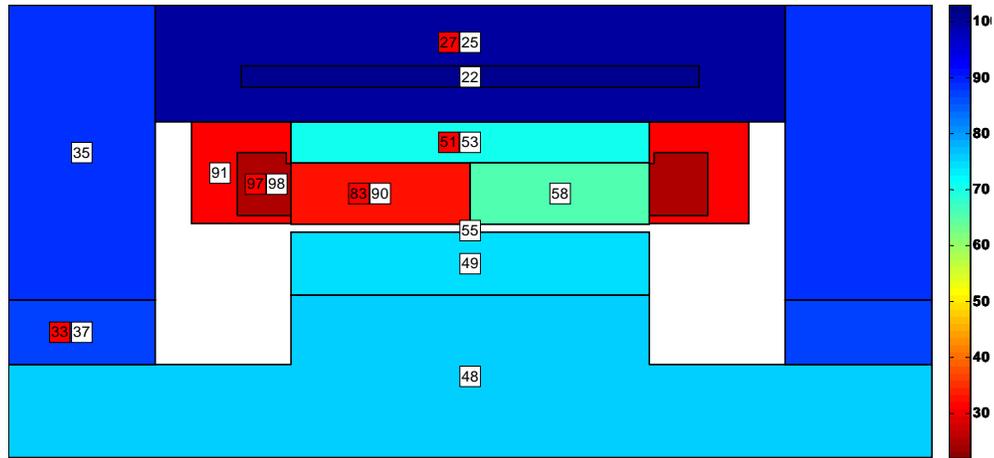
(a) Cartographie thermique, comparaison entre les températures **1.** Simulées en fond blanc et **2.** Expérimentales en fond rouge



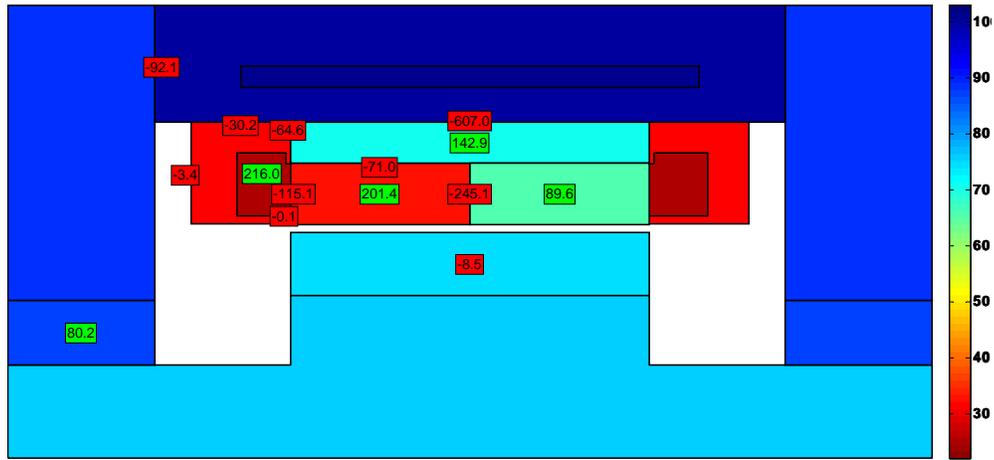
(b) Cartographie des flux : **1.** Production de chaleur en fond vert et **2.** Transfert de chaleur en fond rouge

FIGURE 2.16 – Validation expérimentale du modèle thermique de HW820CG en régime permanent (essai à courant continu).

Essai en charge : La machine d'étude est entraînée à charge constante avec un courant efficace dans les phases de $\mathcal{I}_{eff} = 65$ A à une vitesse de $\Omega = 10,000$ tr/min . Le principe de cet essai est illustré dans la figure 2.15b. Le débit du circuit d'eau est réglé à 10 l/min à une température moyenne de 22 °C. Les pertes mécaniques totales dans les roulements sont évaluées à $P_{m,r} = 160.4$ W et les pertes fer dans les dents et la culasse à $P_{f,d} + P_{f,c} = 465$ W. Nous remarquons, par les cartographies des températures et des flux (figure 2.17a et figure 2.17b respectivement) que : **(1)** la température simulée du rotor reste relativement froide (49 °C); cette température n'est pas disponible expérimentalement ; **(2)** la différence maximale des températures observée entre la simulation et l'expérimentale est de 7 °C dans les encoches; alors que cette différence est négligeable au niveau des têtes de bobines; **(3)** les pertes générées aux roulements sont évacuées à travers le circuit de refroidissement via les flasques.



(a) Cartographie thermique, comparaison entre les températures 1. Simulées en fond blanc et (2) Expérimentales en fond rouge

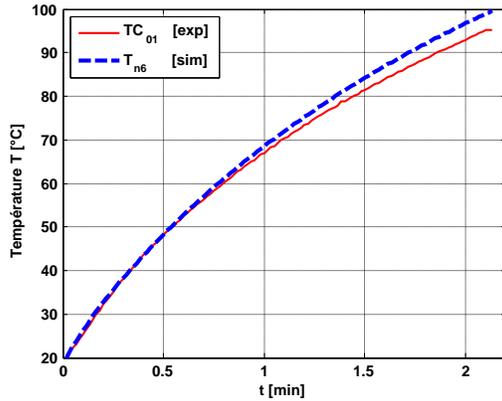


(b) Cartographie des flux : 1. Production de chaleur en fond vert et 2. Transfert de chaleur en fond rouge

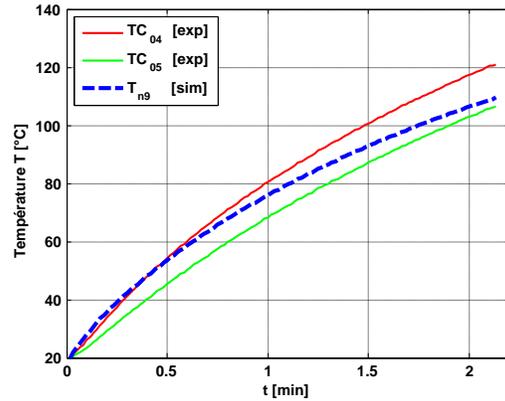
FIGURE 2.17 – Validation expérimentale du modèle thermique de HW820CG en régime permanent (essai en charge).

2.3.3.4 Validation du modèle thermique en régime transitoire

Le troisième essai réalisé sur la machine consiste à régler le courant efficace à $\mathcal{I}_{eff} = 100$ A pour une vitesse de rotation de $\Omega = 5,000$ tr/min . En régime thermique transitoire, les températures les plus sensibles de la machine sont aux niveaux des têtes de bobines et des encoches. La montée des températures est alors simulée et comparée aux relevés expérimentaux sur une durée de 126 sec. Nous remarquons que les évolutions des températures simulées aux nœuds **6** et **9**, ceux des encoches et des têtes de bobines, sont cohérentes aux évolutions expérimentales de ces deux températures. Il est à noter que les deux abréviations $[sim]$ et $[exp]$ correspondent respectivement à *simulation* et *expérimentale*.



(a) Températures des encoches



(b) Températures des têtes de bobines

FIGURE 2.18 – Validation expérimentale du modèle thermique de la machine HW820CG en régime transitoire.

2.3.4 Conclusion

Dans cette partie, nous avons présenté la modélisation thermique d'une machine industrielle classique. Le modèle simplifié proposé pour la machine est validé par rapport aux relevés expérimentaux d'un banc de caractérisation de machine électrique hautes vitesses. Nous avons remarqué que le refroidissement à eau permet d'évacuer d'une manière efficace la chaleur produite à l'intérieur de la machine. Le chemin privilégié est celui passant des encoches et de la culasse vers le carter, par voie radiale. Par conséquent, une bonne évaluation de la conductance de contact culasse-carter est primordiale. De plus, le rotor reste relativement froid, ce qui réduit le risque de désaimantation pour un fonctionnement à fort régime. Finalement, les mêmes démarches de modélisation sont appliquées dans la partie suivante sur un cas plus complexe ; cas d'un alterno-démarréur intégré.

2.4 Modélisation thermique d'une machine électrique dans un environnement mécatronique

2.4.1 Structure et fonctionnement de l'alternateur-démarréur intégré

La machine électrique étudiée est une machine synchrone à aimants permanents internes destinée à une application du type alternateur-démarréur intégré ou *ADI*. Cette machine appartient au domaine des applications mild-hybrid. Elle est localisée entre le moteur thermique et la boîte de vitesse (figure 2.19a). Cette machine assure les fonctions "start-stop" où elle permet d'arrêter le moteur à combustion interne durant les opérations au ralenti ou sans charge, et de le redémarrer en appuyant sur la pédale d'accélération. Cette machine permet également le freinage récupératif en convertissant l'énergie mécanique du véhicule lors des opérations de décélération en énergie électrique afin de recharger la batterie. Les différentes fonctionnalités et utilisations des alternateur-démarréurs sont exploitées dans [LEGRANGER 09]. Pour la machine d'étude, celle-ci est dimensionnée et installée sur un banc de caractérisation de machine électrique au Laboratoire d'Électromécanique de Compiègne (figure 2.19b).

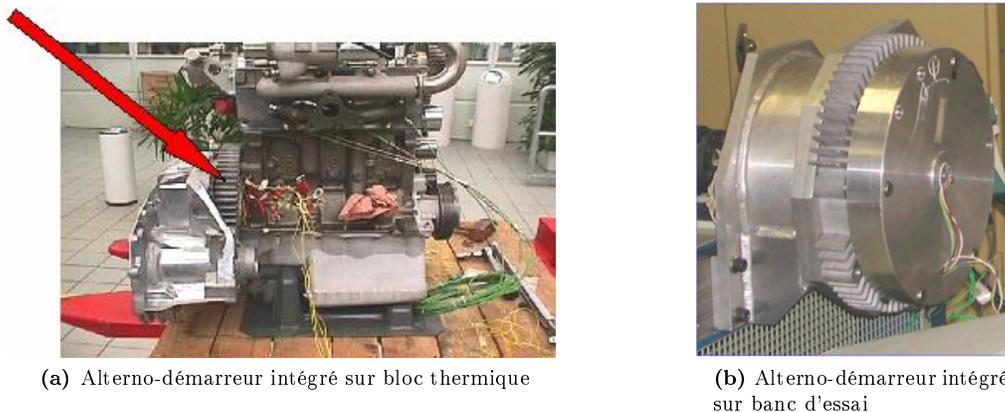


FIGURE 2.19 – Localisation de l'alternateur-démarréur intégré et son installation sur le banc d'essai.

Dans son contexte réel d'application, l'ADI est totalement fermé avec l'absence de toute source de ventilation externe. Cette machine permet de délivrer une puissance de 6 kW en mode moteur et de 8.1 kW en mode générateur avec un couple maximal de démarrage de 150 N.m. La cartographie de rendement de l'ADI [CHÉDOT 04], illustrée dans la figure 2.20, montre que cette machine opère à un rendement élevé (>0.8) sur une large plage de fonctionnement. Nous pouvons distinguer par cette figure deux zones de fonctionnement thermiquement intéressantes :

1. **Fonctionnement à faible régime** : cette zone est définie comme un fonctionnement à très fort couple et une très basse vitesse, soit une puissance mécanique faible (d'où l'appellation de la zone de fonctionnement). Dans ce régime, les pertes par effet Joule et les aspects de convection naturelle sont prépondérants.

D'un point de vue expérimental, le fonctionnement est "approximé" par une alimentation en courant continu des trois enroulements de la machine montés en série ; la densité de courant

choisie correspond à celle atteinte dans ce type de fonctionnement dans l'application. Dans le tableau A.2, chaque essai numéroté de 1 → 5 peut correspondre à ce fonctionnement,

2. **Fonctionnement à fort régime** : cette zone correspond à un fonctionnement à grande vitesse et dans la zone d'une puissance constante, et donc une puissance mécanique maximale de la machine (d'où l'appellation "fort régime"). Dans cette zone de fonctionnement, les phénomènes liés à la convection forcée et les pertes (mécanique et fer) apportent une contribution notable au comportement thermique de la machine.

D'un point de vue expérimental, la machine fonctionne en générateur associé à un pont redresseur et une charge. Les essais à des vitesses de $\Omega = 2500$ tr/min et $\Omega = 4000$ tr/min, et des densités de courant non-nulles correspondent à ce type de fonctionnement (essais n°7, n°8 et n°10).

Dans les paragraphes suivants, nous présentons les démarches et les hypothèses prises pour établir un modèle thermique de l'ADI. Nous réalisons ensuite la simulation de ce modèle sur deux points de fonctionnement, issus des deux zones définies ci-dessus. Il est à noter que les appellations des fonctionnements à faible et à fort régime seront utilisées dans la suite de la thèse ; ces fonctionnements pouvant correspondre à chaque fois à un essai différent.

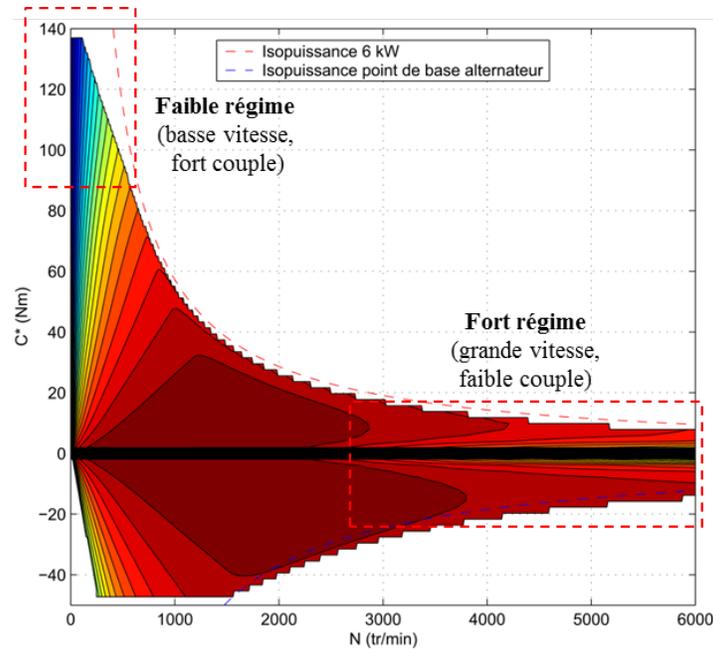


FIGURE 2.20 – Espace de fonctionnement couple-vitesse de l'alternateur-démarréur intégré [CHÉDOT 04].

2.4.2 Modélisation thermique de l'alternateur-démarréur intégré

2.4.2.1 Démarche et hypothèses de modélisation

La modélisation thermique de l'ADI suit la même démarche proposée dans la section §2.3. Les différences majeures résident dans la contribution de l'environnement dans l'évacuation de la chaleur ainsi que la complexité des phénomènes prenant place à l'intérieur de l'ADI. Les approches considérées

afin de prendre ces phénomènes sont abordées le long de cette partie. Pour commencer, nous montrons par la figure 2.21, la coupe axiale de l'ADI (partie supérieure) et la définition de ses zones géométriques. Cette machine présente plusieurs particularités intéressantes du point de vue thermique, citons :

1. Le stator est muni d'ailettes qui assurent un refroidissement par air en mode de convection naturelle,
2. La machine possède huit aimants NdFeB disposés transversalement sans concentration de flux et 48 encoches statoriques,
3. Les roulements sont en montage porte-à-faux du côté arrière de la machine,
4. Le volant d'embrayage est couplé au rotor et à l'arbre de rotation d'un côté; de l'autre côté, il crée deux cavités d'air avec la partie active de la machine électrique (zone 9) et avec le cache embrayage (zone 10),
5. Une partie de l'arbre de rotation est exposée à l'air ambiant, ce qui permet l'amélioration de l'évacuation de la chaleur produite à l'intérieur de la machine,
6. La présence d'une grande cavité d'air du côté arrière de la machine (zone 8),
7. Le volume des têtes de bobines est deux fois plus grand que celui des conducteurs dans les encoches,
8. La présence de plusieurs contacts entre les différentes zones de la machine, en particulier entre le carter à ailettes et les caches (points de contact entre les zones 6 et 11, 6 et 12).

Nous pouvons remarquer, à travers ces points, la diversité des phénomènes thermiques présents dans la machine par rapport à la machine classique HW820CG. Nous visons également dans cette partie l'utilisation de la méthode nodale afin de simuler le comportement thermiquement de l'ADI. En effet, un modèle thermique a été réalisé dans [KHLISSA 14] où la machine a été modélisée par des dizaines de nœuds et une centaine d'éléments (résistances, capacités et sources). Cependant, l'approche utilisée dans notre étude consiste à établir un modèle thermique fin mais simplifié et représentatif du comportement thermique de la machine.

2.4.2.2 Matrice d'échange thermique

Nous commençons tout d'abord par indiquer toutes les voies de transfert de chaleur entre les zones de la machine par la création de la matrice d'échange thermique (figure 2.22). Ensuite, dans le paragraphe suivant, des hypothèses simplificatrices sont appliquées de nouveau sur la matrice afin de réduire sa taille. Il est à noter que le phénomène de rayonnement, ne figurant pas dans la matrice d'échange, est seulement pris en compte au niveau de têtes de bobines et des surfaces externes de la machine.

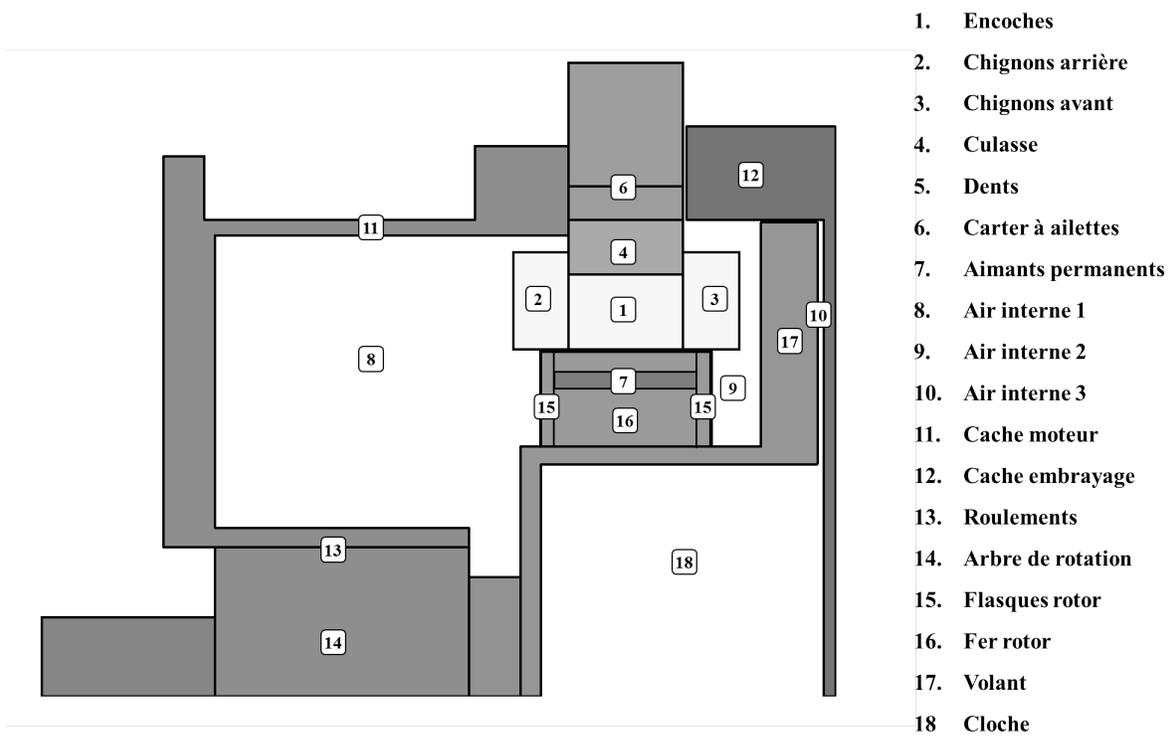


FIGURE 2.21 – Coupe axiale de l'alternateur-démarrreur intégré et description de ses zones.

	CM	AI1	Roul	Arbre	Fer - R	Flasques	AP	Encoche	Dents	Culasse	Carter	TB - Ar	TB - Av	AI2	AI3	CE	Volant	Ambiant
CM	Conduction																	
AI1	Conduction	Conduction																
Roul	Conduction	Conduction	Conduction															
Arbre	Conduction	Conduction	Conduction	Conduction														
Fer - R	Conduction	Conduction	Conduction	Conduction	Conduction													
Flasque	Conduction	Conduction	Conduction	Conduction	Conduction	Conduction												
AP	Conduction																	
Encoche	Conduction																	
Dents	Conduction																	
Culasse	Conduction																	
Carter	Conduction																	
TB - Ar	Conduction																	
TB - Av	Conduction																	
AI2	Conduction																	
AI3	Conduction																	
CE	Conduction																	
Volant	Conduction																	
Ambiant	Conduction																	

* CM: Cache moteur
 * AI: Air interne
 * Fer-R: Fer du rotor
 * Ar: Arrière
 * Av: Avant
 * CE: Cache embrayage
 * Flasques: Flasques rotor

Conduction

Contact

Convection naturelle

Convection mixte

FIGURE 2.22 – Matrice d'échange thermique entre les différentes zones de la machine.

2.4.2.3 Modèle thermique proposé

Afin de proposer un modèle simplifié, nous nous basons sur certains critères critiques dans la modélisation thermique. Tout d’abord, le modèle doit fournir une bonne estimation des températures de la machine, en particulier, celles les plus sensibles aux niveaux du bobinage et du rotor à aimants. Ensuite, le modèle doit se baser sur une étude approfondie de la structure de la machine, des différents phénomènes thermiques, ainsi que de ses régimes de fonctionnement. De plus, certaines hypothèses simplificatrices peuvent être appliquées sur les sources de chaleur et leur chemin de transfert. Ces hypothèses sont les suivantes :

- Les pertes ayant de faibles contributions au bilan total des pertes sont négligées. Par exemple, les pertes dans le circuit magnétique du rotor et dans les aimants permanents, ainsi que les pertes aérauliques dans les zones fluides,
- Lorsque la conductivité thermique d’une partie de la machine est importante, nous éliminons les résistances thermiques associées à la conduction. *i.e.* : la conduction dans le carter et les ailettes en acier, les caches en aluminium et le fer du stator.

Certaines autres hypothèses sont basées sur les relevés expérimentaux des températures de l’ADI sur plusieurs points de fonctionnement. Ceux-ci sont décrits dans l’[appendice A](#). En effet, nous négligeons certains phénomènes d’échange thermique secondaires en se basant sur une différence de température maximale entre deux zones successives de la machine; la valeur de cette différence est fixée à 5 °C dans notre étude; quelques exemples sont présentés ci-dessous. En conséquence, les éléments basés sur l’approche expérimentale sont :

- Les différences de température entre les têtes de bobines avant et celle du côté arrière ne dépassent pas ± 4 °C. Par conséquent, nous pouvons considérer chaque têtes de bobines comme un volume élémentaire à une température homogène. Nous négligeons dans ces volumes les phénomènes de conduction radiale et angulaire. La conduction dans la direction axiale (sens des fils), étant favorisée avec une bonne conductivité, nous installons un réseau en T pour établir un nœud et récupérer la température du volume,
- La différence maximale de température entre la culasse et les dents est de l’ordre de 4 °C. Un nœud commun est ainsi considéré pour ces zones. Nous utilisons par la suite la notion de la température du stator pour ce nœud,
- L’arbre de rotation est modélisé par trois parties ([figure 2.21](#)) : **(1)** la première est exposée à l’air ambiant (nœud **14'**); **(2)** la deuxième au-dessous des roulements (nœud **14**); **(3)** la troisième est face à la zone de contact avec le volant (nœud **14''**). Cette discrétisation est basée sur une différence de température significative (> 5 °C) relevée entre les deux parties **1** et **3**,

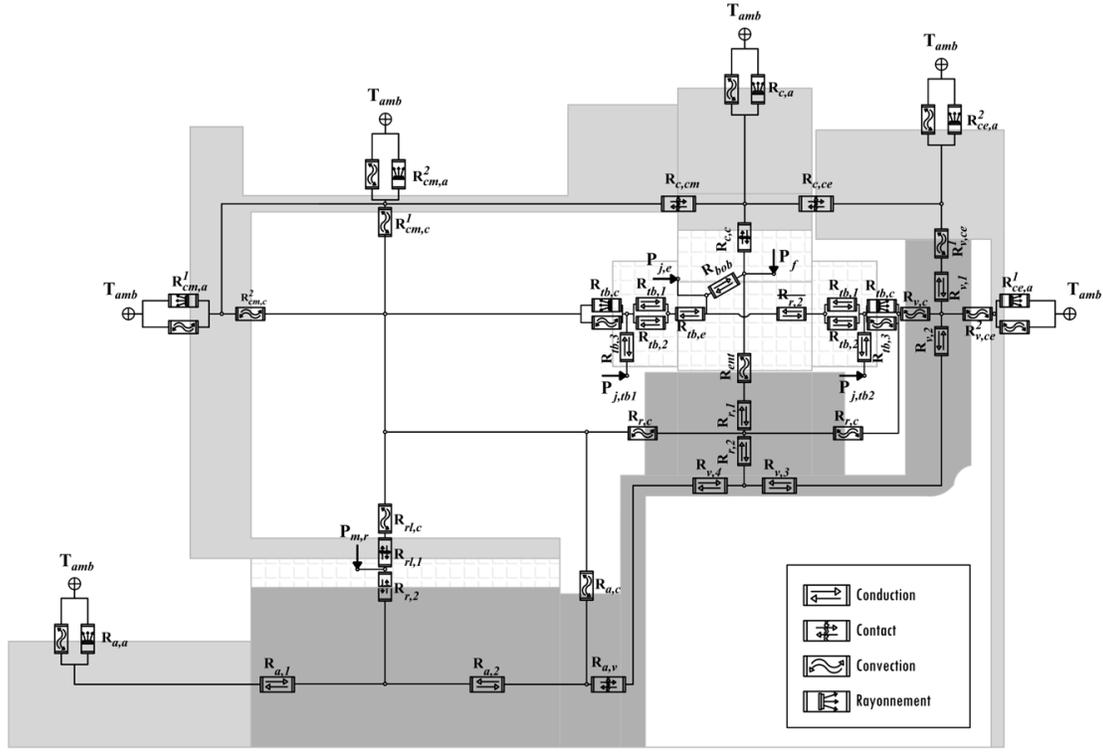


FIGURE 2.23 – Modèle thermique de l’alternateur-démarrateur intégré en régime permanent.

— La différence de température maximale entre les surfaces verticale et horizontale de chaque cache (moteur et embrayage) est de 3°C . Chaque cache est ainsi considéré comme un volume élémentaire à une température homogène.

Finalement, le modèle prend en compte les trois directions de l’espace et considère l’uniformité de la production de chaleur à l’intérieur de chaque volume. Ce modèle est présenté en régime permanent dans la figure 2.23. Le modèle est également simulé en régime transitoire. Cependant, pour des raisons de clarté, nous n’affichons pas les capacités, installées sur chaque nœud, dans le modèle de la figure 2.23.

2.4.2.4 Récapitulatif des résistances et des sources de chaleur

Pour une meilleure compréhension du modèle thermique, les résistances thermiques qui y sont intégrées sont décrites dans le tableau 2.2. Il est à noter que les résistances de rayonnement se déduisent de l’équation (1.39). Les valeurs des émissivités des surfaces externes de la machine sont déduites par voies expérimentales [CABANNES 96]. Ce facteur varie de $\epsilon = 0.12 \rightarrow 0.19$ pour les surfaces d’aluminium poli (surfaces des caches) et $\epsilon = 0.55$ pour les ailettes en aluminium anodisé. Pour les chignons, la valeur de l’émissivité du vernis qui les recouvre est égale à 0.5.

Tableau 2.2 – Description des résistances du modèle thermique de l'alternateur intégré et leur mode de calcul.

<i>Résistance</i>	<i>Zone</i>	<i>i</i>	<i>Direction</i>	<i>Mode de Calcul</i>	
Conduction					
R_{bob}	Encoche	1	Radiale/Angulaire	figure 2.30	
$R_{tb,e}$	Encoche	1	Axiale	équation (2.7)	
$R_{tb,1}/R_{tb,2}/R_{tb,3}$	Têtes de bobines	3	Axiale	équation (2.6)	
$R_{tb,1}/R_{tb,2}/R_{tb,3}$	Têtes de bobines	2	Axiale	équation (2.6)	
$R_{r,1}/R_{r,2}$	Rotor	7	Radiale	équation (2.3)	
$R_{a,1}/R_{a,2}$	Arbre	14	Axiale	équation (2.2)	
$R_{v,1}/R_{v,2}$	Volant	17	Radiale	équation (2.3)	
$R_{v,3}/R_{v,4}$	Volant	17	Axiale	équation (2.2)	
<i>Résistance</i>	<i>Zone 1</i>	<i>i</i>	<i>Zone 2</i>	<i>j</i>	<i>Mode de Calcul</i>
Contact					
$R_{c,c}$	Culasse	4	Carter	6	équation (1.14)
$R_{c,cm}$	Carter	6	Cache moteur	11	équation (1.14)
$R_{c,ce}$	Carter	6	Cache embrayage	12	équation (1.14)
$R_{a,v}$	Volant	17	Arbre	14	équation (1.14)
Convection					
R_{ent}	Rotor	7	Stator	4	équation (1.30)
$R_{r1,c}$	Roulements	13	Air interne 1	8	équation (1.19)
$R_{cm,c}^1$	Cache moteur	11	Air interne 1	8	équation (1.19)
$R_{cm,c}^2$	Cache moteur	11	Air interne 1	8	équation (1.20)
$R_{r,c}$	Rotor	7	Air interne 1	8	équation (1.34)
$R_{a,c}$	Arbre	14''	Air interne 1	8	équation (1.32)
$R_{v,c}$	Volant	17	Air interne 2	9	équation (1.35)
$R_{v,ce}^1$	Volant	17	Cache embrayage	12	équation (1.30)
$R_{v,ce}^2$	Volant	17	Cache embrayage	12	équation (1.35)
Convection + Rayonnement					
$R_{cm,a}^1$	Cache moteur	11	Ambiant	0	équation (1.20)
$R_{cm,a}^2$	Cache moteur	11	Ambiant	0	équation (1.19)
$R_{ce,a}^1$	Cache embrayage	12	Ambiant	0	équation (1.20)
$R_{ce,a}^2$	Cache embrayage	12	Ambiant	0	équation (1.19)
$R_{c,a}$	Carter à ailettes	6	Ambiant	0	équation (1.23)
$R_{a,a}$	Arbre de rotation	14'	Ambiant	0	équation (1.32)
$R_{tb,c}$	Tête de bobines	2	Air interne 1	8	équation (1.31)
$R_{tb,c}$	Tête de bobines	3	Air interne 2	9	équation (1.31)
<i>Source</i>	<i>Zone</i>	<i>i</i>	<i>Évolution</i>	<i>Mode de Calcul</i>	
Sources de chaleur					
$P_{j,e}$	Encoches	1	Non-Linéaire	équation (1.41)	
$P_{j,tb1}$	Têtes de bobines	2	Non-Linéaire	équation (1.41)	
$P_{j,tb2}$	Têtes de bobines	3	Non-Linéaire	équation (1.41)	
P_f	Stator	4/5	Linéaire	équation (1.44)	
$P_{m,r}$	Roulements	13	Linéaire	équation (1.45)	

i et j : indices des zones ou des nœuds

2.4.2.5 Éléments critiques du modèle

Pertes par effet Joule : L'ADI présente la particularité d'avoir une faible longueur active (de 3.3 cm) et des chignons avec un dépassement moyen de 1.6 cm pour chaque côté (figure 2.24). Nous divisons tout d'abord les pertes par effet Joule en trois parties : pertes dans les conducteurs logés dans les encoches et pertes dans les chignons des deux côtés de la machine. Ces pertes sont déduites de l'évaluation de la résistance électrique par phase. En effet, celle-ci est calculée analytiquement et ensuite recalée expérimentalement. Le rayon et le dépassement moyen des têtes de bobines jouent ainsi un rôle important dans ce recalage. La figure 2.25a montre une comparaison entre l'évolution analytique et celle expérimentale de cette résistance en fonction de la température, ainsi que l'erreur entre ces deux évolutions. La figure 2.25b montre les deux variations temporelles (analytique et expérimentale) des pertes par effet Joule. Nous pouvons constater que les évolutions analytiques et expérimentales sont cohérentes, et les écarts entre les deux évolutions ne dépassent pas 1 %. Les essais utilisés dans le recalage sont les essais à courant continu (tableau A.2).

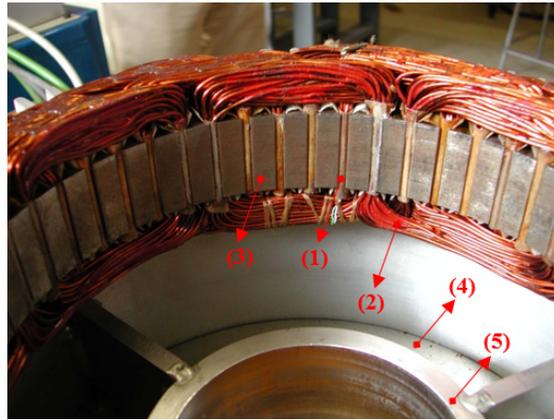


FIGURE 2.24 – Photo du stator et du cache moteur de l'alternateur montrant (1) Encoches (2) Têtes de bobines (3) Dents (4) Cavité air interne (5) Surface interne du cache moteur.

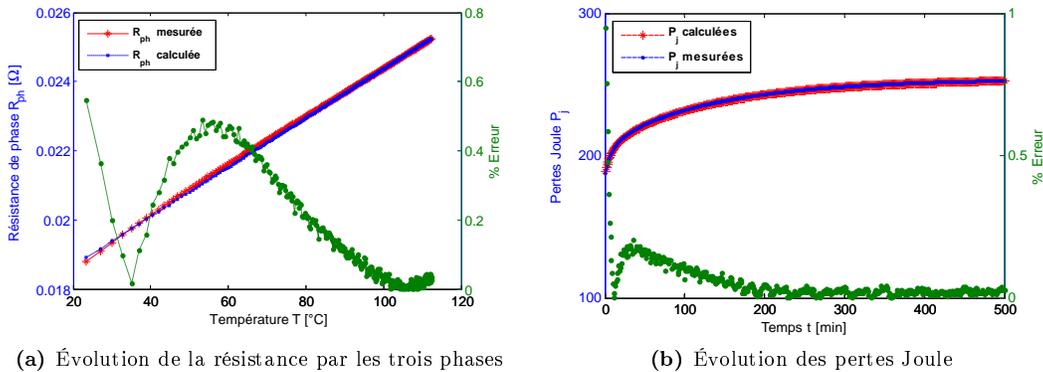


FIGURE 2.25 – Comparaison entre l'évolution analytique et les relevés expérimentaux de la résistance par phase et des pertes par effet Joule.

Pertes fer : La variation des pertes dans le circuit magnétique est issue des travaux de [CHÉDOT 04] sur la même machine. En effet, l’auteur se base sur une solution par éléments finis et évalue ces pertes dans l’espace couple-vitesse de la machine (figure 2.26). Nous adoptons ces valeurs pour les pertes fer injectées dans notre modèle thermique.

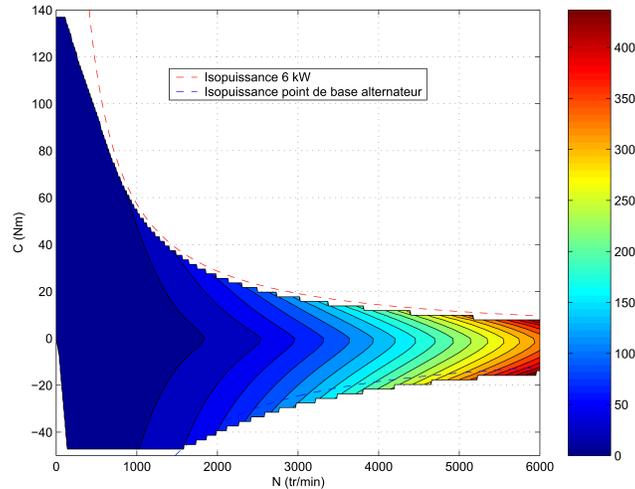


FIGURE 2.26 – Cartographie des pertes fer dans l’alternateur-démarrateur intégré [CHÉDOT 04].

Pertes mécaniques et modélisation des roulements : Comme cité auparavant, les roulements de la machine sont montés en porte-à-faux sur le côté arrière de la machine (figure 2.27 et figure 2.28). L’évaluation des pertes mécaniques par frottement dans ces roulements est tout d’abord réalisée analytiquement en se basant sur les trois modèles cités dans le chapitre 1 (Coulomb, Palmgren et SKF). En effet, les roulements sont soumis à deux charges principales :

- La charge radiale : perpendiculaire à l’arbre de rotation, celle-ci provient du poids de la machine,
- La charge axiale : parallèle à l’axe de rotation, celle-ci provient principalement de la précharge appliquée aux roulements afin de donner une plus grande rigidité au montage ou augmenter la précision de rotation.

L’évaluation de la première charge est simple, alors que la deuxième doit être donnée par le constructeur. Cependant, dans notre cas, la précharge axiale est inconnue. Par conséquent, nous supposons tout d’abord une précharge de l’ordre de 160 N et nous évaluons les pertes dans les roulements. Les deux modèles Palmgren et SKF fournissent ainsi des résultats très proches, de l’ordre de 20 W à $\Omega = 2,500 \text{ tr/min}$ et de 43 W à $\Omega = 4,000 \text{ tr/min}$. Cependant, le bilan de puissance déduit pour l’ADI (différence entre puissances d’entrée et de sortie) sur trois points de fonctionnement montre que cet ordre de grandeur est erroné. A travers ce bilan, nous déduisons les pertes mécaniques de la machine en substituant les autres pertes. Ceci nous amène à des valeurs de 95 W à $\Omega = 2,500 \text{ tr/min}$ et de 160 W à $\Omega = 4,000 \text{ tr/min}$ (donc 4 fois plus que les pertes évaluées analytiquement). L’incertitude de mesure de ces pertes est évaluée au maximum à $\pm 20\%$.

Finalement, pour obtenir une évolution de ces pertes en fonction de la vitesse de rotation, nous faisons varier la valeur de la précharge axiale et nous évaluons ces pertes ; la variation de la charge

radiale ayant peu d'influence sur la valeur de ces pertes. La figure 2.29 montre l'évolution des pertes mécaniques par le modèle SKF pour une précharge axiale de 1300 N. Nous remarquons que la loi de variation des pertes se situe dans les marges d'incertitudes déduites expérimentalement. La valeur de la précharge est très grande pour ce type de roulements; cependant l'objectif est d'appliquer cette évolution dans notre calcul pour pouvoir simuler le comportement des roulements du point de vue génération de flux de chaleur.

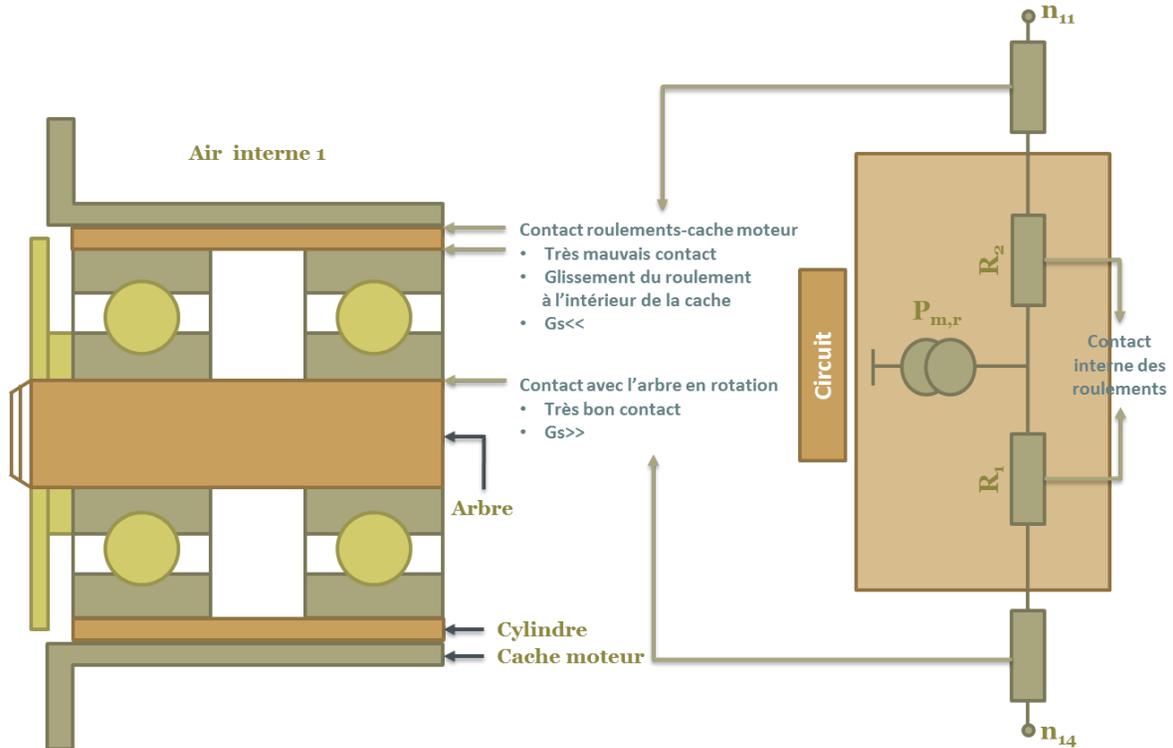


FIGURE 2.27 – Structure et intégration des roulements de l'alternateur-démarrateur et le circuit thermique correspondant.

L'intégration des roulements dans son environnement peut varier son comportement thermique. La difficulté réside ainsi dans l'évaluation des résistances de contact des deux côtés de roulement (côté bague interne et côté bague externe). En effet, ces roulements sont serrés dans un cylindre (partie 2 de la figure 2.28) et sont ensuite insérés à l'intérieur du volume interne du cache moteur (partie 5 de la figure 2.24). Alors, nous considérons tout d'abord des valeurs élevées des conductances de contact entre la bague externe et le cylindre, ainsi qu'entre la bague interne et l'arbre de rotation. Cependant, le contact entre l'ensemble cylindre-roulement est en mauvais contact avec le cache moteur. Nous affectons dans ce cas un espace d'air équivalent entre ces deux composants de l'ordre de 0.5 mm. Le circuit thermique proposé pour les roulements est illustré dans la figure 2.27 avec R_1 et R_2 étant deux résistances évaluées par l'approche d'un entrefer équivalent proposée par [STATON 03].

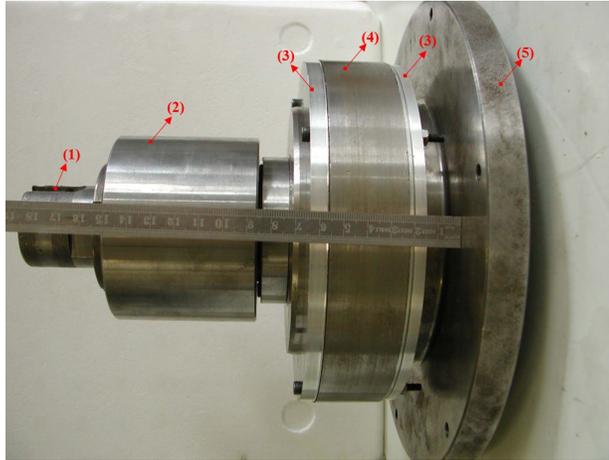


FIGURE 2.28 – Partie rotative de l'ADI avec (1) Arbre exposé à l'air ambiant (2) Cylindre des roulements (3) Flasques rotor (4) Fer du rotor et (5) Volant.

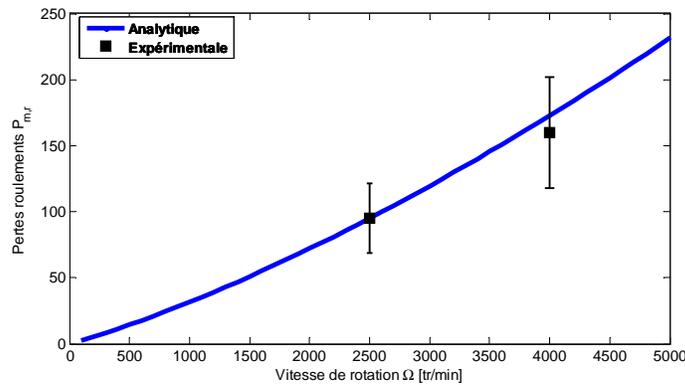


FIGURE 2.29 – Évolution des pertes dans les roulements en fonction de la vitesse de rotation.

Modélisation du bobinage : Tout d'abord le modèle de l'ADI considère l'encoche comme un volume élémentaire à une température homogène. La même approche utilisée dans la modélisation de la machine HW820CG est employée dans le cas de l'ADI. Celle-ci consiste à appliquer la formule d'homogénéisation pour obtenir les conductivités radiales équivalentes du bobinage. Ensuite, un réseau de résistances modélise l'encoche et ses contacts avec le stator. La figure 2.30 montre ce réseau dans les directions radiale et angulaire de la machine avec :

$R_{r,e}$: la résistance de conduction à travers la résine de la cale d'encoche,

$R_{b,o}$: la résistance de conduction dans la direction orthoradiale de l'encoche,

$R_{e,d}$ et $R_{e,c}$: les résistances de contact des encoches vers les dents et la culasse respectivement,

$R_{b,1}$, $R_{b,2}$ et $R_{b,3}$: les résistances de conduction dans la direction radiale de l'encoche, évaluées selon les équations 2.5 de [MELLOR 91].

Afin de simplifier notre approche, nous considérons, en se basant sur le calcul des résistances et les résultats de simulation, que le flux de chaleur qui passe de l'encoche vers l'entrefer est négligeable. De

plus, en considérant que le stator est à température homogène, nous pouvons ramener le modèle de la figure 2.30 à une seule résistance de bobinage R_{bob} (voir figure 2.23). Celle-ci est évaluée du fait du couplage des résistances en série ou en parallèle : $\{R_{b,3} + [(R_{b,2} + R_{e,c}) // (R_{b,o} + R_{e,d})]\}$.

Par rapport au contact encoches-stator, une feuille de mylar d'épaisseur $350 \mu\text{m}$ et de conductivité 0.12 W/m.K protège les conducteurs. De plus, les encoches ne sont pas remplies complètement par la résine au niveau du contact, et des bulles d'air restent emprisonnées. Une première approximation est de considérer une épaisseur d'air équivalente de $100 \mu\text{m}$. Cela revient à évaluer une conductance de contact équivalente de $180 \text{ W/m}^2.\text{K}$ dans les deux directions.

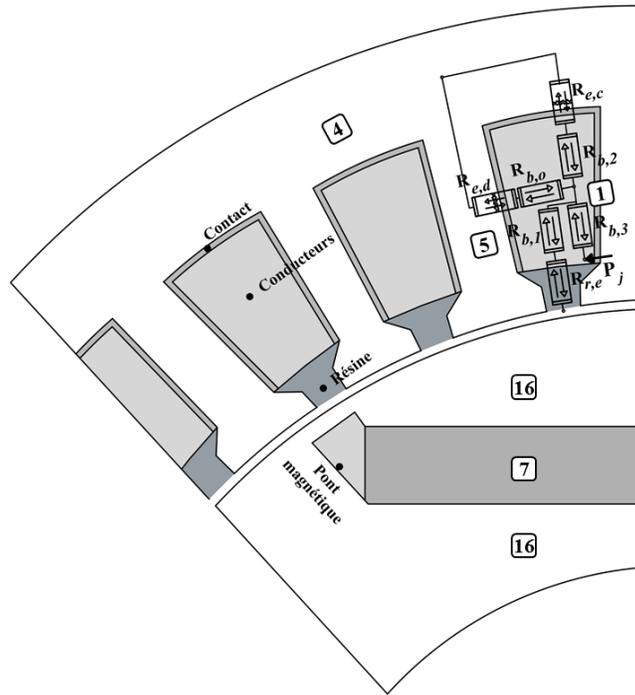


FIGURE 2.30 – Représentation radiale-orthoradiale de la machine et modélisation du bobinage.

Contacts dans la machine : Le chapitre 1 a montré que le phénomène de conduction à travers le contact est très complexe à modéliser. L'estimation est ainsi basée sur des études antérieures, des approches expérimentales ou des méthodes d'identification. Le tableau 2.3 résume la première estimation des valeurs des conductances de contact utilisées dans notre modélisation. Nous nous sommes basés pour cette estimation sur les tableaux 1.1 et 1.2. Nous supposons tout d'abord un très bon contact entre : les roulements et l'arbre ; le volant et l'arbre ; le fer rotor et le volant. Cette hypothèse est basée sur le fait du fort couplage mécanique entre ces parties. Le contact carter et cache embrayage est déduit des travaux de [RENARD 03] sur une même structure de l'ADI. Finalement, l'évaluation du contact entre le carter et le cache embrayage est basée sur l'épaisseur (5 mm) et la conductivité (0.224 W/m.K) d'une mousse isolante intercalée entre ces deux parties. Il est à noter que certains contacts font l'objet d'étude des paramètres critiques dans une démarche d'analyse de sensibilité dans le chapitre suivant.

Tableau 2.3 – Valeurs des conductances de contact ou d’entrefer équivalent évaluées dans l’alternodémarrreur intégré.

Zone 1		Zone 2	G_s ou g_e	Unité
Culasse	-	Carter	1840	W/m ² .K
Carter	-	Cache moteur	2,200	W/m ² .K
Carter	-	Cache embrayage	44,80	W/m ² .K
Encoches	-	Stator	180	W/m ² .K
Fer rotor	-	Volant	10,000	W/m ² .K
Volant	-	Arbre	1,500	W/m ² .K
Roulements	-	Cache moteur	0.50	mm
Roulements	-	Arbre	4,000	W/m ² .K

2.4.3 Simulation du modèle thermique

Le modèle thermique de la figure 2.23 est simulé sur deux points de fonctionnement :

1. Le premier est un fonctionnement à faible régime (figure 2.20) : l’injection d’un courant continu dans les enroulements de la machine (montés en série) peut ressembler à ce fonctionnement de la machine. Nous considérons ainsi une densité de courant $J = 5.0 \text{ A/mm}^2$ à une vitesse nulle.
2. Le deuxième est un fonctionnement à fort régime (figure 2.20) : dans ce cas, une densité de courant de $J = 5.0 \text{ A/mm}^2$ traverse les enroulements à une vitesse $\Omega = 2,500 \text{ tr/min}$.

Ces deux points de fonctionnement correspondent à deux essais réalisés sur l’ADI (essai n°4 et essai n°8), leurs relevés expérimentaux étant décrits dans l’appendice A.

2.4.3.1 Environnement de simulation du modèle thermique

La simulation du modèle thermique de l’ADI est réalisée par un couplage entre l’environnement Matlab et celui d’AMESim. En effet, le modèle thermique de la figure 2.23 est implémenté sous AMESim. Ensuite, un environnement commun est établi entre les deux logiciels pour la résolution de ce réseau et pour le traitement/post-traitement des résultats; ceux-ci sont centralisés sous Matlab. Ce choix va nous permettre de réaliser l’étude de sensibilité du chapitre 3, la méthodologie d’identification par surface de réponse (section §4.3), l’intégration du modèle thermique dans une approche système (chapitre 5) et finalement la présentation des résultats de simulation du chapitre 6.

2.4.3.2 Résultats de simulation

Il est à noter tout d’abord que, pour des raisons d’affichage et/ou de comparaison des résultats de simulation dans ce chapitre et dans les chapitres suivants, nous procédons à pivoter de 90° la structure de l’ADI de la figure 2.21. Le résultat avant et après le pivotement est illustré dans la figure 2.31.

Cartographies des résistances : Afin d’avoir une première estimation des chemins de flux de chaleur pour les deux points de fonctionnement, nous introduisons les cartographies des résistances thermiques. En effet, le modèle de la figure 2.23 est reproduit respectivement (pour les deux fonctionnements) dans les figures 2.32a et 2.32b mais en évaluant et en affichant les résistances les plus importantes (en $^mK/W$).

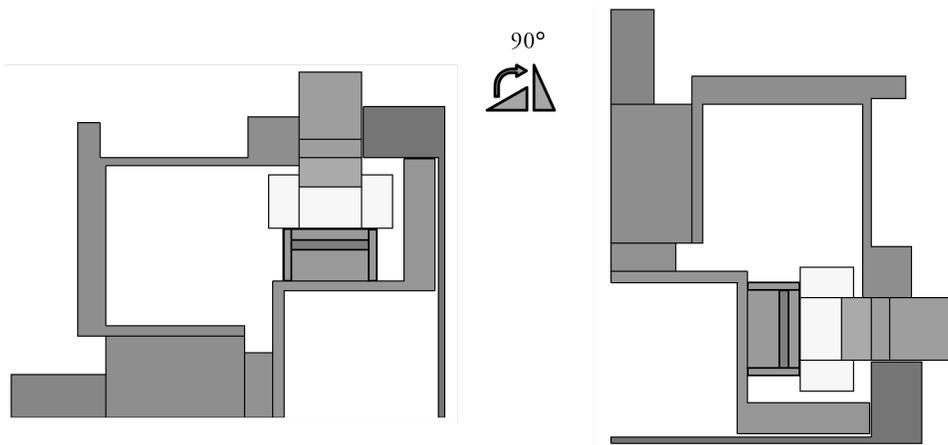


FIGURE 2.31 – Présentation de la structure de la machine pour l’affichage des résultats.

Nous remarquons que le premier chemin thermique privilégié par la machine est celui qui passe radialement des encoches vers l’extérieur via le carter à ailettes. Pour le fonctionnement à faible régime, la résistance de convection de l’arbre possède une valeur élevée, ce qui réduit le flux à travers cette zone. Un comportement différent peut s’observer dans le fonctionnement à fort régime, où le chemin vers l’extérieur à travers l’arbre est plus important. Le flux de chaleur par les cavités, en particulier dans l’air interne 2 et 3, dépend du point de fonctionnement, voire de la vitesse de rotation du volant qui favorise ce chemin. Par contre, dans l’air interne 1, le flux a une difficulté à s’évacuer grâce à des résistances de valeurs élevées.

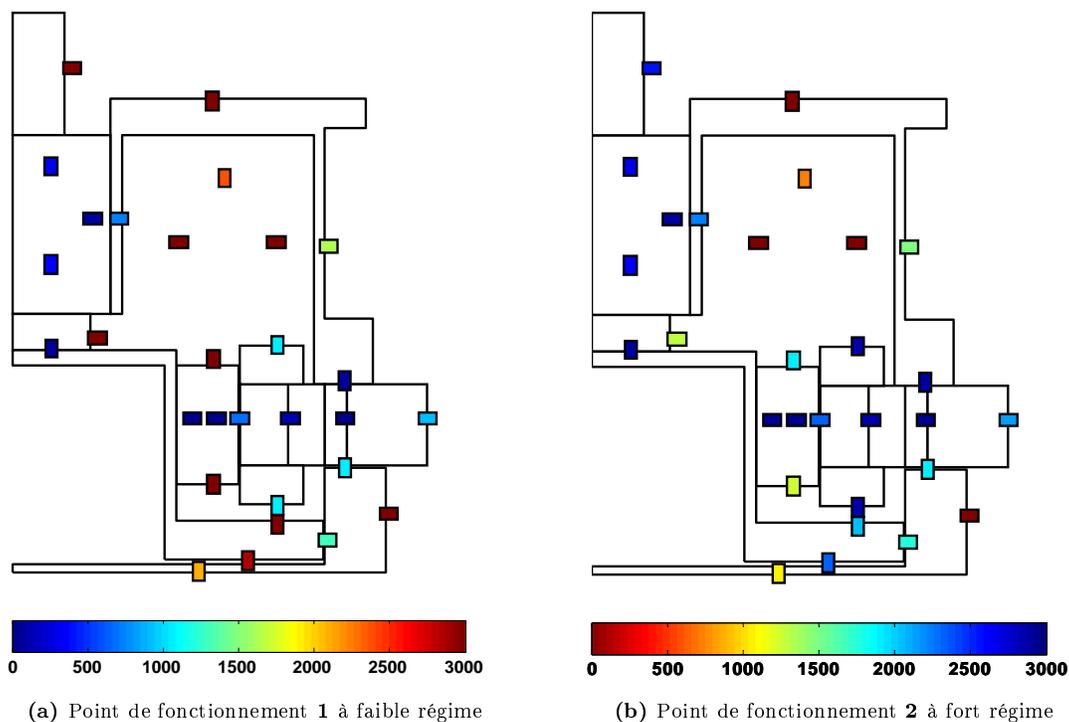


FIGURE 2.32 – Cartographies des résistances thermiques en régime permanent.

Cartographies des températures et des flux : Pour les deux points de fonctionnement, les cartographies des températures et des flux sont présentées respectivement dans les figures 2.33 et 2.34. Nous remarquons tout d’abord que le modèle thermique, avec une première estimation des contacts et des coefficients d’échange convectif, surestime les températures simulées par rapport aux relevés expérimentaux. Ce fait est noté sur les deux points de fonctionnement sur lesquelles les cartographies sont obtenues. L’ordre de grandeur de cette erreur d’estimation est de 30 % dans les zones les plus sensibles au bobinage et au rotor.

Ces deux figures montrent également la contribution de l’environnement de la machine dans l’évacuation de la chaleur vers l’air ambiant. Ceci peut être vu par la quantité de flux de chaleur évacuée par ces surfaces (131.2 W) par rapport à celle évacuée par le carter à ailettes (113.3 W) ; les deux quantités sont déduites du fonctionnement à faible régime (figure 2.33b).

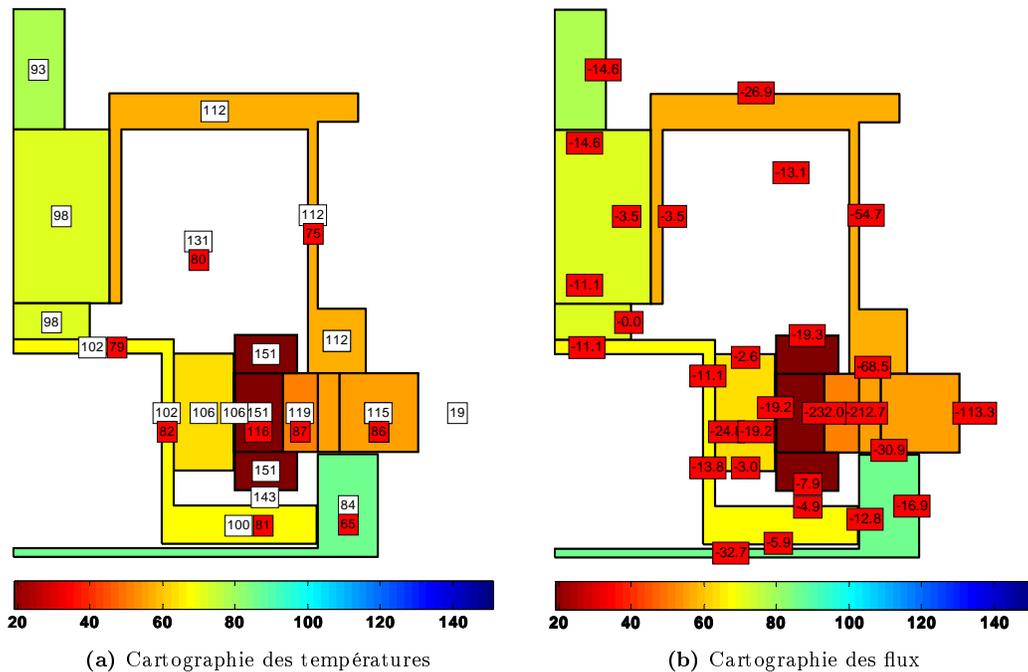


FIGURE 2.33 – Cartographies des températures et des flux pour le point de fonctionnement 1 à faible régime.

