UNIVERSITÉ DE LORRAINE | BIBLIOTHÈQUES UNIVERSITAIRES

AVERTISSEMENT
DROIT D'AUTEUR

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document. Toute contrefaçon, plagiat ou reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact bibliothèque : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr
(Cette adresse ne permet pas de contacter les auteurs)

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4
Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

UNIVERSITÉ DE LORRAINE
34 COURS LÉOPOLD — CS 25233
54052 NANCY CEDEX
TÉL : 03 54 50 54 00
CONTACT@UNIV-LORRAINE.FR
WWW.UNIV-LORRAINE.FR

UNIVERSITÉ DE LORRAINE

École doctorale IAEM Lorraine

Étude électromagnétique et thermique de machines électriques rapides. Proposition d'une solution innovante de refroidissement à l'eau

THÈSE

présentée et soutenue publiquement le 5 décembre 2025

pour l'obtention du

Doctorat de l'Université de Lorraine

(Mention : Génie électrique)

par

Thomas Marcand

Composition du jury

Président :	M. Denis Netter, Professeur des Universités, Université de Lorraine
Rapporteurs :	M. Sami Hlioui, Professeur des Universités, Cergy Paris Université M. Abdelmounaïm Tounzi, Professeur des Universités, Université de Lille
Examinateur :	Mme. Aurélie Fasquelle, Ingénieure de Recherche, Framatome
Invité :	M. Christophe Espanet, Directeur scientifique, Moving Magnet Technologies
Encadrants :	M. Smaïl Mezani, Maître de Conférences-HDR, Université de Lorraine M. Charles-Henri Bonnard, Maître de Conférences, Université de Lorraine

Laboratoire GREEN : Groupe de Recherche en Énergie Électrique de Nancy EA n°4366

Remerciements

Comme a pu me dire mon directeur de thèse Charles-Henri Bonnard, la thèse s'apparente à un long tunnel où une fois plongé véritablement à l'intérieur, on ne distingue plus l'entrée et la lueur de la sortie semble bien mince. Cette métaphore se prête particulièrement bien à l'aventure qu'est la thèse. C'est pourquoi, en guise d'ouverture pour ce mémoire, je tiens à adresser quelques remerciements aux nombreuses personnes autour de moi qui m'ont permis de mener à bien cette aventure.

En premier lieu, je remercie sincèrement mes directeurs de thèse, Smaïl Mezani et Charles-Henri Bonnard pour leur accompagnement tout au long de la thèse. Je les remercie pour la confiance qu'ils m'ont accordée, leur soutien dans les moments de doutes que l'on rencontre inéluctablement durant une thèse, leurs enseignements et les nombreux temps d'échanges qu'ils m'ont offert. Ces années de thèse ont été pour moi extrêmement riches scientifiquement et humainement. Maintenant que je suis à mon tour professeur, je n'oublie pas certaines phrases telles que : « l'homme sage connaît ses limites » que je dis moi-même à mes étudiants. Je n'oublierai pas non plus avoir appris la plomberie durant ma thèse, bien que pour cette discipline, il me reste encore de gros progrès à réaliser. Je tenais à vous dire que cela a été un réel plaisir de travailler avec vous sur ce sujet de thèse.

Je tiens à remercier l'ensemble des membres du jury, pour avoir accepté de lire et d'évaluer mon travail. Je les remerciements également pour les échanges particulièrement intéressants que nous avons pu avoir lors de ma soutenance. Plus particulièrement, je remercie Pr. Denis Netter de m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ma soutenance. Je n'oublie pas les conseils que tu as pu me donner pour me préparer à mes entretiens d'embauches. En plus de l'aide que tu m'as apporté, le fait d'avoir accepté de présider ma soutenance m'a particulièrement touché. Je remercie Pr. Sami Hlioui et Pr. Abdelmounaïm Tounzi d'avoir accepté d'être rapporteurs de ce manuscrit. Je remercie Dr. Aurélie Fasquelle pour avoir participée à mon jury de thèse en qualité d'examinatrice. Enfin je remercie Dr. Christophe Espanet pour avoir accepté l'invitation à ce jury. Au cours de mes stages d'étudiants, j'ai eu l'occasion de travailler plusieurs fois à tes côtés, et j'ai été heureux que tu sois présent pour le dernier acte de ma scolarité.