2.4.4 Conclusion

Dans cette partie, nous avons présenté la modélisation thermique d’une machine électrique intégrée dans son environnement. Nous avons rencontré plusieurs difficultés de modélisation, en particulier sur les points critiques tels que le contact, les coefficients d’échange et l’évaluation des pertes. Le

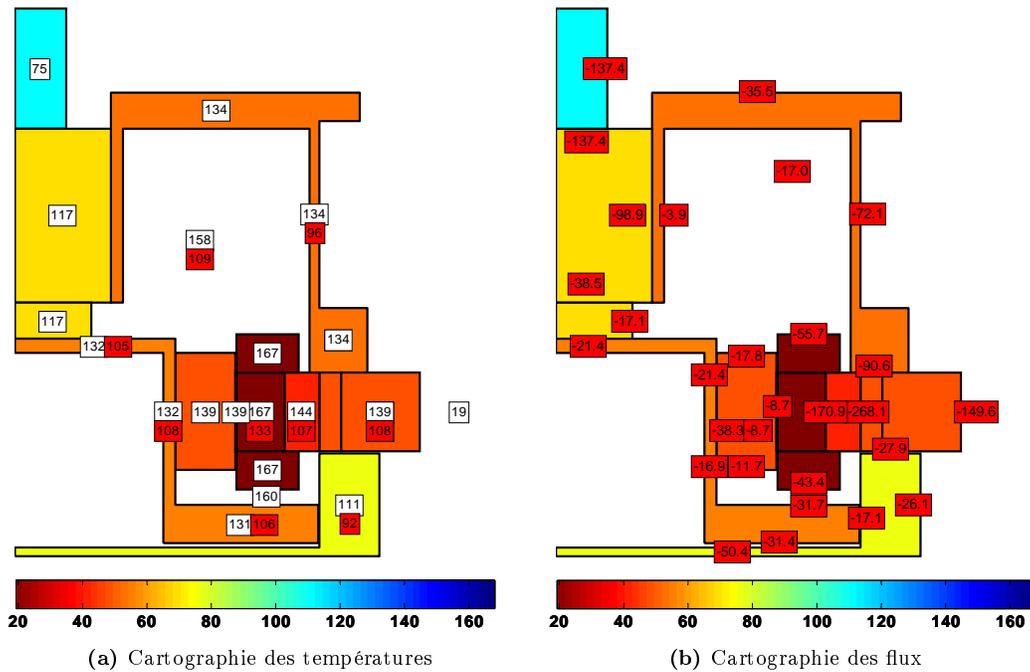


FIGURE 2.34 – Cartographies des températures et des flux pour le point de fonctionnement 2 à fort régime.

support expérimental a permis de poser certaines hypothèses simplificatrices du modèle. Cependant, ce dernier a pu estimer les températures de la machine pour deux points de fonctionnement avec une erreur de l'ordre de 30 % au niveau du bobinage et du rotor, et qui peut tendre vers 50 % pour d'autres températures. Ces erreurs sont évaluées par rapport aux températures expérimentales. Plusieurs sources d'incertitude peuvent contribuer à ces niveaux d'erreur. Pour cela, nous réalisons dans le prochain chapitre, une analyse de sensibilité sur ces différentes sources d'incertitude, en se basant sur les points critiques de modélisation.

2.5 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a présenté tout d'abord la méthode analytique pour la modélisation thermique d'une machine électrique. Ensuite, deux cas d'application ont été traités. Le premier est pour la machine HW820CG isolée de son environnement alors que le deuxième est celui d'un alterno-démarrreur intégré.

La machine HW820CG est une machine synchrone à aimants permanents internes refroidie à eau. Son modèle thermique proposé est validé expérimentalement sur trois points de fonctionnement, en régime permanent et en régime transitoire. Le refroidissement de la machine permet de garder le rotor froid et des niveaux de températures basses au niveau du bobinage. Les points critiques de cette modélisation sont, en premier lieu, l'évaluation des pertes, en particulier les pertes mécaniques et les

pertes fer à hautes vitesses ; en deuxième lieu, l'évaluation des paramètres de contact dans la machine, en particulier le contact culasse-carter où la majorité de flux de chaleur transite au travers.

La deuxième machine est également synchrone à aimants permanents internes mais refroidie à air et intégrée dans son environnement. Les résultats ont montré que cet environnement contribue d'une manière significative, comme les ailettes de refroidissement, à l'évacuation de la chaleur produite à l'intérieur de la machine. La complexité de cette modélisation, en vue de la présence d'une multitude de sources d'incertitude, nous amène à considérer des études plus approfondies sur les phénomènes thermiques qui se produisent à l'intérieur et à l'extérieur de la machine. En effet, ces sources ont abouti à un modèle thermique dont l'erreur d'estimation des températures des zones les plus sensibles aux niveaux du bobinage et du rotor est de l'ordre de 30 % par rapport aux températures expérimentales. Par conséquent, la sensibilité des différentes températures aux phénomènes critiques (contact, convection, conduction dans les éléments hétérogènes et évaluation des sources de chaleur) fait l'objet du [chapitre 3](#).

Dans les chapitres qui suivent, nous présentons des méthodes d'identification de certains paramètres critiques de modélisation de l'ADI ainsi que l'intégration de son modèle thermique dans un environnement mécatronique. Finalement, la validation expérimentale du modèle sur différents régimes de fonctionnement est présentée.

Bibliographie

- [ABDELLI 07] A. ABDELLI. *Optimisation multicritère d'une chaîne éolienne passive*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Toulouse, 2007.
- [ANDERSSON 13] B. ANDERSSON. Lumped parameter thermal modelling of electric machines. Master's thesis, Chalmers University of Technology, 2013.
- [ASSAAD 15] B. ASSAAD, K. EL KADRI BENKARA & G. FRIEDRICH. *A new methodology for identifying external convection coefficients in electric machines*. In Electric Machines and Drives Conference, 2015. IEMDC'15. IEEE International, 2015.
- [BERTIN 06] Y. BERTIN. *Refroidissement des machines électriques tournantes. Etudes paramétriques*. Techniques de l'ingénieur, Généralités sur les machines électriques tournantes, vol. base documentaire : TIB250DUO., no. ref. article : d3462, 2006. fre.
- [BERTOTTI 91] G. BERTOTTI, A. BOGLIETTI, M. CHIAMPI, D. CHIARABAGLIO, F. FIORILLO & M. LAZZARI. *An improved estimation of iron losses in rotating electrical machines*. Magnetics, IEEE Transactions on, vol. 27, no. 6, pages 5007–5009, Nov 1991.
- [BOGLIETTI 02] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO, M. LAZZARI & M. PASTORELLI. *A simplified thermal model for variable speed self cooled industrial induction motor*. In Industry Applications Conference, 2002. 37th IAS Annual Meeting. Conference Record of the, volume 2, pages 723–730 vol.2, Oct 2002.
- [BOGLIETTI 03] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO & D.A. STATON. *Thermal analysis of TEFC induction motors*. In Industry Applications Conference, 2003. 38th IAS Annual Meeting. Conference Record of the, volume 2, pages 849–856 vol.2, Oct 2003.

- [BOGLIETTI 04] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO & D.A. STATON. *TEFC induction motors thermal models : a parameter sensitivity analysis*. In Industry Applications Conference, 2004. 39th IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2004 IEEE, volume 4, pages 2469–2476 vol.4, Oct 2004.
- [BOGLIETTI 06] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO, M. PASTORELLI, D.A. STATON & A. VAGATI. *Thermal analysis of induction and synchronous reluctance motors*. Industry Applications, IEEE Transactions on, vol. 42, no. 3, pages 675–680, May 2006.
- [BOGLIETTI 07] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO & D.A. STATON. *Determination of Critical Parameters in Electrical Machine Thermal Models*. In Industry Applications Conference, 2007. 42nd IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2007 IEEE, pages 73–80, Sept 2007.
- [BOGLIETTI 09] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO, D.A. STATON, M. SHANEL, M. MUELLER & C. MEJUTO. *Evolution and Modern Approaches for Thermal Analysis of Electrical Machines*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 56, no. 3, pages 871–882, March 2009.
- [BRISSET 01] S. BRISSET, M. HECQUET & P. BROCHET. *Thermal modelling of a car alternator with claw poles using 2D finite element software*. *Compel : International journal for computation and mathematics in electrical and electronic engineering*, vol. 20, no. 1, pages 205–215, 2001.
- [CABANNES 96] F. CABANNES. *Température de surface : mesure radiative*. Techniques de l'ingénieur Mesure de température, vol. base documentaire : TIB542DUO., no. ref. article : r2735, 1996.
- [CHÉDOT 04b] L. CHÉDOT. *Contribution à l'étude des machines synchrones à aimants permanents internes à large espace de fonctionnement. Application à l'alternateur-démarrateur*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne (UTC), Laboratoire d'Électromécanique de Compiègne (LEC), 2004.
- [CHIN 03] YK CHIN, E NORDLUND & DA STATON. *Thermal analysis-lumped-circuit model and finite element analysis*. In Sixth International Power Engineering Conference (IPEC), pages 952–957, 2003.
- [CHUNG-WEN 75] H. CHUNG-WEN, A.E. RUEHLI & P.A. BRENNAN. *The modified nodal approach to network analysis*. Circuits and Systems, IEEE Transactions on, vol. 22, no. 6, pages 504–509, Jun 1975.
- [DI GERLANDO 14] A. DI GERLANDO, G.M. FOGLIA, M.F. IACCHETTI & R. PERINI. *Thermal modeling for the design and check of an axial flux PM motor*. In Electrical Machines (ICEM), 2014 International Conference on, pages 1441–1447, Sept 2014.
- [DORRELL 06a] D.G. DORRELL, D.A. STATON, J. KAHOUT, D. HAWKINS & M.I. MCGILP. *Linked Electromagnetic and Thermal Modelling of a Permanent Magnet Motor*. In Power Electronics, Machines and Drives, 2006. The 3rd IET International Conference on, pages 536–540, April 2006.
- [DORRELL 06b] D.G. DORRELL, D.A. STATON & M.I. MCGILP. *Design of Brushless Permanent Magnet Motors - A Combined Electromagnetic and Thermal Approach to High Performance*

Specification. In IEEE Industrial Electronics, IECON 2006 - 32nd Annual Conference on, pages 4853–4858, Nov 2006.

- [GROBLER 11] A. GROBLER. *Thermal modelling of a high speed permanent magnet synchronous machine*. PhD thesis, Potchefstroom campus of the North-West University, 2011.
- [GUEMO 13] G.G. GUEMO, P. CHANTRENNE & J. JAC. *Application of classic and T lumped parameter thermal models for Permanent Magnet Synchronous Machines*. In Electric Machines Drives Conference (IEMDC), 2013 IEEE International, pages 809–815, May 2013.
- [JUNAK 08] J JUNAK, G OMBACH & D.A. STATON. *Permanent Magnet DC Motor Brush Transient Thermal Analysis*. In Proceedings of the 2008 International Conference on Electrical Machines, 2008.
- [KHLISSA 14] R. KHLISSA, S. VIVIER, G. FRIEDRICH, K. EL KADRI BENKARA & B. ASSAAD. *Thermal modeling of an Asymetrical Totally Enclosed Permanent Magnet Integrated Starter Generator*. In ELECTRIMACS 2014, 11th International Conference on Modeling and Simulation of Electric Machines, Converters and Systems,, 2014.
- [KÜTTLER 13] S. KÜTTLER. *Dimensionnement optimal de machines synchrones pour des applications de véhicules hybrides*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2013.
- [KYLANDER 95] G. KYLANDER. *Thermal modelling of small cage induction motors*. Rapport technique, Chalmers University of Technology, 1995.
- [LAURENCEAU 08] J. LAURENCEAU. *Surfaces de réponse par krigeage pour l'optimisation de formes aérodynamiques*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Toulouse, 2008.
- [LEGRANGER 09] J. LEGRANGER. *Contribution à l'étude des machines brushless à haut rendement dans les applications de moteurs-générateurs embarqués*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2009.
- [LINDSTROM 99] J. LINDSTROM. *Thermal model of a permanent-magnet motor for a hybrid electric vehicle*. Rapport technique, Chalmers University of Technology, Sweden, 1999.
- [LUTUN 12] J. LUTUN. *Modélisation thermique des alternateurs mobiles*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Grenoble, 2012.
- [MALOBERTI 12] O. MALOBERTI, A. OSPINA, K. EL KADRI BENKARA, G. FRIEDRICH, L. CHARBONNIER & A. GIMENO. *Thermal modelling of a claw-pole car alternator : Steady-state computation and identification of free convection coefficients*. In Electrical Machines (ICEM), 2012 XXth International Conference on, pages 1888–1892, Sept 2012.
- [MEJUTO 06] C. MEJUTO, M. MUELLER, DA. STATON, S. MEBARKI & N. AL-KHAYAT. *Thermal Modelling of TEFC Alternators*. In IEEE Industrial Electronics, IECON 2006 - 32nd Annual Conference on, pages 4813–4818, Nov 2006.
- [MELLOR 91] P.H. MELLOR, D. ROBERTS & D.R. TURNER. *Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design*. Electric Power Applications, IEE Proceedings B, vol. 138, no. 5, pages 205–218, Sep 1991.
- [MEZANI 04] S. MEZANI. *Modélisation électromagnétique et thermique des moteurs à induction, en tenant compte des harmoniques d'espace*. PhD thesis, Institut national polytechnique Lorraine, 2004.

- [PARKER 08] PARKER. *Servomoteurs de broche HW*. Rapport technique, SSD Parvex SAS, 2008.
- [RENARD 03] B. RENARD. *Etude expérimentale et modélisation du comportement thermique d'une machine électrique multifonctions. Application à un alterno-démarrreur intégré*. PhD thesis, Université de Poitiers, 2003.
- [ROSTAMI 13] N. ROSTAMI, M.R. FEYZI, J. PYRHONEN, A. PARVIAINEN & M. NIEMELA. *Lumped-Parameter Thermal Model for Axial Flux Permanent Magnet Machines*. Magnetics, IEEE Transactions on, vol. 49, no. 3, pages 1178–1184, March 2013.
- [ROYE 85] D. ROYE & R. PERRET. *Définitions des règles de modélisation thermique des machines électriques tournantes*. Rev. Phys. Appl. (Paris), vol. 20, no. 3, pages 191–202, 1985.
- [SAARI 98] J. SAARI. *Thermal analysis of high-speed induction machines*. PhD thesis, Acta Polytechnica Scandinavica, 1998.
- [STATON 01] D.A. STATON. *Thermal computer aided design-advancing the revolution in compact motors*. In Electric Machines and Drives Conference, 2001. IEMDC 2001. IEEE International, pages 858–863, 2001.
- [STATON 03] D. STATON, A. BOGLIETTI & A. CAVAGNINO. *Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis*. In Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03. IEEE International, volume 2, pages 747–755 vol.2, June 2003.
- [STATON 08] D.A. STATON & A. CAVAGNINO. *Convection Heat Transfer and Flow Calculations Suitable for Electric Machines Thermal Models*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 55, no. 10, pages 3509–3516, Oct 2008.
- [STATON 10] D.A. STATON, D. HAWKINS & M. POPESCU. *Motor-CAD Software for Thermal Analysis of Electrical Motors - Links to Electromagnetic and Drive Simulation Models*. In CWIEME, Berlin, June 2010, 2010.
- [ZHANG 14] B. ZHANG, R. QU, W. XU, J. WANG & Y. CHEN. *Thermal model of totally enclosed water-cooled permanent magnet synchronous machines for electric vehicle applications*. In Electrical Machines (ICEM), 2014 International Conference on, pages 2205–2211, Sept 2014.

Chapitre 3

Analyse de sensibilité

3.1 Introduction et état de l'art

Les contraintes thermiques jouent un rôle important dans la conception des machines électriques de plus en plus petites et performantes. Dans un premier temps, un concepteur de machine trouve une difficulté dans l'identification des paramètres de conception les plus influents qui peuvent affecter les performances thermiques. Il peut également se concentrer sur des zones dans la machine et des aspects qui ont peu d'importance au niveau thermique. Ainsi, l'analyse de sensibilité devient fondamentale dans ces cas et permet l'identification des zones cruciales de conception et des paramètres d'influence importante dans la thermique. Cette analyse permet également d'alléger un modèle thermique détaillé en éliminant les paramètres et les chemins de flux de chaleur non-significatifs. De même, elle contribue à mieux appréhender et comprendre un phénomène thermique complexe.

En général, l'analyse de sensibilité (AS) d'un modèle permet d'étudier l'importance, d'une manière qualitative et quantitative, d'un paramètre ou d'un groupe de paramètres sur une réponse. Ceci à son tour peut servir à établir un champ expérimental conduisant à une meilleure définition des paramètres inconnus et à la réduction de leurs intervalles de variation. Cette analyse permet également d'acquérir une compréhension approfondie des systèmes étudiés, en particulier lors de la présence d'une multitude d'incertitude sur les paramètres qui régissent ces systèmes.

Les différentes techniques d'analyse de sensibilité peuvent être classées en deux catégories principales : l'analyse locale et l'analyse globale. La première permet d'étudier l'influence locale des petites perturbations des paramètres d'entrée sur la réponse du système ; alors que la deuxième analyse consiste à déterminer la contribution d'un paramètre ou d'un ensemble de paramètres d'entrée dans la variation de la réponse d'un système dans son champ global d'étude.

La démarche globale de ce chapitre, ainsi que les méthodes d'analyse de sensibilité employées sont illustrées dans la figure 3.1.

Dans la première partie de ce chapitre, nous menons une analyse de sensibilité locale sur un ensemble important de 21 paramètres de conception ; 12 températures de la machine constituent les sorties du modèle thermique de l'ADI (figure 2.23). Dans cette première étude, l'interaction entre les paramètres n'est pas prise en compte ; ceux-ci sont définis sur des plages de variation fixes (à un pourcentage bien

défini). De cette étude, 15 paramètres ayant une influence importante sont sélectionnés et intégrés dans une démarche d'analyse de sensibilité globale. Les objectifs de cette analyse, développée dans la deuxième et la troisième parties du chapitre, sont : **(1)** classer les paramètres selon leurs niveaux d'importance; **(2)** définir la contribution de chacun sur la variabilité des températures de la machine; **(3)** aider à l'identification des chemins de flux de chaleur à l'intérieur de la machine; **(4)** identifier les paramètres clés de conception qui influent sur les températures critiques des machines électriques (bobinage et rotor).

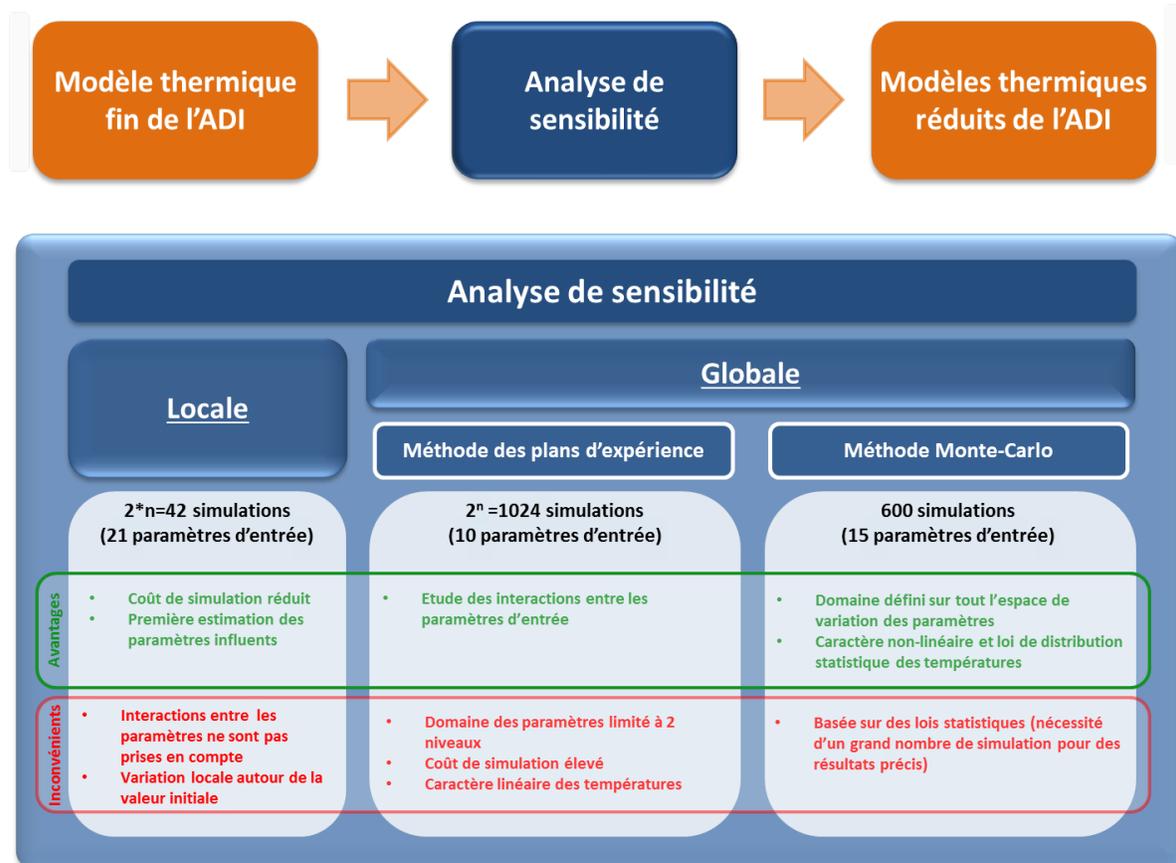


FIGURE 3.1 – Démarche globale du chapitre et analyses de sensibilité réalisées.

L'analyse globale se décline en deux parties : la première est basée sur la construction d'un plan d'expériences tenant compte de 10 paramètres internes à la machine (coefficients de contact et de convection interne) ; la deuxième considère les 15 paramètres, et est basée sur l'application de l'approche de Monte-Carlo.

La première partie de l'analyse globale permet de vérifier les interactions entre les paramètres et de classer ces dernières selon leur importance sur chaque température de la machine. Cependant, le caractère non-linéaire des températures n'est pas observé à cause d'une variation des paramètres

d'entrée uniquement entre deux niveaux. De plus, la totalité des paramètres ne peut pas être prise en compte à cause d'un coût de simulation très élevé (2^{15} simulations pour un plan factoriel complet). En conséquence, nous procédons à une analyse par l'approche Monte-Carlo où tous ces paramètres sont considérés. Le domaine de variation de chacun de ces paramètres n'est plus limité à deux niveaux, mais est plutôt défini par des lois statistiques. De plus, le caractère non-linéaire des températures peut être exploité ainsi que leur loi de variation statistique.

Finalement, ces études de sensibilité établissent une démarche systématique pour la réduction du modèle thermique fin de la machine. L'objectif de cette réduction est d'obtenir des modèles allégés (à temps de calcul très réduit) pour la surveillance des températures critiques et pour l'intégration dans des démarches plus complexes (intégration système, modélisation multiphysique, implémentation réelle,...).

Dans le domaine de la thermique des machines électriques, l'analyse de sensibilité locale est la plus répandue. En effet, différentes études menées sur les modèles thermiques font varier leurs paramètres incertains, ou ceux pouvant avoir une influence non-négligeable, d'un certain pourcentage autour de leurs valeurs moyennes (ou valeurs initiales). Ces études regardent ensuite l'influence de cette variation sur les températures du modèle et en tirent des conclusions sur l'importance de chaque paramètre.

[PURANEN 06] réalise une étude de sensibilité des paramètres d'un modèle thermique d'un servomoteur asynchrone de puissance 4 kW de type TEFC (totally enclosed fan-cooled). L'objectif essentiel est de réduire son modèle et de surveiller la température des têtes de bobines. L'auteur impose une augmentation de 20 % des résistances thermiques de son modèle, des pertes, du taux de remplissage, et autres paramètres en regardant l'effet sur la variation de la température des têtes de bobines. Il a déduit que le coefficient de convection forcée entre la machine et l'air ambiant ainsi que le contact culasse-carter ont une influence significative sur cette température. [PURANEN 06] applique son analyse de sensibilité pour réduire son modèle thermique de 39 à 10 résistances thermiques. L'auteur observe que la température des têtes de bobines en régime permanent pour les deux modèles (fin et réduit) sont cohérentes, alors qu'un écart entre ces modèles est observé en régime transitoire. Les résultats sur la température du carter et celle du stator sont différents entre les deux modèles en régime permanent, contrairement aux résultats en régime transitoire.

L'analyse de sensibilité menée également par [POPOVA 10] sur une machine asynchrone de type TEFC montre que la variation de $\pm 50\%$ du coefficient d'échange entre la machine et l'air ambiant influe d'une manière significative sur la distribution des températures dans la machine. Cette étude montre que la variation de la conductance de contact entre la culasse et le carter de $350 \text{ W/m}^2\text{K}$ à $550 \text{ W/m}^2\text{K}$ présente une influence majeure sur les températures des dents, de la culasse et du bobinage. De plus, une analyse est menée sur le coefficient de convection dans l'entrefer ; cette analyse a démontré une influence significative de la variation de ce coefficient sur les températures du bobinage, du fer au rotor, de l'entrefer et de l'arbre de rotation. Les résultats de ces deux dernières études ([PURANEN 06] et [POPOVA 10]) sur le coefficient de contact culasse-carter et le coefficient de convection entre la machine et l'air ambiant avaient été démontrés par [KYLINDER 95]. Cet auteur a étudié l'effet de la variation des résistances thermiques et des pertes de deux machines asynchrones de puissances 4 kW et 15 kW sur les températures des têtes de bobines et des roulements. [KYLINDER 95] insiste sur l'importance d'un calcul précis des pertes, en particulier les pertes par effet Joule, vue leur influence

sur les différentes températures de la machine. Plusieurs autres études de sensibilité avec les mêmes approches sont présentées dans [SAARI 98, BOGLIETTI 04, BERTIN 06, GROBLER 11, ANDERSSON 13].

Ces études se sont focalisées sur des approches locales en observant l'influence de la variation de certains paramètres dans des intervalles fixes sur différentes températures de la machine. Ces approches ne tiennent pas compte de la particularité de chaque phénomène physique ou de l'influence des paramètres sur la variation des températures. De même, l'interaction entre les différents paramètres n'est pas prise en compte.

Par conséquent, pour une compréhension approfondie des phénomènes thermiques dans la machine électrique, nous proposons d'appliquer des analyses de sensibilité sur le modèle thermique nodal fin de l'alternateur intégré (figure 2.23). La particularité de cette machine intégrée dans son environnement est la présence d'une multitude de phénomènes complexes, en particulier en ce qui concerne la conduction à travers les contacts et les phénomènes de convection. En effet, l'utilisation d'un modèle analytique est un point critique et important dans l'analyse de sensibilité puisque ce modèle permet de réaliser un nombre important de simulations dans un temps court (par rapport aux méthodes numériques).

Tout d'abord et avant de commencer, définissons les deux notions de *facteur* et *réponse*, employées dans ce chapitre. Les facteurs sont des grandeurs physiques représentant les variables ou les paramètres d'entrée au système ou au modèle ; les réponses constituent des grandeurs physiques étudiées à la sortie du modèle ou du système. Celles-ci dépendent directement des valeurs des facteurs.

3.2 Analyse de sensibilité locale

L'analyse de sensibilité locale étudie l'impact des petites variations des facteurs autour de leurs valeurs initiales ($x^0 = \{x_1^0, \dots, x_n^0\}$) sur les réponses du modèle. Cette analyse repose sur le calcul des dérivées partielles des sorties par rapport aux facteurs. Cette méthode utilise l'approche classique intitulée “*One-factor-at-a-time*” (OAT) qui consiste à faire varier un facteur et de maintenir les autres constants. Cette méthode suppose la linéarité du modèle localement autour des valeurs initiales. L'indice de sensibilité d'un facteur x_i sur une réponse y_j associé à cette étude est défini par :

$$S_{i,j}^* = \frac{\delta y_j}{\delta x_i}(x_1^0, \dots, x_n^0) \quad (3.1)$$

La définition des facteurs et des réponses ainsi que l'application de cette analyse locale sur le modèle thermique de l'ADI font l'objet des paragraphes suivants.

3.2.1 Définition des facteurs et des réponses

Dans le cas de l'analyse de sensibilité locale, un ensemble important de facteurs jugés incertains dans la thermique de la machine est défini. Considérons tout d'abord les deux vecteurs aléatoires $X = \{X_1, X_2, \dots, X_n\}$ et $Y = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_m\}$ qui représentent respectivement les facteurs et les réponses du modèle ; avec n et m les indices qui désignent le nombre de facteurs et celui des réponses. Les points critiques de modélisation et de conception des machines électriques, comme il a été vu dans le chapitre 1, sont :

1. Les coefficients de contact entre les différentes zones de la machine,
2. Les coefficients de convection interne et externe,
3. La conductivité thermique équivalente des matériaux hétérogènes.

Les sources de chaleur peuvent également présenter des incertitudes; cependant leur influence est étudiée dans l'analyse de sensibilité globale. L'ensemble des facteurs incertains considéré dans cette étude est présenté dans la figure 3.2 et le tableau 3.1.

Les différentes températures dans la machine, correspondant aux réponses du modèle, sont calculées. Les zones associées à ces températures sont présentées dans la figure 3.2 et le tableau 3.2. Finalement, l'étude est menée sur 21 facteurs et 12 réponses (températures). Il est à noter que la température du bobinage englobe la température des conducteurs logés dans les encoches et la température des têtes de bobines (les deux supposées homogénéisées). De plus, la température de la culasse et la température des dents sont regroupées sous la température du stator. Enfin, la température du rotor représente la température des aimants permanents.

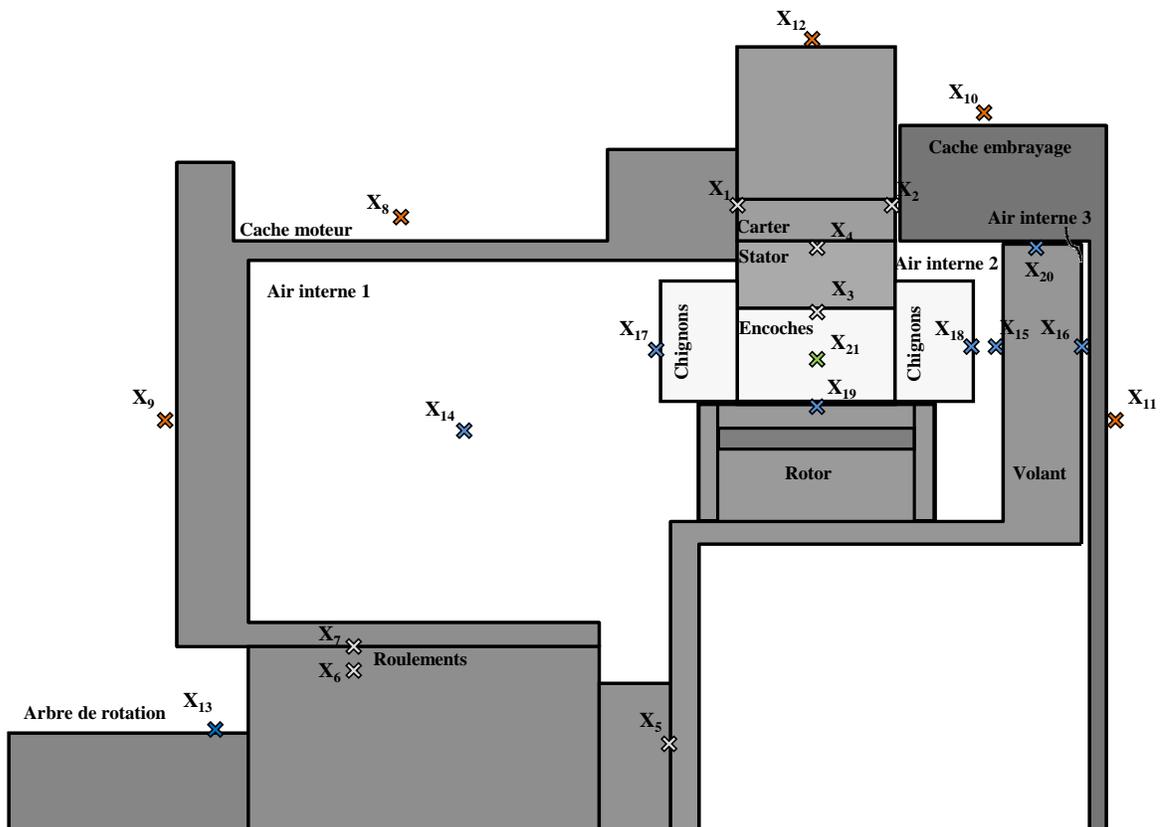


FIGURE 3.2 – Distribution des facteurs de conception dans l'alternateur-démarrateur intégré.

Tableau 3.1 – Description des facteurs de conception.

✘ Contact			✘ Convection mixte		
X_1	K_{cf}	Carter - Cache moteur	X_{13}	K_{ext6}	Arbre de rotation - Ambient
X_2	K_{cme}	Carter - Cache embrayage	X_{14}	K_{cav1}	Air interne 1 - Cache moteur
X_3	K_{da}	Encoches - Stator	X_{15}	K_{vol}	Air interne 2 - Volant
X_4	K_{cc}	Stator - Carter	X_{16}	K_{emb}	Volant - Cache embrayage
X_5	K_{arbcl}	Arbre - Volant	X_{17}	K_{ch1}	Chignons - Air interne 1
X_6	K_{daroul}	Roulements internes	X_{18}	K_{ch2}	Chignons - Air interne 2
X_7	K_{roulc}	Roulements - Cache moteur	X_{19}	K_{ent1}	Rotor - Stator
✘ Convection naturelle			X_{20}	K_{ent2}	Volant - Cache embrayage
X_8	K_{ext1}	Surface radiale (CM) - Ambient	✘ Conduction dans le bobinage		
X_9	K_{ext2}	Surface axiale (CM) - Ambient	X_{21}	K_{lbd}	Conductivité radiale
X_{10}	K_{ext3}	Surface radiale (CE) - Ambient			
X_{11}	K_{ext4}	Surface axiale (CE) - Ambient			
X_{12}	K_{ext5}	Carter - Ambient			

* *CM* : Cache moteur
 * *CE* : Cache embrayage

Tableau 3.2 – Description des réponses du modèle : températures de la machine.

j	Température	j	Température
1	Bobinage	7	Cache embrayage
2	Stator	8	Air interne 1
3	Carter	9	Air interne 2
4	Rotor	10	Air interne 3
5	Volant	11	Arbre
6	Cache moteur	12	Roulements

3.2.2 Démarche de l'analyse locale et indices de sensibilité

Pour effectuer une analyse de sensibilité locale, nous faisons varier la valeur des facteurs de $\pm 50\%$ autour de leurs valeurs initiales x^0 et regarder l'influence sur les températures. Cette variation est évaluée par l'utilisation de deux indices de sensibilité :

1. Le premier indice est présenté dans l'équation (3.1) où les dérivées partielles de chaque température sont calculées, à chaque fois, par rapport à un facteur X_i . Ces dérivées sont ensuite évaluées pour les valeurs initiales x^0 . Cet indice, noté $S_{i,j}^*$, reflète la différence de température entre les niveaux où la valeur du facteur X_i passe de -50% à $+50\%$ de sa valeur initiale,
2. Le deuxième indice $S_{i,j}^\eta$ est identique au premier sauf qu'il est normalisé par rapport aux valeurs initiales x^0 et aux températures y^0 (évaluées à x^0). Cet indice, formulé dans l'équation (3.2), permet d'extraire les facteurs d'influence significative en choisissant des seuils judicieusement.

$$S_{i,j}^{\eta} = \frac{\delta y_j / y_j^0}{\delta x_i / x_i^0} (x_1^0, \dots, x_n^0) \quad (3.2)$$

La dérivée partielle $\delta y_j / \delta x_i$ des deux indices (équation (3.1) et équation (3.2)) est approchée en évaluant la variation d'une température T_j de la machine électrique, entre les niveaux haut et bas de x_i autour de la valeur initiale x_i^0 :

$$\frac{\delta y_j}{\delta x_i} = \frac{T_j(x_1^0, \dots, (1+\delta) \cdot x_i^0, \dots, x_n^0) - T_j(x_1^0, \dots, (1-\delta) \cdot x_i^0, \dots, x_n^0)}{(1+\delta) \cdot x_i^0 - (1-\delta) \cdot x_i^0}$$

avec δ le coefficient de variation de x_i^0 . Dans notre cas, δ prend la valeur de 0.5 (=50%) .

3.2.3 Résultats de l'analyse de sensibilité locale

La figure 3.3 montre la variation de l'indice $S_{i,j}^{\eta}$ en fonction des 21 facteurs pour les 12 températures du modèle thermique. Les seuils sont définis à $\pm 5\%$ de manière à faire apparaître les facteurs les plus influents. De même, la figure 3.4 montre l'évolution de l'indice de sensibilité $S_{i,j}^*$ en fonction des températures de la machine pour les 21 facteurs. Cette présentation permet d'extraire l'information sur les coefficients qui influencent le plus sur les températures. Ceci est possible en observant la fluctuation et le niveau de variation de l'indice $S_{i,j}^*$, ainsi qu'en précisant les températures les plus impactées par cette variation. En effet, deux aspects sont mis en évidence lors du traitement des résultats : le premier concerne le niveau de fluctuation des facteurs ; le deuxième est la réalité physique associée à ces variations de $\pm 50\%$ autour de la valeur initiale. Les résultats présentés ci-dessous sont déduits pour un fonctionnement de la machine à fort régime (figure 2.20) pour une vitesse de rotation de $\Omega = 2500 \text{ tr/min}$ et une densité de courant de $J = 5 \text{ A/mm}^2$. Ensuite, cette analyse est appliquée sur un autre point de fonctionnement à faible régime de la machine (pour $\Omega = 0 \text{ tr/min}$ et $J = 5 \text{ A/mm}^2$).

Nous pouvons déduire à travers les deux figures (3.3 et 3.4) les points suivants :

- Les facteurs de contact $X_1 \rightarrow X_4$ possèdent une influence globale inférieure à 5°C (en valeur absolue) sur les variations des différentes températures de la machine. Les valeurs des facteurs $X_5 \rightarrow X_7$ restent constantes et ont une influence négligeable sur toutes les températures. Par conséquent, ces derniers facteurs sont considérés non influents pour le reste de l'étude. Il est à noter que le facteur du contact interne des roulements X_6 peut en pratique varier dans un intervalle plus large que $\pm 50\%$ de sa valeur initiale ; cependant son impact reste local sur la température des roulements,
- Les facteurs X_8 et X_{12} ont le plus d'impact sur les différentes températures de la machine. Ces facteurs représentent les coefficients de convection naturelle entre la machine (carter à ailettes et surface radiale du cache moteur) et l'air ambiant. Les températures de la machine varient d'une manière significative (de l'ordre de 40°C), avec la variation de ces facteurs, en particulier pour X_{12} . Les autres facteurs de convection naturelle X_9 , X_{10} et X_{11} influent également sur ces températures mais d'une manière moins importante (une moyenne de variation de 15°C),
- La température de l'arbre de rotation est la plus impactée par la variation du coefficient X_{13} ; cette variation peut atteindre 50°C . Ce facteur X_{13} influe également sur les différentes températures de la machine d'une moyenne de 15°C ,
- Les coefficients de convection à l'intérieur des cavités de la machine ont peu d'influence sur la

distribution des températures; néanmoins l'incertitude liée au calcul analytique de ces coefficients peut être plus importante que $\pm 50\%$,

- La variation des coefficients de convection dans l'entrefer X_{19} et X_{20} n'influe pas sur les températures de la machine. En effet, la convection dans l'entrefer devait être significative sur ce point de fonctionnement où la machine tourne à $\Omega = 2500 \text{ tr/min}$ [FRIEDRICH 13]. Cependant, cette étude de sensibilité a montré une influence négligeable de ce facteur dans cette machine (X_{19} en particulier); cela peut être dû à un faible flux de chaleur traversant les dents vers le rotor (ou vice-versa),

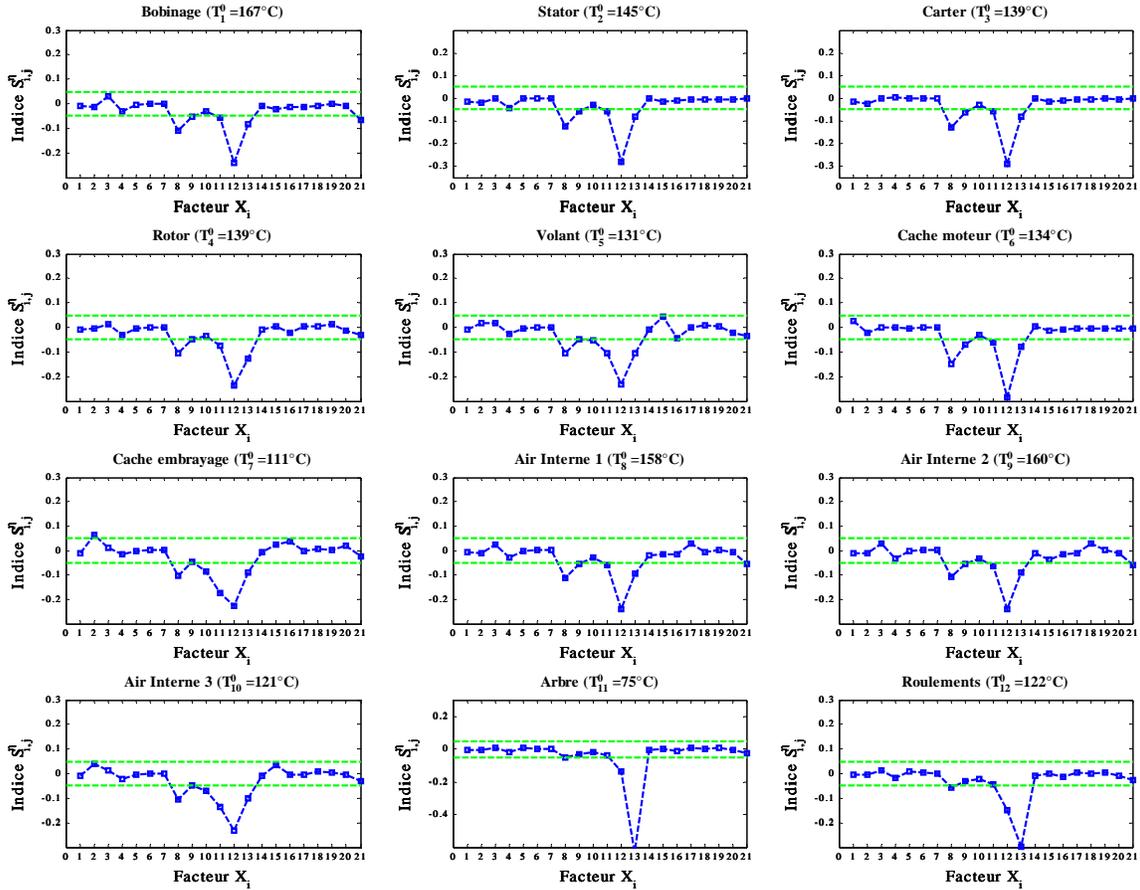


FIGURE 3.3 – Évolution de l'indice $S_{i,j}^{\eta}$ pour les 12 températures de la machine en fonction des 21 facteurs.

- La variation de la conductivité radiale équivalente du bobinage (X_{21}) impacte le plus les températures du bobinage et des cavités voisines (air interne 1 et 2). En effet, cette conductivité dépend principalement du coefficient de remplissage et des propriétés thermophysiques des matériaux (cuivre et résine). En conséquence, l'incertitude de $\pm 50\%$ de la valeur initiale de ce facteur semble être large. La partie suivante va limiter cette variation à $\pm 20\%$ et va tester l'importance de X_{21} dans l'analyse de sensibilité globale.

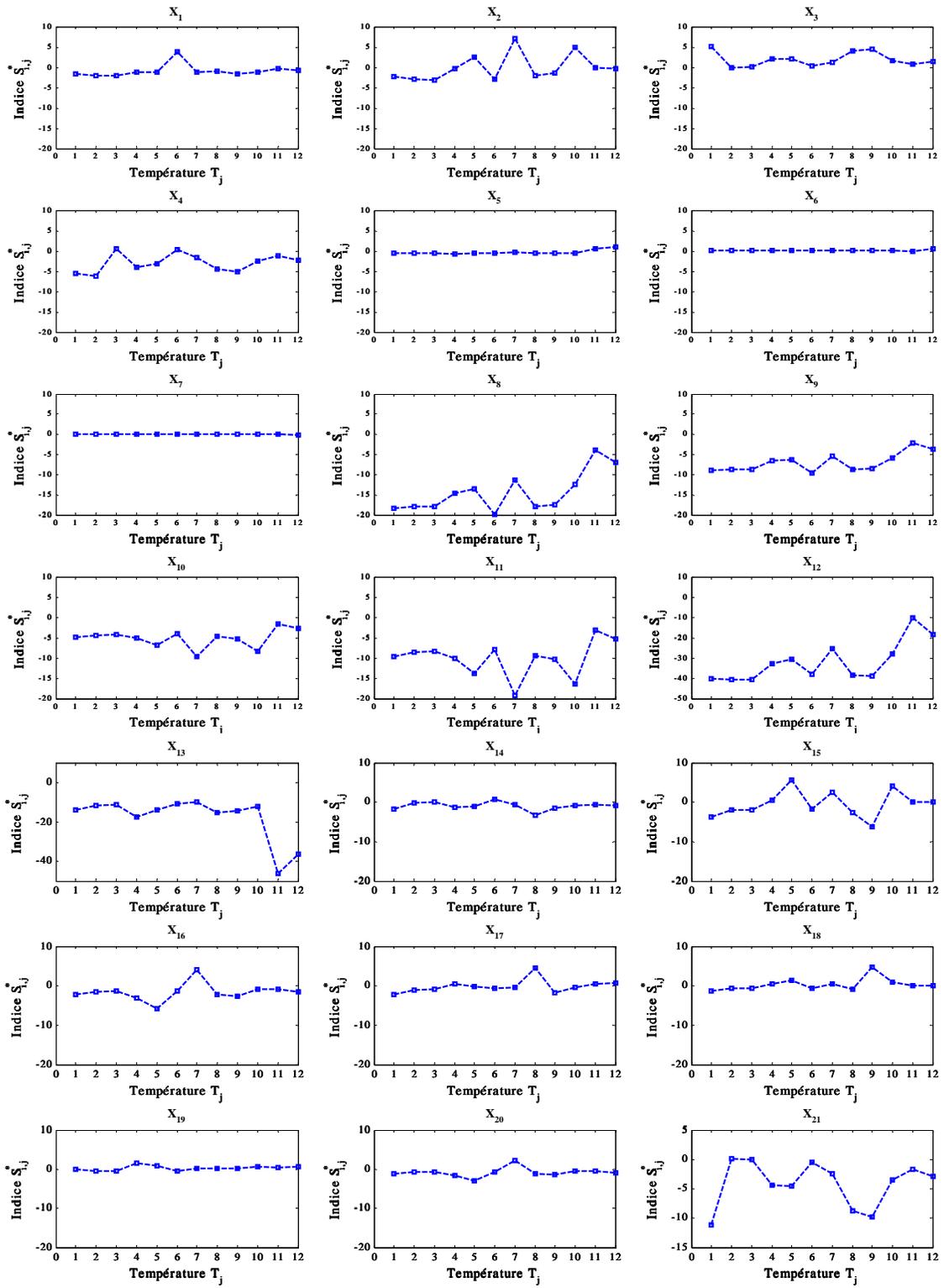


FIGURE 3.4 – Évolution de l'indice $S_{i,j}^*$ pour les 21 facteurs en fonction des températures de la machine.

Une représentation plus générale de l'influence des facteurs sur les températures est illustrée par les figures 3.5a et 3.5b. Les résultats sur ces deux figures concernent respectivement le fonctionnement de la machine à faible et à fort régime. Dans chaque représentation, la colonne correspond à une température et la ligne à un facteur ; l'intersection entre les deux représente l'indice de sensibilité $S_{i,j}^*$. Nous pouvons retrouver les résultats déjà présentés ci-dessus, en particulier l'influence et l'importance des phénomènes de convection naturelle externe. Les mêmes conclusions peuvent être déduites pour les deux points de fonctionnement, sauf pour la contribution de la convection par l'arbre de rotation ; celle-ci est favorisée lorsque la vitesse de rotation de la machine augmente.

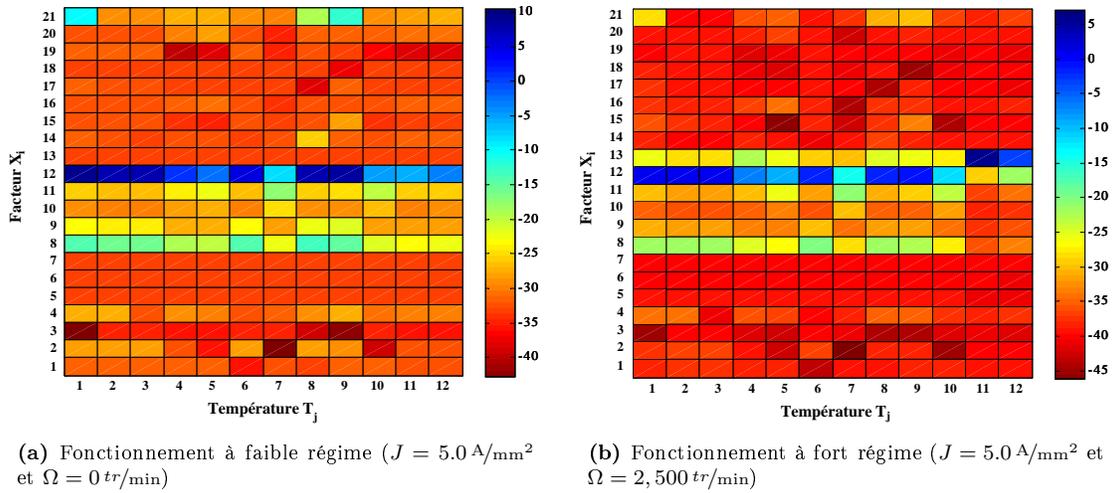


FIGURE 3.5 – Représentation graphique des effets de la variation des facteurs sur les températures.

Cette démarche d'analyse de sensibilité locale a permis de quantifier les facteurs d'influence significative dans le modèle thermique de l'alternateur intégré. L'influence de ces facteurs est déterminée en appliquant des variations locales de l'ordre de $\pm 50\%$ de leurs valeurs initiales et en calculant deux indices de sensibilité. Par contre, dans le domaine thermique, certains paramètres tels que les coefficients de contact peuvent subir des variations plus larges que $\pm 50\%$. De plus, certains facteurs peuvent interagir entre eux pour faire varier les réponses du modèle. Par conséquent, une analyse de sensibilité globale est entreprise dans la partie suivante et dont les objectifs principaux sont : **(1)** étudier la variation des réponses dans la globalité du domaine de variation des facteurs ; **(2)** prendre en compte des variations plus importantes des facteurs ; **(3)** considérer les interactions possibles entre facteurs. L'analyse locale, qui vient d'être décrite, permet de retenir uniquement les 15 facteurs suivants :

- Les facteurs de contact $X_1 \rightarrow X_4$,
- Les facteurs de convection naturelle et mixte $X_8 \rightarrow X_{18}$,
- Le facteur de la conductivité radiale équivalente du bobinage X_{21} .

Les autres 5 facteurs sont considérés non-significatifs et sont ainsi exclus de cette étude.

3.3 Analyse de sensibilité globale

Les méthodes d'analyse de sensibilité globale permettent de mesurer les effets sur la réponse d'un modèle dus à la variation d'un ensemble de facteurs sur leur domaine global. Le modèle est exécuté pour différentes combinaisons des facteurs basées sur la distribution des échantillons sur un domaine d'étude. Une fois que ces échantillons sont générés et les sorties du modèle sont évaluées, plusieurs stratégies peuvent être utilisées pour mesurer la sensibilité des facteurs. Cette mesure est réalisée en évaluant des indices de sensibilité adéquats à chaque type de modèle (linéaire/non linéaire, à entrées indépendantes ou dépendantes).

Nous pouvons faire une distinction entre les indices de sensibilité pour des modèles linéaires et/ou monotones tels que l'indice *SRC* (Standardized Regression Coefficient) et l'indice *PCC* (Partial Correlation Coefficient) ainsi que les indices plus généraux basés sur la décomposition de la variance du modèle tels que l'indice de Sobol [JACQUES 05]. Certaines méthodes existent pour l'estimation de ces indicateurs ; citons par exemple la méthode de Sobol (estimation de Monte-Carlo), la méthode *FAST* (Fourier Amplitude Sensitivity Test) [SALTELLI 08]. Dans notre étude, nous choisissons l'indice de Sobol basé sur une estimation par la méthode Monte-Carlo. La justification de ce choix est décrite dans la partie suivante.

Les objectifs de l'utilisation de l'analyse de sensibilité globale sont :

- Identifier les principaux facteurs et/ou les interactions entre facteurs susceptibles d'influencer le comportement thermique de la machine. Cette étape est fondamentale dans la compréhension des phénomènes thermiques les plus significatifs et permet d'améliorer la structure des machines,
- Identifier les facteurs d'influence négligeable dans le circuit thermique, dans le but de proposer une méthodologie de réduction de modèle,
- Identifier les chemins significatifs de passage des flux de chaleur entre les différentes zones à l'intérieur de la machine. Ceci est basé sur l'hypothèse que le modèle thermique de la machine est bien représentatif des différents chemins de flux de chaleur,
- Étudier l'influence des facteurs de conception dans leurs domaines de variation sur les températures des zones critiques de la machine ou les zones d'intérêts. Cet objectif aide à la conception des machines électriques et présente, d'une façon quantitative, la contribution de chaque phénomène physique dans l'évolution des températures de la machine. Cet objectif permet également l'identification de l'influence de l'environnement mécatronique sur la machine, cas de l'alternateur intégré.

Afin d'accomplir ces objectifs, nous commençons tout d'abord par l'analyse de sensibilité par la méthode des plans d'expériences et ensuite nous abordons la méthode Monte-Carlo.

3.3.1 Méthode des plans d'expériences (M.P.E)

De manière générale, la M.P.E permet d'exprimer la réponse d'un modèle en fonction des facteurs (à travers un modèle mathématique par exemple). Ceci est obtenu par la réalisation de séries d'expériences dans lesquelles plusieurs configurations des facteurs établissent une variation de la réponse du modèle. La définition de ces séries d'expériences est basée sur la connaissance physique du modèle ou du système et des facteurs qui peuvent avoir une influence.

Les principales utilisations de la M.P.E peuvent être la méthode de criblage ou screening et la méthodologie des surfaces de réponse. La première permet de déterminer les facteurs qui ont une influence statistiquement non négligeable sur la variation des réponses ; la deuxième permet d'établir une relation entre les facteurs jugés influents et les réponses du système.

C'est l'approche de screening que nous utilisons par la suite, en vue de réaliser l'analyse de sensibilité par la M.P.E.

Différents plans d'expériences existent, chacun basé sur une hypothèse de construction différente, impliquant une définition particulière des expériences à réaliser en fonction des entrées. Citons par exemple, le plan factoriel complet à deux niveaux, le plan factoriel fractionnaire, le plan composite,... Une description plus détaillée de la théorie et de l'application des plans d'expériences peut se trouver dans [DROESBEKE 97] et [GOPY 00].

L'analyse de sensibilité locale a permis de quantifier l'influence des petites perturbations des facteurs sur les réponses du système. Un ensemble important de facteurs pouvait être pris car le temps de calcul du modèle thermique est relativement faible. Le nombre de simulations réalisé ($2 \cdot n = 42$ simulations) reste faible ; n étant le nombre total de facteurs. En tant qu'ordre de grandeur, le temps de calcul de l'ensemble de ces simulations ne dépasse pas les deux minutes. Cependant, dans le cas de l'application des plans d'expériences à l'analyse de sensibilité du modèle thermique, pour un plan factoriel complet à deux niveaux par exemple, 2^n simulations sont nécessaires. En conséquence, la considération de la totalité des facteurs est problématique car il devient coûteux en temps de calcul. Ce temps peut être réduit en considérant des hypothèses sur le degré des interactions significatives et en appliquant des méthodes de réduction du nombre d'expériences (simulations).

Par contre, dans le cadre de la thèse, nous étudions le modèle par l'utilisation du plan factoriel complet. La réduction du nombre d'essais, telle que proposée dans les plans factoriels fractionnaires par exemple, n'est pas traitée dans notre étude. Pour ces raisons, nous procédons au découplage des phénomènes physiques afin de diviser les difficultés reliées à chacun. En conséquence, les facteurs de convection externe $X_8 \rightarrow X_{13}$ sont fixés à leurs valeurs initiales x_i^0 ($i : 8 \rightarrow 13$) et seuls les phénomènes prenant place à l'intérieur de la machine sont considérés. Ces phénomènes sont modélisés par dix facteurs ($X_1 \rightarrow X_4$, $X_{14} \rightarrow X_{18}$ et X_{21}) ; ce qui aboutit à un nombre de simulations du modèle thermique égal à 1024 ($2^{15-5} = 2^{10}$). La prise en compte de la globalité des 15 facteurs fait l'objet de l'étude par la méthode Monte-Carlo de la deuxième partie de l'analyse globale.

3.3.1.1 Définition des facteurs et des réponses

L'influence d'un facteur sur une réponse est évaluée en mesurant la variation de cette réponse relativement au passage de ce facteur de son niveau bas vers son niveau haut. La définition des valeurs de ces niveaux est basée sur la connaissance des phénomènes physiques et leurs modélisations dans un ensemble d'études sur différentes machines présentes dans les références thermiques [BERTIN 99, STATON 03, INCROPERA 11]. La connaissance de la machine constitue également une source d'information importante.

Le fonctionnement de la machine (l'ADI dans notre cas) pour différents régimes implique la prise en compte des différents phénomènes physiques. A titre d'exemple, la convection naturelle dans les cavités de la machine est le résultat d'un fonctionnement de la machine à faible régime. A fort régime, lorsque la machine est en rotation, le phénomène de convection mixte se substitue à la convection naturelle. Les deux points de fonctionnement s'avèrent importants dans le cas de l'alternateur-démarrateur, voire dans tout moteur de traction électrique, pour la quantification des paramètres de modélisation des phénomènes physiques.

Dans notre démarche, et afin de comparer les effets des différents facteurs sans tenir compte de leurs unités, l'ensemble des valeurs x affectées aux facteurs X est normalisé par rapport aux valeurs initiales x^0 calculées analytiquement. Les niveaux bas et haut de chaque facteur sont notés respectivement x^B et x^H . Les ensembles des dix facteurs du modèle sont définis dans les tableaux 3.3 et 3.4 pour les deux régimes de fonctionnement. Les réponses correspondent aux températures de simulation du modèle thermique pour les différentes zones de la machine.

Finalement, le plan factoriel complet, adoptée dans notre analyse, étudie l'influence d'un facteur à deux niveaux sur la variation des réponses du modèle, aussi bien que l'interaction entre les facteurs. Le nombre total d'expériences d'un plan factoriel complet est dans ce cas 2^n , avec n le nombre total de facteurs.

Tableau 3.3 – Description et paramétrisation des facteurs de conception (fonctionnement à faible régime).

Facteur		Phénomène	Zones	x_i^{0*}	x_i^B	x_i^H
X_1	K_{cf}	Contact	Carter - Cache moteur	2200	0.3	1.3
X_2	K_{cme}	Contact	Carter - Cache embrayage	45	0.5	4
X_3	K_{da}	Contact	Encoches - Stator	100 [†]	1	3
X_4	K_{cc}	Contact	Stator - Carter	1840	0.35	1.5
X_{14}	K_{cav1}	Convection naturelle	Air interne 1	4	1	6
X_{15}	K_{vol}	Convection naturelle	Volant - Air interne 2	3	1	6
X_{16}	K_{emb}	Convection naturelle	Volant - Cache embrayage	5	1	6
X_{17}	K_{ch1}	Convection naturelle	Chignons - Air interne 1	15.5	0.2	2
X_{18}	K_{ch2}	Convection naturelle	Chignons - Air interne 2	15.5	0.2	2
X_{21}	K_{lbd}	Conductivité	Bobinage	0.75 ^κ	0.8	1.2

* Valeurs de x_i^{0*} en W/m^{2.K} sauf la valeur indiquée par [†] en μm et ^κ en W/m.K

Le choix des niveaux bas x_i^B et haut x_i^H de chaque facteur est basé sur les bornes de variation de ces facteurs présentées dans l'état de l'art (figure 1.8, tableaux 1.1, 1.2 et 1.4). De plus, des études sont également menées afin de déterminer ces bornes. Celles-ci sont basées sur l'évolution des températures de la machine en fonction des variations des valeurs des facteurs sur des larges plages. Par exemple, le coefficient de contact entre le carter et le cache embrayage (X_2 ou K_{cme}) a été modifié de $x_2^B = 0.5 \rightarrow x_2^H = 10$ et les températures ont été calculées. Nous avons remarqué qu'au-delà de $x_2 = 4$, la variation des températures du modèle est négligeable; en conséquence, x_2^H est fixé à 4. Par rapport au contact encoches-stator (X_3), les valeurs de ce facteur, extraites de la littérature, varient entre 100 μm

et $300 \mu\text{m}$, voire $x_3^B = 1 \rightarrow x_3^H = 3$. Dans le cas des coefficients de convection, ceux-ci sont limités par les bornes définies dans la littérature (tableau 1.4).

Tableau 3.4 – Description et paramétrisation des facteurs de conception (fonctionnement à fort régime).

Facteur	Phénomène	Zones	x_i^{0*}	x_i^B	x_i^H	
X_1	K_{cf}	Contact	Carter - Cache moteur	2200	0.3	1.3
X_2	K_{cme}	Contact	Carter - Cache embrayage	45	0.5	4
X_3	K_{da}	Contact	Encoches - Stator	100^\top	1	3
X_4	K_{cc}	Contact	Stator - Carter	1840	0.35	1.5
X_{14}	K_{cav1}	Convection naturelle	Air interne 1	5.3	1	6
X_{15}	K_{vol}	Convection mixte	Volant - Air interne 2	30	0.5	1.5
X_{16}	K_{emb}	Convection mixte	Volant - Cache embrayage	25	0.5	1.5
X_{17}	K_{ch1}	Convection mixte	Chignons - Air interne 1	161	0.4	1.2
X_{18}	K_{ch2}	Convection mixte	Chignons - Air interne 2	161	0.4	1.2
X_{21}	K_{lbd}	Conductivité	Bobinage	0.75^κ	0.8	1.2

* Valeurs de x_i^{0*} en $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ sauf la valeur indiquée par $^\top$ en μm et $^\kappa$ en $\text{W}/\text{m.K}$

3.3.1.2 Analyse des diagrammes Pareto

Le diagramme Pareto permet de classer les facteurs ou les interactions entre les facteurs selon leurs niveaux d'influence sur les réponses du modèle. Ce diagramme montre la contribution de chaque facteur X_i (ou d'interactions) sur la variation de la réponse Y_j ; par ordre d'influence décroissante et par la représentation d'histogrammes, aussi bien que par une courbe d'influence cumulée.

Tout d'abord, nous réalisons le calcul des effets de chaque facteur, par son passage d'un niveau bas à un niveau haut, sur la variation des températures du modèle. Ce même calcul est réalisé sur toutes les interactions possibles entre les facteurs. C'est, en effet, le principe du plan factoriel complet où toutes les combinaisons possibles aux limites du domaine d'étude sont réalisées. Dans notre cas d'étude, nous rappelons que le nombre de combinaisons est égal à 1024 ($2^n = 2^{10}$). Après le calcul des effets des facteurs et des interactions, la variation totale des températures sur toutes les combinaisons possibles est évaluée. En considérant y_j comme la température d'indice j et k le numéro de la combinaison, la variation totale des températures est donnée par $\sum_{k=1}^{2^n} |\Delta y_j^{(k)}|$. Pour les deux fonctionnements, à faible et à fort régime, cette variation est donnée respectivement pour les 12 températures de la machine dans les deux tableaux 3.5 et 3.6.

En effet, ces tableaux servent à l'extraction des effets des facteurs ou des interactions sur les températures y_j en degré. Par exemple, l'effet du facteur X_3 (K_{da}) par le passage de son niveau bas à son niveau haut sur la température du bobinage T_{bob} est de 12% (figure 3.7, fonctionnement à fort régime). En degré, cette température augmente de $12\% \times 31.32 = 3.76^\circ\text{C}$, avec $\sum_{k=1}^{2^n} |\Delta y_1^{(k)}| = 31.2^\circ\text{C}$ (tableau 3.6).

Les figures 3.7, 3.8 et 3.9 montrent respectivement les diagrammes Pareto des températures du plan actif de la machine et des températures de son environnement côté moteur et côté embrayage

(figure 3.6). Ces diagrammes sont tracés dans le cas d'un fonctionnement à fort régime de la machine. L'influence des facteurs sur les températures par des variations positives ou négatives est distinguée sur ces diagrammes par les deux couleurs rouge et bleue respectivement. De plus, les facteurs ou les interactions ayant une influence inférieure à 5% sont exclus de ces diagrammes.

Tableau 3.5 – Variation totale des températures de la machine pour les 2^n combinaisons des facteurs (fonctionnement à faible régime).

j	Température	$\sum_{k=1}^{2^n} \Delta y_j^{(k)} [^{\circ}C]$	j	Température	$\sum_{k=1}^{2^n} \Delta y_j^{(k)} [^{\circ}C]$
1	Bobinage	38.59	7	Cache embrayage	19.74
2	Stator	20.73	8	Air interne 1	33.12
3	Carter	14.75	9	Air interne 2	47.76
4	Rotor	15.82	10	Air interne 3	18.55
5	Volant	22.76	11	Arbre	12.84
6	Cache moteur	14.06	12	Roulements	13.88

Tableau 3.6 – Variation totale des températures de la machine pour les 2^n combinaisons des facteurs (fonctionnement à fort régime).

j	Température	$\sum_{k=1}^{2^n} \Delta y_j^{(k)} [^{\circ}C]$	j	Température	$\sum_{k=1}^{2^n} \Delta y_j^{(k)} [^{\circ}C]$
1	Bobinage	31.32	7	Cache embrayage	16.42
2	Stator	17.05	8	Air interne 1	26.26
3	Carter	10.27	9	Air interne 2	32.29
4	Rotor	14.62	10	Air interne 3	16.14
5	Volant	20.65	11	Arbre	4.93
6	Cache moteur	12.54	12	Roulements	8.72

Nous remarquons tout d'abord que les interactions entre les facteurs ont une influence négligeable car cette dernière ne dépasse pas 5% de la variation totale des températures (pour chaque interaction). Par rapport à l'influence des facteurs sur les différentes températures de la machine, les points suivants sont observés :

- Le contact entre les encoches et le stator K_{da} et le contact stator-carter K_{cc} sont des paramètres internes à la machine qui définissent les températures des zones critiques (bobinage T_{bob} et rotor T_{rot}). En effet, l'augmentation de la valeur du contact K_{da} entraîne l'augmentation de la température du bobinage et la température dans les différentes zones de la machine (températures des cavités et des parties tournantes). Au contraire, l'augmentation du coefficient de contact K_{cc} induit une diminution des températures de la machine, en facilitant l'évacuation du flux de chaleur vers l'air ambiant. La convection par les cavités contribue également à la variation des températures critiques mais d'une manière moins significative que les contacts,
- L'amélioration des coefficients de contact entre le carter de la machine et son environnement (K_{cme} et K_{cf}) entraîne la diminution des températures du stator T_{stat} et du carter à ailettes T_{cart} . Les résultats sur ces deux contacts montrent la contribution de l'environnement de la machine vis à vis de l'évacuation de la chaleur par les surfaces externes des caches,

- Les températures du côté moteur dépendent principalement du coefficient de convection naturelle K_{cav1} ; celles-ci sont également sensibles aux contacts à l'intérieur de la machine. De même, la température de la cavité "air interne 1" est impactée par les contacts carter-caches.

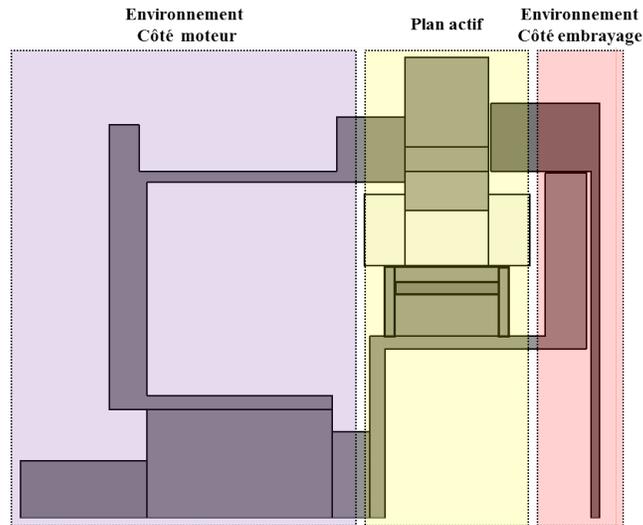


FIGURE 3.6 – Plan axial de la machine avec ses trois parties : plan actif et environnements côté moteur et côté embrayage.

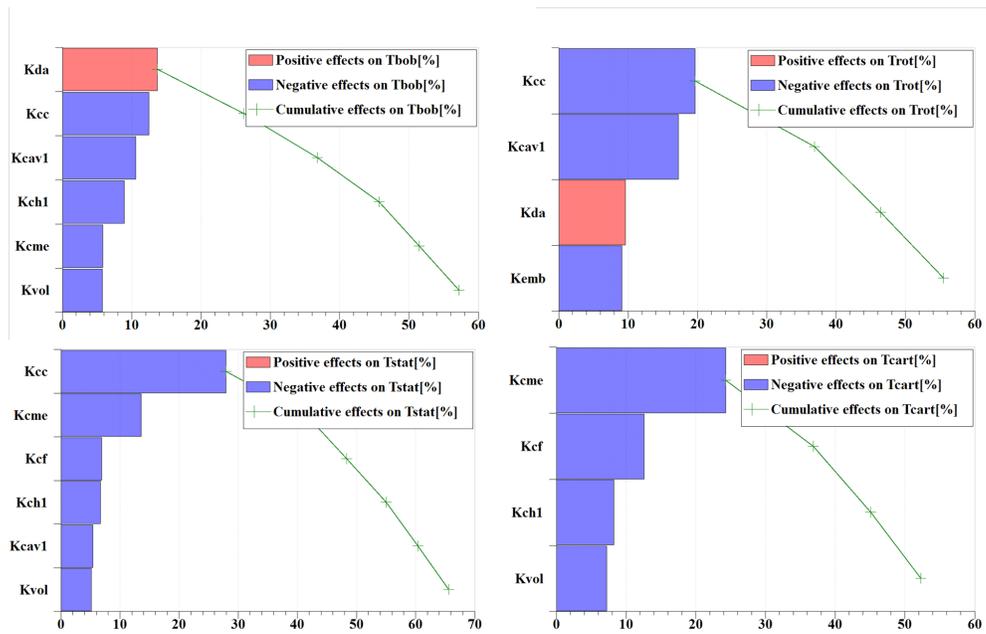


FIGURE 3.7 – Diagramme Pareto des températures du plan actif de la machine

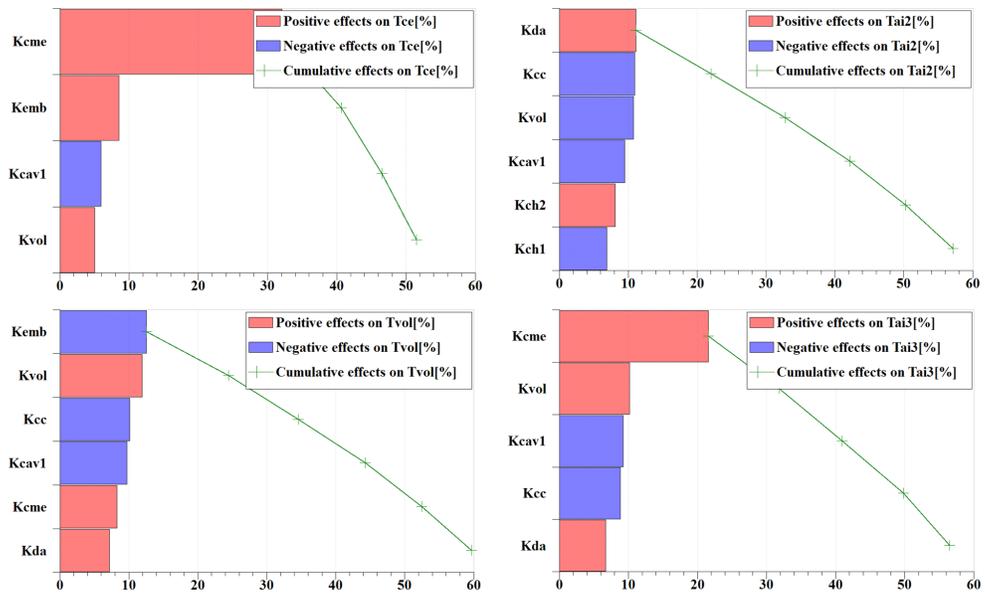


FIGURE 3.8 – Diagramme Pareto des températures de l'environnement de la machine (côté embrayage).

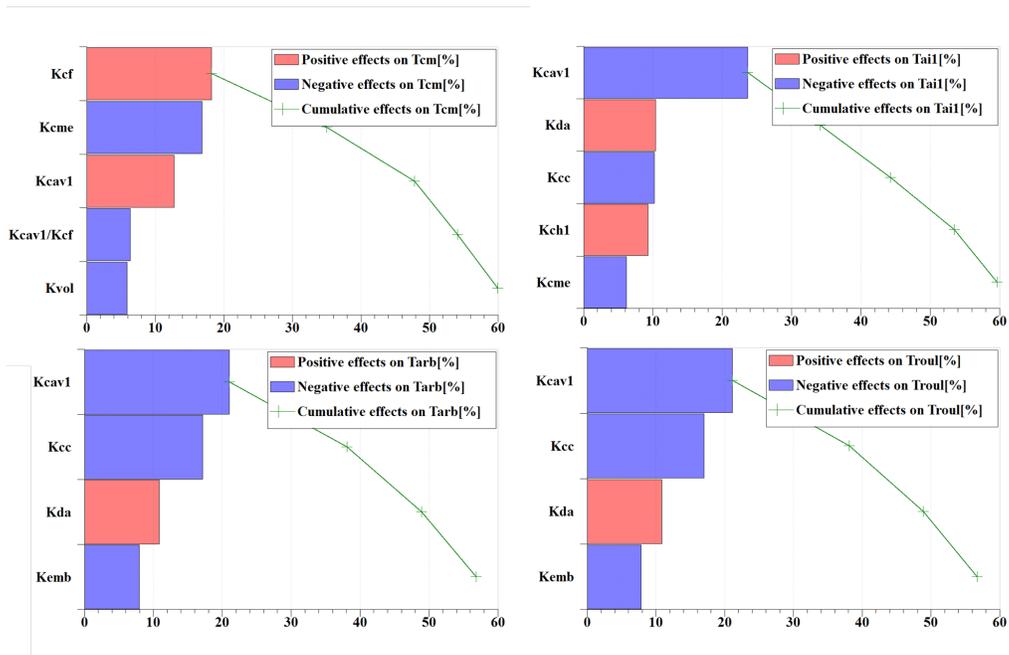


FIGURE 3.9 – Diagramme Pareto des températures de l'environnement de la machine (côté moteur).

D'une manière générale, nous remarquons que les contacts à l'intérieur de la machine (encoches-stator et carter-caches) ont un poids important sur les variations des différentes températures de la machine. Cela permet de déduire que le chemin de flux de chaleur privilégié circule de la partie la plus chaude du bobinage vers l'air ambiant via le carter ou les caches. Nous clarifions ce résultat par les deux figures 3.10 et 3.11. Celles-ci présentent le pourcentage de variation de chaque température par rapport aux dix facteurs de conception et pour les deux points de fonctionnement respectivement (à faible et à fort régime). Un seuil de 5% est défini pour isoler les températures les plus affectées par la variation de chaque facteur. La contribution des facteurs de contact est significative dans ces deux figures, en particulier le facteur X_3 (K_{da} : encoches-stator) et le facteur X_4 (K_{cc} : stator-carter). Le coefficient de convection naturelle dans la cavité "air interne 1" impacte également les différentes températures de la machine; cela peut être dû à la variation de ce coefficient dans une large plage ($x_{14}^B = 1 \rightarrow x_{14}^H = 6$). De plus, les phénomènes de convection naturelle (fonctionnement à faible régime) et les phénomènes de convection mixte (fonctionnement à fort régime) modélisés par les facteurs $X_{14} \rightarrow X_{18}$ ont une influence presque similaire sur les températures de la machine.

Pour conclure, cette partie a permis de classer les facteurs clés dans la modélisation selon leurs influences sur les différentes températures de la machine. De plus, l'absence des interactions significatives entre les facteurs peut être un paramètre clé pour la réduction du domaine d'étude, voire la réduction du nombre de simulations à réaliser.

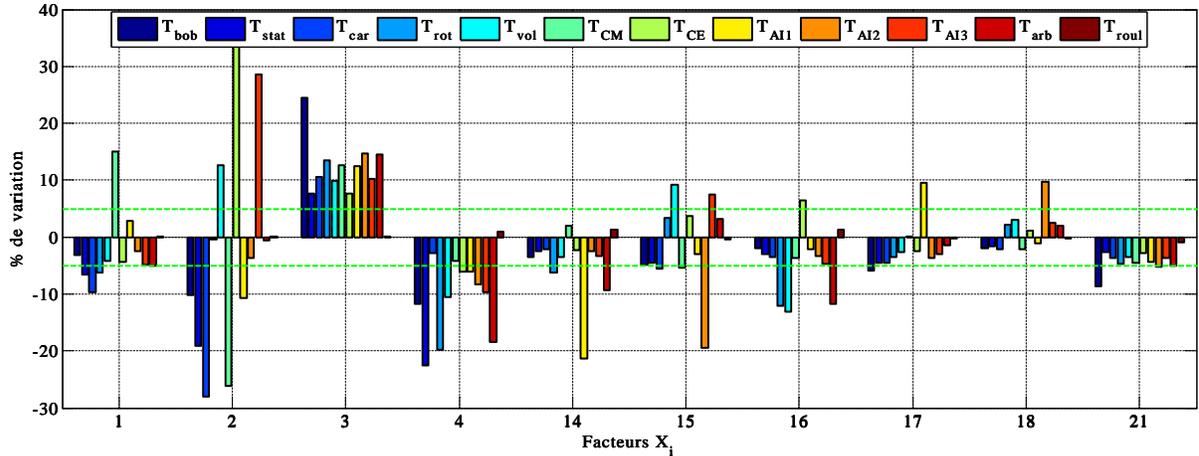


FIGURE 3.10 – Pourcentage de variation des températures par rapport aux facteurs (fonctionnement à faible régime).

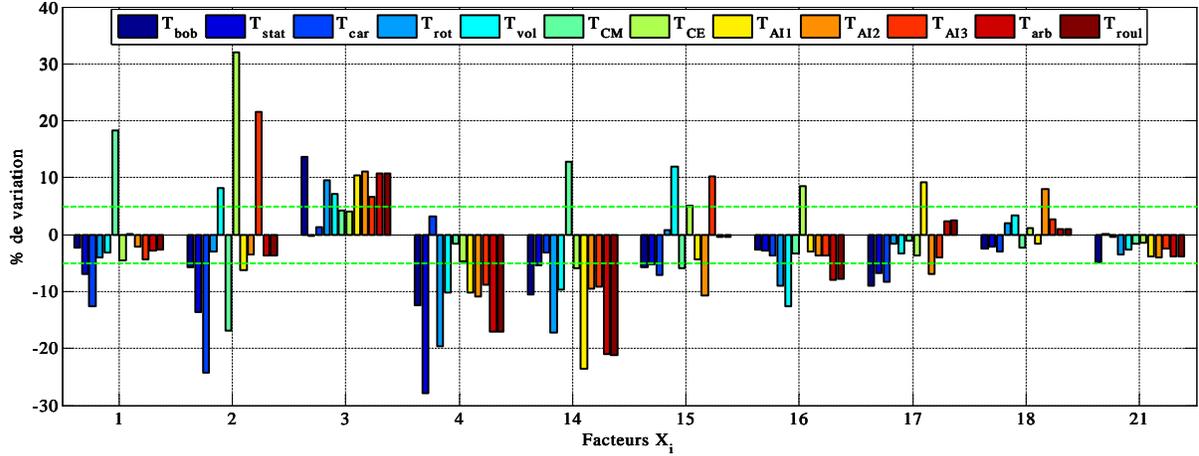


FIGURE 3.11 – Pourcentage de variation des températures par rapport aux facteurs (fonctionnement à fort régime).

3.3.2 Méthode Monte-Carlo

La méthode Monte-Carlo est une démarche de calcul permettant d’estimer la propagation des incertitudes des entrées d’un modèle sur ses réponses. Cette méthode permet, de ce fait, de tenir compte des incertitudes des facteurs d’un modèle modélisant un système. Elle consiste à effectuer un grand nombre de simulations des variables aléatoires qui correspondent à des facteurs incertains, définis par des lois de distribution statistiques. Chaque simulation est réalisée sur un jeu de valeurs des facteurs, où ces derniers sont échantillonnés dans leurs domaines de variation. Cela se traduit par un grand nombre de résultats distincts et indépendants, chacun représentant des grandeurs d’intérêt du système. Les sorties des simulations Monte-Carlo suivent également des distributions de probabilité qui montrent ses caractères de variation.

Par son principe de fonctionnement, la méthode Monte-Carlo requiert un grand nombre de simulations à réaliser afin d’obtenir des résultats statistiquement représentatifs. Dans la présente étude, l’utilisation d’un modèle thermique à constantes localisées, et donc rapide, conduit à un temps total de calcul raisonnable (de l’ordre de 30 min pour 1000 simulations).

Dans la partie précédente, l’utilisation des méthodes des plans d’expériences sur le modèle thermique a permis l’extraction des facteurs clés dans la modélisation thermique, en les faisant varier entre deux niveaux. Entre ces deux valeurs, la variation de la température est linéaire (entre deux niveaux uniquement). Cependant, les réponses ou les températures d’un modèle thermique peuvent présenter un caractère non-linéaire. En conséquence, la prise en compte des variations des facteurs sur la totalité de leurs domaines permet d’extraire le caractère non-linéaire des températures. La variation de

ces températures peut être également décrite par une loi de probabilité; cette loi permet, en effet, d’observer la propagation des incertitudes sur les températures du modèle.

En d’autres termes, cette étude permet de répondre à la question : “Du point de vue conception, si les facteurs clés dans la thermique d’une machine électrique sont incertains dans un intervalle — *i.e.* chaque facteur peut être pris en compte par une variable aléatoire (de caractéristiques statistiques connues) — quels sont les effets observés sur les températures de la machine, en particulier celles des deux zones critiques (bobinage et rotor) ?”

De plus, cette étude permet de quantifier l’influence de la variabilité d’un facteur sur la variabilité des réponses du modèle. Cela est réalisé par le calcul de l’indice de sensibilité de Sobol. Finalement, nous englobons dans les simulations Monte-Carlo l’intégralité des facteurs de conception qui représentent tous les phénomènes physiques à l’intérieur et à l’extérieur de la machine.

3.3.2.1 Définition des facteurs et des réponses

L’ensemble des valeurs que peut prendre un facteur entre deux bornes (bas et haut) constitue le domaine de variation du facteur ou simplement le domaine de ce facteur. Ce domaine peut être défini par les paramètres statistiques des lois de probabilité. Dans notre cas, nous considérons la loi uniforme, avec $P_{X_1, \dots, X_n}(x_1, \dots, x_n)$ une fonction de densité de probabilité sur le support $[x_i^B; x_i^H]$ avec

$$P_X(x_i) = \frac{1}{x_i^H - x_i^B} \quad ; \quad \int_{-\infty}^{+\infty} P(x) dx = 1$$

La figure 3.12 montre l’exemple d’une distribution uniforme; celle-ci est considérée dans l’actuelle étude avec μ la moyenne et $B = x_i^H - x_i^B$ l’amplitude. Cette loi permet de distribuer les valeurs d’un facteur X_i d’une manière équiprobable dans son domaine de variation. Ce choix est justifié par le fait que les paramètres des phénomènes physiques présents dans la machine, tels que la conduction à travers les contacts par exemple, sont difficiles à évaluer analytiquement. De plus, ils peuvent prendre n’importe quelle valeur dans leurs domaines probables de variation.

Les facteurs de conception sont définis comme entrées aux simulations Monte-Carlo. Les domaines de ces facteurs sont déduits de l’analyse de sensibilité locale et des plans d’expériences présentés auparavant. Les résultats de l’étude Monte-Carlo sont présentés pour les mêmes points de fonctionnement définis dans le début du chapitre (à faible et à fort régime). Le tableau 3.7 montre les dix facteurs invariants par rapport au régime de fonctionnement de la machine. Les coefficients de convection naturelle dans ce tableau dépendent de la température et sont évalués pour les deux régimes de fonctionnement. Le tableau 3.8 montre la définition des facteurs de convection naturelle interne pour le fonctionnement à faible régime; le tableau 3.9 décrit ceux de la convection mixte pour le fonctionnement à fort régime.

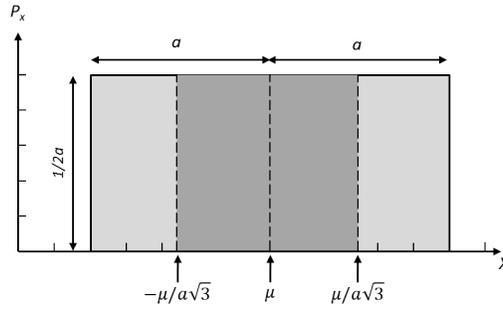


FIGURE 3.12 – Loi de distribution uniforme des facteurs de conception (avec $a = B/2$).

Tableau 3.7 – Description et paramétrisation des facteurs de conception pour les simulations Monte-Carlo (Paramètres globaux).

Facteur	Phénomène	Zones	x_i^{0*}	μ	B	
X_1	K_{cf}	Contact	Carter - Cache moteur	2200	0.75	0.8
X_2	K_{cme}	Contact	Carter - Cache embrayage	45	5	8
X_3	K_{da}	Contact	Encoches - Stator	100^\top	1	1.5
X_4	K_{cc}	Contact	Stator - Carter	1840	1	1
X_8	K_{ext1}	Convection naturelle	Surface radiale (CM) - Ambient	6.0 / 6.4	1	1
X_9	K_{ext2}	Convection naturelle	Surface axiale (CM) - Ambient	6.5 / 6.9	1	1
X_{10}	K_{ext3}	Convection naturelle	Surface radiale (CE) - Ambient	5.5 / 6.0	1	1
X_{11}	K_{ext4}	Convection naturelle	Surface axiale (CE) - Ambient	6.0 / 6.4	1	1
X_{12}	K_{ext5}	Convection naturelle	Carter à ailettes - Ambient	7.0 / 7.4	1	1
X_{14}	K_{cav1}	Convection naturelle	Air interne 1	4.0 / 5.3	3	4
X_{21}	K_{lbd}	Conductivité	Bobinage	0.75	1	0.4

Valeurs de x_i^{0} en $W/m^2.K$ sauf la valeur indiquée par $^\top$ en μm et $^\kappa$ en $W/m.K$

*Coefficients de convection naturelle pour les deux points de fonctionnement :

A faible régime

A fort régime

* CM : Cache moteur

* CE : Cache embrayage

Tableau 3.8 – Description et paramétrisation des facteurs de conception pour les simulations Monte-Carlo (Fonctionnement à faible régime).

Facteurs	Phénomène	Zones	x_i^{0*}	μ	B	
X_{13}	K_{ext6}	Convection naturelle	Arbre - Ambient	7.2	1	0.4
X_{15}	K_{vol}	Convection naturelle	Volant - Air interne 2	3	3	4
X_{16}	K_{emb}	Convection naturelle	Volant - Cache embrayage	5	3	4
X_{17}	K_{ch1}	Convection naturelle	Chignons - Air interne 1	15.5	1	1.5
X_{18}	K_{ch2}	Convection naturelle	Chignons - Air interne 2	15.5	1	1.5

* Valeurs de x_i^{0*} en $W/m^2.K$

Tableau 3.9 – Description et paramétrisation des facteurs de conception pour les simulations Monte-Carlo (Fonctionnement à fort régime).

Facteurs		Phénomène	Zones	x_i^{0*}	μ	B
X_{13}	K_{ext6}	Convection naturelle	Arbre - Ambient	171	1	0.4
X_{15}	K_{vol}	Convection mixte	Volant - Air interne 2	30	1	1
X_{16}	K_{emb}	Convection mixte	Volant - Cache embrayage	25	1	1
X_{17}	K_{ch1}	Convection mixte	Chignons - Air interne 1	161	0.8	1
X_{18}	K_{ch2}	Convection mixte	Chignons - Air interne 2	161	0.8	1

* Valeurs de x_i^{0*} en $\text{W/m}^2.\text{K}$

3.3.2.2 Définition des paramètres de simulation

La méthode initiale de Monte-Carlo est basée sur un échantillonnage aléatoire des domaines des facteurs. L'inconvénient de cette méthode est qu'il arrive parfois que les échantillons ne couvrent pas entièrement le domaine d'étude. Pour remédier à ce problème, plusieurs autres méthodes d'échantillonnage peuvent être utilisées. Une de ces méthodes est l'échantillonnage stratifié – échantillonnage par hypercubes latins. Cette méthode consiste à découper le domaine d'un facteur en petits espaces disjoints puis à échantillonner d'une manière aléatoire au sein de chaque espace [MCKAY 79]. Cette méthode permet de remplir l'espace par un groupe d'échantillons défini dans des espaces équiprobables. D'autres méthodes comme les suites à discrétance faible peuvent être également utilisées et permettent d'obtenir un meilleur remplissage du domaine. Parmi ces suites, nous citons la suite de Halton [KUIPERS 75] ou la suite LP_τ de Sobol [SOBOL 67]. Dans notre étude, nous choisissons l'échantillonnage par hypercubes latins pour sa facilité d'implémentation et sa rapidité de construction.

Le nombre de simulations Monte-Carlo reste toujours un point critique dans cette approche. Un grand nombre améliore la convergence des sorties du modèle vers une loi normale (loi des Grands Nombres) et donne de meilleures estimations des paramètres statistiques. En revanche, le temps de calcul est augmenté. Un compromis entre le temps de calcul et le nombre de simulations doit être alors réalisé. Nous choisissons tout d'abord un nombre de simulations de $\mathcal{N} = 1000$ (pour un nombre de facteurs $n = 15$). En effet, afin de justifier ce premier choix de \mathcal{N} , plusieurs répétitions des simulations Monte-Carlo ont été réalisées en adoptant, à chaque répétition, un nombre différent de \mathcal{N} . Ensuite, les paramètres statistiques des sorties des simulations (moyenne et écart-type principalement) sont analysés. Nous constatons, qu'à partir de $\mathcal{N} = 1000$, de légères améliorations sur ces deux paramètres sont observées. Enfin, afin de déterminer un nombre optimal de simulations, nous introduisons une des méthodes de calcul de ce nombre; celui-ci sera utilisé dans le reste de l'étude.

Détermination du nombre optimal de simulations Monte-Carlo : La qualité de la distribution normale des sorties du modèle est inversement proportionnelle à $\sqrt{\mathcal{N}}$ [SALTELLI 08], *i.e.* lorsque le nombre de simulations \mathcal{N} tend vers l'infini, la loi de probabilité d'une réponse tend vers une loi

normale. En effet, afin d'identifier le nombre optimal de simulations Monte-Carlo, nous effectuons trois séries de simulation de $\mathcal{N} = 1,000$ chacune. Pour chaque série, un échantillonnage différent est réalisé. Ensuite, la moyenne de chaque série pour les températures du bobinage et du rotor est identifiée. Les données sur ces températures sont décrites dans le tableau 3.10. Nous remarquons que l'erreur relative entre la moyenne des séries et la moyenne de chaque série ne dépasse pas $\pm 0.023\%$; pour l'écart-type, cette erreur est de $\pm 1.5\%$.

En conséquence, nous supposons par la suite une distribution normale des températures pour une moyenne égale à la moyenne des trois séries et un écart-type égal à la moyenne des trois écart-types ($\mu_{\tilde{y}_{Tbob}} = 168.64\text{ }^\circ\text{C}$ et $\mu_{\sigma_{Tbob}} = 13.88\text{ }^\circ\text{C}$ respectivement pour la température du bobinage).

Tableau 3.10 – Variation de la moyenne et de l'écart-type des deux températures (bobinage et rotor) pour trois séries de simulations Monte-Carlo.

	\tilde{y}_{Tbob}	σ_{Tbob}	\tilde{y}_{Trot}	σ_{Trot}	
Série 1	168.60	13.72	139.80	11.26	[°C]
Série 2	168.68	13.97	139.88	11.58	
Série 3	168.64	13.91	139.83	11.41	
$\mu_{série}$	168.64	13.88	139.84	11.41	

Cette hypothèse sur la distribution normale des températures est utilisée pour calculer le nombre optimal de simulations. Ceci est réalisé en imposant tout d'abord un pourcentage d'erreur acceptable sur la moyenne. En effet, chaque distribution de probabilité possède un intervalle de confiance. Cet intervalle permet d'évaluer la précision de l'estimation d'un paramètre statistique sur un échantillon, ou bien le pourcentage que les réponses d'un système se situent entre deux bornes de variation. L'intervalle de confiance est formulé de la manière suivante :

$$I_c = \left[\tilde{y} - z_c \frac{\sigma_y}{\sqrt{\mathcal{N}}}; \tilde{y} + z_c \frac{\sigma_y}{\sqrt{\mathcal{N}}} \right] \quad (3.3)$$

avec σ_y l'écart-type d'une variable aléatoire Y et \tilde{y} sa moyenne; z_c est un coefficient qui dépend du degré de confiance et \mathcal{N} la taille de l'échantillon [DEKING 05]. Par exemple, pour une distribution normale, l'intervalle $\left[\tilde{y} - 1 \cdot \frac{\sigma_y}{\sqrt{\mathcal{N}}}; \tilde{y} + 1 \cdot \frac{\sigma_y}{\sqrt{\mathcal{N}}} \right]$ est un intervalle de confiance de y à environ 68% avec $z_c = 1$ (voir figure 3.13).

En fonction de ces paramètres, le nombre optimal de simulations Monte-Carlo est ensuite évalué par l'équation suivante [DRIELS 04] :

$$n_{opt} = \left[\frac{100}{E} \cdot \frac{z_c \sigma_y}{\tilde{y}} \right]^2$$

avec E le pourcentage d'erreur acceptable sur la moyenne. Ceci-dit, l'erreur maximale souhaitée sur la moyenne d'une série de réponses ne dépasse pas $E/100$. Dans notre cas, et pour le calcul de \mathcal{N} , la valeur $E = 1$ est choisie pour le calcul du nombre optimal de simulations Monte-Carlo. En définissant $\mu_{\tilde{y}_{Tbob}}$ et $\mu_{\sigma_{Tbob}}$ comme la moyenne et l'écart-type de la distribution statistique de la température du bobinage, ainsi qu'un intervalle de confiance de 99.6% ($z_c = 3$), le nombre optimal de simulations est évalué à $n_{opt} = 600$. Ce nombre est testé en réalisant plusieurs séries de simulation sur le modèle et

en comparant à chaque fois la moyenne et l'écart-type obtenus par rapport aux deux valeurs $\mu_{\hat{y}_{Tbob}}$ et $\mu_{\sigma_{Tbob}}$. Les résultats montrent que la condition portant sur le pourcentage maximal d'erreur (pour $E = 1$) est respectée, dans la mesure où l'erreur sur la moyenne de chaque série à 600 simulations est inférieure à 1%. Alors que la variation de l'écart-type pour ces séries par rapport à $\mu_{\sigma_{Tbob}}$ est de 5%.

Dans le paragraphe suivant, nous montrons et nous comparons les lois de distribution des températures du bobinage et du rotor sur les deux points de fonctionnement. Nous retrouverons les valeurs de la moyenne et de l'écart-type présentées ci-dessus.

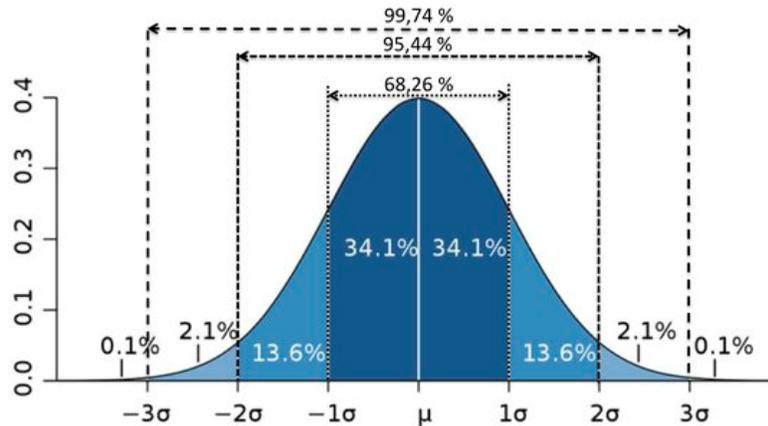


FIGURE 3.13 – Loi de distribution normale avec ses paramètres statistiques : la moyenne μ , les écarts-types σ et les intervalles de confiance.

3.3.2.3 Résultats sur la variation des températures

Les lois de distribution des températures du bobinage et du rotor sont présentées dans ce paragraphe. En effet, l'objectif principal est d'observer le niveau de variation de ces températures en faisant varier les valeurs des facteurs dans leurs domaines. Ces variations des températures sont illustrées dans les figures 3.14 et 3.15.

Nous remarquons tout d'abord, en comparant les résultats pour les deux régimes de fonctionnement, que les écarts-types pour chaque température sont quasiment similaires ; dans ces figures, la fréquence représente le nombre de simulations pour lequel une température est obtenue par le modèle. Les écarts-types comparés pour les régimes de fonctionnement permettent de montrer l'effet de la variation des facteurs dans leurs domaines (tableaux 3.7, 3.8 et 3.9) sur la distribution des températures. Par exemple, la probabilité que la température du bobinage se situe dans l'intervalle $[136.14; 164.88]^{\circ}C$ est de 68 % (pour un fonctionnement à faible régime) et dans l'intervalle $[154.71; 182.65]^{\circ}C$ pour le fort régime. Cette analyse s'effectue également sur la température du rotor. Ces intervalles sont déduits de la figure 3.13 et sont évalués par $[\mu - \sigma; \mu + \sigma]$ pour un pourcentage égal à 68 %.

Ces intervalles sont d'une importance majeure puisqu'ils quantifient la tolérance des zones critiques de la machine en faisant varier les facteurs de conception. De plus, pour le fonctionnement à fort

régime, 39.7% des températures du bobinage simulées par le modèle dépassent la température limite de destruction des isolants des conducteurs, fixée à 170 °C ; alors que presque la totalité des températures du rotor simulées dépassent la limite de désaimantation des aimants permanents, fixée à 120 °C.

Nous concluons tout d’abord que le modèle thermique sur-estime les températures de la machine ainsi que leurs intervalles de variation. En effet, la machine, par conception, peut atteindre le régime thermique permanent sans dépasser les limites des températures pour les deux régimes de fonctionnement. En revanche, cette étude permet de quantifier la manière dont les températures se comportent en variant les valeurs des facteurs de conception.

Nous nous intéressons par la suite, à calculer des indices de sensibilité permettant d’extraire la contribution de chaque facteur ou d’un ensemble de facteurs dans la variation des réponses observées dans ce paragraphe.

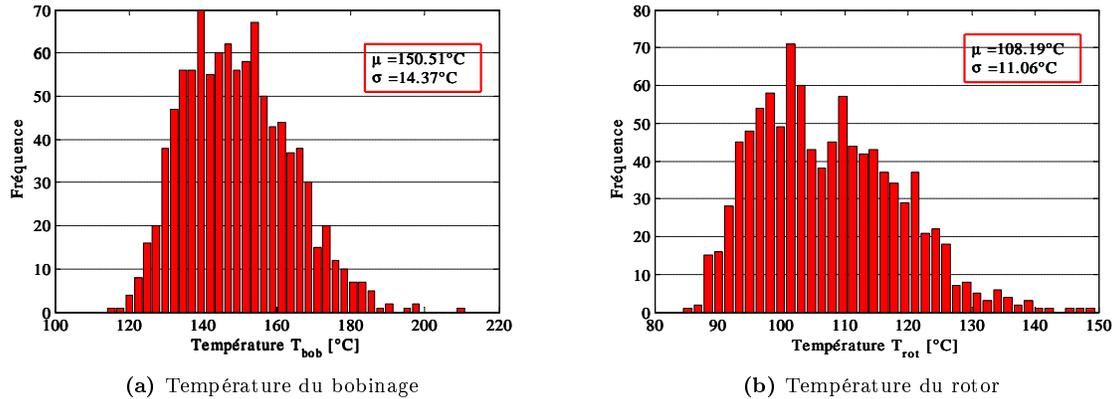


FIGURE 3.14 – Distribution fréquentielle des températures critiques de la machine (fonctionnement à faible régime).

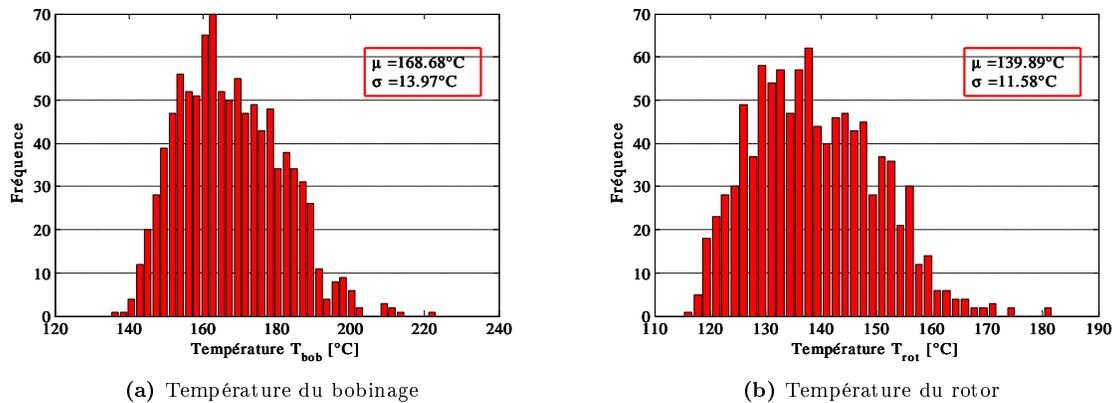


FIGURE 3.15 – Distribution fréquentielle des températures critiques de la machine (fonctionnement à fort régime).

3.3.2.4 Indices de sensibilité

L'objectif des indices de sensibilité est d'évaluer quantitativement la contribution d'un facteur ou d'un groupe de facteurs sur une réponse du modèle. Une variété d'indices existe dans la littérature pour l'analyse de sensibilité globale [JACQUES 05, SALTELLI 08]. Ceux-ci sont différents par leurs ordres ainsi que par l'hypothèse sur la dépendance des entrées entre elles. L'indice de sensibilité peut être d'ordre 1, négligeant les interactions entre les facteurs, ou d'ordre supérieur si ces interactions sont considérées. Dans notre étude, les facteurs sont tout d'abord indépendants entre eux. De plus, les diagrammes Pareto de la M.P.E ont montré que les facteurs d'influence significative sont du premier ordre. En effet, le pourcentage d'influence des réponses basées sur les interactions entre facteurs est inférieur à 5%. En conséquence, le choix est d'adopter un indice de sensibilité de premier ordre. Cet indice, nommé indice de Sobol d'ordre 1, est compris entre 0 et 1. Celui-ci représente l'effet principal de la contribution de chaque facteur sur la variance de la sortie.

La première approche pour évaluer cet indice est de fixer la valeur d'une variable X_i à une valeur initiale x_i^0 . Ensuite, la variance de Y_j , nommée variance conditionnelle et notée $V_{X_{\sim i}}(Y_j | X_i = x_i^0)$, est évaluée en considérant que tous les facteurs varient sauf le facteur d'indice i . Cette variance peut être considérée comme une mesure d'importance du facteur X_i . En effet, une faible variance conditionnelle montre une grande importance du facteur. Ceci-dit, lorsque le facteur i est fixe et tous les autres varient, les sorties du modèle varient légèrement ; ce fait d'avoir une faible variance montre que le facteur est significatif. L'indice du premier ordre à laquelle la variance conditionnelle est associée est calculé par la formule suivante [SALTELLI 08] :

$$IS_{i,j} = \frac{V_{X_{\sim i}}(Y_j | X_i = x_i^0)}{V(Y_j)} \quad (3.4)$$

avec $V(Y_j)$ la variance totale de Y_j qui résulte de la variation de toutes les valeurs des facteurs.

Indices par phénomène : Afin d'évaluer l'influence de chaque phénomène thermique lié à la machine électrique, nous appliquons l'indice de sensibilité de l'équation (3.4) à un groupe de facteurs modélisant un phénomène en particulier. Ceci est réalisé, pour le contact par exemple, en fixant tous les facteurs de contact étudiés ($X_1 \rightarrow X_4$) à leurs valeurs initiales ($x_1^0 \rightarrow x_4^0$) tout en variant les autres facteurs dans leurs domaines. Le même calcul d'indice est réalisé pour les phénomènes de convection interne et ceux de la convection externe.

Tableau 3.11 – Indices de sensibilité sur les phénomènes thermiques dans la machine et leur influence sur les températures du bobinage et du rotor.

Phénomène	Tous	Contact	Convection interne	Convection externe	
μ_{Tbob}	168.31	167.05	166.80	166.90	
μ_{Trot}	138.31	138.85	139.77	138.31	[°C]
σ_{Tbob}	13.88	12.85	14.02	4.93	
σ_{Trot}	11.42	10.81	11.75	2.56	
IS_{bob}	/	0.86	1.02	0.13	[-]
IS_{rot}	/	0.89	1.05	0.05	

Nous remarquons, par le tableau 3.11, que le phénomène de convection naturelle entre la machine et l’air ambiant est le plus important, car il possède l’indice le plus faible ; il est suivi par le phénomène de contact et la convection interne respectivement. Le phénomène de conduction dans les matériaux hétérogènes n’est pas considéré car la conductivité équivalente du bobinage a une influence négligeable sur la variation des températures du bobinage et du rotor. Les deux indices de sensibilité montrent que la convection interne n’influe pas, d’une manière significative, les températures critiques ($IS \approx 1$). Ces indices sont faiblement supérieurs à 1 ; cela s’explique par le fait que l’erreur sur l’écart-type par la réduction du nombre de simulations Monte-Carlo est de 5% (voir §3.3.2.2). Ces résultats sur le fonctionnement à fort régime confirment d’une manière quantitative les résultats obtenus par les deux analyses de sensibilité appliquées auparavant (locale et analyse par plans d’expérience).

Après avoir présenté les résultats sur les indices par phénomènes, nous appliquons la même démarche pour évaluer l’importance de chaque facteur.

Indices par facteur : Nous choisissons à présent les facteurs les plus significatifs afin de tester leurs influences sur la sensibilité du modèle thermique. Ces facteurs sont issus des résultats des deux analyses de sensibilité locale et globale présentées auparavant. Le tableau 3.12 présente les facteurs pris en compte et les écarts-types sur les températures du bobinage et du rotor en fixant à chaque fois, chaque facteur à sa valeur initiale. Le calcul des indices de sensibilité du tableau 3.12 valide les résultats des parties précédentes où le facteur de convection naturelle via le carter à ailettes est le plus influent dans le modèle.

Tableau 3.12 – Indices de sensibilité des facteurs les plus influents sur les températures du bobinage et du rotor.

Facteurs	σ_{Tbob}	σ_{Trot}	IS_{bob}	IS_{rot}
X_3	13.57	11.32	0.96	0.98
X_4	13.85	11.51	1.00	1.02
X_8	13.18	10.92	0.90	0.91
X_{12}	8.53	6.88	0.38	0.36
X_{13}	13.76	11.33	0.98	0.99

Prise en compte des incertitudes des pertes : Jusqu'à présent, les résultats des analyses de sensibilité ne prenaient pas en compte les incertitudes liées aux estimations et aux mesures des pertes internes à la machine. Celles-ci étaient considérées parfaitement connues. Cependant, des erreurs de mesure ou de calcul existent toujours dans l'évaluation de ces pertes. L'objectif de ce paragraphe est d'étudier l'influence des incertitudes portant sur les pertes et sur la variabilité des températures critiques.

Nous faisons ainsi varier les pertes mécaniques et les pertes fer dans la machine de $\pm 20\%$ et les pertes par effet Joule de $\pm 10\%$ par rapport à leurs valeurs de référence (voir tableau A.2). Bien que ces pertes (par effet Joule) soient estimées analytiquement et validées expérimentalement, des incertitudes sur leurs valeurs peuvent être présentes. C'est le cas où les effets de peau et de proximité, initialement négligés, sont présents à fort régime (lorsqu'une forte densité de courant circule dans les conducteurs).

Nous comparons tout d'abord dans le tableau 3.13, les paramètres statistiques (moyennes et écarts-types) ainsi que les erreurs relatives sur ces paramètres. Cette comparaison est réalisée entre la prise en compte des incertitudes des pertes (production et échange de chaleur) et les incertitudes liées aux facteurs de conception (échange de chaleur). Nous déduisons ensuite l'importance des incertitudes sur les pertes et sur la variation des températures par le calcul de l'indice du premier ordre de l'équation (3.4).

Tableau 3.13 – Erreurs relatives sur les paramètres statistiques des températures critiques avec la prise en compte des incertitudes des pertes.

Phénomène	Échange [°C]	Production+Échange [°C]	Erreur (%)
μ_{Tbob}	168.31	168.53	0.01
μ_{Trot}	138.31	139.79	1.05
σ_{Tbob}	13.88	15.92	12.81
σ_{Trot}	11.42	12.96	11.88

L'indice d'ordre 1 est calculé simplement en divisant le carré de l'écart-type dû aux échanges de chaleur par celui dû aux échanges et à la production de chaleur. Les valeurs qui résultent de ce calcul sont 0.76 et 0.77 respectivement pour les deux températures de bobinage et du rotor. De même, le tableau 3.13 montre que les moyennes des deux séries de simulations étudiées sont similaires alors que l'effet de la production et de l'échange de chaleur possède une influence significative sur la variation des températures critiques (+12.81 % et +11.88 %).

Finalement, grâce à cette influence et aux valeurs des indices de sensibilité, nous pouvons déduire que les incertitudes liées aux pertes sont importantes pour toute modélisation thermique.

3.4 Application de l'analyse de sensibilité en vue de la réduction des modèles

3.4.1 Introduction à la réduction des modèles

Dans les applications industrielles (optimisation ou surveillance des machines électriques), l'utilisation des modèles thermiques fins comportant plusieurs dizaines d'éléments n'est pas appropriée car ces

modèles représentent un coût de calcul souvent élevé. En conséquence, afin de réduire le temps de calcul et de faciliter l'implémentation d'un modèle thermique en vue de la surveillance des températures de la machine, des méthodes de réduction des modèles sont nécessaires. Certaines approches ont eu recours à des méthodes mathématiques pour la réduction des modèles thermiques [BROUSSELY 00, JALJAL 08]; d'autres ont procédé à la réduction par simplification des phénomènes physiques prenant place à l'intérieur de la machine [LINDSTROM 99] ou par des analyses de sensibilité locale [PURANEN 06].

Dans notre étude, nous nous intéressons à la réduction du modèle thermique pour deux objectifs : le premier est l'intégration d'un modèle thermique simple dans un système mécatronique, et le deuxième est l'utilisation d'un modèle réduit dans des démarches d'étude multiphysique des machines. En conséquence, nous proposons la réduction du modèle thermique par l'association des résultats des analyses de sensibilité locale et globale présentées auparavant. De même, des hypothèses basées sur la connaissance et la simplification des phénomènes physiques à l'intérieur de la machine sont considérées.

3.4.2 Méthode de réduction proposée

Les trois voies de réduction de modèles, adoptées dans cette démarche, sont :

1. La simplification du circuit thermique en négligeant les chemins de transfert de chaleur non-significatifs,
2. La simplification structurelle du circuit thermique (calcul de composants équivalents du fait de leur couplage en série ou en parallèle),
3. La simplification basée sur l'élimination de certaines résistances dont l'analyse de sensibilité a montré leurs faibles contributions dans le modèle thermique.

Afin d'appliquer ces voies de réduction sur le modèle thermique fin présenté dans le [chapitre 2](#) (figure [2.23](#)), nous considérons les éléments suivants :

1. L'étude de sensibilité locale a montré que les roulements sont découplés thermiquement de leur environnement ; leur température dépend principalement du contact entre les deux bagues internes/externes et les éléments roulants (facteur X_6 du tableau [3.1](#)). En effet, plusieurs études se basent sur la surveillance de cette température qui peut être un indicateur important pour la détection des défauts du roulement. Le chemin de transfert de chaleur entre les roulements et la cavité air interne 1 est également négligé par le fait de la faible influence du contact entre les roulements et le cache moteur (X_7 du tableau [3.1](#)),
2. Le contact entre l'arbre de rotation et le volant a une influence négligeable sur la distribution des températures de la machine. Ce qui fait que le flux de chaleur passant à travers ce contact est négligeable par rapport au bilan de flux à l'intérieur de la machine. La résistance qui modélise ce contact est ainsi éliminée du modèle réduit. Dans la même zone, nous éliminons également la résistance $R_{a,c}$ de convection entre l'arbre de rotation et la cavité interne 1 ; ceci est due à la faible surface exposée à la cavité ainsi qu'une faible différence de température entre l'arbre et cette cavité,
3. La faible différence de température entre le rotor et les cavités voisines entraîne un faible transfert de chaleur entre ces zones de la machine. Dans le modèle réduit, ces chemins de transfert de chaleur sont considérés non-significatifs et sont, par conséquent, éliminés,

4. L'analyse de sensibilité a montré l'importance des contacts entre les encoches et le stator, ainsi que le contact entre la culasse du stator et le carter. Cette importance se traduit par un chemin privilégié des flux de chaleur des encoches vers l'air ambiant à travers ces contacts. De l'autre côté du stator, les simulations du modèle thermique ainsi que l'analyse de sensibilité local ont montré qu'un faible flux de chaleur est transmis vers le rotor. En conséquence, les faibles niveaux de transfert de chaleur à travers le rotor ainsi que par l'arbre de rotation vers le volant nous amènent à considérer ces deux éléments de réduction : le chemin de transfert de chaleur à travers le rotor vers le volant du côté du cache embrayage et nous considérons également un rotor passif,
5. Dans le cas où nous nous intéressons seulement à la température des bobinages dans le circuit thermique, à partir du point précédent (4), le chemin de transfert de chaleur par le rotor est négligé,

Ces hypothèses de simplification sont à présent appliquées sur le modèle thermique fin de l'alternodémarrateur intégré. Les résultats issus de cette réduction sont illustrés dans le paragraphe suivant.

3.4.3 Modèles thermiques réduits

Modèle thermique réduit en vue de la surveillance des différentes températures de la machine (Modèle 1) : L'application des quatre premières hypothèses simplificatrices aboutit à un modèle thermique illustré dans la figure 3.16. Ce modèle réduit permet la surveillance des différentes températures de la machine sans prendre en compte les températures de l'air des cavités. Ce modèle est simulé en régime permanent et en régime transitoire; les capacités du réseau n'étant pas illustrées sur le modèle. Les sources de génération de chaleur sont indiquées par P , où P_{bob} , P_f et $P_{m,r}$ indiquent respectivement les pertes par effet Joule, les pertes fer et les pertes par frottement dans les roulements.

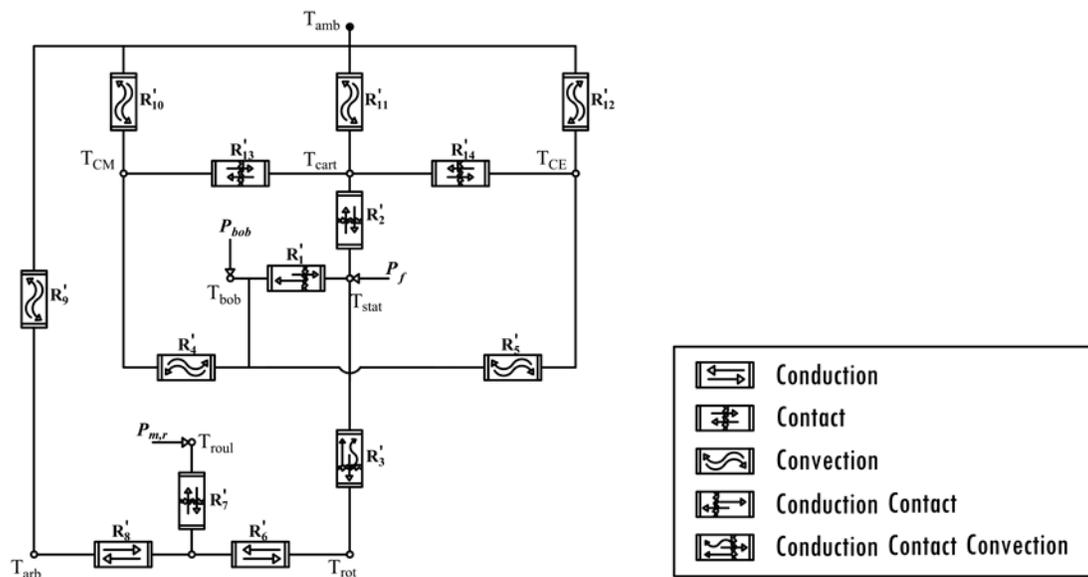


FIGURE 3.16 – Modèle réduit en vue de la surveillance des différentes températures de la machine.