Je tiens à exprimer ma gratitude envers tous les membres permanents et doctorants du laboratoire GREEN. L'ambiance générale du laboratoire que vous avez su créer m'a permis de travailler sereinement et avec plaisir durant toutes ces années. Un grand merci à Noureddine Takorabet, Bruno Douine, Jean Lévêque, Kévin Berger, Hocine Menana, Melika Hinaje, Francis Weinachter, Thierry Lubin, Lamia Belguerras, Julien Fontchastagner, Denis Netter, Quentin Nouailhetas, Walid Dirahoui, Rayane Hamidouche, Rémi Dorget, Yanis Laïb, Sara Fawaz, Boussad Moualek, Simon Chauvière, Santiago Guijosa Guadarrama, Francisco Eleuterio De Loredo, Isabelle Schwenker et Stéphanie Hoblingre. Je tiens à remercier particulièrement Julien Fontchastagner pour m'avoir aidé durant mes soutenances blanches. A tous ceux qui n'ont pas été mentionnés individuellement, je tiens à exprimer ma reconnaissance et ma gratitude.

J'adresse mes remerciements à mes collègues de l'ENISE, en particulier à Xavier

Galtier. Votre aide m'a permis de concilier la fin de la rédaction de ma thèse avec ma prise de poste.

Je tiens également à remercier mes proches, mes amis et ma famille. En particulier ma mère Muriel, mon père Hervé et mon frère Benjamin qui ont toujours été présents pour moi. Leur soutien indéfectible et leurs présences durant la soutenance m'a permis d'arriver au bout de mon périple de thésard.

Pour finir, ces remerciements seraient incomplets si je n'exprimais pas ma gratitude envers ma compagne, Lucie. Au cours de ces années, tu as pu me voir dans des situations difficiles, de doutes et d'épuisements. Tu as toujours été présente pour me remonter le moral et me permettre d'avancer. Je ne saurais exprimer à quel point tu as eu un impact positif dans la réalisation de ce travail. C'est pourquoi je te remercie du fond du cœur.

Enfin, j'adresse mes remerciements à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de plus loin à ce travail.

Résumé

La thèse porte sur l'étude électromagnétique et thermique d'une machine électrique à aimants permanents tournant à haute vitesse. Une machine électrique rapide présente de nombreux avantages par rapport à un entraînement conventionnel constitué d'une machine lente couplée à un multiplicateur mécanique. Elle présente notamment une compacité plus élevée, une maintenance réduite, une fiabilité accrue ainsi que des coûts d'exploitation réduits. Cependant, les densités des pertes des machines haute vitesse sont également plus importantes que celles des machines conventionnelles en raison d'une réduction des volumes. Il est donc nécessaire d'employer des procédés de refroidissement performants afin de limiter l'échauffement. Un refroidissement par chemise d'eau axiale insérée au milieu d'une machine synchrone à aimants permanents montés en surface a donc été caractérisé au cours de ces travaux de recherche. De plus, une optimisation multiphysique mettant en œuvre des modèles analytiques électromagnétique, thermique et mécanique a été développée. Les caractérisations expérimentales des chemises d'eau étudiées ont permis de développer des corrélations adéquates afin de déterminer le coefficient d'échange thermique dont la valeur est utilisée dans les modèles d'optimisation développés. L'optimisation multiphysique développée porte sur la minimisation de la masse des parties actives de la machine. Ces résultats sont comparés à ceux obtenus pour une machine refroidie par une chemise d'eau radiale conventionnelle placée sur la périphérie externe de la culasse statorique. Les résultats ont montré un gain en masse dans le cas où on utilisait plusieurs chemises axiales. À titre d'exemple, pour une machine d'une puissance de 1 MW, l'étude a montré une diminution de 40 % de la masse entre une machine uniquement refroidie avec une chemise d'eau radiale et une machine utilisant en complément des chemises d'eau axiales.

Mots-clés: Modélisation multiphysique, Machines électriques rapides, Refroidissement à l'eau.

Abstract

The thesis focuses on the electromagnetic and thermal analysis of a high-speed permanent magnet electric machine. A high-speed electric machine offers many advantages compared to a conventional drive in which a low-speed machine is coupled with a mechanical multiplier. In particular, it is more compact, requires less maintenance, offers greater reliability and has lower operating costs. However, the loss densities of high-speed machines are also higher than those of conventional machines due to the reduction in the active volume. It is therefore necessary to use efficient cooling processes to limit heating. A cooling using a water jacket inserted in the middle of a surface-mounted permanent magnets synchronous machine was therefore characterised during this research.

In addition, a multiphysics optimisation using analytical electromagnetic, thermal and mechanical models was developed. Experimental characterisation of the considered water jackets enabled the development of appropriate correlations to determine the heat transfer coefficient. The value of the heat transfer coefficient derived from correlations is used in the developed optimisation models. The multiphysics optimisation developed focuses on minimising the mass of the machine's active parts. These results are compared with those obtained for a machine cooled by a conventional radial water jacket located on the outer periphery of the stator yoke. The results showed a gain in mass when several axial jackets were used. For example, for a 1 MW machine, the analysis showed a 40 % reduction in mass between a machine cooled with only a radial water jacket and another using additional axial water jackets.