Nous remarquons que l'écart maximal sur l'évaluation des températures entre le modèle 1 et le modèle fin ne dépasse pas 5% dans les différentes zones de la machine, sauf au rotor où cet écart est de 7%. Par rapport au modèle 2, l'écart maximal sur la température du bobinage par rapport au modèle fin est de 9%. Dans les deux cas, les modèles réduits appliqués au point de fonctionnement à faible régime présentent de meilleurs résultats que ceux appliqués au fonctionnement à fort régime.

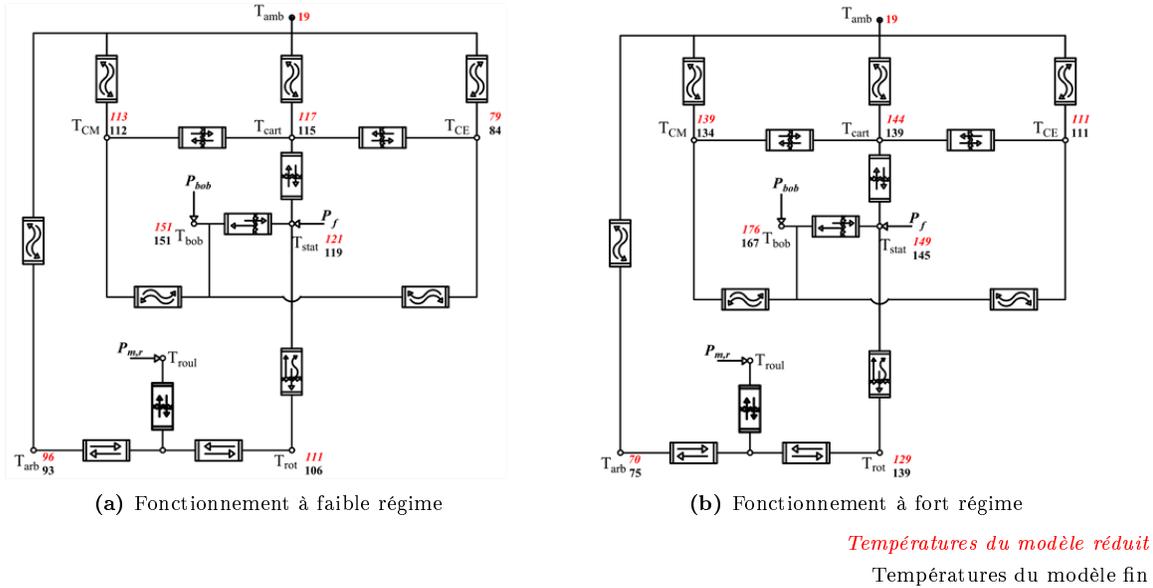


FIGURE 3.18 – Comparaison du modèle réduit 1 au modèle fin en vue de la surveillance des différentes températures de la machine.

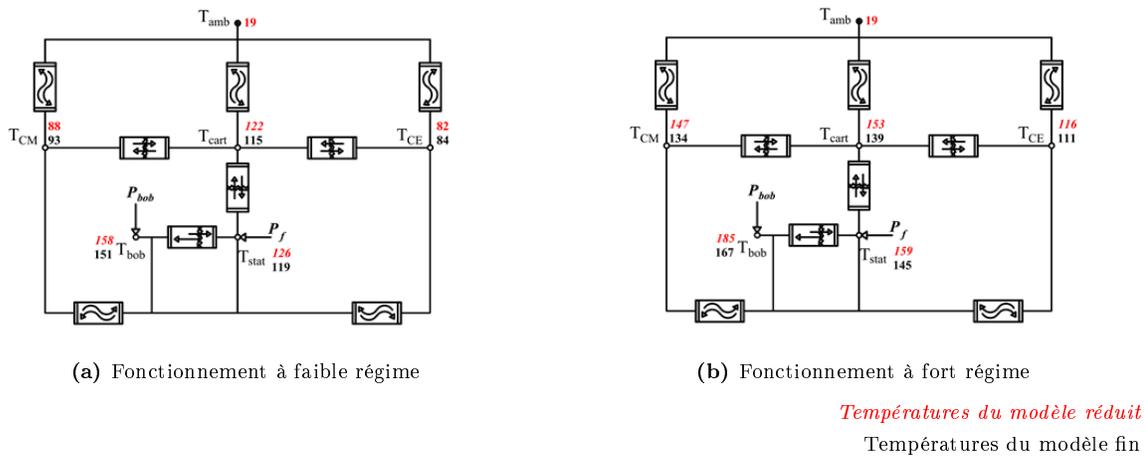


FIGURE 3.19 – Comparaison du modèle réduit 2 au modèle fin en vue de la surveillance de la température du bobinage.

3.5 Conclusion

Ce chapitre a présenté une démarche systématique basée sur différentes approches d'analyse de sensibilité et aboutissant à la compréhension des phénomènes thermique liés à une machine électrique, ainsi que la réduction des modèles thermiques.

Les analyses de sensibilité ont permis de faire apparaître et de classer les facteurs clés dans la conception d'une machine électrique d'une manière quantitative et qualitative. L'analyse de sensibilité locale a montré que certains contacts dans la machine étudiée ne sont pas significatifs ; de même que pour la convection à travers l'entrefer. Ensuite, l'analyse par plan d'expériences a montré que les interactions entre facteurs n'influent pas d'une manière importante sur les températures de la machine. Ceci peut être une introduction pour l'amélioration de la construction d'un nouveau plan d'expériences, prenant plus de facteur et moins de simulation. L'analyse par l'approche de Monte-Carlo a permis de déduire les bornes de variations des températures critiques de la machine en faisant varier les facteurs de conception dans leurs domaines. Dans les deux cas du bobinage et du rotor, un écart-type de la valeur moyenne des températures de 10 % est observé pour les deux points de fonctionnement (à faible et à fort régime). De plus, l'analyse par Monte-Carlo a permis de classer les phénomènes thermiques principaux dans la machine par le calcul de leurs indices de sensibilité (par ordre d'importance : convection externe > contact > convection interne).

L'ensemble de ces études insiste sur les résultats obtenus dans la littérature, du point de vue de l'importance significative du mode de refroidissement dans toute conception thermique de machines.

En partant des analyses de sensibilité, ce chapitre a également proposé des techniques et des hypothèses pour la construction de modèles thermiques réduits (*i.e.* allégés/simplifiés) par rapport à un modèle thermique fin initial. Deux modèles réduits ont été présentés ; le premier tenait compte des différentes températures de la machine ; et le second s'intéressait à la température du bobinage. Des écarts de 5 % à 7 % des températures du modèle réduit par rapport au modèle fin sont observés sur le premier modèle et de 10 % sur le second modèle.

Finalement, les résultats obtenus dans cette étude sont utilisés dans le chapitre suivant. Les facteurs influents sont ainsi identifiés en développant des méthodologies d'identification en vue du recalage du modèle thermique de l'ADI. De plus, les résultats de la réduction du modèle sont exploités et présentés après le recalage du modèle thermique fin.

Bibliographie

- [GOPY 00] J. GOPY. *Modélisation par les plans d'expériences*. Techniques de l'ingénieur Capteurs et méthodes de mesure, vol. base documentaire : TIB419DUO., no. ref. article : r275, 2000. fre.
- [ANDERSSON 13] B. ANDERSSON. Lumped parameter thermal modelling of electric machines. Master's thesis, Chalmers University of Technology, 2013.
- [BERTIN 99] Y. BERTIN. *Refroidissement des machines électriques tournantes*. Techniques de l'ingénieur, Généralités sur les machines électriques tournantes, vol. base documentaire : TIB250DUO., no. ref. article : d3460, 1999. fre.

- [BERTIN 06] Y. BERTIN. *Refroidissement des machines électriques tournantes. Etudes paramétriques*. Techniques de l'ingénieur, Généralités sur les machines électriques tournantes, vol. base documentaire : TIB250DUO., no. ref. article : d3462, 2006. fre.
- [BOGLIETTI 04] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO & D.A. STATON. *Thermal sensitivity analysis for TEFC induction motors*. In Power Electronics, Machines and Drives, 2004. (PEMD 2004). Second International Conference on (Conf. Publ. No. 498), volume 1, pages 160–165 Vol.1, March 2004.
- [DEKKING 05] F.M. DEKKING, C. KRAAIKAMP, H.P. LOPUHAA & L.E. MEESTER. A modern introduction to probability and statistics. Springer, 2005.
- [DRIELS 04] M.R. DRIELS & Y.S. SHIN. *Determining the number of iterations for monte carlo simulations of weapon effectiveness*. Rapport technique, Naval Postgraduate School, California, 2004.
- [DROESBEKE 97] J-J. DROESBEKE, G. SAPORTA & J. FINE. Plans d'expériences : applications à l'entreprise. 1997.
- [FRIEDRICH 13] G. FRIEDRICH, S. VIVIER, R. KHLISSA, K. EL KADRI BENKARA & B. ASSAAD. *Determination of rotor-stator heat exchange coefficients in the case of totally enclosed machines : Application to an integrated starter-generator*. In Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 2013 IEEE, pages 1526–1533, Sept 2013.
- [GROBLER 11] A. GROBLER. *Thermal modelling of a high speed permanent magnet synchronous machine*. PhD thesis, Potchefstroom campus of the North-West University, 2011.
- [INCROPERA 11] F. INCROPERA & D. DEWITT. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, Ltd, 2011.
- [JACQUES 05] J. JACQUES. *Contributions à l'analyse de sensibilité et à l'analyse de sensibilité et à l'analyse discriminante généralisée*. PhD thesis, Université Joseph Fourier - Grenoble 1, 2005.
- [JALJAL 08] N. JALJAL, J.-F. TRIGEOL & P. LAGONOTTE. *Reduced Thermal Model of an Induction Machine for Real-Time Thermal Monitoring*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 55, no. 10, pages 3535–3542, Oct 2008.
- [KUIPERS 75] L. KUIPERS & H. NIEDERREITER. Uniform distribution of sequences, volume 81. Dover Publications, 07 1975.
- [KYLANDER 95] G. KYLANDER. *Thermal modelling of small cage induction motors*. Rapport technique, Chalmers University of Technology, 1995.
- [LINDSTROM 99] J. LINDSTROM. *Thermal model of a permanent-magnet motor for a hybrid electric vehicle*. Rapport technique, Chalmers University of Technology, Sweden, 1999.
- [MCKAY 79] M. D. MCKAY, R. J. BECKMAN & W. J. CONOVER. *A Comparison of Three Methods for Selecting Values of Input Variables in the Analysis of Output from a Computer Code*. Technometrics, Vol. 21, No. 2, May, 1979.
- [POPOVA 10] L. POPOVA. Combined electromagnetic and thermal design platform for totally enclosed induction machines. Master's thesis, Lappeenranta University of Technology, 2010.

- [PURANEN 06] J. PURANEN. *Induction motor versus permanent magnet synchronous motor in motion control. applications : a comparative study*. PhD thesis, Lappeenranta University of Technology, 2006.
- [SAARI 98] J. SAARI. *Thermal analysis of high-speed induction machines*. PhD thesis, Acta Polytechnica Scandinavica, 1998.
- [SALTELLI 08] A. SALTELLI, M. RATTO, T. ANDRES, F. CAMPOLONGO, J. CARIBONI, D. GATELLI, M. SAISANA & S. TARANTOLA. *Global sensitivity analysis : the primer*. John Wiley & Sons, Ltd, 2008.
- [SOBOL 67] I.M. SOBOL. *On the distribution of points in a cube and the approximate evaluation of integrals*. Zhurnal Vychistilel'noi Matematiki i Matematicheskoi Fiziki, 1967.
- [STATON 03] D. STATON, A. BOGLIETTI & A. CAVAGNINO. *Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis*. In Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03. IEEE International, volume 2, pages 747–755 vol.2, June 2003.

Chapitre 4

Méthodes d'identification des paramètres par algorithmes d'optimisation

4.1 Introduction et état de l'art

La précision d'un modèle thermique d'une machine électrique est fortement influencée par plusieurs paramètres critiques et difficiles à estimer analytiquement. Ces paramètres dépendent de nombreux facteurs tels que la géométrie de la machine, le procédé de fabrication, le phénomène physique impliqué,... Les valeurs initiales de ces paramètres ainsi utilisées dans le modèle s'obtiennent des références thermiques en adaptant les corrélations analytiques et empiriques générales de transfert de chaleur à la géométrie de la machine électrique. Ces valeurs peuvent être également obtenues en se basant sur des études antérieures sur la modélisation thermique des machines électriques. Les erreurs d'évaluation de ces paramètres induisent une mauvaise estimation des températures du modèle par rapport au comportement thermique réel de la machine. En conséquence, les méthodes d'expérimentation et d'identification constituent une étape importante pour l'évaluation des paramètres de transfert de chaleur à l'intérieur et à l'extérieur de la machine. L'objectif principal de cette identification est d'obtenir un modèle thermique qui reflète la réalité des phénomènes physiques prenant place dans la machine et un recalage de ses températures par rapport aux essais.

Plusieurs travaux de modélisation thermique sur différents types de machine électrique se sont basés sur la voie expérimentale pour identifier les paramètres de leurs modèles ([[KYLANDER 95](#), [BROUSSELY 00](#), [RENARD 03](#), [TRIGEOL 04](#), [GROBLER 11](#), [GUEMO 14](#)]). Ces paramètres sont principalement les conductances de contact, les coefficients de convection à l'intérieur et à l'extérieur de la machine et la conductivité équivalente des matériaux hétérogènes. En revanche, l'identification de certains paramètres grâce à la voie expérimentale seule s'avère difficile dans plusieurs cas, d'où la nécessité de l'utilisation des méthodes d'identification par des algorithmes d'optimisation.

Dans la littérature, de nombreux travaux de conception et de dimensionnement des machines élec-

triques sont présentés et dont un résumé est reporté dans [BREMNER 10]. Ces travaux s'intéressent à l'identification des paramètres électriques et mécaniques de la machine à partir des routines d'optimisation. Dans ces modèles de machine, la prise en compte des aspects thermiques est marginale et la majorité de ces études considèrent le fonctionnement de la machine à une température constante. D'autres études intègrent des modèles thermiques dans la modélisation multi-physique ou le dimensionnement de leurs machines ([FASQUELLE 07, LI 11, KÜTTLER 13]).

Par conséquent, un modèle thermique fiable et recalé est nécessaire pour toute approche de modélisation ou de conception de la machine électrique. La voie des méthodologies d'identification par algorithmes d'optimisation impose un recours au recalage du modèle. Les points critiques dans cette démarche sont principalement la mise en œuvre du problème d'identification et le choix de l'algorithme d'optimisation le plus adapté. En effet, à partir d'un état initial, les algorithmes d'optimisation trouvent une solution optimale des paramètres à identifier suivant une série d'itérations qui convergent vers un état final.

Le choix de l'algorithme est basé sur plusieurs critères, citons [BRISSET 07, LAURENCEAU 08] :

- La capacité de l'algorithme à éviter les minima locaux et à converger vers un minimum global,
- La capacité à résoudre des fonctions mono-objectif ou multi-objectifs,
- Le temps de calcul que prend l'algorithme pour fournir la solution optimale,
- La nécessité du calcul des gradients,
- Le mode de recherche,
- La présence et le type des contraintes.

Les algorithmes d'optimisation sont divisés en deux catégories :

- Les algorithmes de recherche *déterministes* qui recherchent le même minimum pour les mêmes conditions initiales et paramètres de contrôle de l'algorithme. La plupart de ces algorithmes sont locaux mais il existe quelques méthodes globales,
- Les algorithmes de recherche *stochastiques* qui trouvent de différents minima même si les conditions initiales et les paramètres de contrôle sont identiques. Presque toutes ces méthodes recherchent des minima globaux.

De plus, les méthodes qui associent les avantages des deux algorithmes précédemment présentés sont dites hybrides [VANARET 15]. Ce sont les méthodes où l'algorithme de recherche globale est associé à un autre de recherche locale pour renforcer la certitude de la solution globale et éviter les minima locaux.

[BRISSET 07] présente une étude détaillée des algorithmes d'optimisation fréquemment appliqués à la conception des machines électriques. Il classe également ces algorithmes selon leurs caractéristiques (figure 4.1).

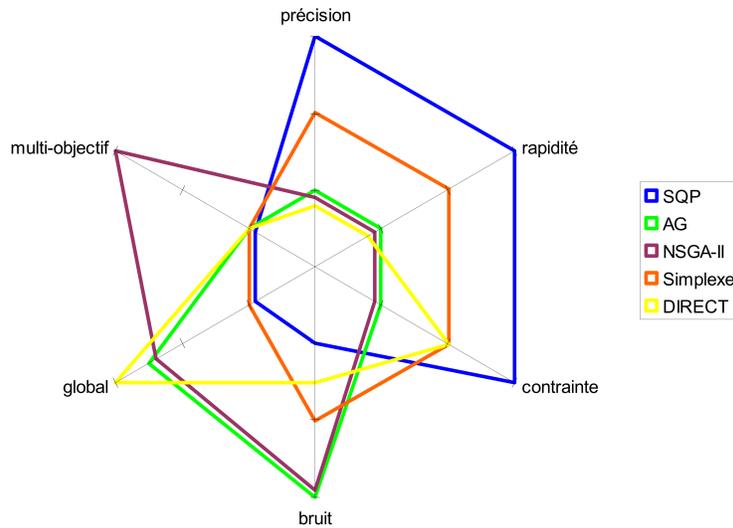


FIGURE 4.1 – Classification de certains algorithmes d’optimisation [BRISSET 07].

Dans le domaine thermique des machines électriques, l’application de ces algorithmes aux problèmes d’identification des paramètres a constitué le sujet de plusieurs études. [JANDAUD 12] utilise la méthode CFD pour réaliser une étude paramétrique du débit à l’intérieur d’un alerno-démarrreur intégré. Les résultats sont ensuite utilisés dans un modèle thermique à constantes localisées couplé à une méthode d’optimisation (méthode par essais particulières) afin d’optimiser la structure de la machine. [BORNSCHLEGELL 13] a utilisé deux méthodes (Active-set et algorithme génétique) pour l’optimisation thermique d’une machine électrique de forte puissance. [GUEMO 14] réalise le recalage de son modèle thermique en comparant les résultats obtenus par trois algorithmes d’optimisation (deux déterministes et un stochastique).

Dans notre étude, nous présentons deux méthodologies d’identification des paramètres de la machine électrique. En effet, les problèmes de la quantification des niveaux de transfert de chaleur à l’intérieur et à l’extérieur de la machine imposent le découplage entre les différents phénomènes. En d’autres termes, les phénomènes qui apparaissent aux surfaces externes de la machine sont découplés des phénomènes internes. Chaque méthodologie est alors consacrée à l’identification des paramètres de chacun des phénomènes. La première méthodologie évalue l’erreur induite par l’utilisation des corrélations analytiques sur les coefficients de convection naturelle et présente ensuite une démarche d’identification de ces coefficients. Cette démarche réalise une comparaison des résultats de trois algorithmes d’optimisation (deux déterministes et un stochastique). Par contre, la deuxième méthodologie permet l’identification, par l’utilisation d’une méthode hybride, des paramètres de contact et de convection interne de la machine. Les problèmes d’identification dans la présente étude sont résolus par les solveurs d’optimisation de MATLAB™ (*fmincon* pour les algorithmes déterministes et *ga* pour l’algorithme génétique).

4.2 Identification des coefficients d'échange convectif externe

Dans cette partie, nous nous intéressons à l'identification des coefficients d'échange convectif entre la machine et l'air ambiant. La problématique d'identification résulte d'une évaluation de la précision des corrélations analytiques classiques de convection naturelle externe existant dans la littérature ([STATON 06, INCROPERA 11]). Cette évaluation fait l'objet de la première section de cette partie. En effet, les corrélations analytiques, formulées pour des problèmes spécifiques de transfert de chaleur, sont limitées dans certains cas comme celui des machines électriques ; ce fait peut induire une erreur d'évaluation de ces corrélations. De plus, dans une démarche de modélisation d'une machine électrique ou même dans les phases de sa conception, cette erreur doit être prise en compte grâce à une influence significative sur la distribution des champs de température à l'intérieur de la machine. Par conséquent, les méthodes d'expérimentation et d'identification sont des étapes importantes pour évaluer les coefficients de convection. Ces méthodes ont fait le sujet de plusieurs études et articles scientifiques ([BOGLIETTI 06b, GROBLER 11, GUOMO 13]).

Par exemple, [BOGLIETTI 06b] a évalué, au moyen d'une procédure expérimentale, la résistance thermique par convection entre une machine asynchrone de puissance 150 W et l'air ambiant.

[GUOMO 13] a utilisé une méthode inverse pour minimiser le résidu entre les températures mesurées et celles simulées par un modèle thermique d'une machine synchrone à aimants permanents. Cet article a comparé trois algorithmes d'optimisation pour identifier les paramètres d'un réseau à constantes localisées de sa machine. Parmi ces paramètres, les coefficients d'échange convectif externe ont été identifiés.

Dans notre étude, nous développons une nouvelle méthodologie d'identification afin de déterminer les coefficients d'échange convectif sur chaque surface de la machine. Nous montrons également les résultats d'identification en comparant trois algorithmes d'optimisation et en déduisant les valeurs des coefficients d'échange dans le cas de l'alternateur-démarréur intégré.

4.2.1 Évaluation de l'erreur sur les coefficients d'échange convectif

L'évaluation de la précision des corrélations classiques de convection naturelle dans une machine totalement fermée et non ventilée (cas de l'alternateur-démarréur intégré) est réalisée en comparant les flux sortants par rapport aux pertes internes totales mesurées. En effet, en décomposant la machine en des géométries connues (cylindre, plaque et ailettes), des corrélations analytiques et empiriques sont appliquées pour l'évaluation du coefficient de transfert thermique par convection naturelle. L'estimation des flux sortants de la machine est établie par la connaissance des températures déterminées expérimentalement et les coefficients de convection calculés analytiquement. Ces flux de chaleur sont ensuite comparés aux pertes internes générées dans la machine. Par conséquent, pour un régime thermique établi, si ces deux quantités ne sont pas égales, nous pourrions constater la présence d'une erreur basée sur le calcul analytique des coefficients, en prenant en compte les incertitudes sur les mesures expérimentales.

En résumé, la démarche proposée est établie en considérant les points suivants et illustrée dans la figure 4.2 :

- Les températures des surfaces T_i intervenant dans l'échange convectif sont connues par mesures,

- Les coefficients d'échange convectif h sont évalués grâce aux corrélations présentes dans la littérature,
- Les flux thermiques sortants ϕ_i peuvent être ainsi calculés à partir de la connaissance des h et de la différence des températures entre les surfaces et l'air ambiant,
- Les deux quantités (flux sortants et pertes internes) sont comparées.

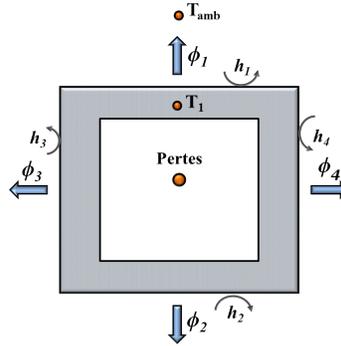


FIGURE 4.2 – Structure simplifiée pour représenter les phénomènes de convection.

4.2.1.1 Choix du modèle de la machine

Afin de modéliser les phénomènes de convection naturelle, la structure de l'ADI est ramenée à des géométries simples (ou des composants élémentaires). La figure 4.3 montre le choix du modèle simplifié de la machine, avec h_i , le coefficient d'échange convectif, T_i la température des surfaces, T_{amb} la température ambiante et ϕ_i le flux de chaleur sortant.

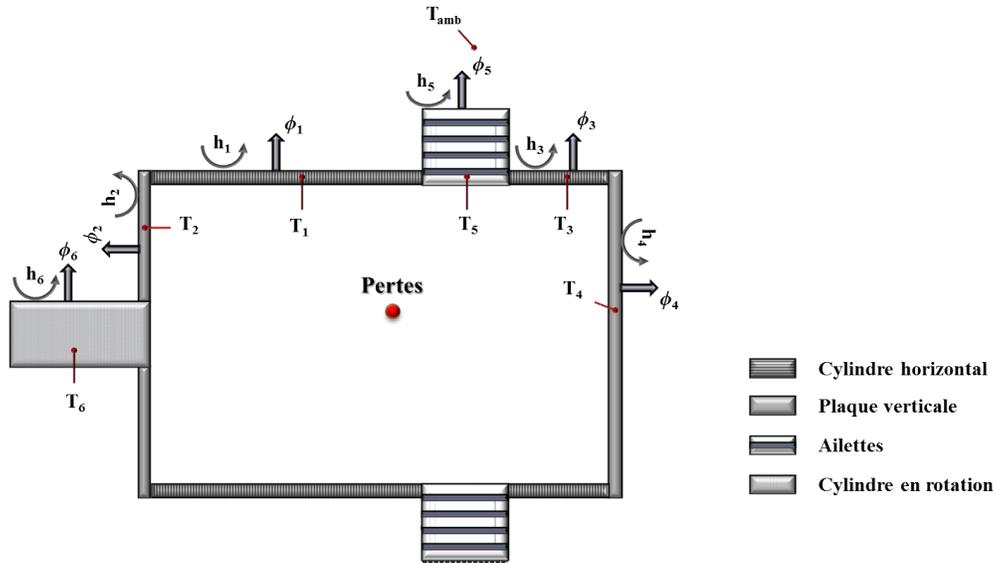


FIGURE 4.3 – Structure simplifiée de l'alternateur intégré pour représenter les phénomènes de convection naturelle.

4.2.1.2 Coefficients de convection et résistances thermiques équivalentes

Les coefficients de convection naturelle des surfaces exposées à l'air ambiant h , ainsi que les résistances thermiques équivalentes de convection R_{eq} sont calculés en s'appuyant sur les corrélations du tableau 1.8. En effet, ces coefficients dépendent principalement de la température du film d'air entre la paroi et l'air ambiant, de la forme géométrique des surfaces, des propriétés de l'air et de la vitesse de rotation. Nous présentons ainsi, à titre d'exemple, le calcul de ces paramètres sur deux régimes de fonctionnement de la machine : le premier est à faible régime et le deuxième est à fort régime. Ces deux régimes peuvent correspondre respectivement à deux essais réalisés sur l'ADI (appendice A) : l'essai n°3 en statique où les enroulements sont montés en série et alimentés par un courant continu de densité $J = 4.5 \text{ A/mm}^2$; le deuxième est l'essai n°10 en charge pour $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$ et $J = 4.5 \text{ A/mm}^2$. La synthèse de calcul des paramètres (coefficients de convection, surface et résistances thermiques) est présentée dans le tableau 4.1a et le tableau 4.1b.

Tableau 4.1 – Synthèse de calcul des coefficients de convection et des résistances thermiques.

(a) Résultats pour l'essai n°3 (fonctionnement à faible régime).				
Zone	$h \text{ (W/m}^2\text{K)}$		$S \text{ (m}^2\text{)}$	$R_{eq} \text{ (K/W)}$
Cache moteur	5.0 ¹	5.4 ²	0.140	1.37
Cache embrayage	4.5 ¹	5.1 ²	0.113	1.80
Carter à ailettes	6.1		0.145	1.12
Arbre de rotation	3.3		0.022	13.68
(b) Résultats pour l'essai n°10 (fonctionnement à fort régime)..				
Zone	$h \text{ (W/m}^2\text{K)}$		$S \text{ (m}^2\text{)}$	$R_{eq} \text{ (K/W)}$
Cache moteur	5.8 ¹	6.2 ²	0.140	1.20
Cache embrayage	5.3 ¹	6.0 ²	0.113	1.52
Carter à ailettes	7.0		0.145	1.00
Arbre de rotation	149		0.022	0.30

¹ : Surface radiale

² : Surface axiale

4.2.1.3 Distribution des flux de chaleur sortants

L'estimation de la résistance thermique équivalente conduit, en connaissant les températures expérimentales, au calcul des flux de chaleur ϕ_i sortants à travers les surfaces grâce à la formule :

$$\phi_i = \frac{\Delta T_i}{R_{eq}} \quad (4.1)$$

Avec ΔT_i la différence de température entre la surface d'indice i et l'air ambiant.

Dans le cas où la machine ne tourne pas, la convection à travers l'arbre devient négligeable et le chemin de flux de chaleur à travers les ailettes est prépondérant. La figure 4.4a montre la distribution

des flux de chaleur et les températures expérimentales pour l'essai n°3. Il est à noter que la longueur des flèches dans les figures 4.4 correspond au niveau de contribution de la surface à l'évacuation de la chaleur par rapport au flux total mesuré. De plus, nous considérons que la machine possède une symétrie par rapport à l'axe de l'arbre de la machine; nous représentons les flux totaux pour chaque surface. Lorsque la vitesse de rotation augmente en essai n°10, à $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$, le flux sortant est plus important à travers l'arbre de rotation (figure 4.4b). Normalement, dans le cas classique des machines électriques, le flux convectif à travers l'arbre est négligé. Par contre, dans le cas de l'ADI, l'arbre contribue d'une manière très significative à l'évacuation des calories produites.

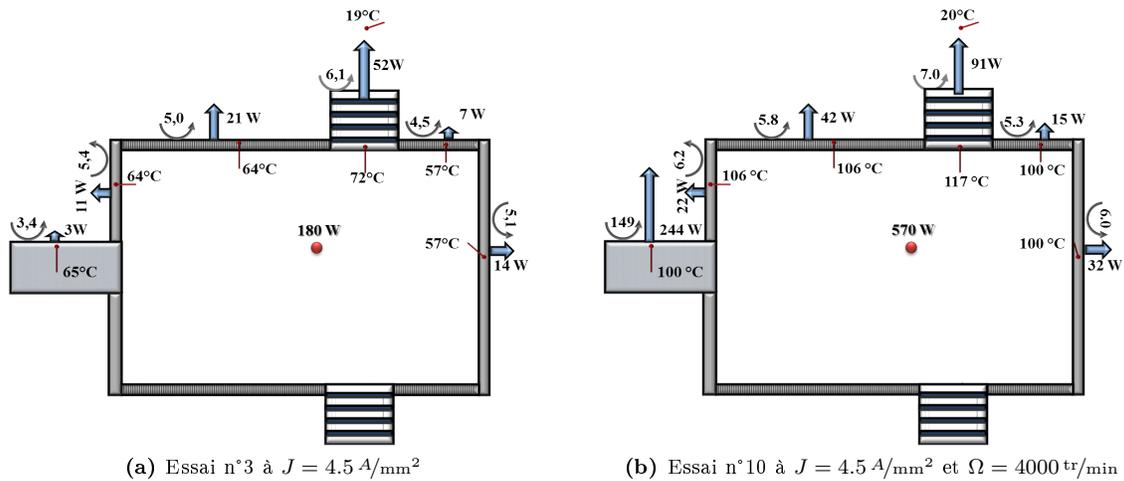


FIGURE 4.4 – Distribution des flux thermiques sortants.

4.2.1.4 Synthèse des résultats et conclusion

Les flux sortants des figures 4.4a et 4.4b concernent uniquement le transfert de la chaleur par convection sur les surfaces externes. En effet, dans le cas d'une convection naturelle, le rayonnement peut contribuer à l'évacuation de la chaleur produite à l'intérieur de la machine. Par contre, pour une convection externe forcée (ventilation ou refroidissement par un liquide), ce phénomène est négligé [BOGLIETTI 06a]. La quantité de flux rayonné de la machine dépend du facteur de l'émissivité et des températures des surfaces. Pour pouvoir séparer l'influence du rayonnement des résultats sur les coefficients d'échange convectif, une procédure expérimentale est mise en place afin de déterminer les facteurs d'émissivité de l'ADI [CABANNES 96]. Les résultats expérimentaux ont montré que ce facteur varie de $\epsilon = 0.12$ à 0.19 pour les surfaces d'aluminium poli (surfaces 1→4 de la figure 4.3) et $\epsilon = 0.55$ pour les ailettes en aluminium anodisé. Finalement, le pourcentage de contribution de ce phénomène dans les flux sortants varie entre 5 % et 10 %.

Le tableau 4.2 compare les flux ou les pertes internes de la machine ϕ_{int} à la sommation des flux sortants ϕ_{ext} pour six essais. L'erreur globale entre ces deux quantités est calculée par l'équation (4.2).

Ces résultats montrent de même la contribution des deux phénomènes de convection (ϕ_{conv}) et de rayonnement (ϕ_{rad}) dans l'évacuation de la chaleur sortante.

$$\epsilon = \frac{\phi_{int} - \phi_{ext}}{\phi_{int}} \quad (4.2)$$

Pour les essais en charge, les incertitudes sur l'évaluation des coefficients d'échange convectif dans la machine varient légèrement (21.4 % \rightarrow 23.7 %). L'erreur globale pour les essais en statique est autour de 41 % et reste dans les mêmes ordres de grandeur. En effet, les pertes par effet Joule pour ces essais sont évaluées expérimentalement avec une incertitude de $\sim 1.5\%$ de leurs valeurs finales et les températures à $\pm 1.5^\circ\text{C}$. De même, l'étude de sensibilité sur ces incertitudes a montré que ces dernières ont une influence négligeable sur la variation de l'erreur globale. Par conséquent, nous pouvons déduire que l'ordre de grandeur sur l'imprécision de calcul des coefficients d'échange par convection naturelle varie autour de 40 %. La grande différence entre les essais en charge et les essais en statique peut être due à la surestimation des flux sortants par l'arbre de rotation. Ce qui fait que la valeur de l'erreur diminue, en augmentant la quantité ϕ_{ext} de l'équation (4.2).

Tableau 4.2 – Synthèse des résultats : comparaison entre les flux pour les essais thermiques.

n°	Ω (tr/min)	J (A/mm ²)	ϕ_{int} (W)	ϕ_{conv} (W)	ϕ_{rad} (W)	ϕ_{ext} (W)	ϵ (%)
3	0	4.5	180	108	17	121	40.0
4	0	5	235	134	22	156	42.2
6	2500	0	201	158	15	173	21.4
7	2500	4.5	391	300	32	332	23.3
9	4000	0	367	280	24	304	23.7
10	4000	4.5	570	446	44	490	21.8

Finalement, l'approche présentée dans cette section a permis de déterminer l'ordre de grandeur de l'imprécision globale des coefficients. Cependant, dans le contexte des machines électriques en général, il est important d'identifier ces coefficients pour chaque surface. Cette identification permet :

- Le recalage du modèle thermique fin de la machine et l'obtention d'une meilleure estimation des températures,
- La simulation de l'influence de l'erreur sur la distribution des températures dans la machine,
- La séparation et la quantification de l'erreur induite par les corrélations analytiques de chaque phénomène de transfert de chaleur.

L'identification des coefficients d'échange convectif externe fait ainsi le sujet de l'étude de la section suivante.

4.2.2 Méthodologie d'identification des coefficients d'échange convectif externe

Cette section présente une nouvelle méthodologie afin d'identifier, en utilisant le principe des méthodes inverses, les coefficients d'échange convectif entre une machine électrique et l'air ambiant. En

effet, ce principe se repose sur un processus itératif pour évaluer un ensemble de causes grâce à des observations ou bien des conséquences. Au contraire, nous pouvons définir la méthode directe, où ces conséquences sont évaluées ou observées par la connaissance des causes. Dans notre cas, l'utilisation des méthodes inverses consiste à évaluer les coefficients d'échange convectif (les causes) en minimisant le résidu entre les pertes internes de la machine et la quantité totale des flux de chaleur sortants de la machine (les conséquences) pour un régime thermique établi. Ceci est réalisé en appliquant une démarche basée sur la résolution d'un problème d'optimisation en se basant sur les algorithmes définis dans la section §4.1. Cette étude est basée sur les relevés expérimentaux d'un banc d'essai de caractérisation de l'alternateur intégré (voir [appendice A](#)). Les températures des surfaces externes ainsi que les pertes dans la machine sont les paramètres clés dans cette méthodologie.

L'application de la méthodologie d'identification par algorithmes d'optimisation est tout d'abord réalisée sur un essai en particulier. Dans ce premier cas, la formulation de la méthodologie, les démarches d'application des algorithmes d'optimisation ainsi que les résultats obtenus sont présentés. Ensuite, afin de valider cette méthodologie, et pour une meilleure évaluation des coefficients d'échange convectif, nous réalisons une approche globale sur une série d'essais. Finalement, les lois de variation des coefficients d'échange en fonction de la température sont présentées.

4.2.2.1 Formulation de la méthodologie d'identification

Le principe de la méthode inverse consiste à trouver, en s'appuyant sur un ensemble de données expérimentales, la meilleure solution pour déterminer les coefficients d'échange convectif. La solution envisagée doit respecter les contraintes physiques imposées et la réalité des phénomènes qui prennent place sur les surfaces externes de la machine.

La première quantité à introduire est le flux de chaleur total évacué de la machine vers l'air ambiant. Cette quantité est calculée comme suit :

$$\phi_C = \sum_{i=1}^m \phi_i \quad 1 \leq i \leq m \quad (4.3)$$

avec m le nombre de surfaces de la machine exposées à l'air ambiant. La chaleur extraite de la surface i , notée ϕ_i , est calculée par l'équation suivante :

$$\phi_i = \Delta T_i \cdot S_i \cdot h_i \quad (4.4)$$

Cette équation relie la différence entre la température de surface T_i , la température ambiante T_{amb} ($\Delta T_i = T_i - T_{amb}$), et le coefficient de convection h_i au niveau de la surface S_i . De plus, afin de séparer l'influence des échanges par rayonnement, la quantité de flux de chaleur évacuée à travers ce phénomène, noté ϕ_{rad} , est déduite des pertes internes mesurées ϕ_{int} . La quantité qui en résulte est évaluée par la formule suivante :

$$\phi_M = \phi_{int} - \phi_{rad} \quad (4.5)$$

Le problème d'identification minimise une fonction non linéaire soumise à des contraintes. Si f décrit la fonction objectif, le problème d'identification s'écrit de la manière suivante :

$$\begin{cases} \min_{h \in S} f(h) \\ S \subseteq \mathbb{R}^m \end{cases} \quad (4.6)$$

où h , le vecteur à optimiser, symbolise les coefficients d'échange convectif. La fonction objectif f représente, d'une part, les flux de chaleur transférés par convection vers l'air ambiant et d'autre part, les pertes internes générées dans la machine, pendant un régime thermique établi. Nous choisissons dans cette section de formuler la fonction objectif sous la norme \mathcal{L}_1 , où la distance à minimiser entre les deux dernières quantités est appelée distance de Manhattan. Celle-ci est présentée de la manière suivante :

$$f = \|\phi_C, \phi_M\| = |\phi_C - \phi_M| = \left| \sum_{i=1}^m \Delta T_i \cdot S_i \cdot h_i - \phi_M \right| \quad (4.7)$$

Finalement, les résultats de l'application de cette méthodologie sur un essai sont les suivants :

1. Un vecteur de longueur $[1 \times m]$ contenant les coefficients d'échange convectif pour les m surfaces de la machine,
2. Un scalaire contenant la valeur de la fonction objectif f .

Afin de résoudre ce problème d'identification, nous utilisons les algorithmes d'optimisation que nous présentons ci-dessous. Certains algorithmes nécessitent la définition d'une condition initiale. Cette dernière représente une solution de départ que l'algorithme va utiliser pour initier sa démarche vers la recherche de la solution optimale. De plus, tout algorithme nécessite la présence de contraintes qui définissent la zone ou le domaine de prospection de la solution optimale. Ces caractéristiques des algorithmes d'optimisation sont également développées ci-dessous.

4.2.2.2 Définition de la condition initiale

La condition initiale (IC) ou la condition de départ est une première estimation de la solution du processus de minimisation. Cette condition permet d'amorcer le processus itératif de l'algorithme d'optimisation. Lorsque ce dernier est déterministe, il est très sensible au choix de cette condition qui peut influencer d'une manière significative sur les résultats d'identification. Afin de remédier à ce problème et à tester la sensibilité de l'algorithme à la condition initiale, une série de valeurs aléatoires positives est générée pour les conditions initiales. Le nombre des dernières dépend ainsi du nombre de répétitions souhaité (noté n_{rep}) du processus de minimisation. Pour chaque condition et chaque minimisation, des coefficients d'échange sont obtenus ($[h_{1-optim}, \dots, h_{m-optim}]_p$) avec $1 < p < n_{rep}$.

La démarche adoptée pour la définition de la condition initiale est décrite dans la figure 4.5. La dernière étape consiste à comparer les vecteurs des coefficients obtenus au cours des répétitions du processus de minimisation afin de déterminer la solution optimale. Finalement, la démarche de définition de l'ensemble des contraintes fait l'objet du prochain paragraphe.

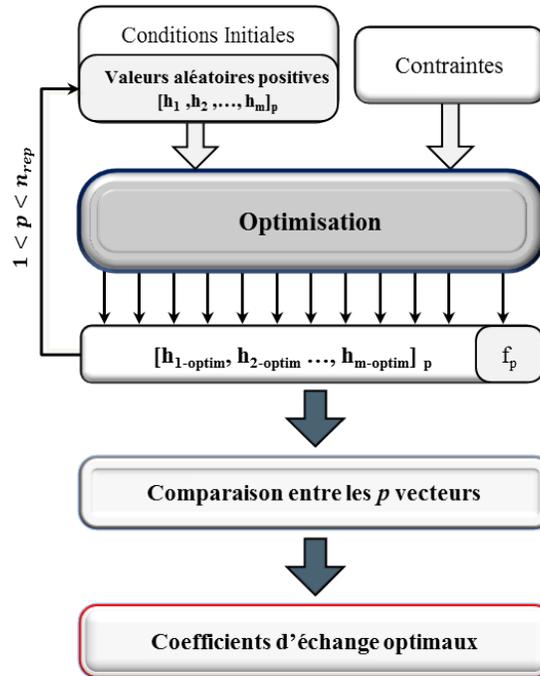


FIGURE 4.5 – Structure de la génération des conditions initiales.

4.2.2.3 Formulation des contraintes

Les premières contraintes imposées sur les coefficients de convection sont obtenues de la littérature (tableau 1.4). Celles-ci englobent les bornes minimales et maximales de chaque coefficient en fonction du phénomène physique impliqué. D'autres contraintes sont basées sur la géométrie de la machine et la compréhension des phénomènes de transfert de chaleur liés à la machine.

Afin de clarifier la méthode de définition des contraintes, nous considérons le système physique de l'ADI. Tout d'abord, la variation analytique des coefficients d'échange est évaluée pour les quatre surfaces de la machine (surface 1 à 4 de la figure 4.3). En effet, deux phénomènes physiques prennent place sur ces surfaces : *i.* la convection naturelle autour d'un cylindre fixe et *ii.* la convection naturelle sur une plaque verticale fixe. En effet, cette variation dépend de la température de la surface (T_s) et de son diamètre hydraulique (D_h) (équation (1.16)). Les coefficients d'échange sont plus importants lorsque ces deux quantités augmentent. Ensuite, les deux séries des contraintes liées à ces coefficients sont déduites de la figure 4.6 :

1. La température expérimentale du cache moteur étant toujours supérieure à celle du cache embrayage, nous pouvons considérer que :

$$\begin{cases} h_3(T_3) < h_1(T_1) \\ h_4(T_4) < h_2(T_2) \end{cases}$$

2. Les deux prochaines inégalités corrént les deux phénomènes de convection naturelle en fonction de la variation de la température et du diamètre hydraulique :

$$\begin{cases} \min \left(\frac{h_2(T_s, D_h)}{h_1(T_s, D_h)} \right) . h_1 < h_2 < \max \left(\frac{h_2(T_s, D_h)}{h_1(T_s, D_h)} \right) . h_1 \\ \min \left(\frac{h_4(T_s, D_h)}{h_3(T_s, D_h)} \right) . h_3 < h_4 < \max \left(\frac{h_4(T_s, D_h)}{h_3(T_s, D_h)} \right) . h_3 \end{cases}$$

Ces contraintes permettent de faire une première limitation de l'espace de recherche de la solution optimale. D'autres limitations peuvent être définies en fonction des résultats de la démarche de minimisation.

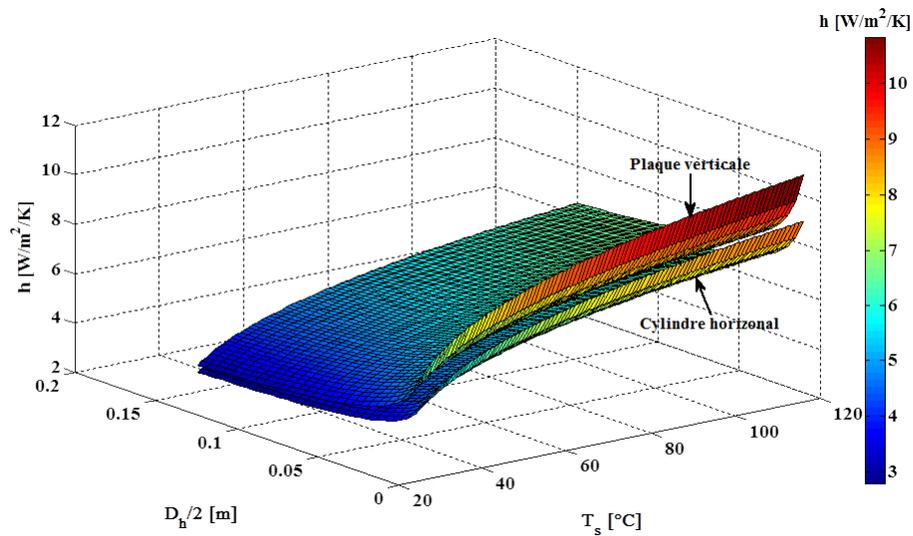


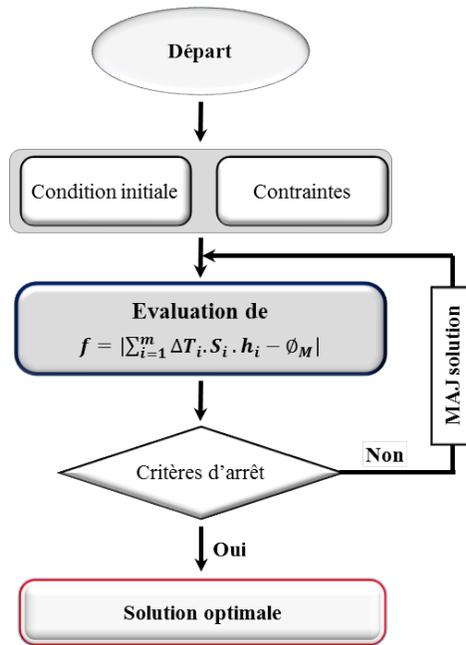
FIGURE 4.6 – Variation du coefficient de convection naturelle en fonction de la température et du diamètre hydraulique.

4.2.2.4 Algorithmes d'optimisation

Trois algorithmes d'optimisation sont comparés dans cette étude : deux algorithmes déterministes, la programmation quadratique sequentielle (SQP) et le point intérieur (IP) ; et un algorithme génétique.

- Les deux premiers sont résolus grâce au solveur *fmincon* de Matlab employé pour trouver le minimum d'une fonction ayant des contraintes non-linéaires,
- La résolution du problème d'identification par algorithme génétique est réalisée par la fonction *ga* [MATLAB12B].

Le but de cette comparaison est de tester les résultats d'identification en ayant une meilleure estimation des coefficients d'échange externe. La procédure d'optimisation est illustrée dans la figure 4.7.



***MAJ** : Mise A Jour

FIGURE 4.7 – Structure de l'application de l'algorithme d'optimisation.

4.2.2.5 Résultats d'identification sur un point de fonctionnement

Nous présentons les résultats d'identification des coefficients d'échange convectif pour le fonctionnement de la machine à faible régime. Un des points de ce fonctionnement correspond à l'essai n°4 où un courant continu de densité $J = 5 \text{ A/mm}^2$ circule dans les enroulements montés en série. Les valeurs positives et aléatoires de la condition initiale peuvent varier entre $5 \text{ W/m}^2\text{K}$ et $100 \text{ W/m}^2\text{K}$. Normalement, les coefficients d'échange en convection naturelle varient entre $5 \text{ W/m}^2\text{K}$ et $30 \text{ W/m}^2\text{K}$ (tableau 1.4). Cependant nous avons choisi d'étendre ces limites afin de pouvoir tester la robustesse des algorithmes d'optimisation et obtenir une solution optimale. Le nombre de répétitions de cet algorithme pour la condition initiale est $n_{rep} = 100$.

Résultats par les algorithmes déterministes : La figure 4.8a montre que les coefficients d'échange, identifiés par SQP, fluctuent faiblement (de l'ordre de $\pm 0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$) autour d'une valeur moyenne durant les 100 répétitions. Ces mêmes coefficients obtenus par IP convergent vers des valeurs bien précises (figure 4.8b). Ces résultats d'identification sont obtenus sans prendre en compte la variation du coefficient d'échange convectif par l'arbre de rotation. En effet, la variation de ce coefficient est négligée à cause de sa faible contribution à l'évacuation de la chaleur de la machine vers l'extérieur pour les essais en statique. En conséquence, la valeur de ce coefficient est limitée au calcul analytique.

Afin de fixer le choix de la méthode la plus adaptée, nous procédons au calcul des flux échangés entre les surfaces de la machine et l'air ambiant pour les deux cas : **(1)** lorsque ces flux sont déduits des

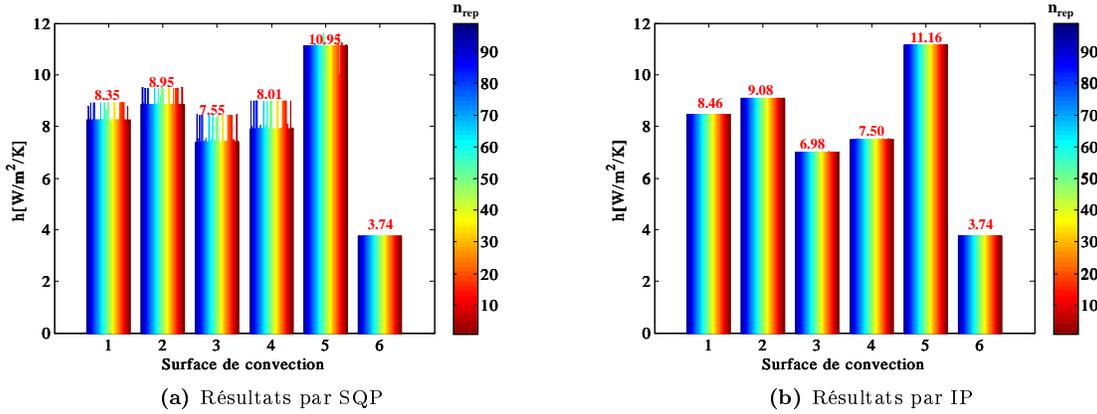


FIGURE 4.8 – Sensibilité des deux méthodes d'optimisation (SQP et IP) à la condition initiale.

coefficients d'échange optimaux ($h_{i-optim}$); (2) lorsqu'ils sont basés sur le calcul analytique (h_{i-anal}). Les formules de calcul sont respectivement les suivantes :

$$\begin{cases} \phi_{i-optim} = \Delta T_i \cdot S_i \cdot h_{i-optim} \\ \phi_{i-anal} = \Delta T_i \cdot S_i \cdot h_{i-anal} \end{cases} \quad (4.8)$$

Nous pouvons remarquer, par les résultats du tableau 4.3, que la différence entre le pourcentage des flux analytiques et ceux optimaux (ou identifiés) est en cohérence pour les deux algorithmes dans le cas de l'échange par les ailettes. Cette différence, obtenue en utilisant SQP, est conforme et fluctue légèrement pour les quatre surfaces des deux caches (entre 33 % et 37 %). En revanche, cette différence entre les flux (analytiques et identifiés) obtenus par IP varie entre 28 % et 37 %. Sachant que les phénomènes physiques autour des cylindres et des plaques fixes doivent induire des variations cohérentes des coefficients d'échange, les résultats obtenus par SQP sont considérés plus pertinents.

Tableau 4.3 – Flux analytiques et optimaux pour les deux algorithmes pour l'essai n°4 à courant continu.

Algorithme	SQP			IP		
Surface	ϕ_{i-anal}	$\phi_{i-optim}$	$\Delta\phi - \%$	ϕ_{i-anal}	$\phi_{i-optim}$	$\Delta\phi - \%$
1	27.17	42.71	36.38	27.171	43.25	37.18
2	14.14	22.20	36.32	14.139	22.52	37.21
3	8.60	13.62	36.95	8.5858	12.61	31.89
4	17.66	26.43	33.19	17.658	24.57	28.13
5	59.78	101.3	40.97	59.785	103.29	42.12
6	3.24	3.24	0	3.24	3.24	0

* : Flux thermique exprimé en W

Résultats par l'algorithme génétique : L'algorithme génétique ne nécessite pas de conditions initiales mais balaye l'espace de recherche imposé par les contraintes afin de trouver la solution optimale du problème d'identification. Nous réalisons ainsi un nombre de répétitions du problème d'identification

égal à celui employé dans les paragraphes précédents ($n_{rep} = 100$) ; les résultats sont ensuite comparés. Nous remarquons que, durant ces répétitions, les coefficients d'échange fluctuent d'une manière aléatoire (figure 4.9). De cette fluctuation, nous ne pouvons pas déduire des valeurs approchées de ces coefficients. Cependant, dans le but de comparer ces résultats avec ceux obtenus par les algorithmes déterministes, nous considérons la moyenne de chaque coefficient sur les 100 répétitions.

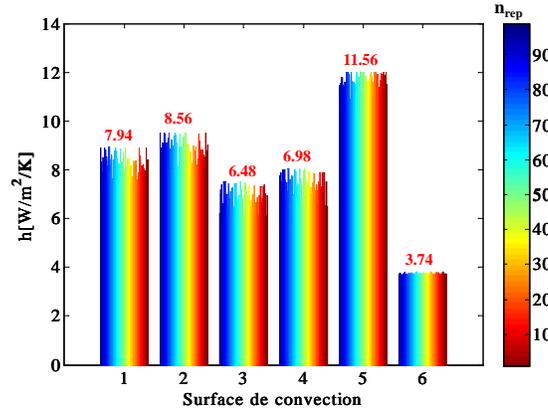


FIGURE 4.9 – Sensibilité de l’algorithme génétique au nombre de répétitions du problème d’identification.

Comparaison entre les trois algorithmes d’optimisation : Les coefficients d’échange convectif évalués par les trois algorithmes d’optimisation sont comparés dans la figure 4.10. Nous remarquons une légère variation entre ces coefficients ; mais comme nous avons vu précédemment en comparant les algorithmes déterministes, qu’une légère variation peut induire des erreurs sur l’estimation des flux sortants de chaque surface de la machine. De plus, la grande fluctuation des coefficients d’échange évalués par l’AG le rend inapplicable dans cette démarche d’identification. En conséquence, les résultats adoptés pour les coefficients d’échange, sur l’essai n°4 (cas d’un fonctionnement à faible régime) en particulier, sont ceux obtenus par l’algorithme SQP.

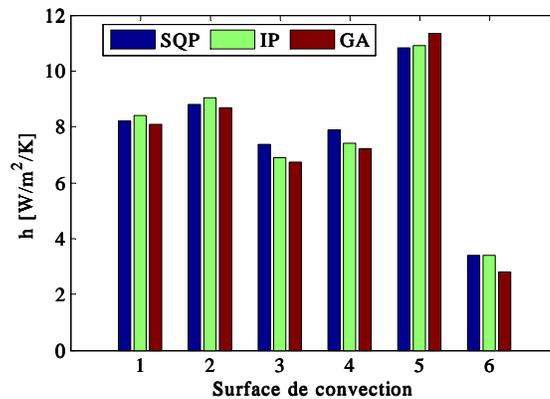


FIGURE 4.10 – Comparaison entre les algorithmes d’optimisation utilisés dans la méthodologie d’identification.

Conclusion sur les résultats : Les coefficients d'échange identifiés sont valables uniquement sur un seul point de fonctionnement. Ce point possède des températures de surface et des pertes bien précises. Cependant, nous cherchons dans notre étude à simuler le comportement thermique de la machine sur tout son espace de fonctionnement. Les différents points de fonctionnement se présentent, du point de vue thermique, par une variation des températures de la machine. Nous nous intéressons plus précisément dans cette méthodologie aux températures des surfaces externes. En conséquence, l'objectif de l'actuelle étude est la *création d'une loi de variation des coefficients d'échange convectif en fonction de la température*. Ceci est réalisé pour chaque phénomène physique prenant place aux surfaces externes de la machine.

Nous procédons alors à une généralisation de la méthodologie sur plusieurs points de fonctionnement. Par ailleurs, nous restons sur le fonctionnement de la machine à faible régime. Dans ce cas, les pertes par effet Joule sont évaluées d'une manière précise. De plus, les résultats précédents concernant l'évaluation de l'erreur sur les coefficients de convection ont montré une surestimation du flux sortant par l'arbre de rotation. Par conséquent, la prise en compte des points de fonctionnement à faible régime induit une faible contribution de l'arbre de rotation dans le bilan des flux sortants.

4.2.2.6 Généralisation de la méthodologie d'identification

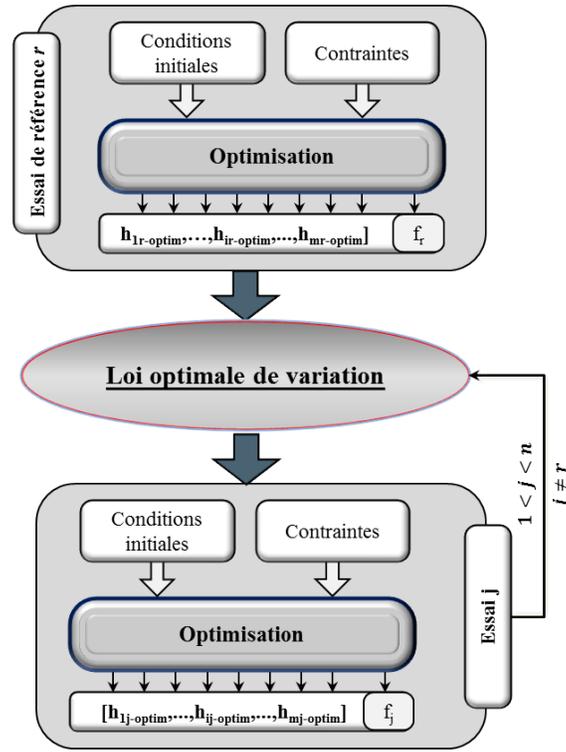
La généralisation du processus d'identification nécessite la réalisation d'une série d'essais sur la machine ; chaque essai simule le comportement thermique de la machine sur un point de fonctionnement particulier.

La première identification par cette méthodologie est appliquée sur un essai noté de référence (indexé r). Celle-ci contribue à l'établissement d'une loi de variation des coefficients d'échange convectif sur une plage des températures de surface T_s . Ce résultat permet ensuite de lancer le processus d'identification sur les autres essais. En effet, en se basant sur cette loi, la condition initiale et les contraintes pour les essais suivants, indexés j avec $j \neq r$, sont obtenus ; le processus d'identification est à nouveau appliqué. Les résultats finaux de la méthode sont :

1. Une matrice $[m \times n]$ des coefficients d'échange optimaux pour m surfaces et n essais,
2. Un vecteur $[1 \times n]$ des fonctions objectifs pour les n essais.

L'objectif final de cette méthodologie est de tester la validité des coefficients d'échange identifiés et la construction de leur loi optimale de variation. Nous présentons dans la figure 4.11 la structure générale de la méthodologie proposée ; la création de la loi de variation des coefficients d'échange étant développée dans le paragraphe suivant.

La formulation de la méthodologie d'identification pour un point est également généralisée tenant compte de la variation des points de fonctionnement (ou des essais j). Les équations 4.3→4.7 sont alors représentées de la manière suivante :



polyo : *polynôme optimal*

FIGURE 4.11 – Structure de la méthodologie d'identification des coefficients d'échange externe.

— Le flux total évacué des m surfaces de la machine pendant l'essai j ; n étant le nombre d'essais :

$$\begin{cases} \phi_{Cj} = \sum_{i=1}^m \phi_{ij} \\ 1 \leq i \leq m \\ 1 \leq j \leq n \end{cases}$$

— La chaleur extraite de la surface i pendant l'essai j :

$$\phi_{ij} = \Delta T_{ij} \cdot S_i \cdot h_{ij}$$

— Le résidu entre la chaleur produite ϕ_{int} et celle évacuée par rayonnement ϕ_{rad} pour l'essai j :

$$\phi_{Mj} = \phi_{int-j} - \phi_{rad-j}$$

— La fonction objectif pour chaque essai j :

$$f_j = \|\phi_{Cj}, \phi_{Mj}\| = |\phi_{Cj} - \phi_{Mj}| = \left| \sum_{i=1}^m \Delta T_{ij} \cdot S_i \cdot h_{ij} - \phi_{Mj} \right|$$

4.2.2.7 Loi optimale de variation des coefficients d'échange

Ci-dessous, nous développons les étapes de la création de la loi de variation des coefficients d'échange. Cette loi, nommée loi optimale, évalue la variation des coefficients d'échange optimaux (identifiés par

la méthodologie) en fonction de la température; l'objectif est d'extraire, pour chaque essai, la valeur du coefficient d'échange optimal. Cette loi définit également les contraintes et les conditions initiales pour tous les essais qui suivent l'essai de référence. De plus, le nombre d'essais est important puisqu'il permet la validation des hypothèses formulées dans cette étude. La figure 4.12 montre la structure de la création de la loi optimale, chaque étape étant détaillée ci-dessous :

1. La première étape consiste à évaluer, en utilisant les corrélations analytiques de la littérature, la variation des coefficients d'échange en fonction de la température des surfaces $h_{i-anal}(T_s)$. Par conséquent, le coefficient d'échange pour l'essai de référence est déduit $h_{ir-anal}(T_{ir})$ de cette variation,
2. Parallèlement, le premier algorithme d'optimisation appliqué à l'essai de référence estime les coefficients d'échange optimaux par rapport à la température de surface $h_{ir-optim}(T_{ir})$,
3. Nous définissons ensuite la quantité σ_i qui caractérise le rapport entre le coefficient $h_{ir-optim}(T_{ir})$ et le coefficient $h_{ir-anal}(T_{ir})$,
4. Un polynôme des coefficients d'échange optimaux $h_{i-polyo}(T_s)$ est ensuite créé en multipliant les coefficients d'échange évalués à l'étape 1 par la quantité σ_i ,
5. L'étape finale consiste à appliquer les résultats de l'étape 4 sur les $n - 1$ essais disponibles indexés j . La condition initiale est déclarée en fonction de la température de la surface durant l'essai j (T_{ij}), et évaluée par rapport à $h_{i-polyo}(T_s)$. Cette dernière quantité est ensuite utilisée pour définir les contraintes. Si ϵ caractérise une marge d'erreur, les contraintes appliquées sur toutes les surfaces et sur les $n - 1$ essais sont formulées comme suit :

$$|h_{ij-optim}(T_{ij}) - h_{i-polyo}(T_{ij})| < \epsilon$$

Afin de clarifier la démarche de la création de la loi optimale, nous présentons un exemple basé sur les essais réalisés sur l'ADI. Nous considérons l'essai n°3 ($r = 3$) comme l'essai de référence; l'essai qui le suit est l'essai n°5 ($j = 5$). Ensuite, toutes les quantités précédemment définies sont évaluées pour la surface n°1 ($i = 1$) et pour une marge d'erreur $\epsilon = \pm 0.1 \text{ W/m}^2\text{K}$. Cet exemple est illustré dans la figure 4.13 et détaillé ci-dessous.

Tout d'abord, les coefficients de convection naturelle pour la première surface $h_{1-anal}(T_s)$ sont calculés en utilisant les corrélations analytiques sur un intervalle de températures de surface variant de 30 °C à 140 °C. Par conséquent, le coefficient d'échange $h_{13-anal}(T_{13})$ pour la première surface et pour l'essai de référence est évalué.

En second lieu, le coefficient d'échange optimal $h_{13-optim}(T_{13})$ est identifié par l'algorithme d'optimisation appliqué à l'essai de référence. Ensuite, la quantité σ_1 est évaluée par le rapport entre $h_{13-optim}(T_{13})$ et $h_{13-anal}(T_{13})$. La variation du coefficient optimal pour la première surface est ainsi obtenue ($h_{1-polyo}(T_s)$).

L'étape finale consiste à définir la condition initiale ainsi que les contraintes par rapport à la valeur de ϵ . Cet exemple ne considère que la première surface de la machine et un seul essai après l'essai de référence. La procédure présentée dans cette section est répétée pour chaque surface de la machine et pour tous les essais.

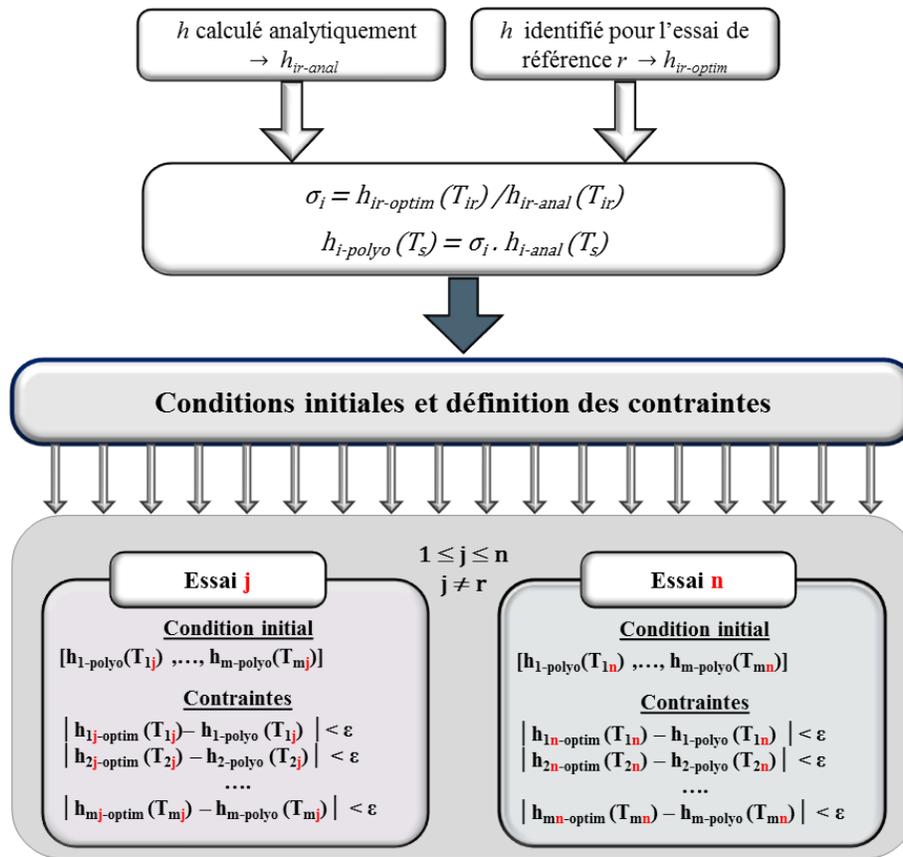


FIGURE 4.12 – Structure de la création de la loi optimale de variation des coefficients d'échange convectif.

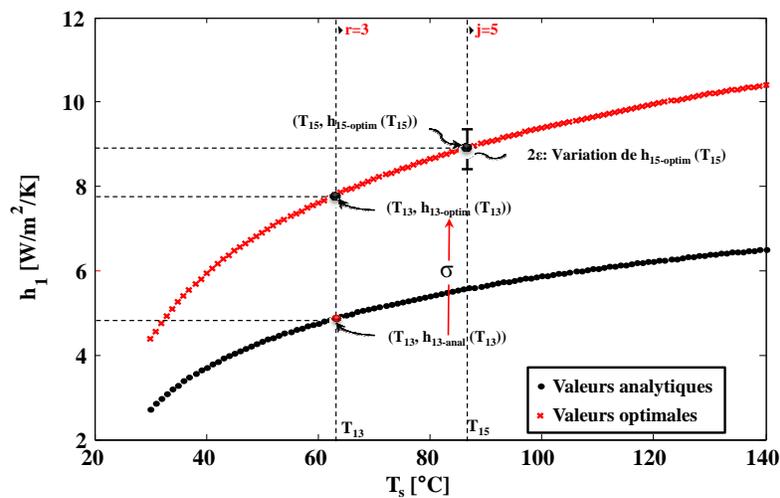


FIGURE 4.13 – Exemple sur l'application de la loi optimale de variation dans la méthodologie d'identification.

4.2.2.8 Résultats et validation de la loi sur différents essais

Loi optimale de variation : La variation des coefficients de convection naturelle en fonction de la température, par l'application de la loi optimale, pour trois phénomènes physiques est présentée dans la figure 4.14. Chaque sous-figure compare la variation analytique des coefficients d'échange convectif, les coefficients optimaux identifiés et leurs lois optimales de variation. Nous pouvons constater que les coefficients identifiés dans les trois sous-figures sont dans les limites imposées et aucune violation de contraintes n'a été détectée ; ces limites étant définis par la marge d'erreur ϵ .

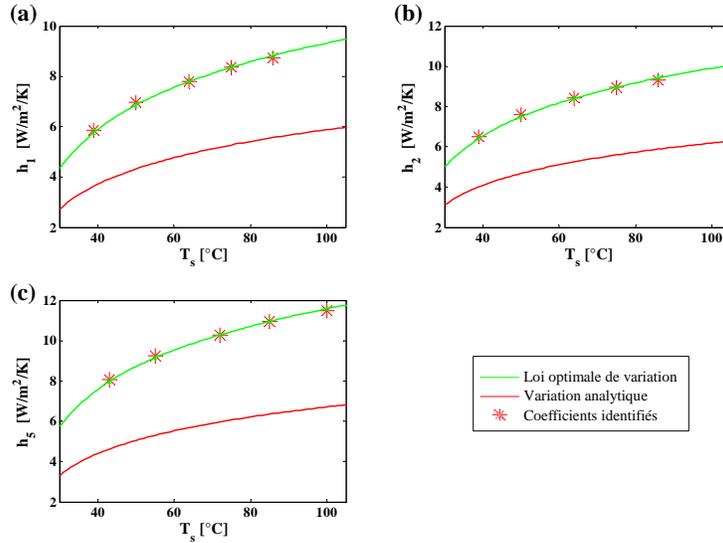


FIGURE 4.14 – Coefficients d'échange convectif : (a) Cylindre horizontal (b) Plaque verticale (c) Carter à ailettes.

Validation de la loi sur différents essais de référence : Afin de valider la méthodologie proposée, la fonction objectif est évaluée pour tous les essais en statique, en partant à chaque fois d'un essai de référence différent. Le pourcentage d'erreur sur la fonction objectif par rapport aux flux mesurés $\left(\frac{\phi_{Cj} - \phi_{Mj}}{\phi_{Mj}} \cdot 100\right)$ est ainsi évalué. Cette quantité est illustrée dans la figure 4.15 où la densité de courant J remplace le numéro d'essai qui lui correspond. Cette figure montre deux types de résultats :

1. Le premier résultat se rapporte à des tests à faibles densités de courant (J_1 et J_2), voire faibles températures de surface : dans ce cas, le pourcentage d'erreur sur la fonction objectif des essais à $J_3 \rightarrow J_5$ varie entre 10 % et 20 %. Cela est dû à la surestimation des coefficients d'échange de chaleur dans la loi optimale de variation. Cette surestimation amplifie le flux calculé ϕ_{Cj} et donne une valeur plus élevée de la fonction objectif,
2. Le second résultat concerne les tests où les températures de surface sont relativement plus élevées pour des densités de courant plus fortes ($J_3 \rightarrow J_5$). En effet, pour ces essais, la fonction objectif est proche de zéro alors que pour les essais à des densités de courant plus faibles (J_1 et J_2), le pourcentage d'erreur de cette fonction varie entre 10 % et 15 %. Pour ces deux essais, la fonction objectif prend respectivement les valeurs de 8.5 W et 9.7 W. Ces faibles niveaux de

flux peuvent englober de nombreuses incertitudes comme celles introduites dans les mesures de courant et de tension, des mesures de température, entre autres.

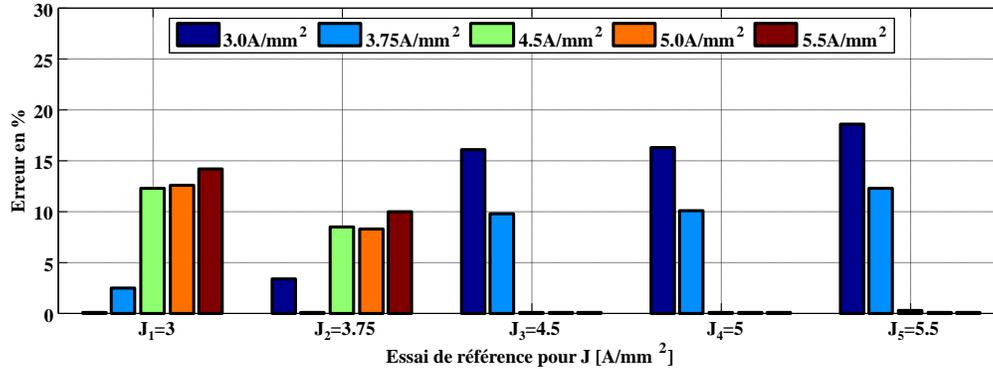


FIGURE 4.15 – Erreurs sur les fonctions objectifs des cinq essais en statique partant d'un essai de référence différent.

4.2.3 Conclusion

Dans cette partie, nous avons présenté tout d'abord une méthode d'évaluation de l'erreur globale sur l'estimation des coefficients d'échange convectif entre une machine électrique et l'air ambiant. Les résultats ont montré un ordre de grandeur estimé autour de 40%. Ensuite, nous avons présenté une nouvelle méthodologie basée sur le principe des méthodes inverses pour identifier ces coefficients d'échange. Cette méthodologie a été testée pour cinq points de fonctionnement à l'aide de données expérimentales extraites de l'ADI. La méthodologie a prouvé son efficacité dans l'identification des coefficients d'échange convectif sur une plage de points de fonctionnement de la machine, en particulier pour des températures de surface élevées. En conséquence, le cas des essais à des densités de courant élevées est plus approprié pour la construction de la loi optimale de variation puisqu'il induit de faibles erreurs et contribue à une meilleure estimation des coefficients d'échange convectif. Les résultats de ce travail sont utilisés et intégrés dans le modèle thermique fin de l'ADI. Cette étape est importante car elle permet de tester l'importance de l'erreur induite par les corrélations analytiques sur la distribution des températures à l'intérieur de la machine.

4.3 Identification des paramètres par la méthode des surfaces de réponse (M.S.R)

4.3.1 Introduction

Nous avons présenté, dans la partie précédente, une méthode d'identification des coefficients de convection naturelle externe et de détermination des flux de chaleur sortants de chaque surface de la machine. Cette méthode ne considérait que les phénomènes physiques sur les surfaces externes, en se découplant de tous les autres phénomènes à l'intérieur de la machine. Or, la connaissance des distributions des flux internes circulant dans la machine est importante afin d'améliorer sa conception. En conséquence, nous proposons dans cette partie une nouvelle approche d'identification des paramètres internes de la machine. Cette approche se base sur la méthodologie des surfaces de réponse (M.S.R.) associée à des algorithmes d'optimisation. Cette approche est appliquée sur un modèle thermique à constantes localisées pour quatre objectifs :

1. Identification des paramètres internes de la machine pour la surveillance de ses températures,
2. Identification des flux de chaleur circulant entre ses différents composants,
3. Réduction de temps de calcul des codes d'optimisation en substituant le modèle thermique par une surface de réponse modélisant des fonctions objectifs simples,
4. Création d'une surface de réponse des températures critiques de la machine en fonction des paramètres de conception qui se substituera au modèle thermique en vue d'une démarche globale de modélisation multiphysique.

La méthode développée s'appuie sur les températures expérimentales relevées au cours des essais sur l'ADI ([appendice A](#)). Les facteurs choisis pour l'identification sont liés aux phénomènes physiques mal modélisés, et dont l'estimation précise de leurs valeurs analytiques s'avère difficile ; *i.e.* phénomène de conduction à travers le contact, phénomène de convection interne (naturelle ou forcée). Ces facteurs sont déduits de l'ensemble des analyses de sensibilité réalisé dans le [chapitre 3](#).

4.3.2 Méthode des surfaces de réponse : principes et utilisations

La surface de réponse décrit la variation d'une réponse d'un système à des variables aléatoires. Ces variables sont caractérisées par un ensemble d'informations statistiques telles que la fonction de densité de probabilité, moments normalisés ou autres fonctions ; ces variables d'entrées représentent les facteurs du système d'étude. En effet, la technique des surfaces de réponse vise à déterminer, par voie expérimentale (expérimentation physique ou numérique), la relation entre les réponses d'un système et ses facteurs à travers une loi d'évolution formulée de la manière suivante :

$$z_j = f(x_1, x_2, \dots, x_n) + \eta \quad (4.9)$$

avec z_j la réponse/sortie j du modèle ($\forall j : 1 \rightarrow m$) approchée par une surface de réponse, et x_i les réalisations de la variable aléatoire X_i ou le niveau attribué au facteur i ($\forall i : 1 \rightarrow n$). η représente l'écart entre la réponse z_j et la réponse réelle du modèle. Cet écart modélise le manque d'ajustement entre les deux réponses et la nature aléatoire de la réponse du modèle [[VENTER 98](#)].

L'ajustement du modèle approché de la relation entrée-sortie peut être réalisé en utilisant soit des fonctions mathématiques usuelles (polynôme, opérateur mathématique,...), soit des lois physiques déterministes [BAROTH 11]. Dans notre étude, nous nous limitons à la construction et l'expression de la surface de réponse sous forme polynomiale. Par exemple, pour un ordre deux, cette surface est formulée par :

$$z_j = \alpha_0 + \sum_{i=1}^n \alpha_i x_i + \sum_{i=1}^n \alpha_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{t=1, t \neq i}^n \alpha_{it} x_i x_t \quad (4.10)$$

avec $\alpha = \{\alpha_0, \alpha_i, \alpha_{ii}, \alpha_{it}\}$ le vecteur des coefficients du modèle mathématique polynomial et n le nombre total des facteurs.

Le but de ce modèle polynomial est d'estimer, en n'importe quel point du domaine d'étude, la valeur d'une réponse z_j avec une bonne précision. Cette réponse peut être une réponse expérimentale, *i.e.* la réaction expérimentale d'un système à un jeu de facteurs. Elle peut également représenter une réponse caractérisant la sortie d'un modèle numérique. La déduction du vecteur des coefficients α est réalisée par une régression linéaire, basée la plupart du temps sur le critère des moindres carrés [GOUPY 00, RGUIG 05]. Cette estimation nécessite la réalisation d'un nombre d'expériences (ou de simulations) afin d'ajuster la réponse approchée par M.S.R à la sortie expérimentale du système. La distribution des échantillons, où les réponses seront évaluées, est basée sur des méthodes mathématiques et statistiques telles que la méthode des plans d'expériences (M.P.E) [BOX 87] ou la méthode de Monte-Carlo (la méthode utilisée dans notre étude).

Généralement, les surfaces de réponse sont employées dans des démarches d'optimisation en substituant le système par un modèle simple. L'objectif de cette substitution est l'amélioration de la convergence du processus d'optimisation et la réduction du temps de calcul. Cette démarche offre également une facilité de convergence des méthodes de recherche de type gradient, où ce dernier est calculé et déduit d'un modèle polynomial simple. Les surfaces de réponse peuvent également servir à réaliser des analyses de sensibilité et des calculs des indicateurs de sensibilité afin de déterminer les facteurs d'influence significative. Dans ce type d'analyse, cette méthode peut offrir une rapidité de calcul par la substitution du modèle fin par un modèle polynomial simplifié [JACQUES 05].

La surface de réponse associée à l'optimisation s'est développée et est présentée dans de nombreux domaines scientifiques. Nous trouvons des exemples d'étude dans le domaine hydraulique [CASOLI 07], mécanique [VENTER 98, LAURENCEAU 08, KIM 10], d'électronique de puissance [RABIER 07], électrotechnique [VIVIER 04, BREMNER 10],...

Dans le contexte des machines électriques, [VIVIER 04] utilise les M.P.E et la M.S.R. pour l'optimisation des dispositifs électrotechniques tels qu'un moteur synchrone à aimants permanents, un dispositif de stockage d'énergie magnétique par anneaux supraconducteurs et un frein linéaire à courants de Foucault.

[BREMNER 10] optimise une machine synchrone à aimants permanents internes par la construction d'une surface de réponse de second ordre à partir des solutions par éléments finis testées sur 64 modèles pour huit facteurs de conception.

Dans ces études, la prise en compte de l'influence de la température sur la machine électrique est marginale. Dans ce contexte, nous proposons la construction des surfaces de réponse modélisant des grandeurs de sortie d'un modèle thermique fin d'une machine synchrone à aimants permanents internes (cas de l'alternateur-démarrateur intégré).

4.3.3 Présentation de la méthodologie d'identification

4.3.3.1 Structure générale de la méthodologie

La méthodologie d'identification des facteurs de conception de la machine électrique est un processus d'optimisation itératif permettant de recalibrer un modèle mathématique à des résultats expérimentaux. Dans cette partie, nous cherchons à minimiser l'écart entre les températures de simulation du modèle thermique à constantes localisées de l'ADI (figure 2.23) et les températures expérimentales. La démarche d'identification se décline en trois étapes principales ; chaque étape étant développée dans les paragraphes suivants.

- La première étape de la démarche consiste à effectuer un nombre de simulations Monte-Carlo sur le modèle thermique de l'ADI en s'appuyant sur une méthode d'échantillonnage adéquate au problème posé. Cette étape englobe la présentation et la définition des facteurs de conception et de leurs lois de variation,
- La deuxième étape est dédiée à la construction et au test des surfaces de réponse d'une fonction objectif,
- La troisième étape permet la définition d'une série de contraintes et de conditions initiales des facteurs pour lancer les algorithmes d'optimisation et trouver la solution optimale au problème d'identification.

Finalement, afin de certifier sa validité, cette approche est testée sur deux points de fonctionnement de la machine. Le premier point est un fonctionnement à faible régime où les phénomènes de convection naturelle interne sont prépondérants. Le deuxième est à fort régime, ce qui implique la présence de la convection forcée due à la rotation des éléments tournants de la machine (rotor, volant et arbre).

4.3.3.2 Facteurs de conception et simulations Monte-Carlo

La réalisation d'une série de simulations Monte-Carlo nécessite tout d'abord la définition des facteurs de conception (ou simplement les facteurs) les plus influents dans la machine et de leurs lois de variation statistique. De plus, la méthode d'échantillonnage ainsi que le nombre de simulations à réaliser doivent être définis. La succession de ces étapes est illustrée dans la figure 4.16 et détaillée dans les paragraphes suivants.

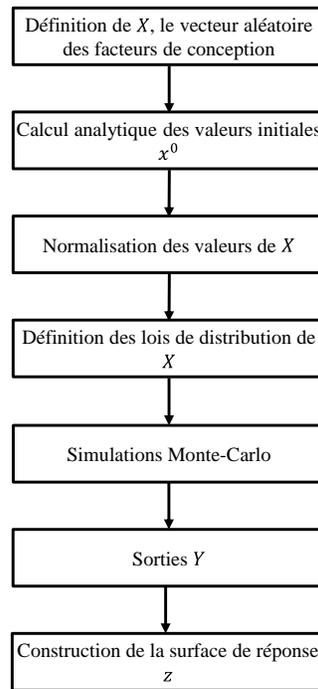


FIGURE 4.16 – Organigramme de l'étape 1 (définition des facteurs de conception et des simulations Monte-Carlo).

Définition des facteurs : Le premier point important dans la construction de la surface de réponse d'un système ou d'un modèle est le choix des variables. L'ensemble de ces variables, lié aux facteurs de conception, doit représenter des grandeurs influentes sur la sortie du modèle. En effet, un des objectifs principaux du [chapitre 3](#), portant sur l'analyse de sensibilité, était de sélectionner les facteurs d'influence significative sur la variation des températures du modèle. En se basant sur ces résultats, nous définissons, dans la figure [4.17](#), les facteurs du modèle.

Notons tout d'abord deux ensembles \mathcal{H}_1 et \mathcal{H}_2 , et deux vecteurs aléatoires X et Y qui représentent respectivement les facteurs et les réponses/sorties du modèle tels que :

- $X : \mathcal{H}_1 \rightarrow \mathbb{R}^n$ est une fonction $X = \{X_1, X_2, \dots, X_n\}$ à valeurs x dans \mathbb{R}^n ,
- $Y : \mathcal{H}_2 \rightarrow \mathbb{R}^m$ est une fonction $Y = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_m\}$ à valeurs y dans \mathbb{R}^m .

Dans cette partie, n et m représentent respectivement le nombre des facteurs et le nombre des réponses.

Les facteurs, illustrés dans la figure [4.17](#), se divisent en deux parties :

- La première partie est composée de quatre facteurs modélisant les contacts les plus significatifs dans la machine ($X_1 \rightarrow X_4$). L'échange de chaleur par ces contacts peut être évalué par une conductance surfacique, ou bien par un entrefer d'air équivalent (équation [\(1.14\)](#)). Ces contacts sont localisés au niveau de la machine électrique (stator-encoches et stator-carter) et entre le carter de la machine et son environnement mécanique. Les analyses de sensibilité ont montré que tous les autres contacts ne sont pas influents,
- La deuxième partie de cinq facteurs modélise les coefficients d'échange convectif dans les cavités

($X_5 \rightarrow X_9$). En effet, les simulations numériques ont montré une surestimation importante des températures dans ces zones par rapport aux relevés expérimentaux. Ces phénomènes de convection sont ainsi considérés mal modélisés analytiquement.

Afin de réaliser les simulations Monte-Carlo, nous définissons dans le paragraphe suivant les lois statistiques des variables aléatoires liées aux facteurs de conception.

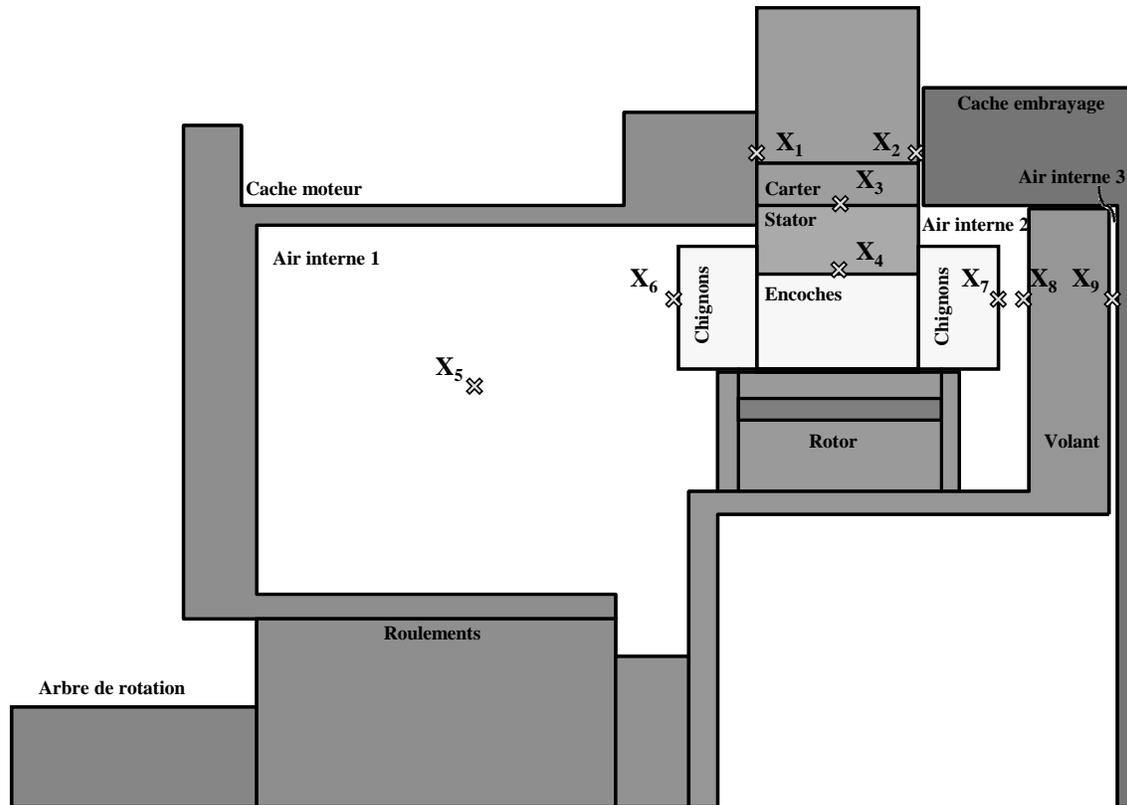


FIGURE 4.17 – Distribution des facteurs de conception dans l'alternateur intégré.

Définition des lois statistiques des variables aléatoires X : Le domaine de variation de chaque facteur est défini par les paramètres statistiques de la loi de distribution uniforme : la moyenne μ et l'amplitude B (voir la figure 3.12). Dans cette partie, nous visons une distribution équiprobable de la variable aléatoire X_i , ce qui impose également l'application de la loi uniforme sur l'intégralité des facteurs. Les paramètres statistiques de ces lois sont choisis en se basant sur les résultats et les interprétations réalisés lors de l'analyse de sensibilité. Dans l'actuelle étude, neuf facteurs sont à identifier ($n = 9$) ; leurs descriptions ainsi que leurs paramétrisations sont résumées dans les tableaux 4.4 et 4.5, où chaque tableau correspond à un régime de fonctionnement. Finalement, les valeurs x sont normalisées par rapport à leurs valeurs initiales calculées analytiquement (x/x^0). Ainsi, les paramètres statistiques (μ et B) et les résultats d'identification sont montrés par rapport à ces valeurs normalisées.

Tableau 4.4 – Description et paramétrisation des facteurs (fonctionnement à faible régime).

Facteur	Phénomène	Zones	x_i^{0*}	Loi	μ	B
X_1	Contact	Carter - Cache moteur	2200	Uniforme	0.75	0.8
X_2	Contact	Carter - Cache embrayage	45	Uniforme	5	8
X_3	Contact	Stator - Carter	1840	Uniforme	1	1
X_4	Contact	Encoches - Stator	100^\top	Uniforme	1.5	2
X_5	Convection naturelle	Air interne 1	4	Uniforme	5	8
X_6	Convection naturelle	Chignons - Air interne 1	15.5	Uniforme	3	5
X_7	Convection naturelle	Chignons - Air interne 2	15.5	Uniforme	3	5
X_8	Convection naturelle	Volant - Air interne 2	3	Uniforme	4	6
X_9	Convection naturelle	Volant - Cache embrayage	6	Uniforme	3	4

* Toutes les valeurs de x_i^{0*} sont exprimées $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ sauf la valeur indiquée par $^\top$ en μm

Tableau 4.5 – Description et paramétrisation des facteurs (fonctionnement à fort régime).

Facteur	Phénomène	Zones	x_i^{0*}	Loi	μ	B
X_1	Contact	Carter - Cache moteur	2200	Uniforme	0.75	0.8
X_2	Contact	Carter - Cache embrayage	45	Uniforme	5	8
X_3	Contact	Stator - Carter	1840	Uniforme	1	1
X_4	Contact	Encoches - Stator	100^\top	Uniforme	1.5	2
X_5	Convection naturelle	Air interne 1	4	Uniforme	5	8
X_6	Convection mixte	Chignons - Air interne 1	161	Uniforme	1	1.2
X_7	Convection mixte	Chignons - Air interne 2	161	Uniforme	1	1.2
X_8	Convection mixte	Volant - Air interne 2	31	Uniforme	1	1
X_9	Convection mixte	Volant - Cache embrayage	26	Uniforme	1	1

* Toutes les valeurs de x_i^{0*} sont exprimées $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ sauf la valeur indiquée par $^\top$ en μm

Simulations Monte-Carlo : Après sa définition, le domaine de variation de chaque facteur est échantillonné en utilisant la méthode hypercube latin. Ensuite, un jeu de paramètres est défini et appliqué à chaque fois au modèle thermique pour un nombre de simulations \mathcal{N} . Ce nombre est tout d'abord fixé à $\mathcal{N} = 1000$, ensuite une étude de sensibilité sur la qualité des surfaces de réponse a montré une influence négligeable de la variation de ce nombre pour une valeur > 1000 . De plus, l'évaluation du modèle thermique nodal pour \mathcal{N} simulations est peu coûteux (de l'ordre de 30 min).

Par rapport aux sorties Y_j , dans le [chapitre 3](#), nous avons évalué la variation des températures du modèle afin de regarder l'influence de la variation des facteurs. Alors que, dans la méthodologie d'identification, des fonctions objectifs de minimisation sont définies.

4.3.3.3 Construction de la surface de réponse

La deuxième étape de la méthodologie d'identification consiste à construire, au travers des simulations Monte-Carlo, une surface de réponse pour chaque fonction objectif. L'ordre de cette surface et sa qualité d'ajustement par rapport aux sorties du modèle thermique sont testés et présentés dans les prochains paragraphes.

Coefficients α : Nous avons choisi l'ordre 3 pour construire la surface de réponse afin d'obtenir une bonne représentativité des sorties non-linéaires du modèle thermique. En effet, une étude sur la qualité de la surface de réponse pour les ordres supérieurs à 3 (ordre 4 et 5) a été réalisée. Celle-ci a montré que de légères améliorations sont obtenues par rapport à la surface d'ordre 3. Le choix de cet ordre est également basé sur un compromis du nombre n_α des coefficients du modèle mathématique. A titre d'exemple, pour un ordre $\beta = 3$ et un nombre de facteurs $n = 9$, $n_\alpha = 220$; alors que pour un ordre $\beta = 4$ et un même nombre de facteur, $n_\alpha = 714$ donc trois fois plus grand que pour $\beta = 3$. Ce nombre n_α est égal au nombre de combinaisons possibles des facteurs avec répétitions. Il est calculé par l'équation suivante :

$$n_\alpha = 1 + \sum_{u=1}^{\beta} n_u \quad (4.11)$$

avec :

$$n_u = C_{n+u-1}^u = \frac{(n+u-1)!}{u! \cdot (n-1)!} \quad (4.12)$$

avec β l'ordre de la surface de réponse et n le nombre de facteurs.

Qualité d'ajustement de la surface de réponse : Le nombre de simulations Monte-Carlo \mathcal{N} étant supérieur au nombre de coefficients n_α , la convergence de la régression linéaire utilisée dans l'identification de ces coefficients est améliorée. Afin de tester la qualité d'ajustement de la surface de réponse, le coefficient de détermination ajusté (adjusted R_a^2) est évalué [ARAGON 11]. Si le R_a^2 ajusté est supérieur à 0.95, nous pouvons conclure à une bonne approximation du modèle. Cet indicateur prend en compte le nombre de degrés de liberté du résidu. Par définition, ce dernier est évalué comme le nombre des valeurs de la réponse (nombre de simulations de Monte-Carlo \mathcal{N}) moins le nombre des coefficients ajustés n_α . R_a^2 ajusté est ainsi calculé par la formule suivante :

$$R_a^2 = 1 - \frac{(\mathcal{N} - 1) \sum_{k=1}^{\mathcal{N}} (z(x^{(k)}) - y^{(k)})^2}{(\mathcal{N} - n_\alpha - 1) \sum_{k=1}^{\mathcal{N}} (y^{(k)} - \bar{y})^2} \quad (4.13)$$

où $y^{(k)}$ la sortie des simulations Monte-Carlo (\bar{y} étant sa moyenne), $z(x^{(k)})$ l'approximation par surface de réponse et $x^{(k)}$ les valeurs du vecteur aléatoire X pour une simulation k ($1 < k < \mathcal{N}$).

4.3.3.4 Application des algorithmes d'optimisation

Dans le contexte de l'application de la démarche d'optimisation, les grandeurs utilisées ont tout intérêt à être normées, en particulier les grandeurs d'entrée. Dans ce cadre, nous considérons les valeurs des facteurs X comme normées.

Formulation du problème d'identification : Posons tout d'abord $x^* = \{x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*\}$, le vecteur des valeurs optimales, la résolution du problème inverse consiste à trouver le vecteur x^* minimisant le résidu entre les températures de simulation (T_{sim}) et les températures expérimentales (T_{exp}). Ce résidu constitue la sortie des \mathcal{N} simulations du modèle thermique; où cette première sortie Y_1 est affectée à

une fonction objectif notée f_0 et formulée sous la norme euclidienne \mathcal{L}_2 (ou un problème de moindres carrés) de la manière suivante :

$$f_0 = \left(\sum_{s=1}^{n_{\mathcal{T}}} \left(T_{sim}^{(s)} - T_{exp}^{(s)} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (4.14)$$

avec $n_{\mathcal{T}}$, le nombre total des températures du modèle prises en compte dans la présente étude ($n_{\mathcal{T}} = 9$, voir tableau 4.9).

En effet, cette fonction objectif donne le même poids aux différences des températures des zones de la machine ; cependant cette différence dans le rotor et le bobinage est plus critique que dans d'autres zones. De même, cette différence est considérée plus importante dans les zones solides que dans l'air des cavités. Par conséquent, nous procédons à une pondération de f_0 et une normalisation par rapport à la température expérimentale. Une deuxième sortie du modèle Y_2 constitue la nouvelle fonction objectif, et f_0 devient :

$$f_0 = \left(\frac{1}{\sum_{s=1}^{n_{\mathcal{T}}} w_s} \sum_{s=1}^{n_{\mathcal{T}}} w_s \cdot \left(\frac{T_{sim}^{(s)} - T_{exp}^{(s)}}{T_{exp}^{(s)}} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (4.15)$$

avec w_s les coefficients de pondération. Pour les températures du bobinage et du rotor, $w_{1,4} = 4$, pour la températures du volant, carter et caches $w_{2,3,5 \rightarrow 7} = 1$ et celles de l'air $w_{8 \rightarrow 9} = 0.5$. Les indices s des zones de la machine sont présentés dans le tableau 4.9, avec $1 < s < n_{\mathcal{T}}$.

Les deux sorties Y_1 et Y_2 , qui constituent les deux fonctions objectifs f_0 , sont testées dans la démarche d'identification. La deuxième fonction f_0 de Y_2 a fourni de meilleurs résultats en tant que minimisation de l'écart entre les températures de simulation et celles expérimentales dans les différentes zones de la machine. En conséquence, cette sortie sera considérée pour le reste de l'étude.

Considérant que chaque valeur normalisée x_i , attribuée au facteur X_i , est limitée entre deux bornes inférieure noté x_i^L et supérieure noté x_i^H avec $x_i^L < x_i < x_i^H$, le problème d'identification s'écrit de la manière suivante :

$$\begin{cases} \min_{x \in \mathcal{H}_1} f_0(x) & , \mathcal{H}_1 \subset \mathbb{R}^n \\ x_i^L < x_i < x_i^H & \forall i : 1 \rightarrow n. \end{cases} \quad (4.16)$$

Les bornes inférieure et supérieure de x_i sont définies par les limites des lois statistiques des variables aléatoires X_i (tableaux 4.4 et 4.5). Ces bornes constituent les contraintes du problème d'optimisation qui définissent le domaine de recherche de la solution optimale. Ce problème d'optimisation est appliqué sur la surface de réponse z_2 qui approche par voie polynomiale la fonction objectif f_0 de l'équation (4.15).

Réduction du domaine de recherche : La réduction des bornes initiales des contraintes permet à l'algorithme d'optimisation d'explorer d'une meilleure façon le domaine de recherche de la solution optimale. Cette réduction permet d'éliminer un nombre important de minima locaux qui peuvent piéger les algorithmes de recherche déterministes. De même, une meilleure sélection de la population initiale est envisagée pour les algorithmes stochastiques.

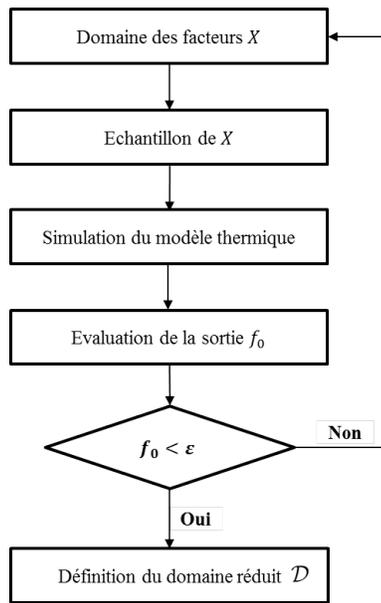
Pour réaliser cette réduction, définissons tout d'abord \mathcal{D} , le domaine de recherche réduit des valeurs

de la solution optimale par :

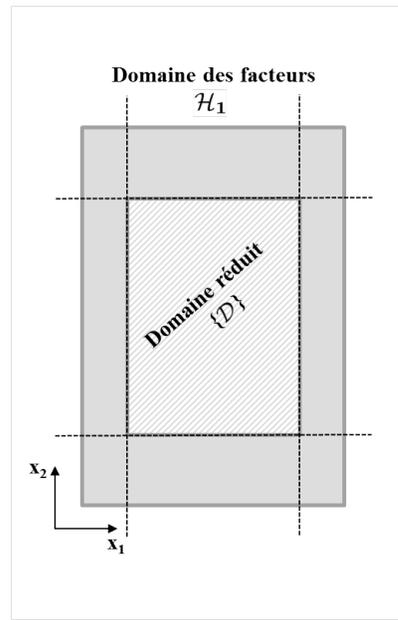
$$\mathcal{D} = \left\{ x_i^{(k)} \in \mathcal{H}_1 \right\} / \forall k \in \mathbb{Z}, f_0^{(k)} < \epsilon \quad (4.17)$$

avec k le numéro de simulation variant de 1 à \mathcal{N} et ϵ un seuil à déterminer selon la nature de variation de f_0 (évaluée par l'équation (4.15)).

L'approche de réduction du domaine, illustrée dans la figure 4.18a, consiste alors à imposer un seuil à la fonction objectif et d'extraire toutes les valeurs $x_i^{(k)}$ de la variable X_i qui correspondent à $f_0^{(k)} < \epsilon$. Le domaine réduit \mathcal{D} englobe tout d'abord les points candidats du vecteur aléatoire X . Ensuite, ce domaine permet de réduire et de redéfinir de nouvelles bornes pour les valeurs des facteurs, x_i^L et x_i^H . La figure 4.18b montre un exemple sur la réduction du domaine de recherche dans deux dimensions pour les deux facteurs X_1 et X_2 .



(a) Démarche de réduction du domaine



(b) Illustration pour deux dimensions

FIGURE 4.18 – Réduction du domaine de recherche de la solution optimale.

Méthode d'optimisation : Une méthode d'optimisation hybride est utilisée en combinant un algorithme stochastique (algorithme génétique AG) et un autre déterministe (SQP). En effet, la solution optimale fournie par l'AG est ensuite employée comme une condition initiale pour le SQP. L'objectif de l'utilisation de cette méthode hybride est de certifier l'optimalité de la solution obtenue et d'éviter que la fonction objectif soit piégée dans des minima locaux. Normalement, la méthode stochastique utilisée cherche un optimum global du problème dans un domaine de recherche qui dépend principalement de la population initiale ; la deuxième méthode locale recherche un optimum local et est fortement

dépendante de la condition initiale. Par conséquent, la combinaison des deux méthodes peut éviter ces problèmes. Finalement, afin de valider notre choix, nous présentons une comparaison entre l'utilisation de l'AG seul et l'utilisation de l'AG associé à l'algorithme SQP.

4.3.4 Résultats d'identification des paramètres par M.S.R. et discussions

Les résultats d'identification des paramètres internes de notre machine sont présentés et validés sur deux points de fonctionnement. Le premier point est à une densité de courant de $J = 5 \text{ A/mm}^2$ et une vitesse nulle (fonctionnement à faible régime) ; le deuxième est à fort régime avec $J = 5 \text{ A/mm}^2$ et $\Omega = 2500 \text{ tr/min}$.

4.3.4.1 Surface de réponse

Le modèle thermique fin de l'ADI (figure 2.23) est simulé pour 1000 jeux de valeurs des facteurs X ($\mathcal{N} = 1000$ simulations). La sortie du modèle pour chaque simulation k est le vecteur des valeurs $y_2^{(k)}$ de la fonction objectif f_0 définie dans l'équation (4.15). Ces valeurs servent à la construction de la surface de réponse notée z_2 pour un ordre trois. Cette surface est illustrée dans la figure 4.19 par rapport à deux facteurs (X_3 et X_4) et pour le fonctionnement à faible régime. Cette figure montre la non-linéarité de la fonction objectif où le problème d'identification est défini. Il est à noter qu'une surface de réponse est construite pour chaque point de fonctionnement.

La surface de réponse de la figure 4.19 possède une bonne représentativité du modèle thermique. Ceci est déduit tout d'abord par une comparaison entre les valeurs de la moyenne et de l'écart-type des vecteurs $y_2^{(k)}$ d'une part et des vecteurs $z_2^{(k)}$ de l'autre part (tableau 4.6). Cette comparaison montre une bonne cohérence entre ces valeurs. De plus, le coefficient de corrélation ajusté R_a^2 est évalué à 0.98275 (>0.95). Nous pouvons finalement considérer une bonne qualité d'ajustement de cette surface. Celle-ci peut être considérée comme un substitut du modèle thermique fin et être intégrée dans la démarche d'identification.

Tableau 4.6 – Comparaison entre les paramètres de la fonction objectif f_0 évaluée par le modèle fin y_2 et approchée par la surface de réponse z_2 .

Simulation	Moyenne μ	Écart-type σ
Modèle fin (y_2)	0.057	$10.492e^{-3}$
Surface de réponse (z_2)	0.057	$10.564e^{-3}$
Comparaison (%)	0.00	0.674

Il est à noter que la surface de réponse de la fonction objectif varie d'un point de fonctionnement à un autre en variant les deux quantités : densité de courant et vitesse de rotation. Pour généraliser le modèle de cette surface, la variation de ces deux quantités doit être incluse dans les simulations Monte-Carlo avec leurs lois statistiques.

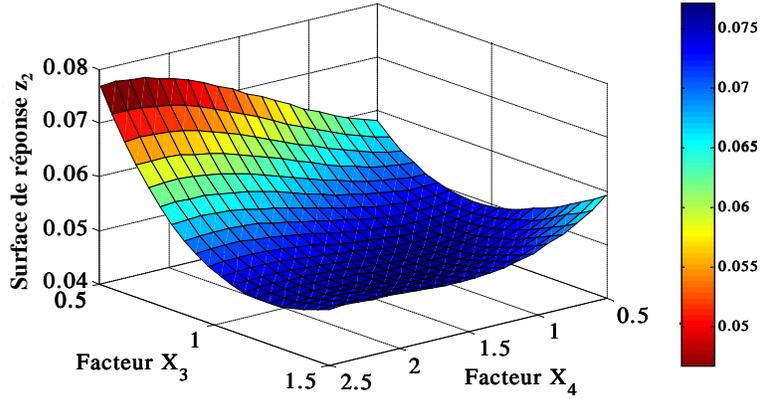


FIGURE 4.19 – Surface de réponse z_2 de la fonction objectif f_0 en fonction des facteurs X_3 et X_4 (fonctionnement à faible régime).

4.3.4.2 Réduction du domaine de recherche

La réduction du domaine de recherche du vecteur optimal x^* est basée sur la définition d'un seuil ϵ . En effet, pour une simulation k , lorsque la valeur de f_0 est plus petite que ϵ , les valeurs $x^{(k)}$ sont sélectionnées pour la construction du domaine réduit \mathcal{D} (équation (4.17)). Cette étape nécessite tout d'abord la présentation de la distribution fréquentielle ou la distribution de probabilité de la fonction objectif pour le nombre total de simulations (figure 4.20). Ensuite, un processus itératif est mis en place pour choisir la valeur du seuil. Ce processus de choix est basé sur un compromis entre les résultats sur la solution optimale du problème d'identification et le nombre de simulations à réaliser. De plus, la réduction du domaine est réalisée en se basant sur le recalage du modèle thermique sur deux points de fonctionnement. En effet, les bornes minimales ou maximales pour certains facteurs peuvent être imposées afin d'obtenir une meilleure distribution des températures du modèle par rapport aux relevés expérimentaux; *i.e.*, la borne minimale du facteur de contact entre le bobinage et le stator X_4 est fixée à 1.45. Finalement, à titre d'exemple, pour un seuil $\epsilon = 0.04$, le nombre de simulations (ou noté fréquence dans la figure 4.20) est égal à 38 pour le fonctionnement à faible régime.

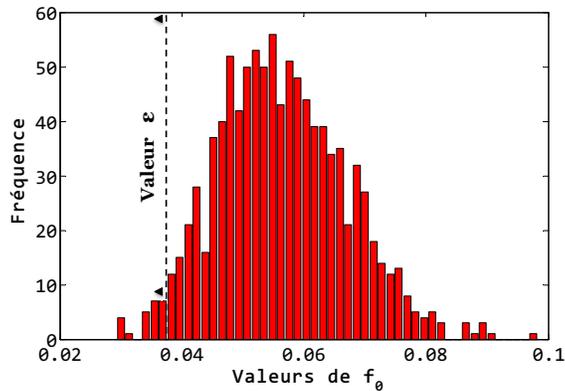


FIGURE 4.20 – Distribution fréquentielle de la fonction objectif f_0 de Y_2 .

4.3.4.3 Solutions optimales

Afin de résoudre le problème d'identification, la méthode hybride est répétée pour un nombre égal à celui déduit du paragraphe précédent en imposant les bornes minimale et maximale des contraintes du domaine réduit. L'utilisation de la M.S.R dans la résolution du problème d'identification à travers l'application de l'AG et de SQP a permis de réduire d'une manière significative le temps de simulation. En effet, Pour identifier les paramètres internes de la machine en utilisant le modèle fin, la méthode d'optimisation prend presque 1 heure pour fournir la solution optimale. Par contre, en utilisant la M.S.R, cette solution est obtenue en 2 secondes. Ce temps de simulation très court nous permet de réaliser plusieurs répétitions de la méthode afin de vérifier sa répétabilité et l'optimalité de la solution obtenue.

Les résultats du problème d'identification sur les deux points de fonctionnement sont présentés dans les tableaux 4.7 et 4.8. Ces tableaux montrent les bornes minimale et maximale englobant la solution optimale, ainsi que l'évaluation des coefficients de contact et de convection recalculés par rapport aux valeurs initiales des tableaux 4.4 et 4.5.

Interprétation des résultats d'identification sur les coefficients de contact : Par rapport à ces coefficients (considérés linéaires et ne variant pas en fonction de la température), nous remarquons que :

- Une meilleure conductance de contact est évaluée entre la culasse du stator et le carter à ailettes ($G_s = 2708 \text{ W/m}^2.\text{K}$). Ce résultat est conforme aux relevés expérimentaux, où la différence de température entre ces deux parties de la machine est très faible ($< 4^\circ\text{C}$),
- Le contact aluminium-aluminium entre le carter à ailettes et le cache moteur était sur-estimé au départ et prend, après la méthode d'identification, la valeur de $880 \text{ W/m}^2.\text{K}$,
- Un meilleur contact entre le carter et le cache embrayage où les isolants sont insérés. La valeur initiale de la conductance était trop faible ($48 \text{ W/m}^2.\text{K}$), alors que la M.S.R a identifié cette valeur à $157 \text{ W/m}^2.\text{K}$, donc 3.5 fois plus grande,
- La lame d'air équivalente entre les encoches et le stator est évaluée à $145 \mu\text{m}$. La littérature définit ce coefficient entre les bornes minimale et maximale de $100 \mu\text{m}$ et $300 \mu\text{m}$ respectivement. La valeur ainsi identifiée par la M.S.R se situe au milieu de cet intervalle.

Interprétation des résultats d'identification sur les conductances de convection :

Cas de la convection naturelle interne (fonctionnement à faible régime) : De meilleurs coefficients d'échange par convection dans les cavités de la machine sont estimés à travers la M.S.R. Nous pouvons dire que les corrélations analytiques utilisées dans l'évaluation de ces coefficients sous-estiment ce type d'échange. Nous remarquons également que l'échange entre les têtes de bobines et les cavités voisines (air interne 1 et air interne 2) n'est pas le même de chaque côté de la machine ; cela est dû au fait que lorsque la machine n'est pas en rotation, le type d'échange entre ces deux côtés est différent. En effet, l'espace étroit entre les têtes de bobines et le volant ainsi que la différence de température significative entre ces deux parties, peuvent permettre l'échange de chaleur par conduction, ce qui explique les valeurs importantes des coefficients identifiés.

Cas de la convection mixte interne (fonctionnement à fort régime) : Les coefficients d'échange par convection autour des chignons sont majorés par le calcul analytique. Ces coefficients dans le cas de la convection mixte sont presque identiques pour les deux côtés de la machine. Le coefficient de convection naturelle dans la cavité de l'air interne 1 est toujours supérieur à celui évalué analytiquement, ce qui montre une sous-estimation des échanges dans cette cavité.

Finalement, les valeurs identifiées restent dans les bornes de variation définies dans la littérature, que ça soit pour le contact (figure 1.8 et tableaux 1.1 et 1.2) ou même pour les coefficients de convection (tableau 1.4).

Tableau 4.7 – Bornes minimale et maximale des contraintes et solution optimale du problème d'identification (fonctionnement à faible régime).

Facteur	Borne minimale x_i^L	Borne maximale x_i^H	Solution Optimale (x^*)	Coefficients (x_i)
X_1	0.37	1.14	0.40	880
X_2	1.19	5.02	3.50	157
X_3	0.51	1.47	1.47	2704
X_4	1.45	2.06	1.45	145 [†]
X_5	3.21	8.72	8.56	34.2
X_6	0.58	2.66	0.58	8.95
X_7	0.62	5.46	2.94	45.6
X_8	1.55	6.94	5.37	16.1
X_9	1.05	4.93	1.05	6.00

* Toutes les valeurs des coefficients (x_i) sont exprimées $W/m^2.K$ sauf la valeur indiquée par [†] en μm

Tableau 4.8 – Bornes minimale et maximale des contraintes et solution optimale du problème d'identification (fonctionnement à fort régime).

Facteurs	Borne minimale x_i^L	Borne maximale x_i^H	Solution Optimale (x^*)	Coefficients (x_i)
X_1	0.39	0.41	0.40	880
X_2	3.49	3.50	3.50	157
X_3	1.46	1.47	1.47	2704
X_4	1.44	1.45	1.45	145 [†]
X_5	1.42	8.50	4.47	24.1
X_6	0.40	1.52	0.40	65.8
X_7	0.40	1.59	0.40	65.2
X_8	0.72	1.49	1.49	46.5
X_9	0.51	1.49	0.90	23.5

* Toutes les valeurs des coefficients (x_i) sont exprimées $W/m^2.K$ sauf la valeur indiquée par [†] en μm

4.3.4.4 Comparaison entre la méthode hybride et l'algorithme génétique

Dans ce paragraphe, nous comparons la méthode hybride (AG associée à la méthode SQP) à l'algorithme génétique. Chaque méthode est appliquée à une série de répétitions/simulations du problème d'identification. Ensuite, les fonctions objectifs et les solutions obtenues sont comparées respectivement dans la figure 4.21 et la figure 4.22. Nous remarquons que l'utilisation de la méthode hybride a amélioré

nettement les résultats sur la fonction objectif où sa valeur reste constante pendant les 38 répétitions ; contrairement à l'utilisation de l'algorithme génétique seul qui entraîne une fluctuation significative de la fonction objectif. Les mêmes remarques sont observées sur les solutions optimales. Finalement, l'utilisation de la méthode SQP, prenant la solution de l'AG comme condition de départ, est mieux adaptée pour la convergence vers une solution optimale fiable et répétable.

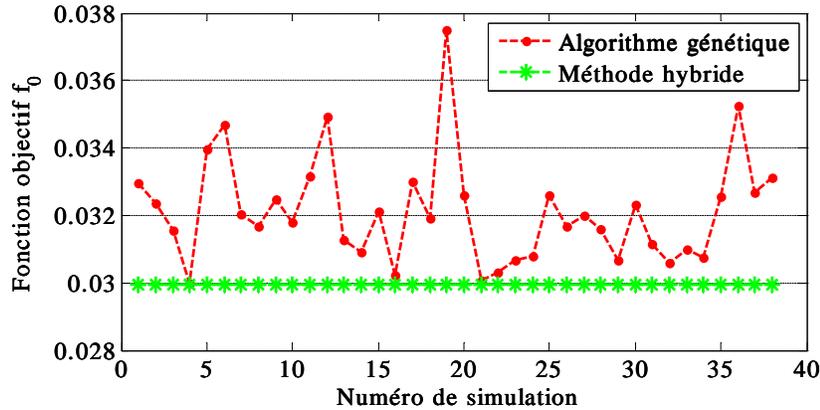


FIGURE 4.21 – Comparaison entre les fonctions objectifs par l'utilisation de la méthode hybride et de l'algorithme génétique.