Keywords: Multiphysics modeling, High-speed electric machines, Water cooling.

Table des matières

Glossaire **1**

Introduction générale **5**

1 État de l'art sur les machines électriques rapides **9**

1.1 Généralités concernant les machines haute vitesse 9

1.1.1 Qu'est-ce qu'une machine haute vitesse ? 9

1.1.2 Pourquoi la machine électrique haute vitesse ? 10

1.1.3 Topologies des machines électriques rapides 16

1.2 Les limites des machines électriques rapides 18

1.2.1 Contraintes mécaniques de dimensionnement 19

1.2.2 Contraintes thermiques de dimensionnement 20

1.2.3 Les performances actuelles des machines électriques rapides 43

1.3 Procédés de refroidissement 44

1.3.1 Refroidissement à air 45

1.3.2 Refroidissement à l'aide de liquide caloporteur 50

1.4 Objectifs de cette thèse 54

2 Étude du procédé de refroidissement **55**

2.1 Choix de la géométrie 55

2.2 Description de la méthode 57

2.2.1 Calculs analytiques 58

2.2.2 Calculs numériques utilisant la méthode des éléments finis 64

2.2.3 Caractérisation expérimentale 74

2.3 Application à la plaque froide composée des canaux spiralés 84

2.3.1 Prévision des performances du procédé de refroidissement 86

2.3.2 Calculs numériques 88
2.3.3 Caractérisation expérimentale 89
2.3.4 Variation de topologie 93
2.4 Conclusion 97

3 Modélisation Multiphysique **99**
3.1 Modélisation électromagnétique 99
3.1.1 Méthode de prédimensionnement 99
3.1.2 Prédimensionnement de la machine d'étude et vérification numérique 103
3.1.3 Modèle analytique de l'induction générée par des aimants 107
3.1.4 Détermination des courants induits au rotor et des pertes à vide . 110
3.2 Modélisation mécanique du rotor 120
3.2.1 Modélisation isotrope de la frette 122
3.2.2 Modélisation orthotrope de la frette 132
3.3 Modélisation thermique 135
3.3.1 Introduction 135
3.3.2 Lois physiques des transferts thermiques 135
3.3.3 Application pour les machines électriques 140
3.3.4 Réseau thermique générique de la machine synchrone 144
3.3.5 Conductivités thermiques des éléments de la machine 145
3.3.6 Calcul des sources de chaleurs 149
3.3.7 Méthode de résolution du modèle semi-analytique 150
3.3.8 Résultats et vérification numérique 151
3.4 Couplage des modèles et optimisation 157
3.4.1 Introduction 157
3.4.2 Couplage des modèles 157
3.4.3 Formulation du problème d'optimisation 158
3.4.4 Résultats 160
3.5 Conclusion 164

Conclusion générale **167**

Annexes **171**
1 Annexe A : Incertitudes sur les mesures de température 171

2 Annexe B : Caractérisation des chemises 173
2.1 Points de mesures de températures pour le canal en serpentin . . . 173
2.2 Calcul des incertitudes 175
2.3 Caractérisation expérimentale de la chemise en forme de serpentin 177
2.4 Points de mesures de températures pour la spirale lisse 184
2.5 Caractérisation expérimentale de la chemise d'eau en spirale 186
2.6 Points de mesures de températures pour la spirale avec obstacles . 191
2.7 Caractérisation expérimentale de la chemise spiralée avec obstacles 193
3 Annexe C : Ressources utilisées pour le dimensionnent électromagnétique 198
3.1 Valeurs usuelles de l'induction crête au sein de différentes machines électriques 198
3.2 Valeurs usuelles du champ magnétique H et de la densité de courant J pour différentes machines électriques 199
3.3 Valeurs usuelles du rapport entre la longueur utile et le rayon d'alésage 200
4 Annexe D : Expression des constantes 200
4.1 Calcul de l'induction générée par les aimants 200
4.2 Cas p $\neq 1$ 200
4.3 Cas p $= 1$ 201
4.4 Calcul des contraintes au sein de la frette orthotrope 201