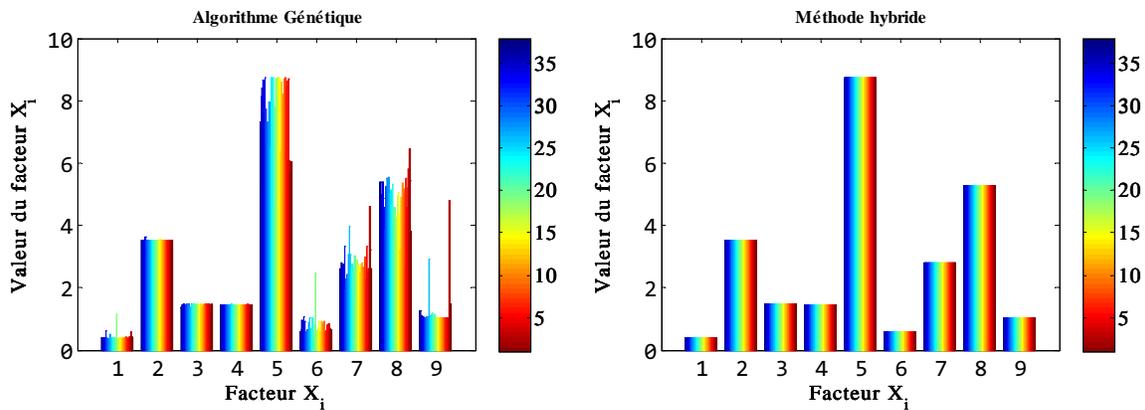


FIGURE 4.22 – Comparaison entre les solutions optimales sur 38 simulations par l'utilisation de l'algorithme génétique et de la méthode hybride.

4.4 Résultats des méthodes d'identification

4.4.1 Variation des températures

Dans ce paragraphe, nous comparons les résultats des deux méthodes d'identification aux relevés expérimentaux des températures du banc d'essai de l'ADI. Il est à noter tout d'abord que la température du volant à l'endroit du contact avec le rotor (\dagger_{15} de la figure A.1) est considérée comme la

température du rotor de la machine (T_4) ; la température du volant (T_5) est celle de la température du volant-couronne (\dagger_{14}).

Les tableaux 4.9 et 4.10 montrent les variations entre :

- (1) Les températures expérimentales (T_{exp}),
- (2) Les températures obtenues du modèle en appliquant uniquement les résultats de la méthodologie d'identification des coefficients d'échange externe (T_{mod}),
- (3) Les températures du modèle après l'application de la M.S.R (T_{mod-I}).

Les écarts entre les températures de ces modèles par rapport aux températures expérimentales sont présentés également dans ces deux tableaux. Tout d'abord, nous avons vu que les coefficients d'échange convectif externe sont les plus influents sur les températures de la machine. En conséquence, l'identification de ces coefficients a permis d'améliorer la distribution des températures dans la machine, en particulier au niveau du bobinage et du rotor. Cette amélioration peut être observée en comparant les températures du modèle après recalage des coefficients d'échange externe, et celles sans recalage (figures 2.33 et 2.34). En revanche, certaines températures restent mal estimées par le modèle, en particulier au niveau de la cavité air interne 1, d'autres températures représentent toujours des écarts par rapport à l'expérimental.

Puis, l'application de la M.S.R a permis d'améliorer d'une manière globale, le modèle thermique de l'ADI, où l'écart maximal entre les températures simulées par rapport à l'expérimental est de 4 % pour les deux points de fonctionnement. Dans les zones critiques de la machine (bobinage et rotor), cet écart ne dépasse pas 1 %. Cette cohérence entre les températures simulées et mesurées est importante, en particulier lors de l'intégration de la machine électrique dans une approche système mécatronique complet.

Finalement, les améliorations que chaque méthode d'identification a apporté peuvent être observées en comparant leurs résultats de simulation au résultat sur le modèle initial de l'ADI du chapitre 2. En effet cette comparaison est réalisée entre les résultats après l'application de la M.S.R et le modèle initial dans le dernier paragraphe de cette partie.

Tableau 4.9 – Comparaison entre les températures expérimentales et les modèles avec identification pour le fonctionnement à faible régime.

n°	Zone	T_{exp} [°C]	T_{mod} [°C]	T_{mod-I} [°C]	ϵ_{mod} [%]	ϵ_{mod-I} [%]
1	Bobinage	115.5	118.5	115.6	2.6	0.1
2	Stator	86.7	89.3	84.9	3.0	-2.1
3	Carter	85.7	85.4	82.4	-0.3	-3.9
4	Rotor	81.7	80.4	82.0	-1.6	0.3
5	Volant	80.6	76.0	82.0	-5.7	1.7
6	Cache moteur	75.4	82.0	76.2	8.8	1.1
7	Cache embrayage	64.7	60.3	70.5	-6.8	8.9
8	Air interne 1	79.8	98.8	81.0	23.8	1.5
9	Air interne 2	X	110.3	107.1	X	X

Tableau 4.10 – Comparaison entre les températures expérimentales et les modèles avec identification pour le fonctionnement à fort régime.

n°	Zone	$T_{exp}[^{\circ}C]$	$T_{mod}[^{\circ}C]$	$T_{mod-I}[^{\circ}C]$	$\epsilon_{mod}[\%]$	$\epsilon_{mod-I}[\%]$
1	Bobinage	132.5	133.4	132.6	0.7	0.1
2	Stator	106.7	111.3	108.6	4.3	1.8
3	Carter	107.6	106.2	105.2	-1.3	-2.3
4	Rotor	108.0	110.5	107.3	2.3	-0.6
5	Volant	106.0	102.3	104.8	-3.5	-1.1
6	Cache moteur	96.0	101.5	98.1	5.7	2.1
7	Cache embrayage	91.7	82.8	90.8	-9.7	-1.0
8	Air interne 1	109.0	125.7	113.0	15.3	3.7
9	Air interne 2	X	127.2	120.6	X	X

4.4.2 Cartographies thermiques

Pour une meilleure présentation des résultats, les cartographies thermiques de l'ADI pour les deux points de fonctionnement sont montrées dans la figure 4.23. Il est à noter que la température expérimentale de l'arbre de rotation n'est pas précise en raison d'une absence de dispositif expérimental adapté pour la mesurer. De plus, les températures simulées sont présentées en fond blanc alors que celles expérimentales en fond rouge .

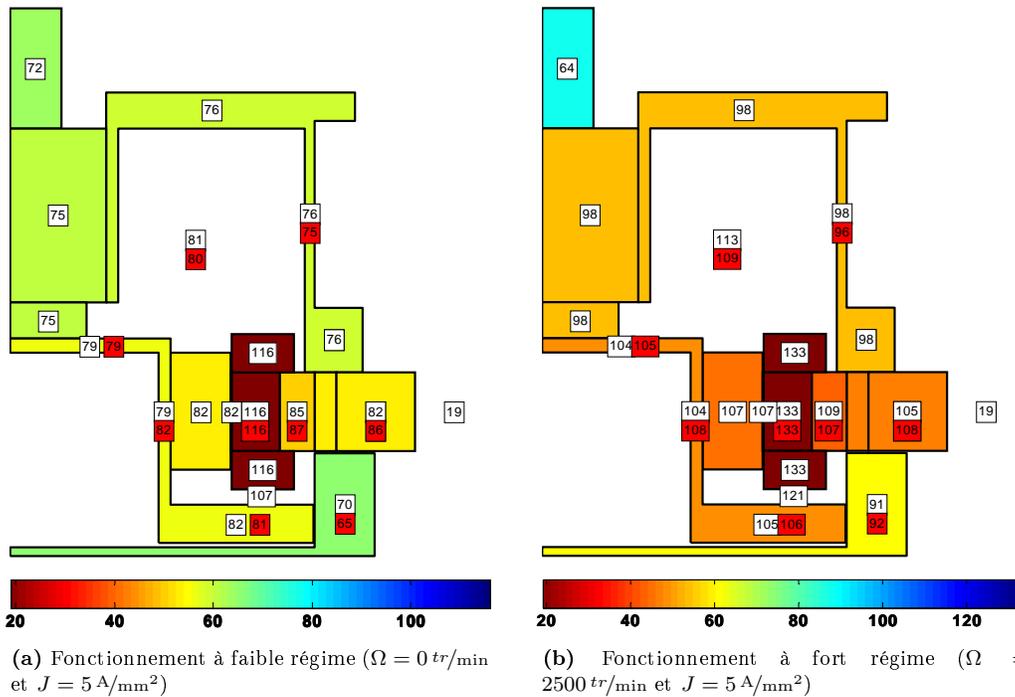


FIGURE 4.23 – Cartographies thermiques de l'alternateur intégré entre le modèle thermique recalé et les relevés expérimentaux.

4.4.3 Influence des paramètres identifiés sur les températures de l'alternodémarreur

Dans le [chapitre 2](#), le modèle thermique de l'ADI est simulé pour des valeurs initiales des coefficients de contact et d'échange convectif. Alors que dans ce chapitre, nous avons identifié certains de ces paramètres critiques dans la modélisation thermique. Dans ce paragraphe, nous simulons les modèles qui résultent de ces deux chapitres et nous réalisons ensuite une cartographie de différence de ces températures. Cette dernière est illustrée dans la [figure 4.24](#) pour l'essai n°10 (à $J = 4,5 A/mm^2$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$). Cette figure montre une différence qui tend vers 46°C dans les cavités. Dans les zones sensibles au bobinage et au rotor, la différence est de 38°C et de 34°C respectivement. Par rapport aux températures du modèle recalé, ces différences en pourcentage valent $\sim 30\%$. Ceci-dit, en réalisant les simulations d'un modèle thermique en se basant sur la littérature, une erreur qui peut tendre vers 30% peut intervenir sur l'estimation des températures des zones critiques. Ce chiffre est important lors d'une conception d'une machine électrique et en tenant compte de la thermique à travers un modèle fin.

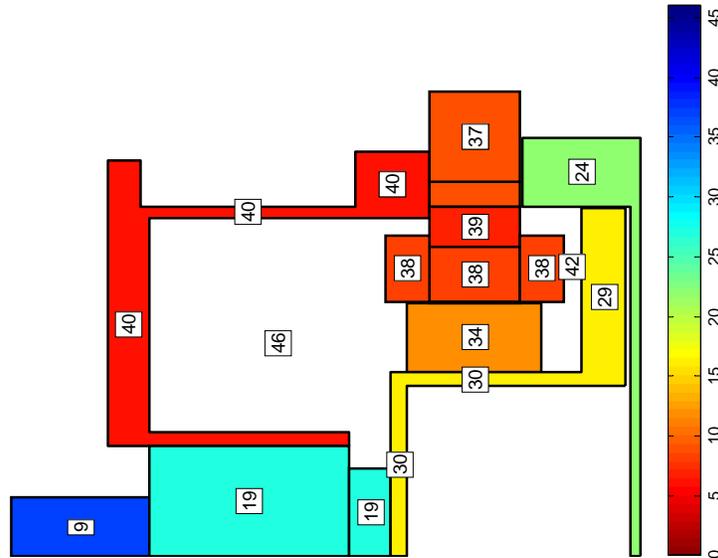


FIGURE 4.24 – Cartographie de différence des températures entre le modèle thermique recalé et le modèle initial.

4.4.4 Conclusion

La méthodologie des surfaces de réponse appliquée à des algorithmes d'optimisation a prouvé son efficacité dans la détermination des facteurs de contact et de convection interne de la machine. Cette méthodologie a permis le recalage du modèle thermique fin de l'ADI sur deux points de fonctionnement. Le temps de calcul pour obtenir ces résultats est relativement faible par rapport à l'application et à la mise en place d'autres méthodologies (application directe des algorithmes d'optimisation sur des modèles complets). La méthode adoptée pour la construction des surfaces de réponse des fonctions

objectifs est utilisée également pour générer la surface de réponse des températures critiques de la machine (bobinage et rotor) en fonction des facteurs de conception et du point de fonctionnement de la machine. Ces résultats peuvent être utilisés dans des démarches de modélisation multi-physique où le modèle thermique est substitué par des fonctions polynomiales simples.

4.5 Conclusion du chapitre

Après la présentation du modèle thermique de l'alternateur et de l'étude de sensibilité dans les chapitres précédents, nous avons présenté dans ce chapitre deux méthodes d'identification des paramètres externes et internes d'une machine électrique. Les objectifs étaient de **(1)** pouvoir estimer les erreurs induites sur l'utilisation des coefficients d'échange convectif externe d'une machine; **(2)** recalculer le modèle thermique de l'alternateur intégré; **(3)** évaluer les valeurs des facteurs de conception d'une machine électrique.

La première méthodologie a permis une amélioration significative des températures de la machine, en particulier dans les zones du rotor et du bobinage. Cependant, l'écart entre les températures expérimentales et celles de sortie de cette méthodologie pour d'autres zones de la machine était plus important. Pour cela, la deuxième méthodologie, développée et basée sur la méthode des surfaces de réponse, a permis d'obtenir une amélioration globale des différentes températures de la machine. Cette méthodologie est basée sur l'application du principe des surfaces de réponse associée à des algorithmes d'optimisation. Ceci a permis de réduire le temps de calcul des algorithmes d'optimisation d'1 heure à 2 secondes. De plus, l'utilisation d'une méthode d'optimisation hybride associant l'algorithme génétique et la programmation quadratique a prouvé une meilleure convergence vers des solutions optimales ne fluctuant pas en répétant ces algorithmes.

Nous avons également souligné l'intérêt de l'application des méthodes d'identification des paramètres critiques de la machine. Pour une première analyse d'un circuit thermique, les températures de la machine étaient surestimées d'un pourcentage de 30 % dans les zones du bobinage et du rotor. Ce pourcentage a été finalement réduit à moins de 1% après l'application des méthodologies d'identification. Enfin, ces résultats sont appliqués dans le chapitre suivant portant sur l'intégration des modèles de la machine dans un environnement système.

Bibliographie

- [ARAGON 11] Y. ARAGON. *Séries temporelles avec r : Méthodes et cas*. Springer, 2011.
- [BORNSCHLEGELL 13] A.S. BORNSCHLEGELL, J. PELLE, S. HARMAND, A. FASQUELLE & J.-P. CORRIOU. *Thermal Optimization of a High-Power Salient-Pole Electrical Machine*. Industrial Electronics, IEEE Transactions on, vol. 60, no. 5, pages 1734–1746, May 2013.
- [BOX 87] G. E. P. BOX & N. R. DRAPER. *Empirical model-building and response surfaces*. Wiley Series in Probability and Statistics, 1987.
- [GOPY 00] J. GOPY. *Modélisation par les plans d'expériences*. Techniques de l'ingénieur Capteurs et méthodes de mesure, vol. base documentaire : TIB419DUO., no. ref. article : r275, 2000. fr.

- [GUEMO 13] G.G. GUEMO, P. CHANTRENNE & J. JAC. *Parameter identification of a lumped parameter thermal model for a permanent magnet synchronous machine*. In Electric Machines Drives Conference (IEMDC), 2013 IEEE International, pages 1316–1320, May 2013.
- [BAROTH 11] J. BAROTH, F. SCHOEFS & D. BREYSSE. *Fiabilité des ouvrages : Sûreté, variabilité, maintenance, sécurité*. Lavoisier, 2011.
- [BOGLIETTI 06a] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO, M. PARVIS & A. VALLAN. *Evaluation of radiation thermal resistances in industrial motors*. Industry Applications, IEEE Transactions on, vol. 42, no. 3, pages 688–693, May 2006.
- [BOGLIETTI 06b] A. BOGLIETTI & A. VALLAN. *Measurement of Housing Thermal Resistances in Industrial Motors*. In Instrumentation and Measurement Technology Conference, 2006. IMTC 2006. Proceedings of the IEEE, pages 1321–1325, April 2006.
- [BREMNER 10] R.D. BREMNER. *Rapid optimization of interior permanent magnet (IPM) machines using the response surface method and dimensionless parameters*. PhD thesis, Iowa State University, 2010.
- [BRISSET 07] S. BRISSET. *Démarches et outils pour la conception optimale des machines électriques*. Rapport technique, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2007.
- [BROUSSELY 00] M. BROUSSELY. *Réduction de modèles thermiques par la théorie des réseaux, application à la surveillance d'une machine asynchrone par couplage de modèle thermique réduit avec un schéma équivalent électrique*. PhD thesis, Université de Poitiers, 2000.
- [CABANNES 96] F. CABANNES. *Température de surface : mesure radiative*. Techniques de l'ingénieur Mesure de température, vol. base documentaire : TIB542DUO., no. ref. article : r2735, 1996.
- [CASOLI 07] P. CASOLI & A. VACCA. *Design optimization of a special relief valve with Response Surface Methodology*. In PTMC 2007, Bath Symposium on Power Transmission & Motion Control, September 12-14, Bath, UK., 2007.
- [FASQUELLE 07] A. FASQUELLE. *Contribution à la modélisation multi-physique : électro-vibro-acoustique et aérothermique de machines de traction*. PhD thesis, Ecole Centrale De Lille, 2007.
- [GROBLER 11] A. GROBLER. *Thermal modelling of a high speed permanent magnet synchronous machine*. PhD thesis, Potchefstroom campus of the North-West University, Potchefstroom, 2011.
- [GUEMO 14] G.G. GUEMO. *Modélisation et caractérisation thermique de machines électriques synchrones à aimants permanents*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2014.
- [INCROPERA 11] F. INCROPERA & D. DEWITT. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, Ltd, 2011.
- [JACQUES 05] J. JACQUES. *Contributions à l'analyse de sensibilité et à l'analyse de sensibilité et à l'analyse discriminante généralisée*. PhD thesis, Université Joseph Fourier - Grenoble 1, 2005.

- [JANDAUD 12] P-O. JANDAUD, S. HARMAND & M. FAKES. *Thermal design of an electric motor using Particle Swarm Optimization*. Journal of Physics : Conference Series 395, 2012.
- [KIM 10] Y-K. KIM, S.I. KIM, S.-H. RHYU & I.S. JUNG. *Tolerance allocation in electric machine based on stochastic response surface methodology*. In Electrical Machines (ICEM), 2010 XIX International Conference on, pages 1–4, Sept 2010.
- [KÜTTLER 13] S. KÜTTLER. *Dimensionnement optimal de machines synchrones pour des applications de véhicules hybrides*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2013.
- [KYLANDER 95] G. KYLANDER. *Thermal modelling of small cage induction motors*. Rapport technique, Chalmers University of Technology, 1995.
- [LAURENCEAU 08] J. LAURENCEAU. *Surfaces de réponse par krigeage pour l'optimisation de formes aérodynamiques*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Toulouse, 2008.
- [LI 11] G.J. LI. *Contribution à la Conception des Machines Electriques à Rotor Passif pour des Applications Critiques : Modélisations électromagnétiques et Thermiques sur Cycle de Fonctionnement, Etude du Fonctionnement en Mode Dégradé*. PhD thesis, ENS Cachan, 2011.
- [MATLAB12B] MATLAB12B. *Global Optimization Toolbox, User's Guide, MathWorks Matlab R2012b*.
- [RABIER 07] F. RABIER. *Modélisation par la méthode des plans d'expériences du comportement dynamique d'un module IGBT utilisé en traction ferroviaire*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Toulouse, 2007.
- [RENARD 03] B. RENARD. *Etude expérimentale et modélisation du comportement thermique d'une machine électrique multifonctions. Application à un alterno-démarrreur intégré*. PhD thesis, Université de Poitier, 2003.
- [RGUIG 05] M. RGUIG. *Méthodologie des surfaces de réponse pour l'analyse en fiabilité des plates-formes pétrolières offshore fissurées*. PhD thesis, Université de Nantes, 2005.
- [STATON 06] D.A. STATON & A. CAVAGNINO. *Convection Heat Transfer and Flow Calculations Suitable for Analytical Modelling of Electric Machines*. In IEEE Industrial Electronics, IECON 2006 - 32nd Annual Conference on, pages 4841–4846, Nov 2006.
- [TRIGEOL 04] J.-F. TRIGEOL. *Identification des pertes d'une machine électrique par une approche thermique et à l'aide d'une technique inverse*. PhD thesis, Université de Poitier, 2004.
- [VANARET 15] C. VANARET. *Hybridation d'algorithmes évolutionnaires et de méthodes d'intervalles pour l'optimisation de problèmes difficiles*. PhD thesis, Institut national polytechnique de Toulouse, 2015.
- [VIVIER 04] S. VIVIER. *Stratégies d'optimisation par la méthode des plans d'expériences et application aux dispositifs électrotechniques modélisés par éléments finis*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lille, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2004.
- [VENTER 98] G. VENTER, R.T. HAFTKA & J.H. STARNES. *Construction of Response Surface Approximations for Design Optimization*. AIAA Journal 36 :12, 2242-2249, 1998.

Chapitre 5

Intégration de la thermique dans une approche système

5.1 Introduction et état de l'art

La machine électrique joue un rôle primordial dans la conception et l'optimisation des systèmes mécatroniques. L'élévation de sa température induit l'augmentation de ses pertes internes et la dégradation de son rendement, en conséquence ses performances. Dans la littérature, les études des systèmes mécatroniques considèrent que la machine électrique fonctionne à une température homogène. Ces études ne prennent pas en compte la variation de cette température au cours du temps ou même de la présence d'un gradient de température important à l'intérieur de la machine. De plus, dans le but de dimensionner et d'optimiser les structures des machines électriques dans leur environnement, la modélisation thermique demeure indispensable. De ce fait, nous proposons dans ce chapitre l'intégration du modèle thermique de l'alternateur-démarrateur intégré (ADI) dans une approche système. Le système complet proposé englobe les modèles thermique-électrique de la machine, un convertisseur et les lois de commande. Ce système pourra être ensuite intégré dans une approche mécatronique plus globale.

Plusieurs outils sont disponibles pour la modélisation des systèmes mécatroniques tels que AMESim, Matlab/Simulink, Dymola, Simplorer, et autres. Dans [RÉMY 11], une classification de ces outils est basée sur plusieurs critères tels que : la gestion de données, la résolution des problèmes techniques, les principes d'implémentation, les liens externes, les domaines physiques couverts ainsi que la possibilité de couplage avec d'autres logiciels (figure 5.1).

Dans l'actuelle étude, nous choisissons l'environnement LMS Imagine.Lab AMESim de Siemens pour modéliser le système qui englobe notre machine d'étude (ADI). Le choix de ce logiciel est justifié par le fait de son interface adéquate et simple à manipuler, ainsi que plusieurs fonctionnalités intéressantes employées dans notre étude. En effet, AMESim est un logiciel de simulation pour la modélisation multi-domaines et la simulation des systèmes. AMESim peut être couplé avec d'autres logiciels comme Modelica, Matlab/Simulink, Fluent,... Dans notre étude, l'environnement commun entre AMESim et Matlab a permis de réaliser des analyses de sensibilité (locale et globale), des simulations du mo-

dèle thermique, l'application de la méthodologie des surfaces de réponses, et autres études qui seront présentées le long de ce chapitre.

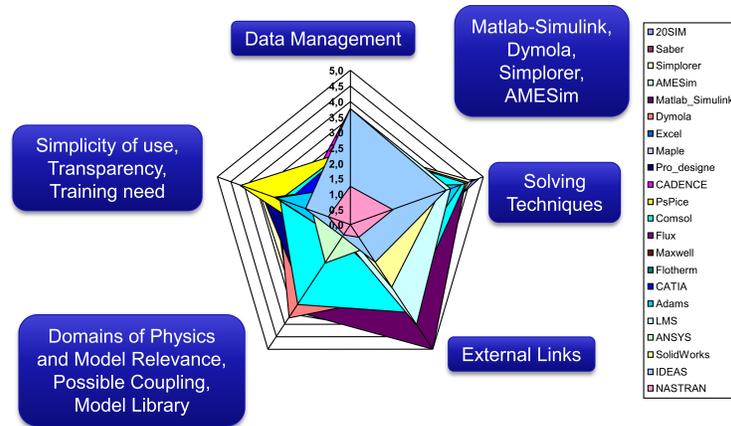


FIGURE 5.1 – Comparatif des outils de modélisation des systèmes mécatroniques [RÉMY 11].

Le logiciel AMESim est utilisé dans plusieurs études concernant les approches de modélisation, de conception et d'optimisation des systèmes mécatroniques [POLAK 11, RAMANUJAM 11, LE BERR 12, DUBOUIL 12, PATIL 12]. Un des systèmes les plus complexes et dont les machines modélisées dans cette thèse font partie est le véhicule hybride. Dans AMESim, la bibliothèque IFP-drive est intégrée pour simuler le comportement d'un système complet d'un véhicule. Dans cette bibliothèque, la thermique des machines électriques est prise en compte par une simple entrée caractérisant une température moyenne constante. De plus, le modèle de la machine électrique fonctionne en se basant sur des cartographies de couple maximal en fonction de la vitesse et des cartographies des pertes. Ces dernières sont constantes et indépendantes de la variation des températures internes de la machine, d'où un rendement global constant (figure 5.2).

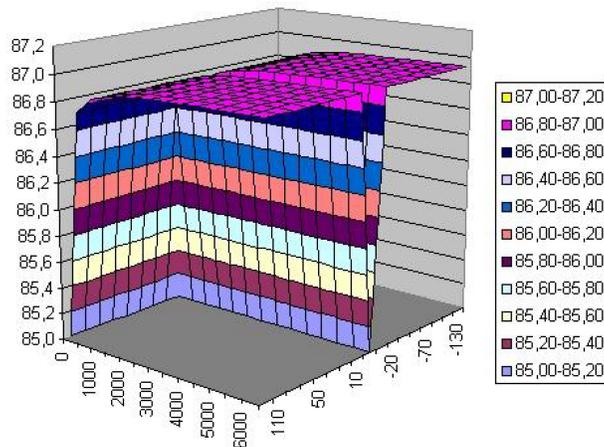


FIGURE 5.2 – Cartographie de rendement constant d'un moteur électrique [DUBOUIL 12].

Le modèle de la machine dans IFP-Drive permet de générer en sortie, le couple utile sur l'arbre de rotation ainsi que les puissances mécanique et électrique et le courant délivré par la batterie. Les entrées du modèle étant le couple de consigne demandé par le véhicule, la vitesse de consigne et les cartographies de couple maximal et des pertes.

[DUBOUIL 12] a développé un modèle de propulsion électrique sous AMESim et a modélisé les transferts thermiques entre ses différents composants. Dans cette étude, la thermique de la machine électrique est prise en compte à travers un modèle nodal simple à deux nœuds. Le premier présente la partie chaude de la machine (bobinage) et le deuxième celui du carter refroidi à eau. Le modèle des pertes du moteur modélisé dans [DUBOUIL 12] est calibré à partir de la cartographie de rendement du moteur de la Toyota Prius [STAUNTON 06]. En effet, en évaluant les performances de la chaîne de propulsion hybride de la Toyota Prius, [STAUNTON 06] présente, par mesures expérimentales, les rendements dans l'espace couple-vitesse de la machine électrique de puissance 50 kW destinée à la traction du véhicule (figure 5.3).

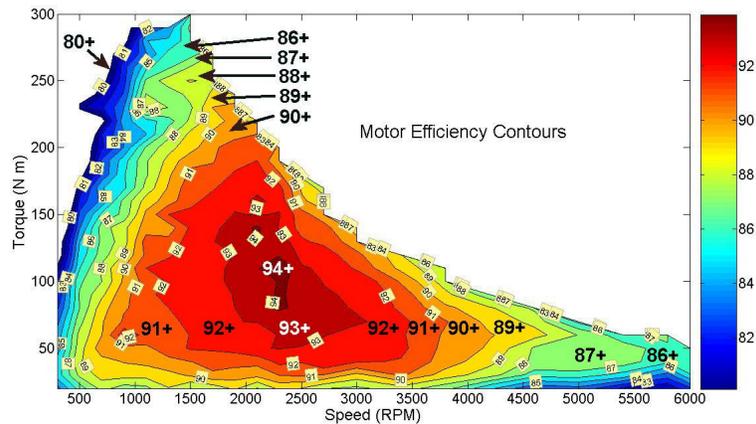


FIGURE 5.3 – Cartographie de rendement du moteur de Toyota Prius [STAUNTON 06]

Cette cartographie et les relevés expérimentaux décrits dans le rapport de [STAUNTON 06] ont permis à plusieurs autres études telles que [DUBOUIL 12] ou des études sur les logiciels de Motor-Design [STATON 15] de comparer leurs résultats à ceux de [STAUNTON 06] en ce qui concerne le comportement réel d'une machine électrique dans un système. Finalement, peu sont les études qui ont simulé d'une manière détaillée le comportement thermique des machines électriques et son influence dans un système complet.

Ce chapitre est divisé en trois parties principales. La première partie introduit le modèle électrique d'une machine synchrone à aimants permanents et le modèle de sa commande sous AMESim. Cette première modélisation du système ne considère pas l'évolution de la température dans la machine. La modélisation est ensuite validée sur deux points de fonctionnement à faible régime et à fort régime. La seconde partie du chapitre présente l'implémentation et la validation du modèle thermique fin de l'ADI sous l'environnement AMESim. Les modèles de ces deux parties sont ensuite couplés entre eux dans un environnement commun dans la troisième partie.

5.2 Stratégie de commande d'une machine électrique sous AMESim

5.2.1 Principe et réalisation de la commande

5.2.1.1 Schéma global de la commande

La commande en couple est la stratégie utilisée dans notre système pour piloter l'ADI fonctionnant en mode moteur ou en mode alternateur. La transition entre ces deux modes est identifiée par le signe du couple de consigne demandé à la machine (couple positif en mode moteur et négatif en mode générateur). Les modèles généraux de commande des machines électriques à courant alternatif se retrouvent dans [GRENIER 01] et [ABU-RUB 12]. La commande de la machine est intégrée dans l'environnement AMESim en utilisant ses composants ou en les adaptant à notre application. Le principe de cette commande, illustré dans la figure 5.4, et ses différents composants ([1a] → [1e]) sont détaillés dans l'appendice B. Dans cette première partie, la machine électrique fonctionne à température ambiante constante sans la prise en compte de sa variation.

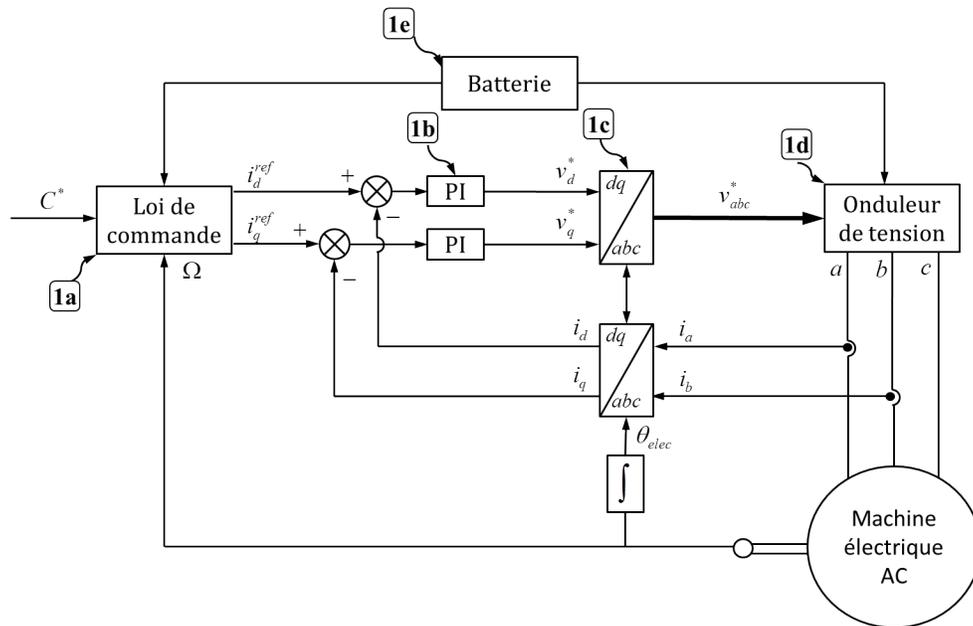


FIGURE 5.4 – Stratégie de commande en couple d'une machine électrique courant alternatif AC.

5.2.1.2 Équations et modèle électrique

Nous adoptons dans cette thèse un modèle linéaire d'une machine synchrone à aimants permanents (sans saturation magnétique). Étant donné que les modèles des machines électriques dans l'environnement AMESim ne sont pas modifiables, nous prenons le choix de reproduire un nouveau modèle afin de pouvoir modifier et ajouter des paramètres supplémentaires tels que les températures du bobinage et du rotor. Nous modélisons la machine électrique en utilisant les grandeurs ramenées dans le repère de Park ($d - q$). En effet, la transformée de Park permet le passage du référentiel statorique ($a - b - c$)

au référentiel rotorique ($d - q$) pour le calcul des grandeurs utilisées pour simuler la performance de la machine synchrone. Pour établir le modèle de Park, certaines hypothèses doivent être adoptées, telles que la répartition sinusoïdale de la force magnétomotrice [BERGMANN 96]. Dans le référentiel lié au champ tournant ($d - q$), il est important de rappeler les équations de la machine synchrone [GRENIER 01] :

— Équations des flux dans les axes d (ψ_d) et q (ψ_q) :

$$\begin{cases} \psi_d = L_d i_d + \psi_M \\ \psi_q = L_q i_q \end{cases} \quad (5.1)$$

L_d et L_q sont les inductances cycliques, i_d et i_q les courants statoriques et ψ_M le flux de l'aimant permanent.

— Équations des tensions v_d et v_q :

$$\begin{cases} v_d = R_s i_d + \frac{d\psi_d}{dt} - \omega_s \psi_q \\ v_q = R_s i_q + \frac{d\psi_q}{dt} + \omega_s \psi_d \end{cases} \quad (5.2)$$

R_s étant la résistance d'une phase statorique et ω_s la pulsation des grandeurs statoriques.

— Couple électromagnétique C_{em} :

$$C_{em} = p (\psi_d i_q - \psi_q i_d) \quad (5.3)$$

p est le nombre de paire de pôles.

— Puissance électrique :

$$P_{elec} = v_d i_d + v_q i_q \quad (5.4)$$

— Puissance mécanique :

$$P_{mec} = C_u \cdot \omega \quad (5.5)$$

avec C_u le couple disponible sur l'arbre rotation en $N.m.$ et ω la vitesse de rotation en rad/sec.

— Rendement :

$$\eta = \left(\frac{P_{mec}}{P_{elec}} \right)^{\text{sign}(C_u)} \quad (5.6)$$

— Courants et tensions efficaces et maximaux :

$$\begin{cases} U_{eff} = \sqrt{\frac{v_d^2 + v_q^2}{3}} & U_{max} = \sqrt{v_d^2 + v_q^2} \\ I_{eff} = \sqrt{\frac{i_d^2 + i_q^2}{3}} & I_{max} = \sqrt{i_d^2 + i_q^2} \end{cases} \quad (5.7)$$

5.2.1.3 Prise en compte des pertes fer et des pertes mécaniques

Dans la modélisation de la commande de la machine, les pertes fer sont prises en compte à travers la déduction d'un couple équivalent C_{fer} du couple électromagnétique C_{em} . En effet, les pertes fer affectent seulement le couple électromagnétique du moteur [LEVI 02, ABU-RUB 12]. Par conséquent, l'équation 5.3, en considérant ces pertes, devient (en mode moteur) :

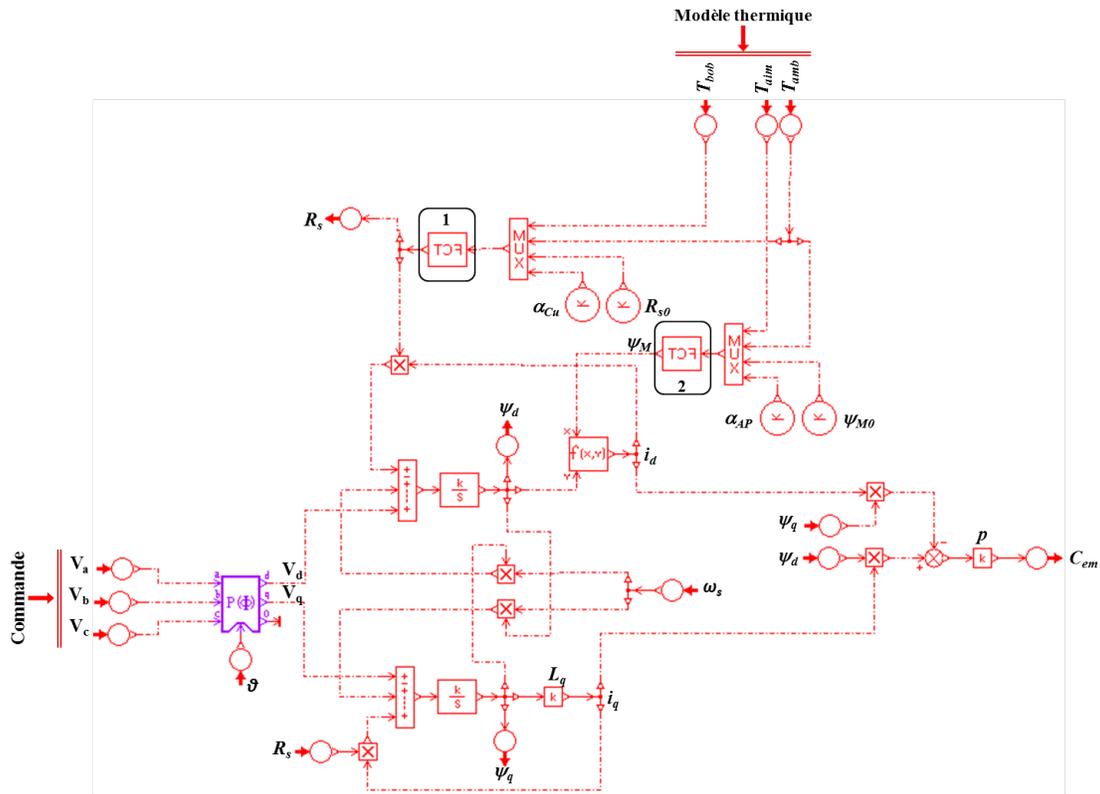


FIGURE 5.6 – Modèle électrique d’une machine synchrone à aimants permanents sous AMESim.

5.2.2 Résultats sur deux points de fonctionnement

Le modèle de la commande est validé sur deux points de fonctionnement de la machine. Le premier point est pour un fonctionnement à faible régime ; le second est à fort régime. L’objectif est de regarder la performance de la commande et du modèle électrique sur les deux régimes les plus critiques dans la machine (figure 2.20). Ceci permet de valider ces modèles avant que le modèle thermique soit intégré.

Fonctionnement à faible régime : Le premier point de fonctionnement est défini pour un fort couple à une faible vitesse ($C = 128 \text{ N.m.}$ et $\Omega = 50 \text{ tr/min.}$). En effet, nous allons voir dans la section §5.4 que le couplage entre la commande et la thermique a permis de déterminer la limite maximale d’échauffement de la machine dans les phases transitoires, et de déduire le couple maximal correspondant. La simulation de la commande pour ce fonctionnement montre, par la figure 5.7, que le couple utile suit sa consigne C^* ; les courants i_d et i_q sont également bien régulés par rapport à leurs valeurs de référence (i_d^{ref} et i_q^{ref}).

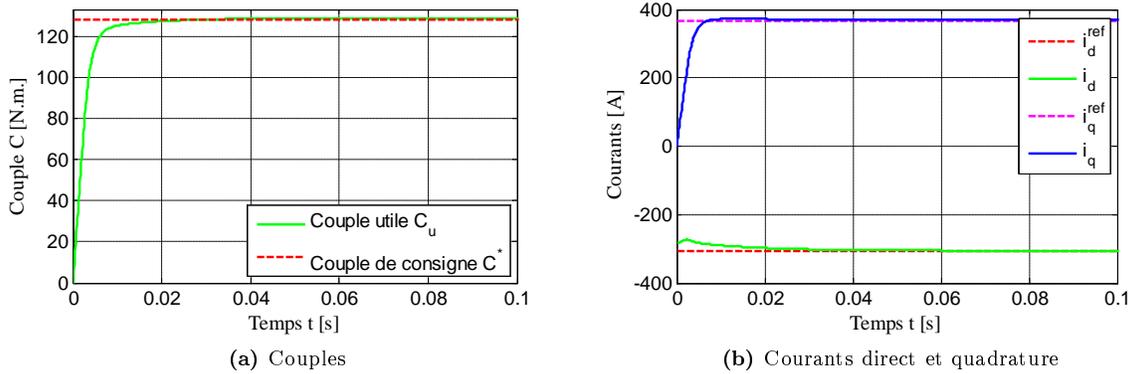


FIGURE 5.7 – Validation du modèle dynamique de la machine à faible régime.

Fonctionnement à fort régime : Le second point de fonctionnement correspond à un faible couple et une vitesse élevée ($C = 10 \text{ N.m.}$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$). Nous observons, sur la figure 5.8, une ondulation de couple autour de sa valeur moyenne de 12 % évaluée entre son minimum et son maximum. Cette ondulation est initialement détectée lorsque la vitesse de la machine dépasse sa vitesse de base ω_b . Cette ondulation peut être due à l'existence de plusieurs phénomènes [KÜTTLER 13]. Nous nous limitons dans cette thèse à prendre la valeur moyenne du couple sans régler les problèmes liés à cette ondulation.

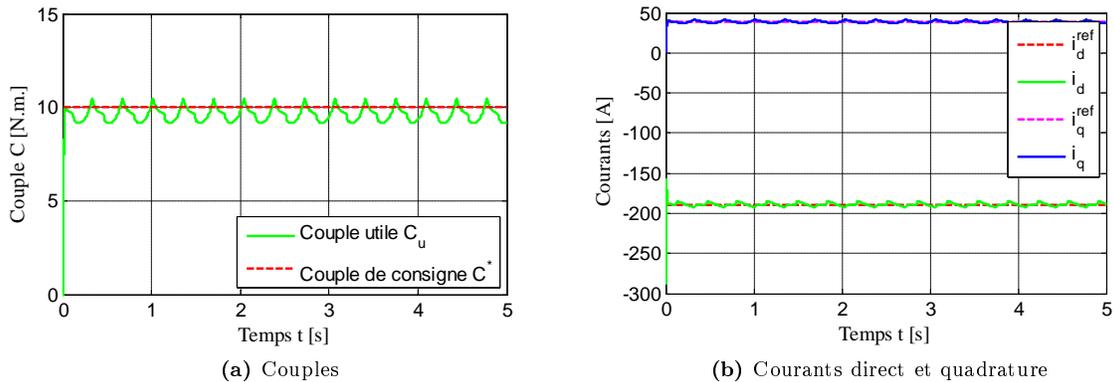


FIGURE 5.8 – Validation du modèle dynamique de la machine à fort régime.

5.3 Modélisation thermique sous AMESim

5.3.1 Modèle thermique de l'alternateur-démarrateur intégré

Dans cette partie, nous présentons le modèle thermique fin de l'alternateur-démarrateur intégré (figure 2.23) sous le logiciel AMESim. L'objectif de cette étape est de valider le modèle thermique permettant de réaliser le lien entre la thermique et la commande d'une machine électrique sous un modèle global dans AMESim. Pour établir ce modèle, deux bibliothèques destinées à la thermique dans AMESim sont utilisées : la bibliothèque thermique et la bibliothèque thermique pneumatique. La description des éléments de ces deux bibliothèques ainsi que tout élément nécessaire à établir le modèle thermique dans AMESim est décrite dans l'appendice B.

Le modèle thermique sous AMESim reprend les hypothèses définies dans la section §2.4. Ensuite, ce modèle est construit en utilisant les composants d'AMESim ; celui-ci est illustré dans la figure 5.9. Tout d'abord, les matériaux utilisés ainsi que le fluide dans les cavités doivent être déclarés. Ces matériaux servent à définir les propriétés thermophysiques de chaque volume élémentaire de la machine. Ensuite, les sources de chaleur sont insérées au nœud qui les correspondent ; chaque nœud étant défini par une capacité thermique. Puis, les résistances qui modélisent les échanges de chaleur sont placées entre les différents nœuds. Enfin, il est à noter que le calcul des pertes mécaniques et fer ainsi que certains paramètres sont calculés à l'extérieur de AMESim, et y sont ensuite injectés dans le modèle. De ces paramètres, les coefficients de convection dans l'entrefer et dans les cavités ainsi que la résistance de conduction dans le bobinage.

5.3.2 Résultats de la modélisation thermique

Le modèle thermique de la figure 5.9 est simulé et validé pour un point de fonctionnement à une vitesse de $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$ et une densité de courant de $J = 4.5 \text{ A/mm}^2$ pour les deux régimes, permanent et transitoire. Ce point de fonctionnement correspond à l'essai n°10 du tableau A.2. Le couplage entre AMESim et Matlab permet d'obtenir une meilleure représentation graphique des cartographies thermiques de la machine en régime permanent (figure 5.10) et des courbes caractérisant la montée en température en régime transitoire (figure 5.11). La cartographie thermique englobe la comparaison entre les températures simulées (en fond blanc ) et les températures expérimentales (en fond rouge ) . Ces dernières sont issues des relevés expérimentaux des thermocouples installés sur l'ADI (voir appendice A). La figure 5.11 montre la comparaison de la montée des températures en régime transitoire entre le modèle et l'expérimental. Nous pouvons déduire, de ces deux figures, que le modèle thermique sous AMESim reflète le comportement thermique réel de l'ADI. Ceci est observé à travers la cohérence entre les températures simulées par le modèle et celles qui sont relevées expérimentalement.

Finalement, la validation du modèle thermique permet son intégration dans une approche globale, où il sera couplé à d'autres modèles de la machine électrique et de sa commande.

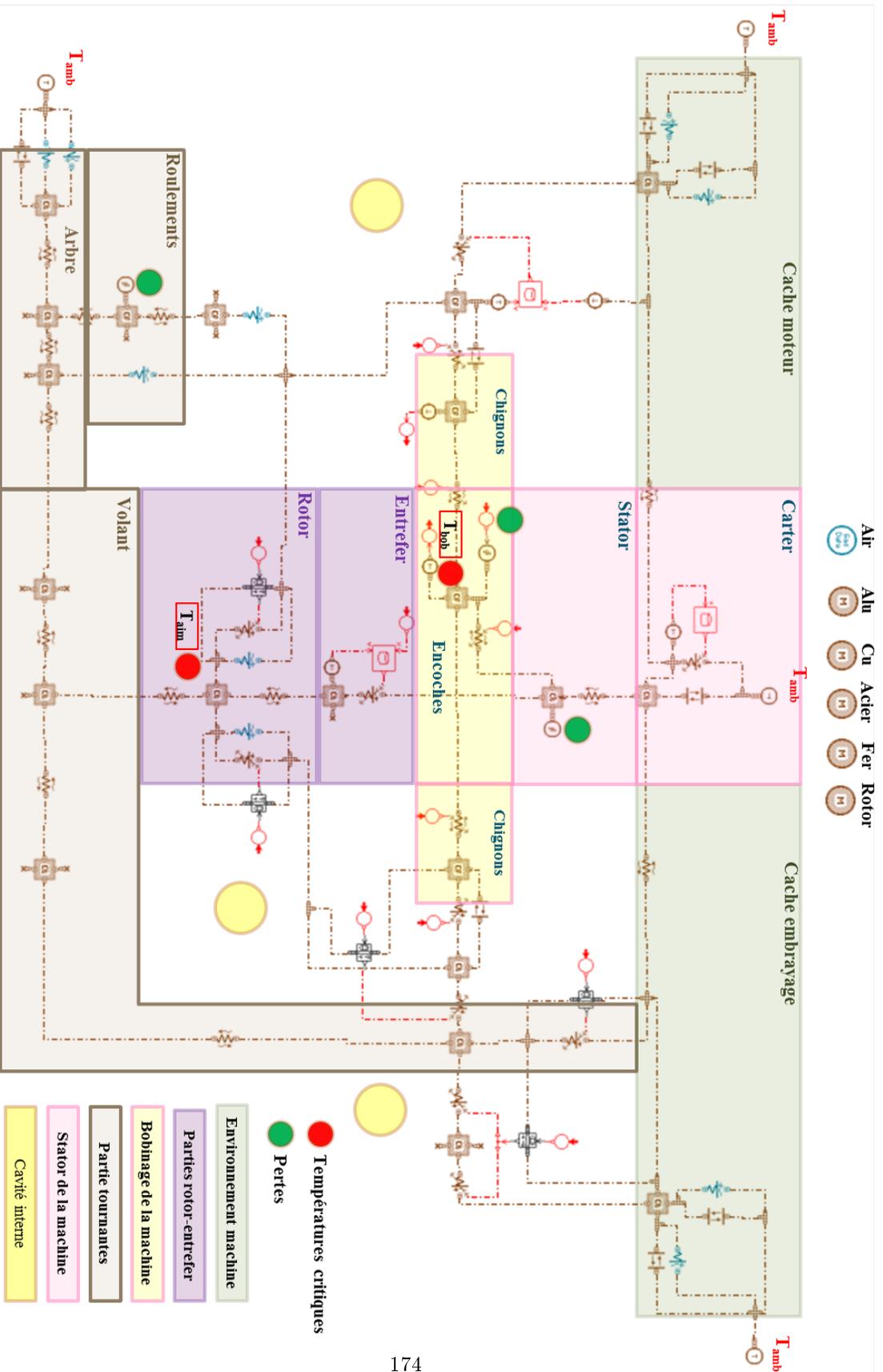


FIGURE 5.9 – Modèle thermique de l'alternateur-démarrateur intégré sous AMESim.

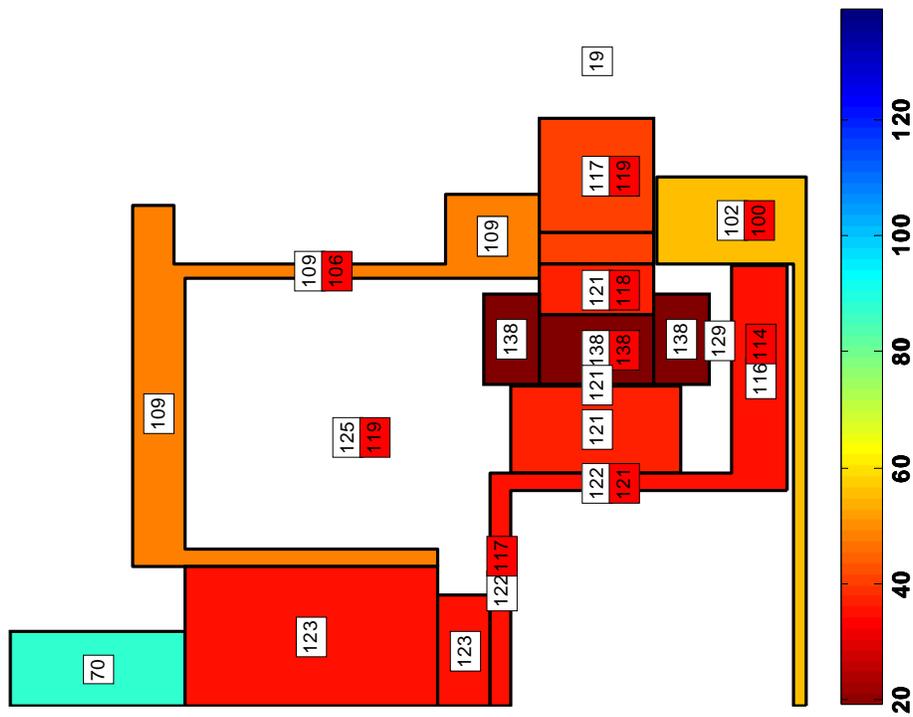


FIGURE 5.10 – Validation du modèle thermique en régime permanent pour $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$ et $J = 5 \text{ A/mm}^2$.

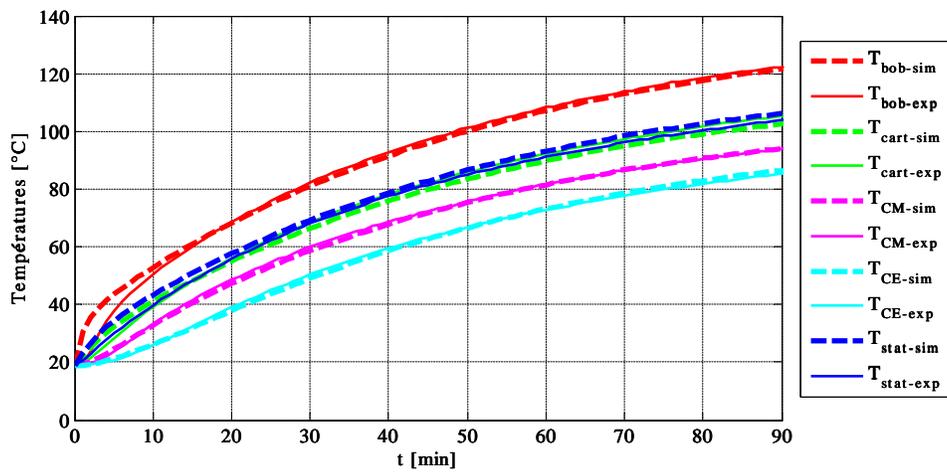


FIGURE 5.11 – Validation du modèle thermique en régime transitoire pour $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$ et $J = 5 \text{ A/mm}^2$.

5.4 Couplage des modèles thermique-électrique-commande

5.4.1 Principe de couplage des modèles

Dans cette partie, les modèles de la machine électrique (thermique-électrique) et de sa commande sont couplés et intégrés dans un environnement commun. En effet, la montée en température de la machine affecte principalement les conducteurs du bobinage et les aimants permanents. Dans le premier cas, la résistance électrique par phase augmente avec l'augmentation de la température du bobinage T_{bob} , ce qui favorise les pertes par effet Joule et diminue le rendement de la machine ; dans le deuxième cas, le flux rémanent diminue avec l'augmentation de la température des aimants T_{aim} , ce qui influe sur la performance de la machine. Les équations suivantes décrivent la dépendance de la résistance électrique R_s et du flux rémanent ψ_M de la température :

$$\begin{cases} R_s(T_{bob}) = R_0 \cdot (1 + \alpha_{Cu} \cdot (T_{bob} - T_{amb})) \\ \psi_M(T_{aim}) = \psi_0 \cdot (1 + \alpha_{aim} \cdot (T_{aim} - T_{amb})) \end{cases} \quad (5.12)$$

R_0 et ψ_0 sont respectivement la résistance électrique par phase et le flux rémanent ; les deux quantités sont évaluées à la température ambiante.

Les coefficients de variation de la résistivité du cuivre et celui du flux rémanent sont respectivement :

$$\begin{cases} \alpha_{Cu} = 3.81 \cdot 10^{-3} K^{-1} \\ \alpha_{aim} = -0.1 \cdot 10^{-3} K^{-1} \end{cases}$$

En considérant cette dépendance des paramètres de la température, les deux modèles sont couplés à travers les équations 5.12. Par rapport au couplage entre les différents modèles, son principe est illustré dans la figure 5.12. Tout d'abord, un point de fonctionnement est demandé par la machine à travers une consigne de couple C^* et d'une vitesse de rotation. Ensuite, le modèle de la commande alimente la machine électrique, qui à son tour, génère les paramètres électriques et mécaniques nécessaires au calcul des pertes. Ces dernières seront intégrées dans le modèle thermique dont la simulation fournira les températures de bobinage et des aimants permanents. Ces deux températures sont ré-intégrées dans la machine électrique et ses paramètres sont recalculés. La dépendance des lois de commande des températures internes de la machine n'est pas prise en compte dans cette étude.

Les objectifs du couplage des modèles, en intégrant principalement la thermique, se déclinent ci-dessous :

1. Définir le courant limite admissible pour éviter la surchauffe de la machine,
2. Établir les cartographies des puissances, des pertes et de rendement de la machine électrique en régime permanent et en régime transitoire,
3. Quantifier la variation du rendement de la machine à basses et à hautes températures,
4. Quantifier l'évolution des performances de la machine électrique par rapport à sa consommation électrique,
5. Simuler la réponse en température de la machine sur un cycle réel de conduite.

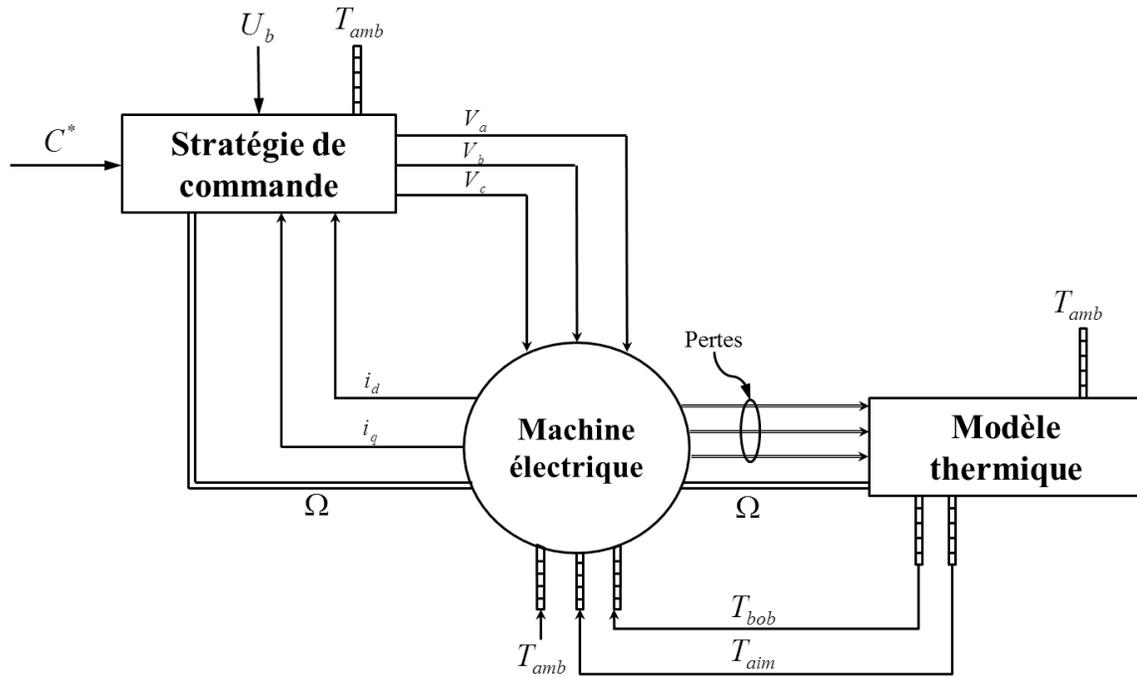


FIGURE 5.12 – Principe de couplage entre les modèles.

5.4.2 Espace de fonctionnement en régime permanent

Toute machine électrique est modélisée et dimensionnée par rapport à des limites de fonctionnement dans son espace couple-vitesse. La limite de l'espace de fonctionnement dans la région (1) sous AMESim (figure B.1) est définie par le courant limite I_{lim} injecté dans la machine afin d'éviter sa surchauffe. La valeur de ce courant définit le couple maximal que peut fournir la machine pour un régime thermique permanent. Dans ce cas, en couplant le modèle dynamique de la machine et son modèle thermique, le couple maximal C_{max} et le courant limite I_{lim} sont déterminés. Par conséquent, le système couplant les différents modèles sous AMESim est simulé pour une variation du courant efficace I_{eff} dans un intervalle allant de 70 A à 140 A. La figure 5.13 monte la variation des sorties du système (couple utile C_u et température du bobinage T_{bob}) en fonction de I_{eff} . Les simulations sont réalisées à chaque pas pour atteindre un régime thermique établi. Nous constatons que, pour une température limite de destruction des isolants de bobinage de 170 °C, les valeurs de C_u et de I_{lim} sont respectivement 32 N.m. et 115 A. La température atteinte par les aimants permanents dans ce cas est de 114 °C et est plus petite que la température limite de désaimantation (120 °C). La tension maximale limite disponible par phase en valeur efficace, en considérant le point neutre des enroulements stabilisé à $U_b/2$, est calculée par l'équation (5.13). Cette tension limite l'espace de fonctionnement à puissance maximale. Finalement, les valeurs limites du courant, de la tension et de la vitesse de rotation $\Omega_{lim} = 6000 \text{ tr/min}$ définissent l'espace de fonctionnement de la machine en régime permanent (figure 5.14).

$$U_{lim} = \frac{U_b}{2\sqrt{2}} \quad (5.13)$$

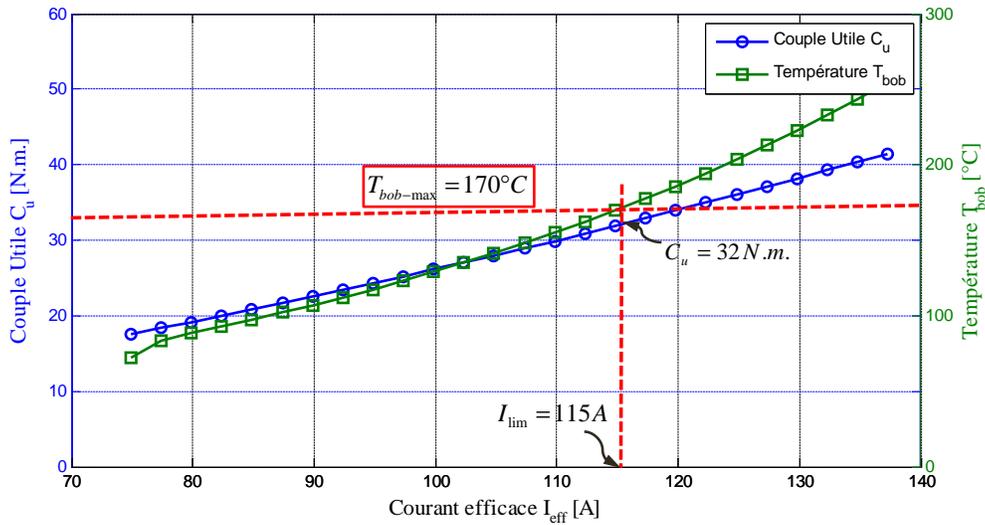


FIGURE 5.13 – Variation du couple utile et de la température du bobinage en fonction du courant efficace.

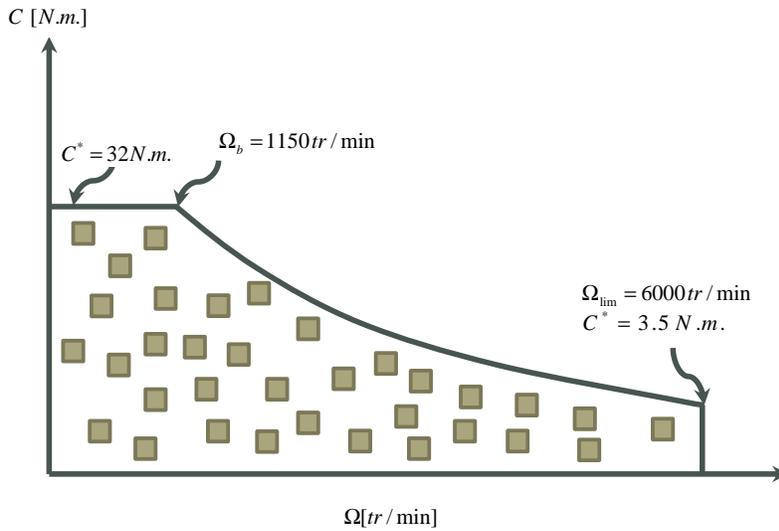


FIGURE 5.14 – Espace de fonctionnement couple-vitesse de l'alternateur en régime permanent.

5.4.3 Comportement thermique de la machine en transitoire

Nous avons vu que le couple maximal en régime permanent délivré par la machine sans dépassement de la température maximale est de 32 N.m.. Cependant, le contexte réel de l'ADI impose un fonctionnement en régime transitoire; ceci permet de dépasser la limite en régime permanent mais pendant des durées courtes sans atteindre les limites thermiques. L'objectif de ce paragraphe est de se positionner en régime transitoire pour déterminer les limites de la machine par rapport à la variation de couple et de vitesse. Quatre vitesses inférieures à la vitesse de base Ω_b en régime permanent (avec $\Omega = [50, 350, 650, 950] \text{ tr/min}$), et trois niveaux de couple ($2C^*$, $3C^*$ et $4C^*$) sont testés, comme l'in-

dique la figure 5.15. Les simulations sont réalisées sur trois minutes de fonctionnement de la machine.

Il est à noter que la machine, par conception, ne peut pas développer un couple supérieur à 150 N.m. et que sa puissance maximale en mode moteur est de $P_{lim} = 6$ kW. Les premiers résultats montrent que les points de fonctionnement qui correspondent à $\Omega = 650$ tr/min et $\Omega = 950$ tr/min ne sont pas atteints en régime transitoire à cause d'un dépassement des limites de puissance, de même que pour le point ($\Omega = 300$ tr/min et $C = 128$ N.m.). Par conséquent, nous présentons les résultats obtenus uniquement sur les points de fonctionnement à $\Omega = 50$ tr/min et à $\Omega = 300$ tr/min.

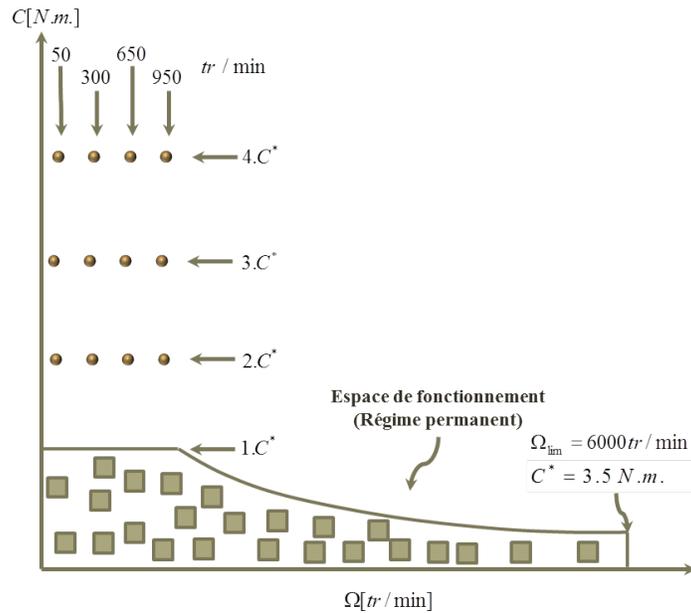


FIGURE 5.15 – Points de fonctionnement testés en régime transitoire.

La figure 5.16a montre que la limite d'échauffement de la machine, à $\Omega = 50$ tr/min, est atteinte après 170 s pour un couple de 96 N.m. et 71 s pour 128 N.m.. Le point de couple 64 N.m. est toujours admissible même après trois minutes de fonctionnement pour les deux vitesses de rotation. Pour la vitesse $\Omega = 300$ tr/min, la limite thermique est atteinte après 60 s pour un couple de 96 N.m. (figure 5.16b). Par contre, la limite en terme de puissance limite de la machine est atteinte au bout de 30 s. Nous pouvons constater tout d'abord que la vitesse de base de la machine en régime transitoire est inférieure à celle pour le régime permanent. Ensuite, nous considérons la modélisation de la machine en régime transitoire pour 30 s de fonctionnement et pour un couple maximal de $C_{max} = 128$ N.m.. Ce couple correspond à un courant limite qui est 2.4 fois plus grand que le courant nominal de la machine. Il est à noter que, durant ces simulations, le rotor reste relativement froid par rapport au bobinage ; la limite thermique de désaimantation n'est alors pas atteinte.

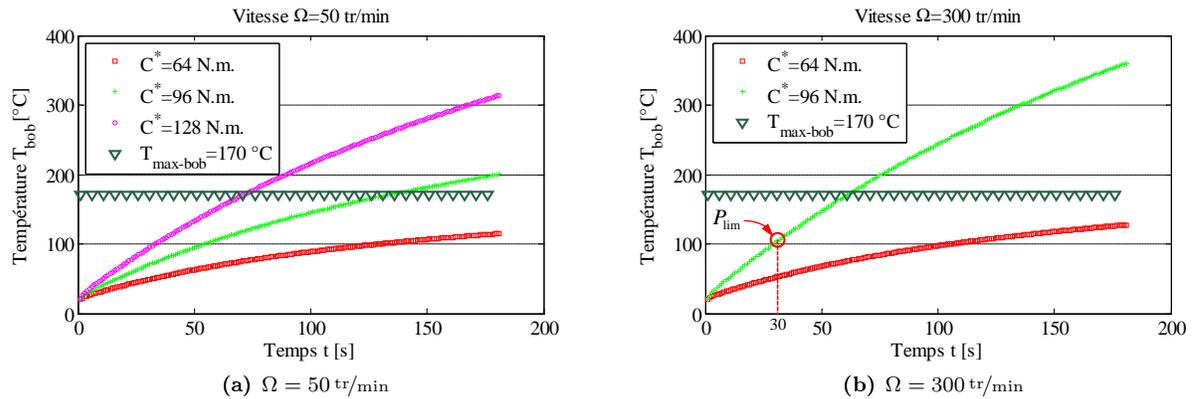


FIGURE 5.16 – Variation de la température du bobinage en fonction du couple et de la vitesse.

5.4.4 Cartographies en transitoire de l’alternateur-démarréur intégré

Dans ces travaux de thèse, [CHÉDOT 04] a limité l’espace de fonctionnement de l’ADI en mode moteur par rapport au courant maximal admissible par l’onduleur. [CHÉDOT 04] présente ensuite ces cartographies des puissances, des pertes et de rendement de la machine à température ambiante sans la prise en compte des limites thermiques. Il a étudié ensuite l’effet de l’élévation de la température sur l’espace de fonctionnement de la machine et de son rendement. En effet, la modélisation de l’ensemble machine-convertisseur doit prendre en compte les deux aspects :

1. Limites thermiques de la machine,
2. Limite de courant délivré par l’onduleur.

[STAUNTON 06] a présenté trois cartographies de rendement du moteur du Toyota Prius. La première est celle illustrée dans la figure 5.3 de la machine alors que la deuxième est celle du convertisseur et la troisième pour l’ensemble convertisseur-machine (figure 5.17).

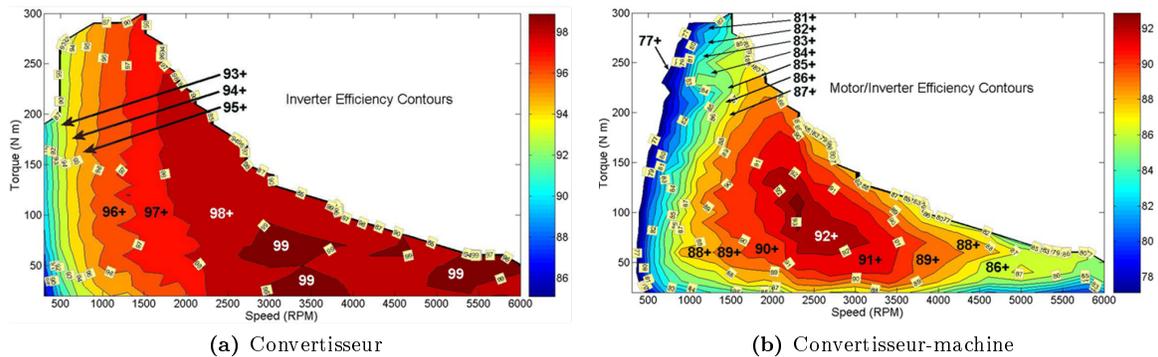


FIGURE 5.17 – Cartographies des rendements pour la Toyota Prius.

Dans notre étude, nous considérons un onduleur idéal (pouvant délivrer également les courants demandés) et nous nous intéressons aux limites thermiques de la machine dans l’espace couple-vitesse.

Pour faciliter la génération des cartographies des puissances, des pertes et de rendement de l'ADI, nous utilisons le couplage entre les deux logiciels AMESim et Matlab. L'espace de fonctionnement de la machine est ainsi divisé en une série de points séparés par un pas de couple égal à 5 N.m. et un pas de vitesse de 50 tr/min. Les simulations, réalisées pour chaque point de fonctionnement, durent 30 s et tiennent compte des transitoires thermiques. Le couple maximal est $C_{max} = 128$ N.m. avec un courant $I_{lim} = 274$ A, et une tension $U_{lim} = 14.85$ V. La figure 5.18 montre les cartographies des puissances mécanique et électrique, des pertes et des rendements de l'ADI. Nous remarquons que le rendement le plus faible est à un fonctionnement à faible régime où les pertes par effet Joule sont très importantes alors que le meilleur rendement se situe dans la zone qui correspond aux vitesses entre 500 tr/min et 3000 tr/min.

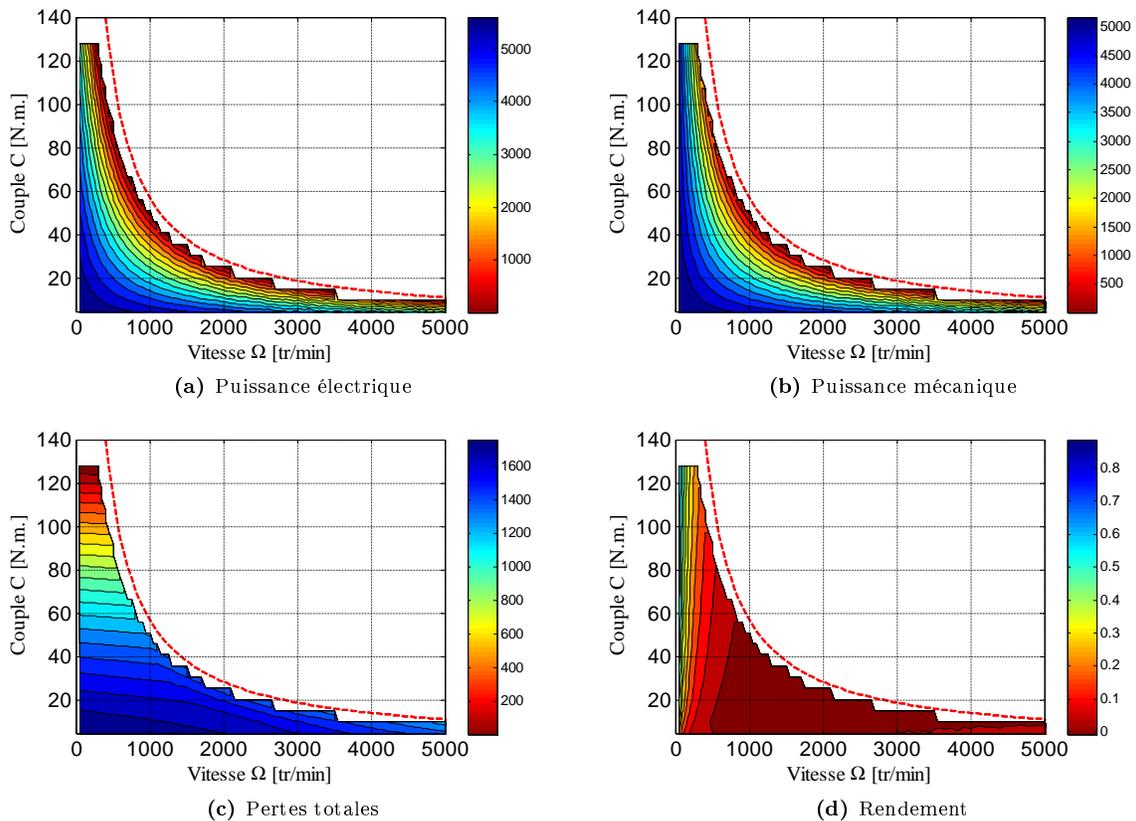


FIGURE 5.18 – Cartographies de l'alternateur-démarrateur intégré en régime transitoire.

5.4.5 Influence de la température sur le rendement

L'élévation de la température dans les machines électriques influe directement sur leurs rendements, ce qui impacte le rendement global du système dans lequel cette machine est intégrée. [LIWEI 08] a mesuré la dégradation du rendement d'un moteur de traction de 30 kW d'un véhicule hybride pour un fonctionnement sous une charge nominale. Ce rendement passe de $\eta = 93.7\%$ pour une température ambiante de 27°C à $\eta = 90\%$ pour une température de bobinage de 89°C après 40 minutes de fonctionnement (figure 5.19). Dans ce paragraphe, nous regardons également l'influence de la température sur le rendement de la machine, mais dans son espace de fonctionnement couple-vitesse.

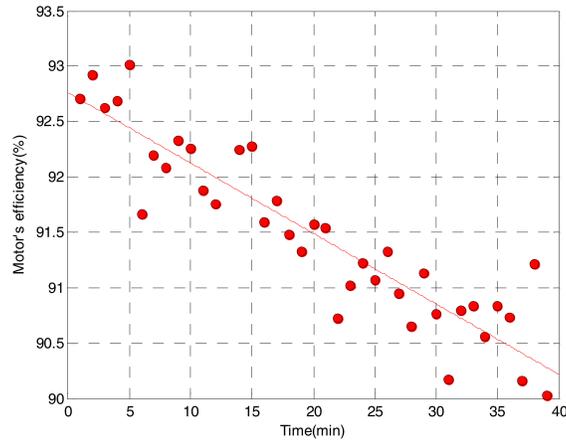


FIGURE 5.19 – Dégradation du rendement au cours du temps [LIWEI 08].

Pour une meilleure quantification de l'influence de la température sur le rendement, nous comparons alors deux cartographies de rendement de l'ADI :

1. La première est calculée directement par le modèle de la commande de la section §5.2 à une température ambiante ($T_{amb} = 20^\circ\text{C}$),
2. La deuxième est celle qui tient compte de la variation de la température à l'intérieur de la machine en régime transitoire.

Cette comparaison, illustrée dans la figure 5.20, montre que la zone à faible régime est la plus sensible à la variation de la température. Ce fait est dû à l'évolution des pertes Joule en fonction de la température, et par conséquent, la dégradation du rendement. Nous pouvons également remarquer que l'espace de fonctionnement de la machine n'est pas affecté par l'élévation de la température. En effet, les pertes mécaniques et les pertes fer sont considérées indépendantes de cette élévation. La machine peut, par conséquent, toujours développer le couple de consigne demandé. Nous allons voir dans le paragraphe suivant l'influence de la température sur les performances de la machine et sa consommation électrique.

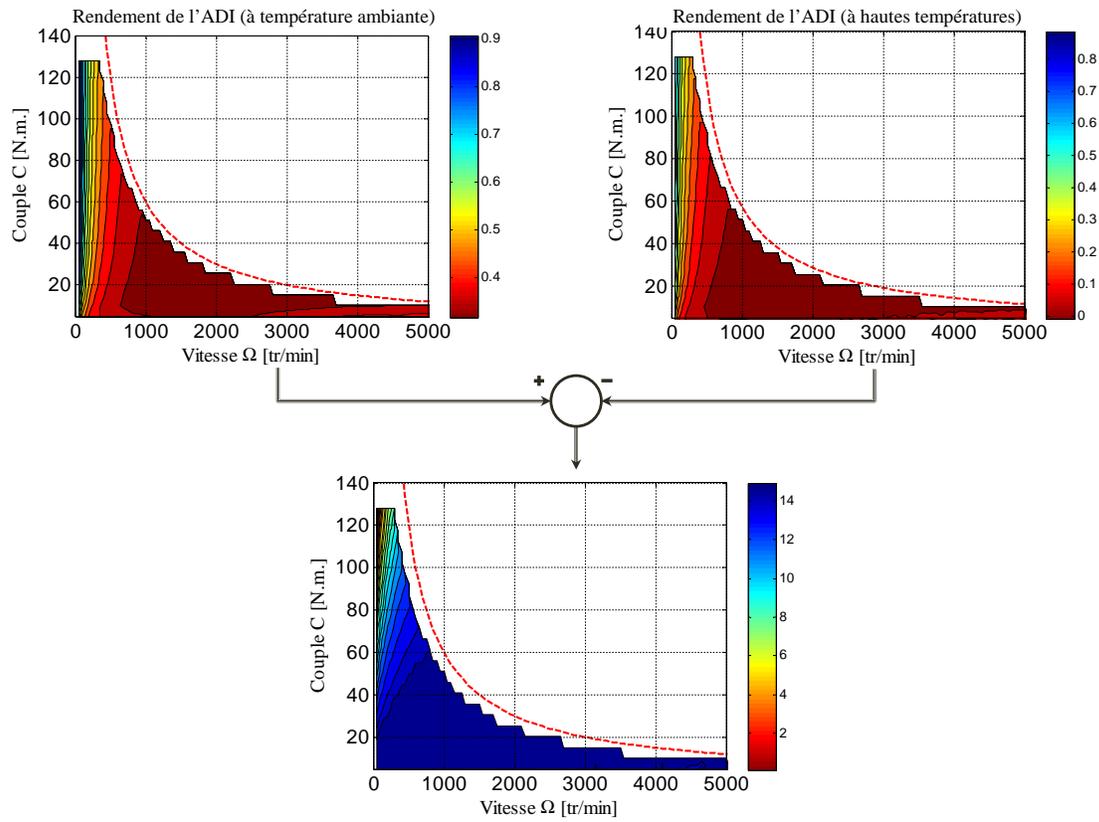


FIGURE 5.20 – Influence de la prise en compte de la température sur la cartographie de rendement.

5.4.6 Influence de la température sur les performances de la machine

Nous testons dans ce paragraphe l'influence de la prise en compte des aspects thermiques d'une machine électrique sur ses performances. Nous fixons tout d'abord la vitesse de rotation à $\Omega = 200$ tr/min et nous varions la consigne de couple entre $C_{min} = 5$ N.m. et $C_{max} = 128$ N.m. (pour 25 simulations, voire un pas de couple de 4.92 N.m.). L'élévation de la température est indirectement prise en compte par l'augmentation du couple de consigne. En effet, ce couple est l'image de courant qui est directement lié aux pertes Joule dans le bobinage, les pertes les plus significatives au faible régime de fonctionnement. Deux séries de simulations, comportant chacune 25 simulations, sont réalisées : la première en imposant une température ambiante sur la machine électrique et la deuxième intègre le modèle thermique de la machine. Chaque simulation dure 30 secondes, le temps mis par la machine pour atteindre sa limite d'échauffement en transitoire à couple maximal. Les résultats de simulation sont ensuite comparés par rapport aux puissances électrique et mécanique ainsi que le rendement de la machine. Le pourcentage de variation des deux puissances électrique P_{elec} et mécanique P_{mec} entre le fonctionnement à froid (f) et le fonctionnement à chaud (c) de la machine est donné par les formules suivantes :

$$\begin{cases} \Delta P_{elec}(\%) = \frac{P_{elec}^c - P_{elec}^f}{P_{elec}^c} \cdot 100 \\ \Delta P_{mec}(\%) = \frac{P_{mec}^c - P_{mec}^f}{P_{mec}^c} \cdot 100 \end{cases} \quad (5.14)$$

Nous remarquons, sur la figure 5.21a, que la puissance mécanique fournie par la machine reste constante indépendamment de l'augmentation de la température. Cela revient au fait que la machine est asservie en couple et que ce dernier est l'image du courant i_q qui est réglé par rapport à sa valeur de consigne. En revanche, l'élévation de la température entraîne tout d'abord une augmentation de la puissance électrique. En effet, la valeur de cette augmentation varie selon le point de fonctionnement, e.g. pour un fonctionnement à $C = 49.2 \text{ N.m.}$ et $\Omega = 200 \text{ tr/min}$, la puissance électrique augmente de $\sim 3\%$; alors que le rendement de la machine est de 0.67 (par rapport à 0.7, la valeur sans tenir compte de la température). L'augmentation de cette puissance peut atteindre $\sim 11\%$ pour un point de fonctionnement particulier à couple maximal fourni $C = 128 \text{ N.m.}$ pour la même vitesse de rotation; ce point peut correspondre au démarrage de la machine. Ceci entraîne un surplus sur la consommation électrique de la machine dans un système complet. De l'autre côté, le rendement, qui est inversement proportionnel à la puissance électrique (mode moteur - équation (5.6)), diminue d'un maximum de $\sim 11\%$ (figure 5.21b). Nous rappelons que cette étude est réalisée sur une variation des niveaux de couple à une vitesse $\Omega = 200 \text{ tr/min}$; le rendement de cette zone de l'espace de fonctionnement est généralement à faible rendement. Cependant, pour des fonctionnements au-delà d'une vitesse de $\Omega = 500 \text{ tr/min}$, ce rendement augmente et est moins impacté par la température (voir figure 5.20).

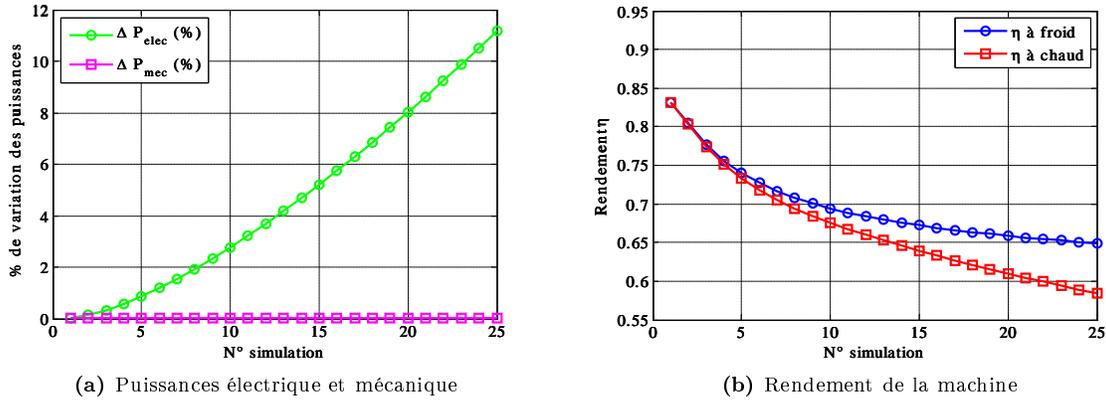


FIGURE 5.21 – Influence de la température sur les performances de la machine.

5.4.7 Comportement thermique de la machine sur un profil de conduite

Après avoir présenté le couplage entre les différents modèles, nous simulons la réponse en température de l'ADI sur un cycle de conduite ARTEMIS Urbain. En effet, cette machine joue uniquement le rôle d'un alternateur et un démarreur et n'est pas destinée à la traction du véhicule ou à l'assistance de conduite. En revanche, le but de cette simulation est de tester la performance de nos modèles créés sous

AMESim qui peuvent être généralisés pour d'autres machines. Les données du cycle ARTEMIS Urbain (consigne de couple et vitesse du véhicule) sont récupérées de [KÜTTLER 13] et adaptées pour prendre en considération les caractéristiques de l'ADI (puissance limite et vitesse limite). Nous simulons ainsi les modèles créés pour un enchaînement de cinq cycles ARTEMIS urbain (figure 5.22) de 16 minutes chacun. Les relevés des températures au cours de ces cycles de fonctionnement dans le bobinage et dans les aimants permanents sont illustrés respectivement dans la figure 5.23a et la figure 5.23b. Nous remarquons que la montée en température dans le bobinage apparaît pour chaque cycle par un pic et que cette température varie en fonction du couple demandé. La température des aimants permanents augmente d'une manière continue et reste modérée sans effet significatif des transitoires thermiques des cycles de fonctionnement.

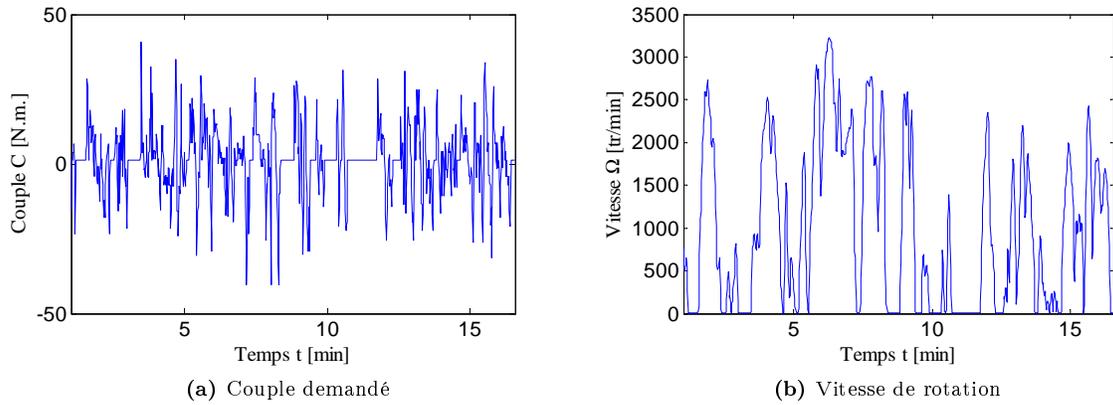


FIGURE 5.22 – Données du cycle de conduite ARTEMIS Urbain adapté à l'alternateur intégré.

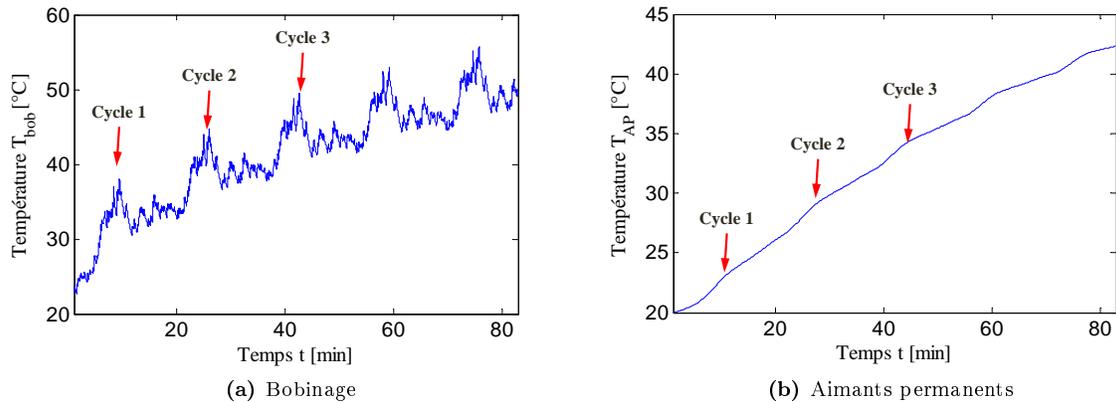


FIGURE 5.23 – Résultats sur les températures pour un enchaînement de cinq cycles ARTEMIS Urbain.

5.5 Conclusion

Un ensemble de modèles (commande, électrique et thermique) a été développé dans l'environnement AMESim afin de prendre en compte l'élévation de la température des machines électriques dans son environnement mécatronique. Chaque modèle a été présenté en détail et validé individuellement avant la réalisation d'un environnement de simulation commun englobant et couplant ces modèles. Ce couplage a permis de comprendre l'influence de la thermique sur les performances de la machine et de tracer les espaces couple-vitesse en régime permanent et en régime transitoire. L'établissement de ces cartographies a permis de préciser les critères principaux (couple maximal, durée des transitoires, etc...) afin de respecter les températures maximales de tenue thermique des isolants de bobinage et des aimants permanents. Ces résultats permettent l'optimisation de la machine électrique en minimisant son volume tout en gardant les performances souhaitées. Nous avons constaté de même la dégradation du rendement de la machine avec l'élévation de sa température ainsi que l'augmentation de la puissance électrique soutirée de la batterie. Finalement, l'outil de modélisation développé en prenant en compte la thermique et la commande a montré la montée en température des parties critiques de la machine sur des cycles de conduite urbaine.

Bibliographie

- [ABU-RUB 12] H. ABU-RUB, A. IQBAL & J. GUZINSKI. High performance control of ac drives with matlab simulink models. John Wiley & Sons, Ltd, 2012.
- [BERGMANN 96] C. BERGMANN & J.P. LOUIS. *Commande numérique des machines, Systèmes triphasés, régime permanent*. no. ref. article : d3642, 1996.
- [GRENIER 01] D.Y. GRENIER, F. LABRIQUE, H. BUYSE & E. MATAGNE. Electromécanique - convertisseurs d'énergie et actionneurs. Dunod, 2001.
- [LE BERR 12] F. LE BERR, A. ABDELLI, D.-M. POSTARIU & R. BENLAMINE. *Design and Optimization of Future Hybrid and Electric Propulsion Systems : An Advanced Tool Integrated in a Complete Workflow to Study Electric Devices*. Oil & Gas Science and Technology , Rev. IFP Energies nouvelles, Vol. 67, No. 4, pp. 547-562, 2012.
- [LEVI 02] E. LEVI & T. PHAM-DINH. *DTC of Induction Machines Considering the Iron Loss*. Electric Power Components and Systems, vol. 30, no. 6, pages 557-579, 2002.
- [LIWEI 08] S. LIWEI, L. ZIJIAN, G. JINGYI, Z. QINGCHU & W. FUPING. *Thermal effect on water cooling induction motor's performance used for HEV*. In Vehicle Power and Propulsion Conference, 2008. VPPC '08. IEEE, 2008.
- [PATIL 12] K. PATIL, S.K. MOLLA & T. SCHULZE. *Hybrid vehicle model development using ASM-AMESim-Simscape co-simulation for real-time HIL applications*. Rapport technique, SAE International, 2012.
- [POLAK 11] F. POLAK & J. WALENTYNOWICZ. *Simulation of the hybrid propulsion system for the small unmanned vehicle*. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1, 2011.

- [RAMANUJAM 11] K. RAMANUJAM. Thermal simulation of hybrid drive system. Master's thesis, Linköping University, 2011.
- [RÉMY 11] G. RÉMY. *Approches de conception et d'optimisation de systèmes mécatroniques pour l'automobiles*. Rapport technique, LGEP - Laboratoire de génie électrique de Paris, 2011.
- [STATON 15] D. STATON. *Thermal Analysis of Electric Motors with Complex Duty Cycles*. In International electric machines & drives, 2015. IEMDC '15. IEEE, 2015.
- [STAUNTON 06] R.H. STAUNTON, C.W. AYERS, L.D. MARLINO, J.N. CHIASSON & T.A. BURRESS. *Evaluation of 2004 Toyota Prius Hybrid Electric Drive System*. Rapport technique, U.S. Department of Energy FreedomCAR and Vehicle Technologies, 2006.
- [CHÉDOT 04] L. CHÉDOT. *Contribution à l'étude des machines synchrones à aimants permanents internes à large espace de fonctionnement. Application à l'alternateur-démarrreur*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne (UTC), Laboratoire d'Électromécanique de Compiègne (LEC), 2004.
- [DUBOUIL 12] R. DUBOUIL. *Etude par simulation des transferts thermiques dans un groupe motopropulseur hybride électrique automobile*. PhD thesis, Ecole Centrale de Nantes, 2012.
- [KÜTTLER 13] S. KÜTTLER. *Dimensionnement optimal de machines synchrones pour des applications de véhicules hybrides*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2013.

Chapitre 6

Banc d'essai et validation expérimentale

6.1 Introduction

Dans certaines parties de la thèse, nous nous sommes basés sur les relevés expérimentaux des températures et des pertes de l'appendice A. Ceux-ci ont joué un rôle important dans la prise en compte de certaines hypothèses pour établir le modèle thermique du chapitre 2, et dans l'application des méthodes d'identification du chapitre 4. De plus, la comparaison des températures simulées par rapport à l'expérimental a été utilisée dans l'intégration de la thermique d'une machine électrique dans un environnement mécatronique (chapitre 5). Par conséquent, nous pouvons relever l'importance de l'expérimentation dans ces études. Pour cela, un banc de caractérisation de l'alternodémarreur intégré a été développé. Celui-ci comprend les éléments nécessaires aux divers cas de fonctionnement de notre machine. Ce banc est également équipé de différents instruments pour la mesure des grandeurs physiques.

Nous englobons dans ce chapitre les principales caractéristiques du banc d'essai et de l'alternodémarreur intégré, ainsi que les instruments de mesure employés. Nous passons ensuite par la présentation des essais thermiques réalisés sur ce banc. Finalement, la validation expérimentale des modèles thermiques fins et réduits de l'ADI est présentée.

6.2 Banc d'essai

6.2.1 Caractéristiques de l'alternodémarreur intégré

Nous rappelons, dans le tableau 6.1, les principales caractéristiques de la machine d'étude, déjà présentée dans la section §2.4. La machine montée sur son banc, avec et sans stator, est présentée respectivement dans les figures 6.1a et 6.1b. Cette machine possède huit aimants NdFeB disposés transversalement sans concentration de flux (figure 6.1c). La machine est écartée de 7 mm de son banc (figure 6.1d) afin de limiter le passage de flux de chaleur à travers le châssis. D'autres géométries de

la machine sont présentées dans les figures 2.24 et 2.28.

Tableau 6.1 – Performances de l'alternateur-démarreur intégré.

Grandeur	Valeur
Puissance	6 à 8.1 kW
Couple démarrage	150 N.m.
Nombre de paire de pôles	4
Nombre d'encoches	48
Plage de vitesse	0 – 6000 tr/min
Refroidissement	Convection naturelle

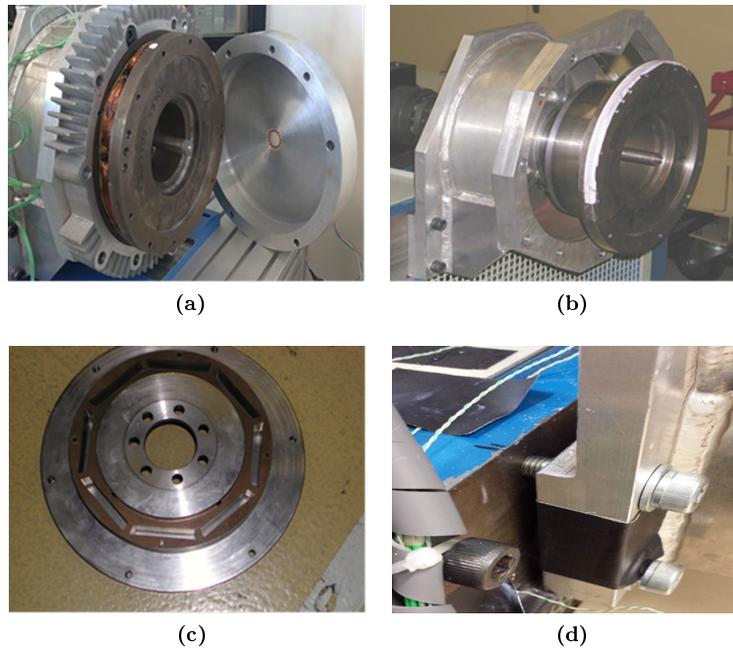


FIGURE 6.1 – Géométries des parties de l'alternateur-démarreur intégré.

6.2.2 Caractéristiques du banc d'essai

L'ADI est installé sur un banc de caractérisation de machine électrique de 25 kW et 10,000 tr/min (figure 6.2). Ce banc est constitué d'une machine à courant continu, à ventilation séparée, alimentée par un variateur de vitesse. Ce banc possède un couplemètre avec un contrôle et un affichage du couple et de la vitesse de rotation du banc.

Par rapport au banc de mesure, un ensemble de dispositifs assure l'acquisition et l'enregistrement des grandeurs physiques de la machine telles que les températures, la tension et le courant. Ces dispositifs sont présentés dans le paragraphe suivant, en montrant à chaque fois, l'incertitude liée à la

mesure. De plus, différents essais thermiques sont réalisés sur la machine, *i.e.* essais à courant continu, essais en charge et essais à vide. A chaque type d'essai correspond des dispositifs particuliers. Par exemple, pour les essais en statique, un dispositif d'alimentation en courant continu de type Sorensen SGA 60/167 alimente les enroulements montés en série; pour les essais où la machine est entraînée en charge, un pont à diode permet le redressement du courant alternatif en courant continu.

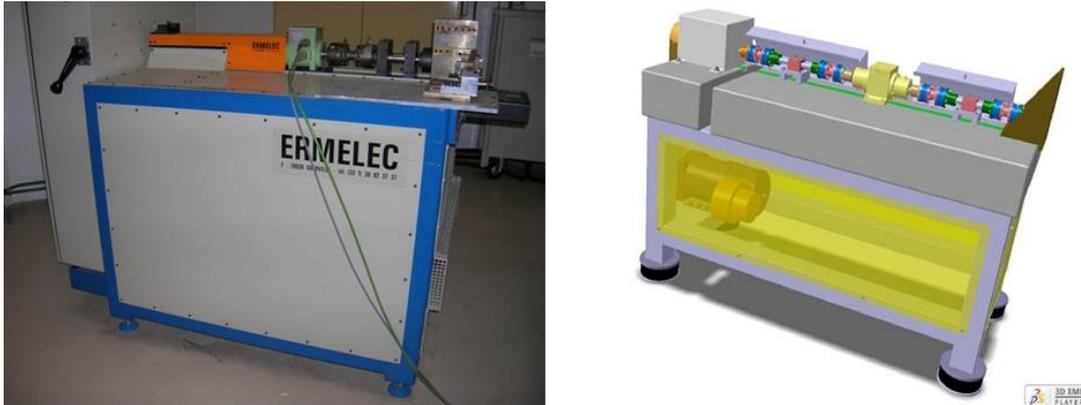


FIGURE 6.2 – Banc de caractérisation des machines électriques (25 kW - 10,000 tr/min).

6.2.3 Métrologie

6.2.3.1 Évaluation de l'incertitude des mesures

Toutes les mesures réalisées sur un système physique induisent des erreurs liées à plusieurs sources. La quantification des résultats de ces mesures est ainsi réalisée par l'évaluation des incertitudes. Cette évaluation comprend certaines étapes et méthodes à appliquer; celles-ci sont décrites dans le tableau 6.2 [PRIEL 99]. En répétant le processus de mesure d'une grandeur physique, le résultat de mesure est assimilé à une variable aléatoire ayant une espérance mathématique et un écart-type; l'estimateur de cet écart-type de cette variable est nommé "incertitude-type".

Comme le montre le tableau 6.2, trois méthodes peuvent être utilisées pour évaluer l'incertitude-type. Celles-ci sont présentées avec leurs cas d'application dans [PRIEL 99].

Dans notre étude, nous choisissons la méthode de type B. Cette méthode est utilisée pour la quantification des incertitudes ou des erreurs systématiques de mesure qui interviennent dans le processus de mesure. Ces erreurs peuvent provenir des instruments de mesure, des grandeurs d'influence, de la grandeur elle-même et du mode opératoire. La méthode de type B nécessite une expérience des opérateurs et une connaissance des phénomènes physiques. Cette méthode n'implique pas de calculs statistiques, mais plutôt un choix de la loi de la distribution de la grandeur mesurée. De plus, elle est basée sur les données du constructeur ou des données provenant des certificats d'étalonnage ou de manuels. Après le calcul de l'incertitude-type u_c , celle-ci est multipliée par un facteur d'élargissement k afin de calculer l'incertitude totale de mesure U . En effet, ce facteur revient à considérer un intervalle de variation des grandeurs avec un certain niveau de confiance; en général, $k = 2$ ou $k = 3$.

Tableau 6.2 – Procédure de l'estimation des incertitudes de mesure [PRIEL 99].

Étapes	Objectifs de l'étape	Opérations élémentaires
1	Calcul du résultat de mesure	<ul style="list-style-type: none"> — Définir le mesurande — Analyser le processus de mesure — Faire un budget des causes d'erreur — Déterminer les corrections et définir les répétitions des observations afin de réduire les erreurs — Établir le mode opératoire — Écrire le modèle du processus de mesure
2	Calcul des incertitudes-types	<ul style="list-style-type: none"> — Évaluer les incertitudes de chacune des composantes intervenant dans le modèle — Application des méthodes de type A — Application des méthodes de type B
3	Calcul de l'incertitude composée	Application de la loi de propagation des incertitudes
4	Expression finale du résultat de mesure	Calcul de l'incertitude élargie
5 (Solution alternative)	Expression finale du résultat de mesure lorsque le processus ne peut pas être modélisé	Application des méthodes d'essais interlaboratoires, utilisation des valeurs de fidélité pour estimer l'incertitude

6.2.3.2 Mesures électriques

Les grandeurs électriques telles que le courant, la tension et la puissance électrique sont enregistrées par une centrale d'acquisition Agilent 34970A. La mesure de courant est obtenue grâce à une pince ampèremétrique associée à un amplificateur ; le signal est ensuite envoyé vers la centrale d'acquisition. A travers la méthode d'évaluation des incertitudes, nous déduisons l'incertitude sur les mesures de courant à $\sim 1\%$ et de tension à $\sim 0.075\%$ de leurs valeurs nominales. Ces valeurs varient légèrement en fonction des valeurs du courant et de la tension. Ces incertitudes sont calculées avec un facteur d'élargissement de $k = 2$. En effet, ce facteur revient à considérer un intervalle de variation des grandeurs avec un niveau de confiance d'approximativement 95 %.

6.2.3.3 Mesures thermiques

Les mesures des températures de la machine sont assurées par des thermocouples de type K et une caméra thermique infrarouge. Cette caméra, de précision $\pm 2\%$ ou $\pm 2^\circ\text{C}$ permet l'évaluation de la température des surfaces externes de la machine. Les thermocouples sont reliés à une centrale d'acquisition et d'enregistrement équipée de deux borniers à 20 voies chacun. L'emplacement de ces thermocouples dans la machine est présentée dans l'[appendice A](#). L'incertitude globale de mesure de la température est de $\sim 1.5^\circ\text{C}$ sur la plage des températures de la machine. Cette incertitude englobe plusieurs sources d'incertitude telles que la justesse du thermocouple, la résolution et la justesse de

l'afficheur, la dérive en température ainsi que la précision de la compensation. La figure 6.3 montre la position de certains thermocouples à l'intérieur et aux surfaces externes de la machine.

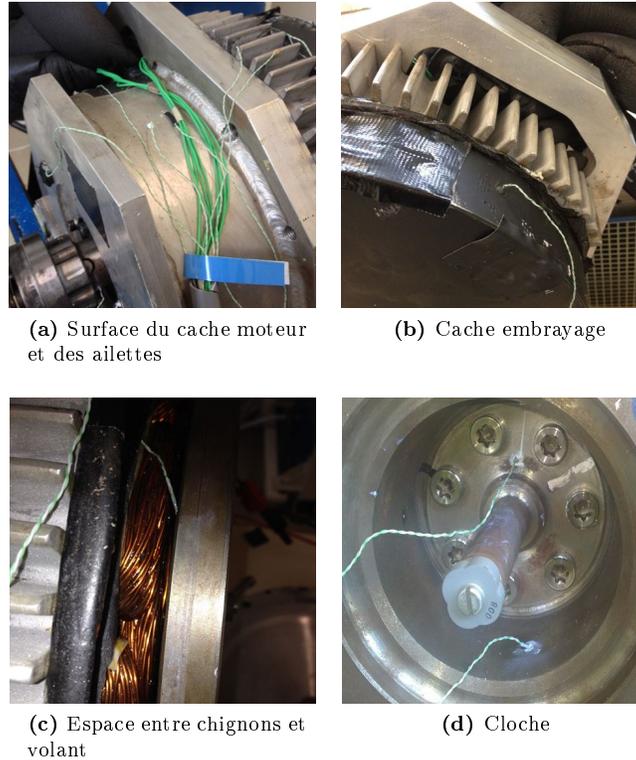


FIGURE 6.3 – Position des thermocouples dans quelques zones de la machine.

6.2.3.4 Mesures mécaniques

Les mesures du couple et de la vitesse de rotation sont assurées par un couplemètre dont le couple nominal de mesure est de 100 N.m. et possédant une vitesse maximale de 18,000 tr/min . Les incertitudes de mesure sur le couple et la vitesse sont évaluées également par la méthode de type B. Les différentes erreurs systématiques sont prises en compte dans cette évaluation, *i.e.* erreur accouplement, dérive en température. Un exemple de calcul est donné pour un couple de 16 N.m. et une vitesse de rotation de 2500 tr/min . Dans ce cas, les incertitudes pour les deux grandeurs, sont respectivement ± 0.18 N.m. et ± 5.77 tr/min .

6.2.3.5 Mesures indirectes

La démarche présentée ci-dessus concerne l'évaluation des incertitudes des mesures directes des grandeurs. Cependant, dans certains cas, nous avons besoin de mesurer les incertitudes des grandeurs mais d'une manière indirecte. Des exemples de ces mesures dans la machine électrique peuvent être la mesure de la résistance électrique par phase, les pertes par effet Joule, les puissances mécanique

et électrique,... Dans ces cas, nous utilisons la loi de la propagation de l'incertitude pour évaluer une incertitude "composée" d'une grandeur y en passant par sa variance (le carré de l'incertitude-type) :

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1} \left[\frac{\delta f}{\delta x_i} \right]^2 \cdot u_c^2(x_i) \quad (6.1)$$

f étant la fonction de la grandeur y par rapport aux grandeurs mesurées x_i .

Cette loi considère que les grandeurs mesurées directement sont indépendantes. Dans le cas contraire, des termes de covariance apparaissent dans la formulation. Prenons un exemple de la puissance mécanique; celle-ci est calculée en fonction du couple C et de la vitesse de rotation ω par la formule :

$$P_{mec} = C \cdot \omega$$

Soit f la fonction de la puissance mécanique P_{mec} , et C et ω les grandeurs de x_i ; l'incertitude composée u_{cp} est calculée de la manière suivante :

$$u_{cp}^2(P_{mec}) = \left[\frac{\delta P_{mec}}{\delta C} \right]^2 \cdot u_C^2 + \left[\frac{\delta P_{mec}}{\delta \omega} \right]^2 \cdot u_\omega^2 = \omega^2 \cdot u_C^2 + C^2 \cdot u_\omega^2$$

avec u_{x_i} l'incertitude-type, évaluée par l'incertitude totale donnée dans les paragraphes précédents divisée par le facteur d'élargissement $k = 2$. En conséquence, la puissance mécanique est de 4188 ± 100 W pour le point de fonctionnement (16 N.m. et 2500 tr/min).

L'incertitude sur les pertes par effet Joule est calculée de la même manière que celle de la puissance mécanique. Ces pertes sont évaluées, pour le cas où $J = 3.75$ A/mm², à 113 ± 1.4 W.

6.2.4 Essais thermiques

Nous avons vu dans les chapitres précédents que certains paramètres sont critiques dans la modélisation thermique des machines électriques. L'évaluation de ces paramètres, difficile analytiquement, passe par les méthodes d'identification ou par l'expérimentation. Dans ces cas, la machine est testée pour trois séries d'essai sur l'ADI :

- Une première série constitue les essais en statique où les enroulements de la machine sont montés en série et traversés par un courant continu (figure 6.4a). Normalement, l'objectif de ces types d'essai est la détermination des résistances de contact [KYLANDER 95, RENARD 03, BOGLIETTI 15], les coefficients de rayonnement [BOGLIETTI 06a], les résistances thermiques d'échange entre la machine et son environnement ambiant [BOGLIETTI 06b],... Dans ces essais, les pertes par effet Joule constituent les seules sources de chaleur et sont évaluées d'une manière précise tenant compte également des incertitudes de mesure. Par rapport au cas de l'alternodémarreur intégré, la contribution des cavités internes de la machine et de son environnement mécanique rend difficile l'estimation de ces paramètres d'une manière directe à travers l'expérimentation. Cependant, nous avons procédé dans le chapitre 4, d'une manière indirecte et en se basant sur les relevés expérimentaux, à l'évaluation des différents paramètres thermiques critiques de la machine. Finalement, l'objectif essentiel de ces essais est de simuler le comportement de la machine à faible régime, le cas de démarrage par exemple ou bien le fonctionnement à faible vitesse,

- Une deuxième série comporte les essais à vide, où la machine est entraînée par le banc d'essai et les enroulements de la machine sont ouverts (figure 6.4b). L'objectif de cet essai est principalement le recalage des pertes fer dans la machine. Le courant dans ce cas ne traverse pas les enroulements, et en conséquence les pertes Joule sont nulles. L'échauffement de la machine est uniquement dû à l'injection des pertes fer et des pertes mécaniques,
- La dernière série englobe les essais en charge, où la machine est entraînée par le banc d'essai et les enroulements de la machine sont reliés à une charge active via un pont à diode (figure 6.4c). Ces essais simulent le comportement thermique de la machine en fonctionnant à fort régime ou à pleine charge. Toutes les pertes de la machine sont présentes. Dans le cas réel d'application, ces essais simulent le comportement thermique de la machine en mode alternateur.

Un récapitulatif des essais est présenté dans l'appendice A. Ce tableau montre les numéro d'essai, le courant, la vitesses de rotation et la valeur des différentes pertes pour chaque essai.

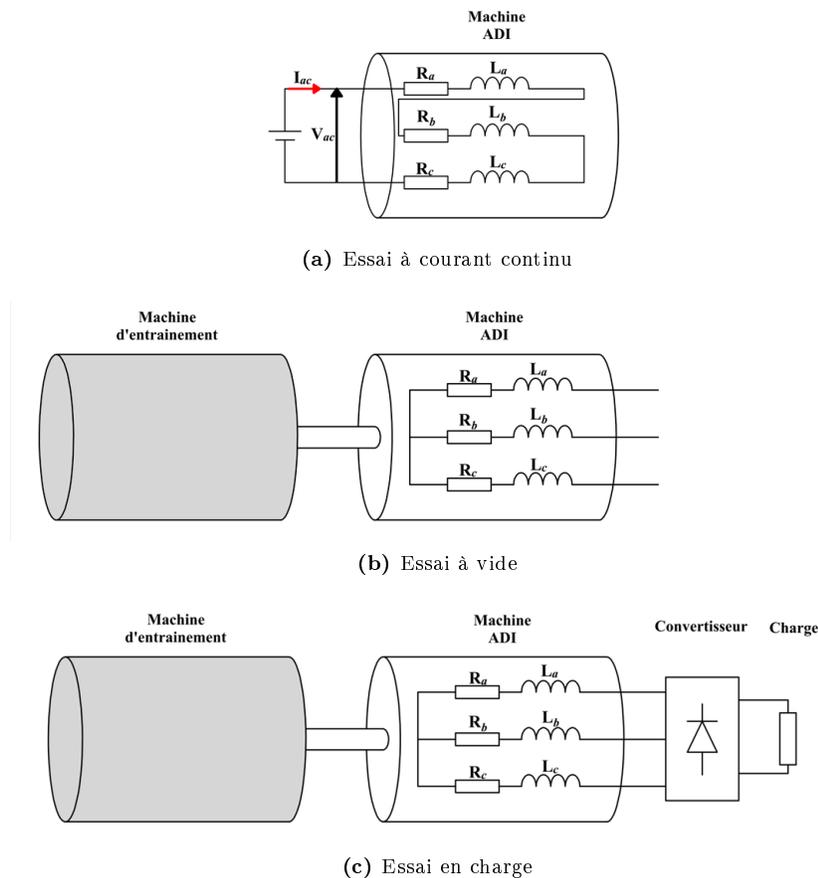


FIGURE 6.4 – Configuration des essais sur l'alternateur intégré.

6.3 Validation du modèle thermique de l'alternateur intégré

6.3.1 Validation en régime thermique permanent

Dans cette partie, nous validons le modèle thermique fin de l'ADI en régime permanent. Les essais sont effectués pour plusieurs points de fonctionnement. Les températures dans ce régime atteignent leurs limites après 6 à 8 heures de fonctionnement continu de la machine.

Les résultats sur les cartographies des températures et des flux sont obtenus après l'application des deux méthodes d'identification du [chapitre 4](#). En effet, la deuxième méthode d'identification par M.S.R a été appliquée sur deux points de fonctionnement. Ces deux points correspondent aux essais n°4 ($J = 5 \text{ A/mm}^2$ et $\Omega = 0 \text{ tr/min}$) et n°8 ($J = 5 \text{ A/mm}^2$ et $\Omega = 2500 \text{ tr/min}$). Les résultats ainsi obtenus sont les coefficients de contact et de convection des deux tableaux [4.7](#) et [4.8](#). Nous supposons tout d'abord, que la variation de la température n'a pas d'influence sur les conductances de contact. Ensuite, une deuxième hypothèse considère que les coefficients d'échange convectif varient d'une manière linéaire en fonction du régime de fonctionnement. Ceci-dit, les coefficients du tableau [4.7](#) sont appliqués sur tous les points de fonctionnement à faible régime. De même, les coefficients du tableau [4.8](#) sont appliqués pour un fonctionnement à fort régime.

Cartographies des températures et des flux : Afin de valider le modèle thermique de la machine, nous comparons les températures simulées aux températures expérimentales. Les figures ci-dessous montrent cette comparaison pour les différents types d'essais. Il est à noter que les températures simulées sont présentées en fond blanc ; alors que celles des essais en fond rouge . Nous remarquons une bonne cohérence entre le modèle et l'expérimental en régime permanent, en particulier, dans les zones du bobinage et du rotor. En effet, la température du bobinage est considérée comme la température moyenne dans les encoches et dans les têtes de bobines.

En absence des mesures directes au rotor, sa température peut être comparée à celle la plus proche, au niveau du volant d'embrayage. Nous présentons de même dans ces figures, les cartographies des flux de chaleur qui circulent dans la machine. Cette présentation permet d'identifier la distribution des chemins des flux, des zones où ils sont générés vers l'air ambiant. Par rapport au bilan des flux, nous retenons les points suivants :

1. La contribution de l'environnement mécanique de la machine (caches et arbre exposé à l'air) dans l'évacuation de la chaleur,
2. Une faible contribution des cavités dans l'évacuation de la chaleur de la machine, où la majorité du flux transite à travers les contacts (contacts culasse-carter et carter-caches),
3. La majorité de flux produit aux roulements est évacuée vers l'air ambiant via l'arbre de rotation,
4. Un flux de chaleur négligeable transite entre le stator de la machine et le rotor à travers l'entrefer.

Ces remarques semblent intéressantes pour apprécier la contribution de l'environnement mécanique de la machine, en particulier, lorsque la machine ne peut pas être refroidie que par convection naturelle. Ces résultats avaient été démontrés analytiquement par les analyses de sensibilité réalisées au [chapitre 3](#).

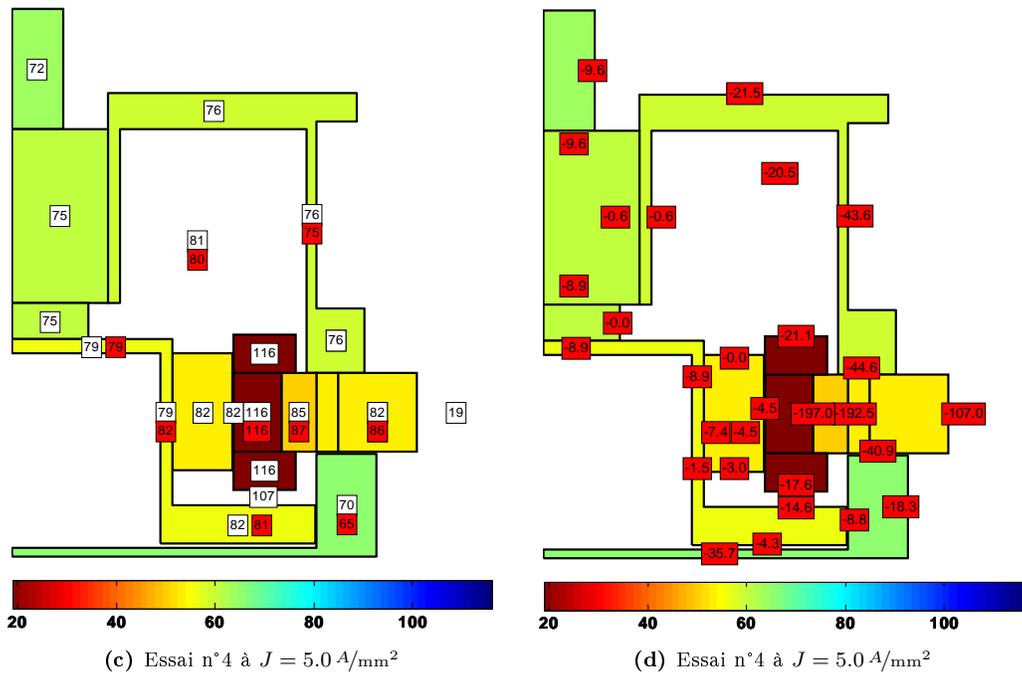
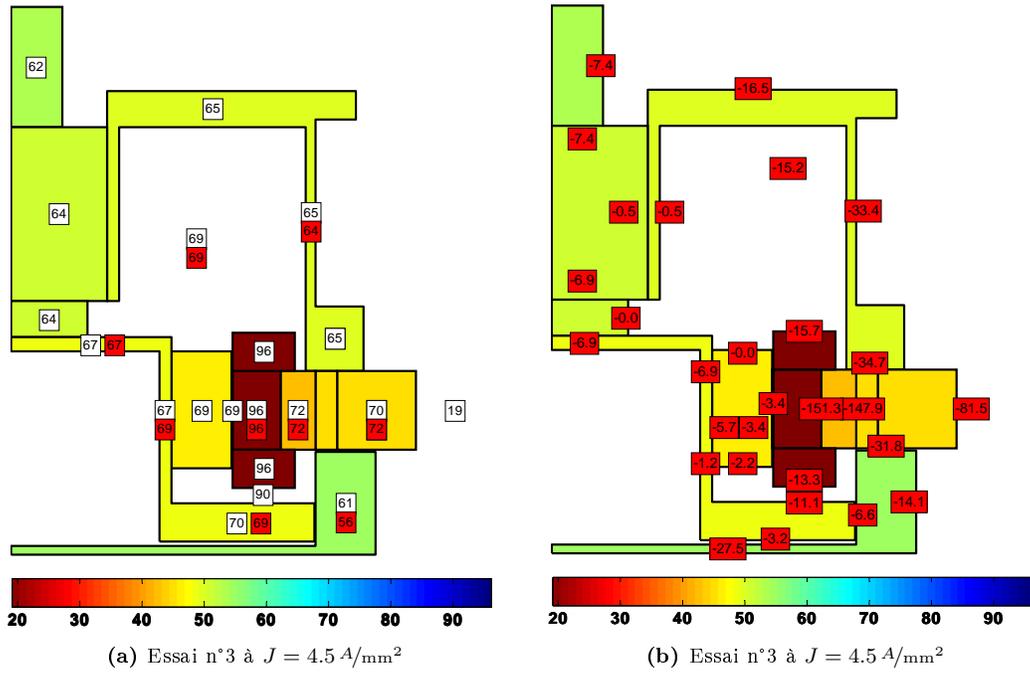
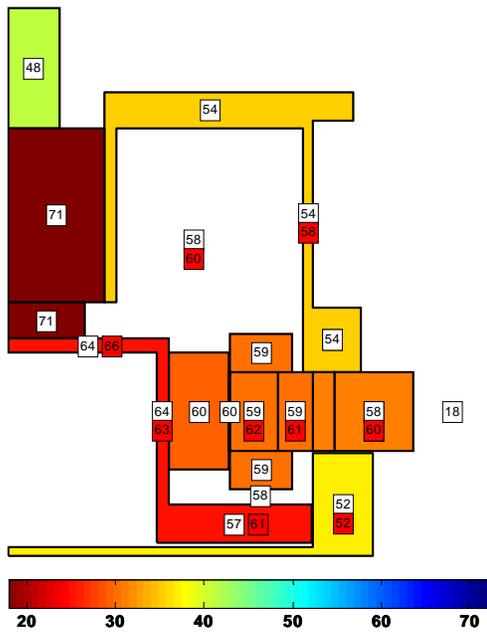


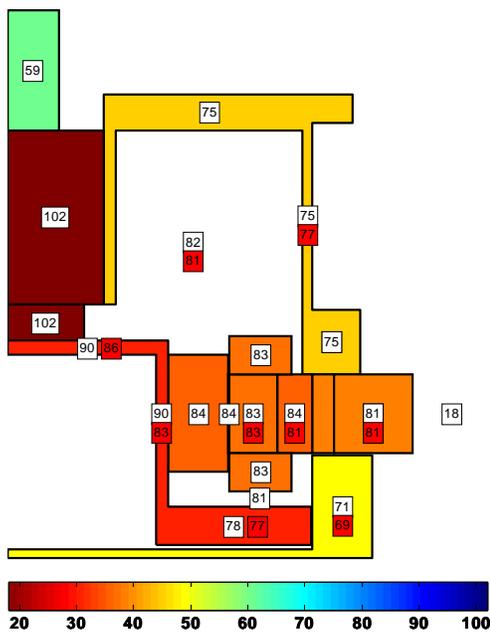
FIGURE 6.5 – Cartographies des températures et des flux des essais à courant continu.



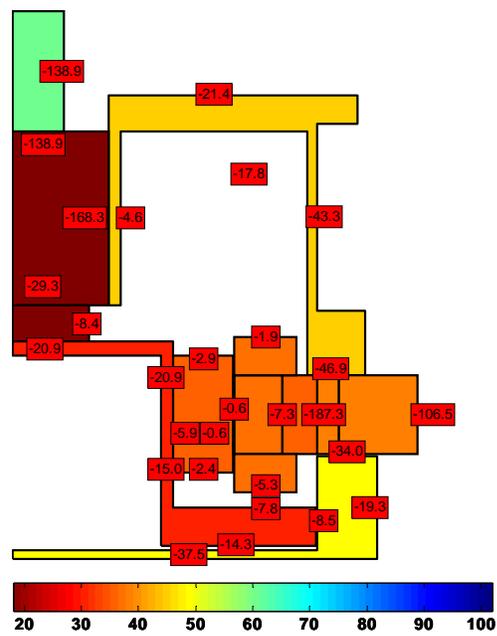
(a) Essai n°6 à $\Omega = 2500$ tr/min.



(b) Essai n°6 à $\Omega = 2500$ tr/min

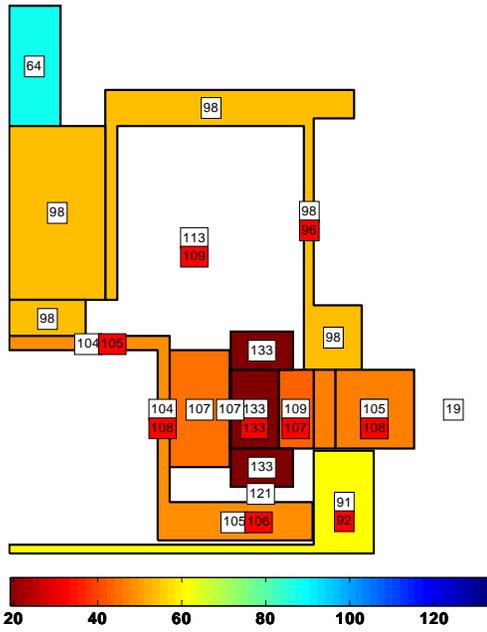


(c) Essai n°9 à $\Omega = 4000$ tr/min

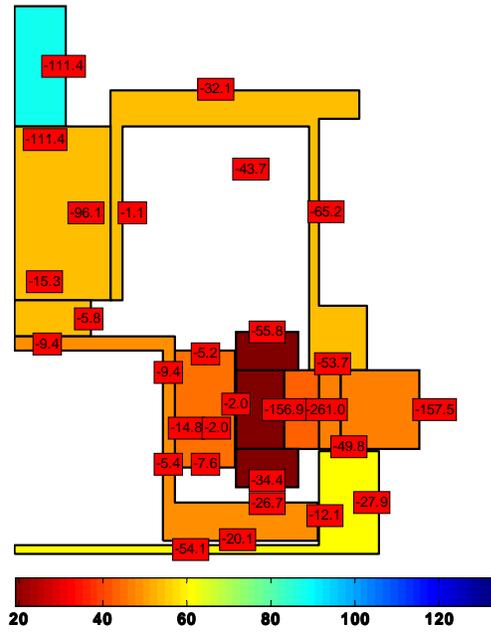


(d) Essai n°9 à $\Omega = 4000$ tr/min

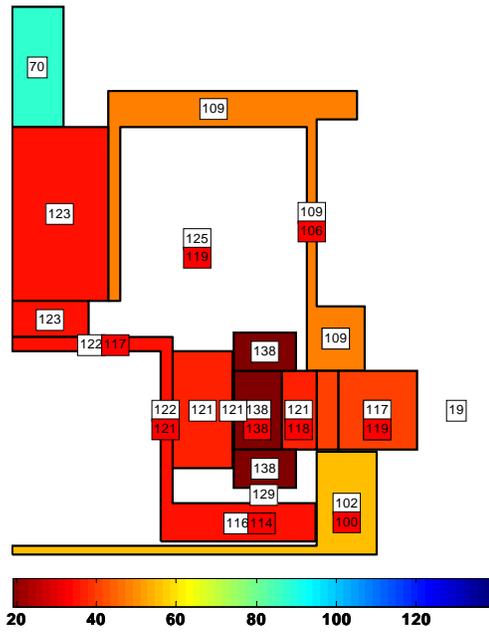
FIGURE 6.6 – Cartographies des températures et des flux des essais à vide.



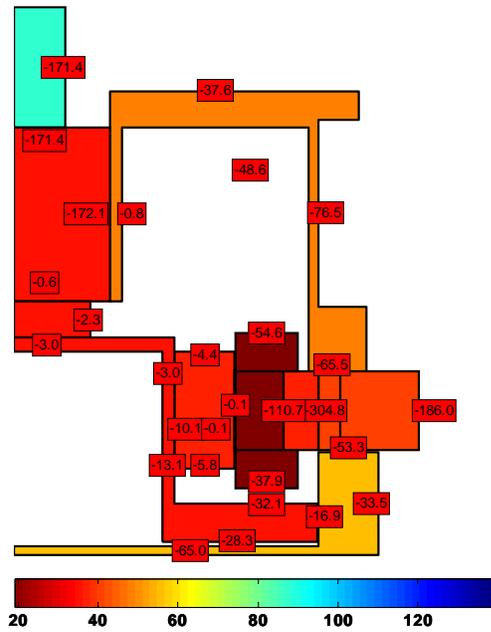
(a) Essai n°8 à $J = 5.0 A/mm^2$ et $\Omega = 2500$ tr/min



(b) Essai n°8 à $J = 5.0 A/mm^2$ et $\Omega = 2500$ tr/min



(c) Essai n°10 à $J = 4.5 A/mm^2$ et $\Omega = 4000$ tr/min



(d) Essai n°10 à $J = 4.5 A/mm^2$ et $\Omega = 4000$ tr/min

FIGURE 6.7 – Cartographies des températures et des flux des essais en charge.

6.3.2 Validation en régime transitoire

Dans ce paragraphe, nous simulons la montée en transitoire des températures. Cette montée est présentée dans la figure 6.8 pour certaines températures de la machine sur un point de fonctionnement en charge (essai n°10 à $J = 4.5 A/mm^2$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$). Nous remarquons une bonne cohérence entre la montée des températures du modèle, et celles expérimentales.

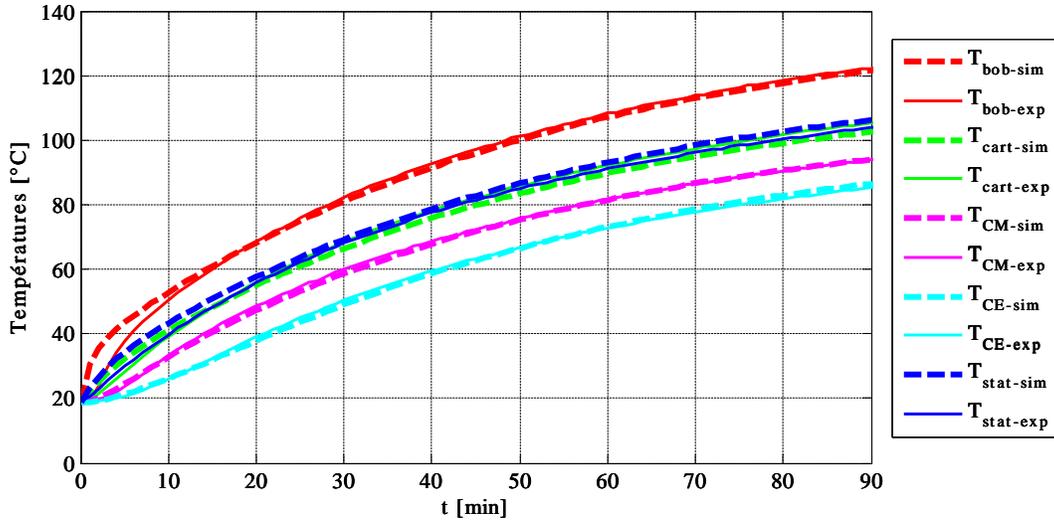
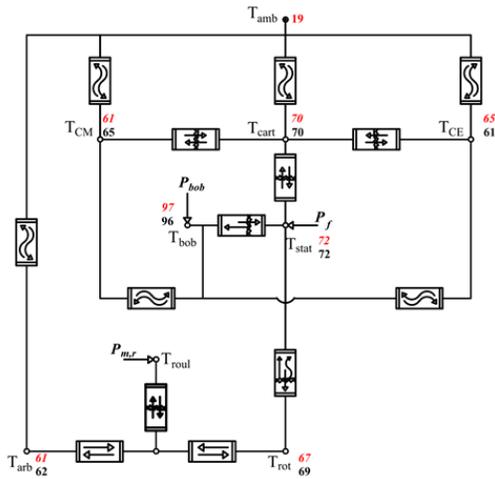


FIGURE 6.8 – Validation du modèle en régime transitoire pour l’essai n°10 en charge à $J = 4.5 A/mm^2$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$.

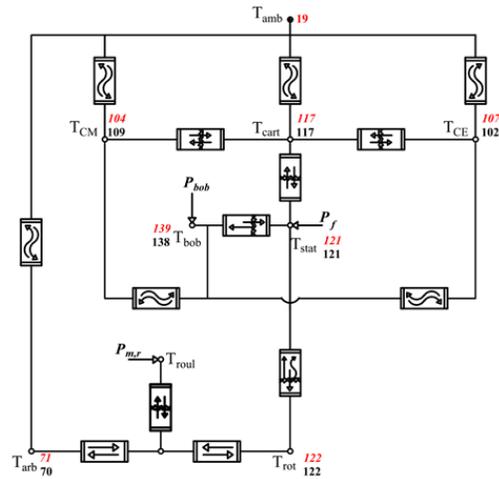
6.4 Validation des modèles thermiques réduits

Dans le chapitre 3, nous avons présenté la réduction du modèle thermique fin de la figure 2.23 à travers deux modèles : le premier pouvait surveiller les différentes températures dans la machine (figure 3.16) alors que le deuxième (figure 3.17) s’intéressait à la température du bobinage. Les résultats obtenus pour ces modèles ont été comparés au modèle de l’ADI (sans que le modèle soit recalé). Des écarts de l’ordre de 5 % à 9 % ont été observés. L’objectif de l’actuelle étude est d’estimer ces écarts pour le modèle recalé.

Les figures 6.9 et 6.10 montrent respectivement la comparaison des modèles réduits (modèle n°1 et modèle n°2) au modèle fin de l’ADI. Cette comparaison est réalisée pour les deux essais (essai n°3 à $J = 4.5 A/mm^2$ et l’essai n°10 à $J = 4.5 A/mm^2$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$). Nous pouvons remarquer, pour les deux modèles, que les températures des deux caches (moteur et embrayage) sont à 5 % de précision par rapport à leurs valeurs dans le modèle fin (Full). Par rapport aux températures des zones sensibles au rotor et au bobinage, la différence maximale est de 2 °C entre la première réduction du modèle et le modèle fin, et de 3 °C entre ce dernier et le second modèle réduit.



(a) Essai n°3 à $J = 4.5 \text{ A/mm}^2$

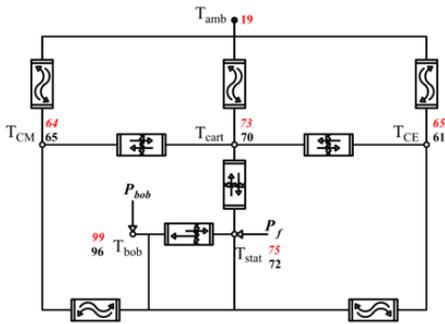


(b) Essai n°10 à $J = 4.5 \text{ A/mm}^2$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$

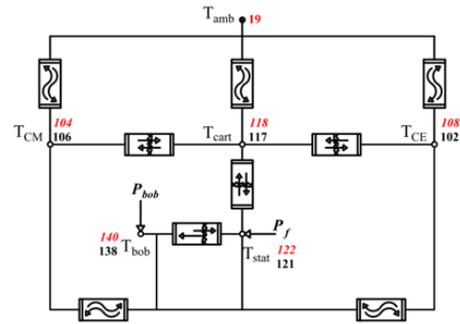
Températures du modèle réduit

Températures du modèle fin

FIGURE 6.9 – Validation du modèle réduit n°1 (Red1) en régime permanent par rapport au modèle fin (Full).



(a) Essai n°3 à $J = 4.5 \text{ A/mm}^2$



(b) Essai n°10 à $J = 4.5 \text{ A/mm}^2$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$

Températures du modèle réduit

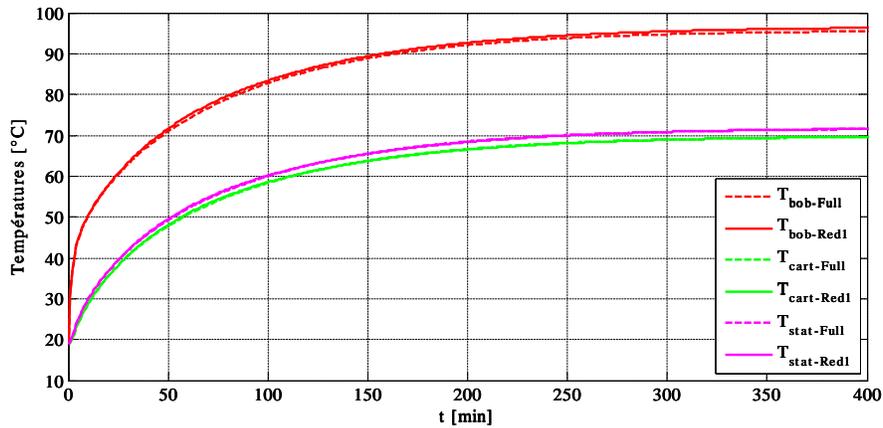
Températures du modèle fin

FIGURE 6.10 – Validation du modèle réduit n°2 (Red2) en régime permanent par rapport au modèle fin (Full).

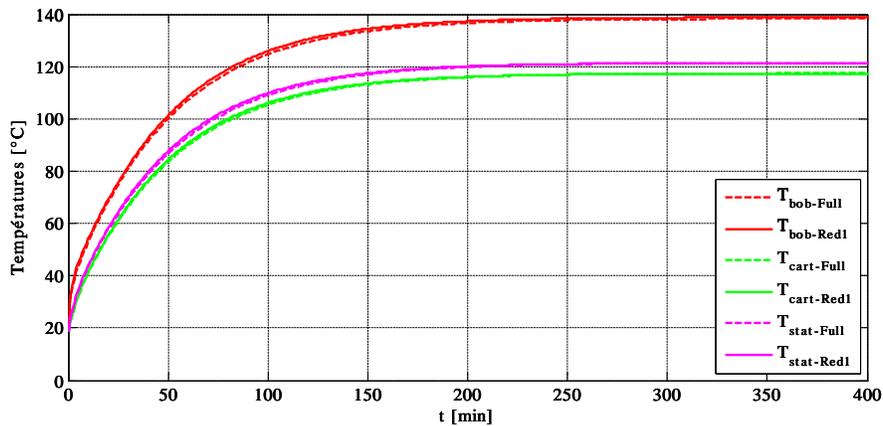
Ces résultats montrent que ces modèles peuvent remplacer le modèle fin, en particulier le premier modèle. Ce dernier, simulant les températures du rotor et du bobinage, peut être utilisé dans la simulation du système mécatronique (section §5.4). Dans un tel système, la machine peut également

fonctionner en régime thermique transitoire. En conséquence, nous comparons les montées des températures du modèle fin et celles des deux modèles réduits. Cette comparaison est illustrée dans les figures 6.11 et 6.12. En effet, les capacités des modèles thermiques réduits sont installées à chaque nœud. Pour des raisons d’affichage et de clarté, nous avons éliminé la présentation de ces capacités dans les modèles.

Les figures 6.11 et 6.12 montrent que les températures des modèles réduits suivent les tendances de celles du modèle fin. Ces résultats sont observés sur les deux modèles réduits et pour les deux essais, sauf pour le modèle n°2 appliqué à l’essai n°3. En effet, les résultats dans ce cas présente un décalage constant tout au long du régime transitoire entre les températures du modèle fin et celles du modèle n°2 (figure 6.12a). Ceci revient à une différence entre ces deux séries de températures lorsque celles-ci sont évaluées en régime permanent (figure 6.10a).

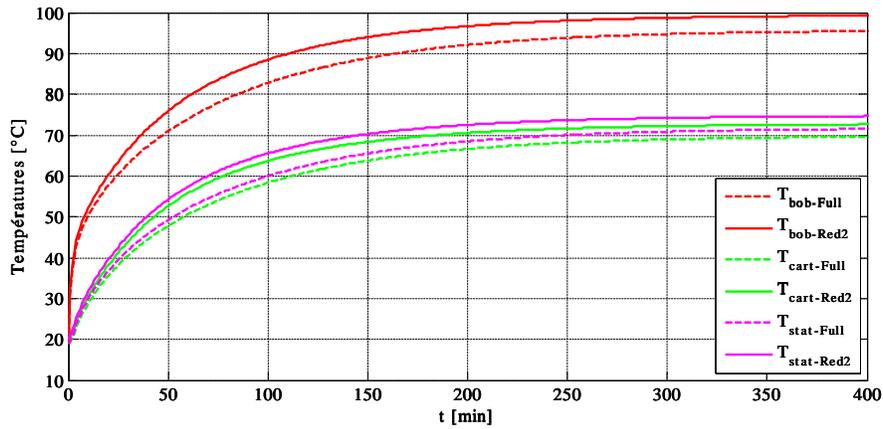


(a) Essai n°3 à $J = 4.5 A/mm^2$

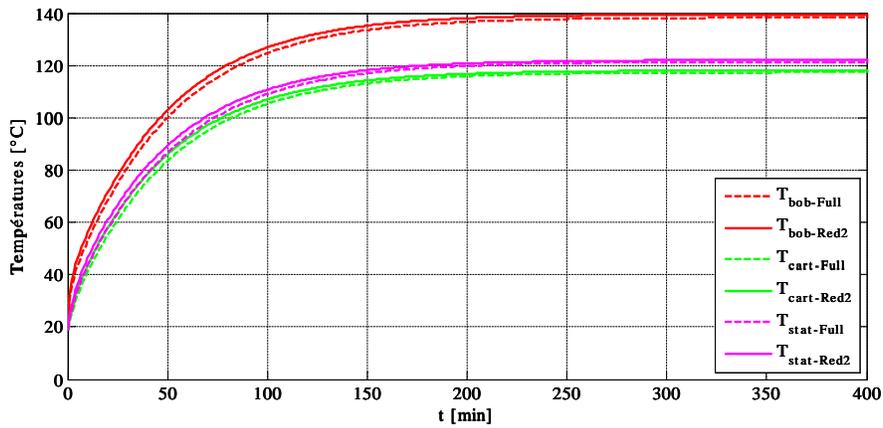


(b) Essai n°10 à $J = 4.5 A/mm^2$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$

FIGURE 6.11 – Validation du modèle réduit n°1 (Red1) en régime transitoire par rapport au modèle fin (Full).



(a) Essai n°3 à $J = 4.5 A/mm^2$



(b) Essai n°10 à $J = 4.5 A/mm^2$ et $\Omega = 4000 \text{ tr/min}$

FIGURE 6.12 – Validation du modèle réduit n°2 (Red2) en régime transitoire par rapport au modèle fin (Full).

6.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les caractéristiques du banc de caractérisation de la machine électrique en étude (l'ADI). Nous avons également présenté l'instrumentation de la machine et du banc par les capteurs pour mesurer les grandeurs mécaniques, thermiques et électriques. Les incertitudes de mesures de ces grandeurs sont de même évaluées.

Ce banc a servi à valider expérimentalement les modèles thermiques (fin et réduits) de l'ADI sur plusieurs points de fonctionnement et pour les deux régimes permanent et transitoire. Cette validation fut le fruit des travaux présentés tout au long de la thèse, partant d'une analyse de sensibilité riche sur le modèle thermique de l'ADI et passant par les méthodes d'identification. Cette validation est réalisée en comparant les résultats de simulation du modèle thermique et les données des températures par les

thermocouples.

Finalement, la démarche de réduction proposée dans le [chapitre 3](#) a prouvé son efficacité dans la simplification du modèle thermique fin de l'ADI et de la détermination des températures de la machine.

Bibliographie

- [BOGLIETTI 06a] A. BOGLIETTI, A. CAVAGNINO, M. PARVIS & A. VALLAN. *Evaluation of radiation thermal resistances in industrial motors*. Industry Applications, IEEE Transactions on, vol. 42, no. 3, pages 688–693, May 2006.
- [BOGLIETTI 06b] A. BOGLIETTI & A. VALLAN. *Measurement of Housing Thermal Resistances in Industrial Motors*. In Instrumentation and Measurement Technology Conference, 2006. IMTC 2006. Proceedings of the IEEE, pages 1321–1325, April 2006.
- [BOGLIETTI 15] A. BOGLIETTI, E. CARPANETO, S. VASCETTO, M. COSSALE & D. STATON. *Equivalent Thermal Conductivity Determination of Winding Insulation System by Fast Experimental Approach*. In Electric Machines and Drives Conference, 2015. IEMDC'15. IEEE International, 2015.
- [KYLANDER 95] G. KYLANDER. *Thermal modelling of small cage induction motors*. Rapport technique, Chalmers University of Technology, 1995.
- [PRIEL 99] M. PRIEL. *Incertitudes de mesure et tolérances*. Techniques de l'ingénieur Capteurs et méthodes de mesure, vol. base documentaire : TIB419DUO., no. ref. article : r285, 1999. fre.
- [RENARD 03] B. RENARD. *Etude expérimentale et modélisation du comportement thermique d'une machine électrique multifonctions. Application à un alterno-démarrreur intégré*. PhD thesis, Université de Poitier, 2003.

Conclusion générale et perspectives

Les travaux présentés dans ce mémoire ont eu pour objectif principal de considérer la contribution de la thermique d'une machine électrique dans un environnement mécatronique. Après avoir synthétisé les problématiques liées à la thermique du point de vue échange de chaleur, nous avons présenté les approches de modélisation des sources de chaleur (pertes). Cette première étude a mis en avant la complexité des phénomènes thermiques tels que la conduction à travers les contacts ou les matériaux hétérogènes ainsi que la détermination des coefficients d'échange convectif. De plus, la modélisation des sources de chaleur (pertes) générées à l'intérieur de la machine ont montré que les incertitudes sur l'évaluation de ces pertes peuvent être significatives. Les méthodes de modélisation thermique des machines électriques ont été également abordées afin de pouvoir sélectionner la méthode la plus adaptée à notre étude.

Dans une deuxième étude, le choix de la méthode par circuit nodal était basé sur les avantages que cette méthode présente tels un faible temps de calcul et une bonne capacité d'intégration dans un environnement système. Cette méthode a été ensuite appliquée sur une machine classique isolée de son contexte; le modèle thermique établi a été validé sur trois points de fonctionnement, pour des régimes permanent et transitoire. La démarche globale et synthétique présentée pour cette première modélisation a été reproduite sur une machine plus complexe du point de vue thermique, et a été intégrée dans un environnement mécatronique – cas de l'alternateur-démarrreur intégré (*ADI*). Le modèle a été construit pour cette machine en estimant les paramètres de conduction et de convection en se basant sur la littérature. Ce modèle a pu estimer les températures à l'intérieur de la machine avec des écarts évalués, par rapport à l'expérimental, à $\sim 30\%$ (au rotor et au bobinage) et à $\sim 50\%$ pour d'autres zones de la machine.

Ensuite, afin de pouvoir identifier les phénomènes responsables de ces écarts, nous avons réalisé des études de sensibilité. Ces dernières ont été basées sur plusieurs approches, locales et globales. Ces études ont permis tout d'abord de classer les phénomènes thermiques clés selon leur niveau d'importance; citons par ordre d'importance : convection externe > contact > convection interne. De plus, l'étude globale a permis de déduire que les interactions entre les paramètres clés peuvent être considérées comme négligeables. Cette étude a permis également d'évaluer l'écart-type à 10% de la valeur des températures dans le bobinage et dans le rotor en faisant varier les paramètres clés dans des bornes bien précises. Cette démarche d'analyse de sensibilité a permis d'aboutir à une réduction du modèle thermique fin de l'ADI; deux modèles réduits ont été donc déduits. Ces derniers ont été ensuite validés et des niveaux d'écart négligeables entre le modèle fin et ces deux modèles ont été observés.

Afin de recalibrer le modèle thermique, deux méthodologies d'identification ont été développées. En effet, la sélection des paramètres clés (dans les études de sensibilité) a permis de réduire les dimensions des problèmes d'identification. La première méthodologie s'est concentrée sur l'identification des coefficients d'échange convectif externe. Une étude dans ce cas a permis de montrer que ces coefficients sont estimés avec une erreur de 40 % par rapport à leurs valeurs calculées analytiquement. Ensuite, la première méthodologie a permis d'éliminer cette erreur et d'avoir un premier recalibrage du modèle thermique. Dans ce cas, les écarts des températures au bobinage et au rotor sont passés de 30 % à 3 %. Cependant les écarts des autres températures de la machine, en particulier dans les cavités, sont restés élevés (15 → 24 %). Pour une amélioration globale de l'estimation de ces températures, une deuxième méthodologie d'identification basée sur l'association de surfaces de réponse à des algorithmes d'optimisation a été proposée et appliquée sur les paramètres internes de la machine. Cette méthodologie a permis de réduire les écarts des températures au niveau du bobinage et du rotor à moins de 0.6 % et dans les cavités à moins de 4 %.

Puis, l'intégration du modèle thermique recalibré dans un environnement mécatronique a été réalisée. Cette intégration a été basée sur l'approche système où le modèle thermique, le modèle électrique, le convertisseur, et les lois de commande d'une machine électrique ont été développés sous le logiciel AMESim. Cette approche a permis d'évaluer les cartographies de performance de la machine dans l'espace couple-vitesse en régime permanent et en régime transitoire. L'influence de la thermique sur le rendement du système a été ensuite évaluée. Cette étude a permis de développer un outil pour la modélisation système en intégrant la machine électrique et ses différents modèles. Cet outil permettra au CETIM d'améliorer leurs modèles de systèmes en développant la partie liée à la machine électrique.

Finalement, en terme de conception d'une machine intégrée dans un ensemble mécatronique, les travaux ont permis de montrer la difficulté d'obtenir un modèle précis en se basant sur la littérature, pourtant très riche. L'analyse de sensibilité a permis néanmoins de valider la connaissance de "l'homme de l'art" sur les points sensibles de conception des machines électriques. Cette analyse a également permis de classer par ordre d'importance les points clés de la conception thermique des machines électriques.

Différentes démarches systématiques ont été proposées afin d'améliorer les performances des modèles lorsque le recours à un prototype était possible. Ces méthodes ont permis de valider les performances des approches à constantes localisées en autorisant une très bonne précision des modèles dans leur application aux échanges tant internes qu'externes. Dans ce cadre, une méthodologie a été proposée et validée en vue de la réduction des schémas équivalents en fonction des grandeurs à observer. Cette approche nous semble particulièrement pertinente dans des cas d'application à la surveillance thermique des machines électriques intégrées dans un système complexe.

Perspectives

Une des perspectives, déjà amorcée au sein du LEC en collaboration avec l'IFP-EN, est de réaliser des études numériques en utilisant les méthodes de types CFD pour modéliser les échanges convectifs dans les zones fluides de la machine, notamment les cavités et l'entrefer. En effet, dans les modèles analytiques, nous considérons un coefficient d'échange convectif moyen au niveau des cavités. Cependant, dans la réalité, ce coefficient varie localement d'une manière importante. L'objectif de ces études

est également d'avoir une meilleure compréhension de ces phénomènes d'une manière générale, par la considération d'un système complexe (cas de l'alternateur-démarrateur intégré).

Les modèles thermiques réduits proposés ont montré également qu'ils peuvent se substituer aux modèles fins. Cette étape est importante puisqu'elle permet de réduire le temps de calcul des températures de la machine. Ceci peut contribuer au diagnostic des défauts des machines électriques par la surveillance en temps réel de ces températures. En effet, tout défaut pourra avoir des impacts directs sur les températures. Ces dernières peuvent être, par conséquent, des indicateurs de surveillance intéressants et efficaces dans le cas de la détection de défauts et/ou vieillissement des organes sensibles de la machine (isolants, roulements,...).

Annexe A

Relevés expérimentaux sur l'alternateur-démarrreur intégré

Dans cette annexe, nous présentons l'instrumentation de l'alternateur-démarrreur intégré afin de comprendre le comportement thermique de la machine. Ceci est réalisé en localisant les différents thermocouples au niveau de la machine et l'intérêt de leur présence. Cette annexe présente également les tableaux des pertes produites à l'intérieur de l'ADI sur dix points de fonctionnement.

Emplacement des thermocouples

Tout d'abord, la machine a été instrumentée à l'assemblage par certains thermocouples dans les encoches, les têtes de bobines, les dents et la culasse. Ensuite, suite aux observations du comportement thermique de la machine, d'autres thermocouples sont insérés dans les différentes zones de la machine. Ces thermocouples concernent principalement les zones solides telles que les caches et le carter, ainsi que les zones fluides dans les cavités. Par rapport aux parties rotatives de la machine, leurs températures en régime transitoire sont disponibles durant les essais en statique (sauf au rotor). Pour les essais en charge, les thermocouples sont insérés directement après l'arrêt de la machine, les températures sont ainsi disponibles en régime permanent. Le tableau [A.1](#) référence l'emplacement de l'ensemble des thermocouples alors que le figure [A.1](#) le définit sur la machine. Certaines zones de la machine ont été instrumentées par plusieurs thermocouples afin de tester l'homogénéité des températures ou bien la cohérence de la réponse des thermocouples. C'est principalement le cas des surfaces externes, sur le carter à ailettes ou les différentes parties des caches des deux côtés de la machine. Les deux cavités air interne 1 et air interne 2 ont été également instrumentées par plusieurs thermocouples. Finalement, les résultats de calcul des incertitudes de mesure de la température ont montré que celle-ci est mesurée et affichée avec une incertitude de ± 1.5 °C.

Tableau A.1 – Localisation des thermocouples dans la machine.

n°	Désignation	Position axiale	Position radiale
† ₁	Air interne 1 (1)	A 2cm de la surface axiale	Milieu de la cavité
† ₂	Encoche stator (cuivre)	Plan médian	Hauteur de l'encoche
† ₃	Chignons-côté moteur	Hauteur du chignon	Épaisseur du chignon
† ₄	Chignons-côté moteur	Hauteur du chignon	Épaisseur du chignon
† ₅	Air ambiant	A côté de la machine	/
† ₆	Dents	Plan médian	Hauteur des dents
† ₇	Chignons-côté embrayage	Hauteur du chignon	Épaisseur du chignon
† ₈	Air cavité cloche volant	Milieu de la cloche	Milieu de la cloche
† ₉	Air interne 1 (2)	A 3 cm des chignons côté moteur	A 1 cm de la surface radiale
† ₁₀	Culasse, côté embrayage	Hauteur de la culasse	Épaisseur de la culasse
† ₁₁	Ailettes haut	Milieu de l'ailette	Rayon haut des ailettes
† ₁₂	Ailettes creux	Milieu des ailettes	Rayon du carter
† ₁₃	Arbre percé	A 4 cm du bout d'arbre	A 1 cm de la surface d'arbre
† ₁₄	Volant couronne	Plan médian	Rayon extérieur du volant
† ₁₅	Volant cloche milieu	Au milieu de la cloche	Rayon de la cloche
† ₁₆	Surface de contact volant - arbre	Surface du volant	Surface du volant
† ₁₇	Cache moteur (1)	Milieu du cache moteur	Rayon du cache moteur
† ₁₈	Cache embrayage	Cache embrayage	Rayon extérieur du cache embrayage
† ₁₉	Cache moteur (2)	Surface axiale du cache moteur	Demi-rayon du cache moteur
† ₂₀	Air interne 1 (3)	Milieu de l'air interne 1	A 2.5 cm du cache moteur
† ₂₁	Air cavité 1 proche chignons	A 2 cm des chignons gauches	Rayon moyen des chignons
† ₂₂	Ailettes bas	Milieu des ailettes	Rayon bas de l'ailette
† ₂₃	Surface de référence	Proche cache moteur	/
† ₂₄	Air entre chignons et cache embrayage	A mi-largeur axial des chignons	Rayon extérieur des chignons (Ortho : nord)
† ₂₅	Air interne 2 (1)	Air entre chignons (côté embrayage) et volant	Rayon moyen des chignons (Ortho : nord)
† ₂₆	Air interne 2 (2)	Air entre chignons (côté embrayage) et volant	Rayon moyen des chignons (Ortho : sud-est, vu par les chignons)

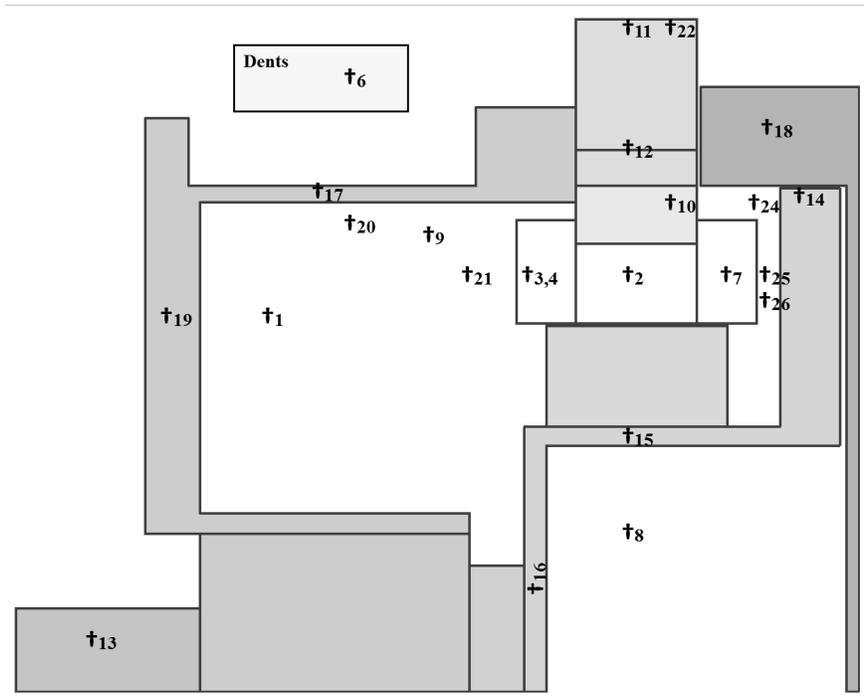


FIGURE A.1 – Emplacement des thermocouples dans l’alternateur-démarreur intégré.

Tableau des pertes sur les points de fonctionnement

Dix essais différents sont déroulés sur l’ADI :

1. Cinq essais en statique à courant continu où une densité de courant J en A/mm^2 est injectée dans les enroulements de la machine montés en série,
2. Trois essais où l’ADI est entraînée par la machine du banc d’essai et une charge active permet de régler la densité de courant dans les enroulements,
3. Deux essais où l’ADI est entraînée à vide,

Il est à noter que les pertes par effet Joule sont mesurées pour les essais à courant continu pour le fonctionnement de la machine en régime permanent. Pour les essais en rotation, ces pertes sont déduites des simulations du modèle thermique recalé aux températures expérimentales. Le tableau A.2 récapitule les dix essais en présentant la densité de courant J , la vitesse de rotation Ω et les pertes dans la machine (respectivement les pertes Joule P_j , mécanique $P_{m,r}$, fer P_f , ainsi que les pertes totales P_t).

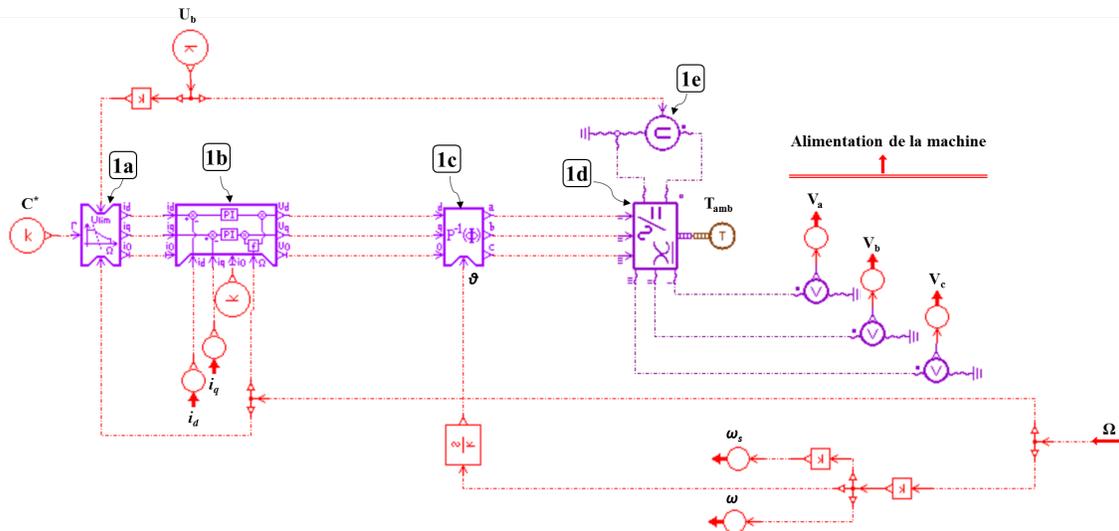
Tableau A.2 – Récapitulatif des essais.

n°	$J(A/mm^2)$	$\Omega (tr/min)$	P_j	$P_{m,r}$	P_f	P_t
Essai à courant continu						
1	3.00	0	68	0	0	68
2	3.75	0	113	0	0	113
3	4.50	0	180	0	0	180
4	5.00	0	235	0	0	235
5	5.50	0	303	0	0	303
Essai à $\Omega = 2500 tr/min$ (à vide et en charge)						
6	0	2500	0.0	95	106	201
7	4.50	2500	190	95	106	391
8	5.00	2500	247	95	106	448
Essai à $\Omega = 4000 tr/min$ (à vide et en charge)						
9	0	4000	0.0	173	194	367
10	4.50	4000	203	173	194	570

Annexe B

Exploitation des composants AMESim

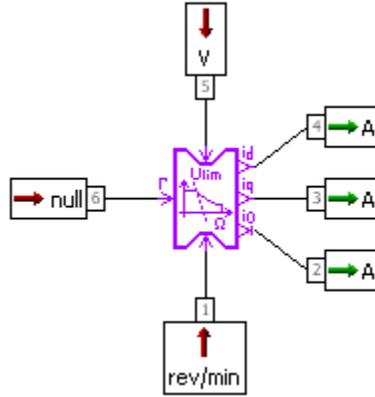
Commande de la machine électrique sous AMESim : Un ensemble de bibliothèques, avec des composants prédéfinis selon les différents phénomènes physiques, est intégré dans AMESim. Cet ensemble permet la création d'un modèle de simulation des différents systèmes. Dans cet appendice, nous nous intéressons particulièrement à deux bibliothèques pour reproduire les équations électriques d'une machine synchrone à aimants permanents. Pour réaliser cette commande, les bibliothèques utilisées sont : la bibliothèque signal et contrôle et la bibliothèque moteurs électriques et pilotages. La première contient les composants de base pour effectuer les opérations mathématiques, la lecture et la génération des tables, les composants logiques, et autres fonctionnalités; la deuxième intègre de différentes topologies de machines électriques et leurs éléments de commande (Park direct, loi de commande, intégrateur PI,...). Pour positionner les composants utilisés, nous représentons également dans cet appendice, le modèle de la commande de la figure 5.5. Ces composants étant détaillés ci-dessous.



Loi de commande AMESim [1a] : Nous adoptons la loi de commande en couple intégrée dans l'environnement AMESim. Cette loi permet de générer les courants direct et quadrature de référence

i_d^{ref} et i_q^{ref} respectivement (ports **4** et **3** du modèle d'AMESim intitulé EMDSMPETC01 ci-dessous). Ceci est réalisé en imposant en entrée un couple de consigne (port **6**), une vitesse de rotation (port **1**) et la tension efficace maximale par phase (port **5**). La loi appliquée à une machine synchrone à aimants permanents divise son espace de fonctionnement en six régions. Les paramètres de réglage du composant de la commande en couple dans AMESim fixe les frontières entre les différentes régions. Cinq paramètres définissent alors des valeurs limites ou des contraintes imposées sur la commande (figure **B.1**) :

1. U_{lim} est la tension efficace par phase imposée par la tension d'alimentation de l'onduleur,
2. I_{lim} est le courant efficace admissible pour l'échauffement de la machine,
3. ω_b est la vitesse de base de la machine; la vitesse maximale à laquelle le couple nominal est obtenu,
4. ω_p est la vitesse au point où la puissance électrique n'est plus maximale,
5. ω_{lim2} est la vitesse maximale limite que peut atteindre de la machine.



Ci-dessous, nous définissons les régions de fonctionnement de la machine :

Région 1 :

Le couple maximal de sortie de la machine est déterminé par sa limite d'échauffement, voire la température maximale admissible pour la tenue thermique des isolants des conducteurs. Cette limite est définie par le courant efficace I_{lim} . Dans cette région, le courant statorique est plus petit que I_{lim} et la vitesse de la machine ne dépasse pas sa vitesse de base ω_b .

Région 2 :

Le courant statorique est plus petit que I_{lim} mais la vitesse de la machine dépasse ω_b , la machine opère à une tension maximale U_{lim} .

Région 3 :

Le courant statorique est égal à I_{lim} et la tension statorique est égale à U_{lim} . Les points de fonctionnement sur la frontière des deux régions (2) et (3) déterminent l'isopuissance de la machine. Dans la région 3, la commande en couple n'est pas respectée, ce qui fait que le couple de consigne n'est pas fourni par la machine.

Région 4 :

La commande en couple demande un courant plus élevé que I_{lim} , par conséquent, la machine délivre le couple maximal de sortie et la commande n'est pas respectée.

Région 5 :

La tension statorique est égale à U_{lim} mais le courant statorique est plus petit que I_{lim} , la machine ne fonctionne plus à puissance maximale et la commande ne sera pas respectée.

Région 6 :

La vitesse de la machine dépasse la vitesse limite ω_{lim2} . Le courant statorique est égal à I_{lim} et la tension statorique peut dépasser U_{lim} , le couple est égal à zéro.

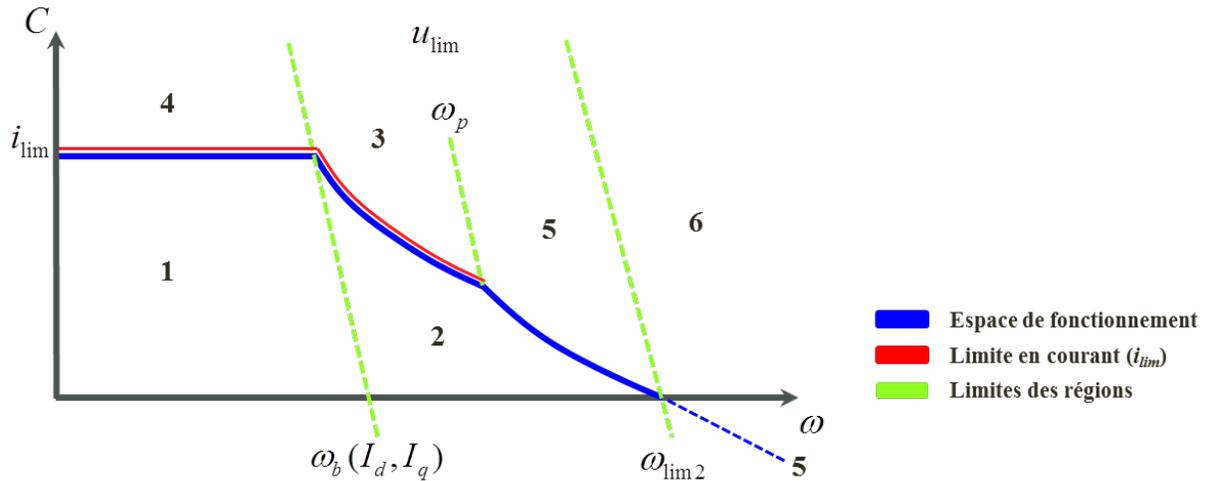
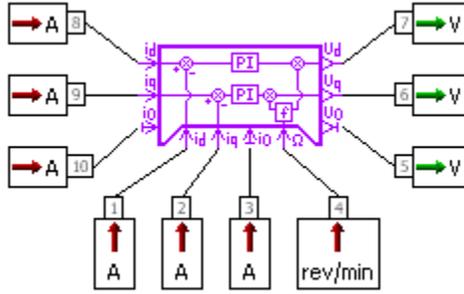


FIGURE B.1 – Régions de fonctionnement de la machine.

Finalement, le calcul des paramètres électromécaniques adapté à chaque région ainsi que les différents composants de la commande en couple sont détaillés dans l'aide d'AMESim.

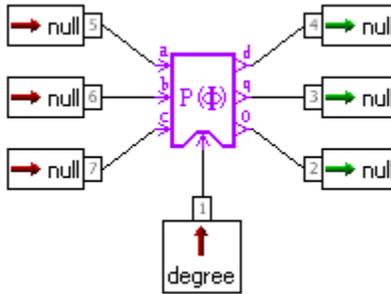
Régulateur de courant [1b] : La commande des bras de pont de l'onduleur est réalisée à travers les consignes de tension issues de la régulation des courants directe et quadrature i_d et i_q (ports **1** et **2** du modèle EMDSMPECC01 ci-dessous) par rapport à leurs valeurs de référence i_d^{ref} et i_q^{ref} (ports **8** et **9**). Les régulateurs de courants utilisés sont de type proportionnel-intégral (PI) avec compensation des forces électromotrices induites. Les consignes de tensions dans le repère $d - q$ constituent la sortie du modèle aux ports **6** et **7**, respectivement.



Transformée de Park : La transformée de Park ou la transformée dq0 permet de trouver les composantes directe et quadrature à partir d'un système triphasé, ou bien le passage du référentiel statorique ($a - b - c$) au référentiel rotorique ($d - q$). L'écriture matricielle de ce passage peut être présentée sous la forme suivante :

$$\begin{bmatrix} X_d \\ X_q \\ X_0 \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) \\ -\sin(\theta) & -\sin(\theta - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_a \\ X_b \\ X_c \end{bmatrix}$$

avec θ l'angle d'avance de l'axe d sur l'axe de la phase A et X_0 la composante homoplaire. X peut être le courant, la tension ou toutes grandeurs électriques liées à la machine. Cette transformée permet la conservation des valeurs des puissances mais pas les amplitudes des courants et des tensions.

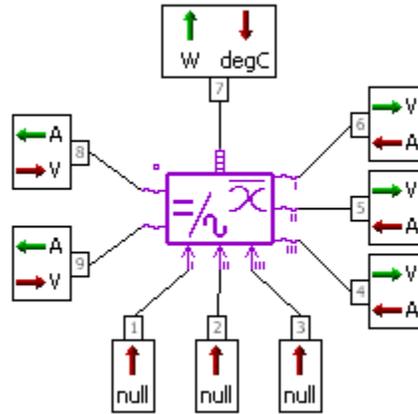


De même, la transformée de Park inverse [1c] est utilisée dans notre modèle et permet le passage inverse ($d - q$) \rightarrow ($a - b - c$) en utilisant la matrice suivante :

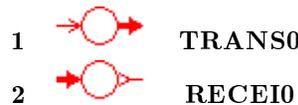
$$\begin{bmatrix} X_a \\ X_b \\ X_c \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) & \frac{1}{\sqrt{2}} \\ \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \frac{1}{\sqrt{2}} \\ \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) & \frac{1}{\sqrt{2}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_d \\ X_q \\ X_0 \end{bmatrix}$$

Onduleur de tension [1d] : La machine est alimentée par un onduleur de tension triphasé (modèle d'AMESim intitulé ESCAVINV01) associé à une batterie fournissant une tension constante U_b [1e] (ports 8 et 9). C'est un modèle d'un onduleur fonctionnant dans un mode continu de conduction.

Ses pertes ne sont pas prises en compte dans cette étude et une température ambiante constante est appliquée au port **7** du modèle ci-dessous. La transformée de Park inverse **[1c]** permet de générer les consignes des tensions dans le référentiel $(a - b - c)$ (ports **1**, **2** et **3**). Enfin, les tensions d'alimentation de la machine constituent la sortie de l'onduleur sur les ports **4**, **5** et **6**.



Émetteur et récepteur : Pour une meilleure organisation des modèles, nous utilisons deux composants de la bibliothèque signal et contrôle, l'émetteur **1** et le récepteur **2**. Ce dernier reçoit la variable transmise par l'émetteur vers un ou plusieurs sous-modèles AMESim sans une connexion filaire apparente.



Modèle thermique de la machine électrique : Nous utilisons deux bibliothèques d'AMESim pour la création du modèle thermique de l'alternateur intégré : la bibliothèque thermique et la bibliothèque thermique pneumatique.

Bibliothèque thermique : Les composants de cette bibliothèque modélisent le transfert de chaleur dans les parties solides de la machine. Les entrées et les sorties des composants (**1**→**5**) sont respectivement les flux de chaleur (en W) et les températures (en $^{\circ}C$). Les échanges par conduction ou par convection pilotée (composants **3** et **4**) se réalisent en imposant en entrée du composant une conductance surfacique d'échange équivalente. Celle-ci permet le calcul de la résistance thermique correspondante. Les composants **6** et **7** constituent des sources de chaleur et de températures constantes. Le composant **8** est un capteur qui transforme la température (en $^{\circ}C$) d'un solide en un signal sans unité; le composant **9** transforme un signal en un flux de chaleur. Ce composant permet l'intégration des sources de chaleur non-linéaires telles que les pertes par effet Joule. Enfin, le composant **10** définit les propriétés thermophysiques des matériaux selon le type de solide. En effet, une base de données tabulées pour une variété de matériaux fréquemment utilisés est intégrée dans AMESim. Pour le calcul

des capacités et des résistances, cette base de données permet l'extraction de la conductivité thermique d'un matériaux, sa chaleur massique et sa masse volumique.

- | | | |
|----|--|---|
| 1 |  | THC000 - Capacité thermique. |
| 2 |  | THCDC0 - Échange par conduction (ou de contact) |
| 3 |  | THCD3 - Échange par conduction pilotée |
| 4 |  | THCV07 - Échange convectif piloté |
| 5 |  | THR00 - Échange radiatif général |
| 6 |  | THHS0 - Source de chaleur constante |
| 7 |  | THTS1 - Source de température constante |
| 8 |  | THTS0 - Capteur de température |
| 9 |  | THHC0 - Conversion d'un signal à une source de chaleur |
| 10 |  | TH_XX - Propriétés thermophysiques des matériaux |

Bibliothèque thermique pneumatique : Le composant **1** du tableau ci-dessous de cette bibliothèque est utilisé dans le circuit thermique pour modéliser l'échange convectif entre les parties solides et un fluide. Les entrées et les sorties de ce composant **1** sont respectivement les flux de chaleur et les températures alors que ses variables internes sont les nombres sans dimensions et le coefficients d'échange convectif. Il existe plusieurs sous-modèles dans ce composant. Ceux-ci varient en fonction du type de convection (naturelle et forcée) et de son environnement (convection interne ou externe). Chaque sous-modèle est paramétré en terme d'équation équivalente du nombre de Nusselt afin de déduire le coefficient d'échange convectif correspondant. Le composant **2** fournit les propriétés thermophysiques d'un fluide ou d'un gaz.

- | | | |
|---|---|---|
| 1 |  | TPCV_XX - Échange convectif entre un solide et un fluide |
| 2 |  | TPGD1 - Propriétés thermophysiques d'un gaz. |

Le modèle thermique dans AMESim intègre également un super-composant personnalisé qui modélise les échanges convectifs dans les cavités. Ce composant, illustré ci-dessous, prend en entrée deux températures de part et d'autre de la résistance modélisant l'échange convectif ainsi que la vitesse de rotation de la partie solide. La sortie est le coefficient de convection, calculé en se basant sur des tableaux créés à travers Matlab et importés dans AMESim. Nous choisissons cette approche à cause

d'une complexité de calcul et de modélisation de ces types d'échange. Cette même approche tabulée est ensuite utilisée pour le calcul des résistances de conduction dans les matériaux hétérogènes et la convection dans l'entrefer. Une deuxième solution à prévoir comme perspective de cette thèse est d'intégrer ces calculs dans des nouveaux composants AMESim.