Bibliographie **203**

Table des figures

1.1 Machine de traction EMP242 de la BMW i3 de 2016. 11
1.2 Représentation schématique du moteur thermique Cummins assisté électriquement. 12
1.3 Vue en coupe d'un turbocompresseur assisté électriquement. 12
1.4 Comparaison puissances spécifiques/densités énergétiques des procédés de stockage. 13
1.5 Comparaison puissances nominales/capacités énergétiques en incluant les temps de décharge à puissance nominale. 14
1.6 Volant d'inertie développé par la société Williams Hybrid Power. 14
1.7 Broche d'usinage haute vitesse M321 ATC (750 W, 100 000 tr/min) développée par Westwind Air Bearings. 15
1.8 Association machine-compresseur pour la compression du gaz. 16
1.9 Rotors étudiés par M. Kovacik *et al.*, de gauche à droite : aimants insérés en surface, aimants enterrés tangentiellement, aimants enterrés radialement, aimants montés en surface. 17
1.10 Rotors étudiés par D.Golovanov *et al.*, a) rotor interne, b) rotor externe, c) double stator, d) double rotor. 18
1.11 Arbre des puissances. 20
1.12 Nombre d'articles produits chaque année depuis 1999 dans le domaine de la thermique des machines électriques. 21
1.13 Représentation d'une encoche rectangulaire. 23
1.14 Rapport entre les résistances en courant alternatif R_{AC} et continu R_{DC} en fonction du ratio entre la longueur h et l'épaisseur de peau δ. 23
1.15 Répartition du courant dans un conducteur rectangulaire à 1000 Hz. . . . 24
1.16 Répartition du courant dans un faisceau de 8 conducteurs rectangulaires à 1000 Hz. 25
1.17 Rapport entre R_{AC} et R_{DC} en fonction du ratio entre la longueur et l'épaisseur de peau pour différents nombres de conducteurs. 26
1.18 Rapport entre R_{AC} et R_{DC} en fonction du ratio entre la longueur et l'épaisseur de peau pour différents nombres de conducteurs ronds. 27
1.19 Résultats obtenus avec la méthode des éléments finis, répartition du courant à 1000 Hz. 28

1.20 Courants induits microscopiques développés au voisinage du mouvement d'une paroi de Bloch. 29
1.21 Courants induits développés dans l'épaisseur de la tôle. 30
1.22 Classification non exhaustive de différents modèles de pertes magnétiques. 30
1.23 Étapes de fabrication d'un circuit magnétique. 31
1.24 Orientation optimale de la direction de lamination pour des machines de fortes dimensions. 32
1.25 Découpe des tôles. 33
1.26 Circuit magnétique composé d'une seule tôle enroulée. 34
1.27 Pertes spécifiques de différentes tôles commerciales. 35
1.28 Aimantation à saturation J en fonction de la limite élastique conventionnelle $R_{p,02}$ de différentes tôles commerciales. 36
1.29 Limite élastique en fonction des pertes spécifiques de différentes tôles commerciales. 37
1.30 Coefficient de frottement en fonction de la vitesse angulaire. 39
1.31 Pertes aérauliques en fonction de la vitesse angulaire. 39
1.32 Pertes aérauliques sur l'arbre en fonction de la vitesse angulaire. 40
1.33 Rapport entre les pertes aérauliques sur l'arbre et les pertes aérauliques sur le rotor en fonction du rapport entre le rayon de l'arbre et le rayon du rotor. 41
1.34 Couples vitesse puissance de différentes machines électriques. 43
1.35 Refroidissement par convection naturelle de la machine à flux axiale étudiée par P. Shahriari *et al.* 45
1.36 Refroidissement par l'ajout de canaux orthoradiaux étudié par P. Asef *et al.* 46
1.37 Résultats obtenus pour différentes configurations d'ailettes par S. Ulbrich *et al.* 47
1.38 Étude du refroidissement par flux d'air axial par M. Aníbal Valenzuela *et al.* 47
1.39 Coefficients d'échange entre les têtes de bobines et l'air calculés à l'aide des corrélations de l'article. 49
1.40 Canaux radiaux étudiés par X. Bing *et al.* 49
1.41 Chemises d'eau étudiées au sein de l'article de X.Yang *et al.*, a) aucune nervure, b) nervures axiales, c) nervures en forme de spirale. 50
1.42 Procédés de refroidissement étudiés au sein de l'article de A. Tuysuz *et al.*. 51
1.43 Projection d'huile sur les têtes de bobines. 52
1.44 Refroidissement intégré au bobinage. 52
1.45 Densité de courant atteignable en fonction des procédés de refroidissement. 53
1.46 Représentation schématique du procédé de refroidissement étudié dans le cadre de cette thèse. 54

2.1 Représentation schématique des canaux de refroidissement. 56
2.2 Canal en forme de serpentin. 56

2.3 Éléments constituant la chemise d'eau en forme de serpentin. 57
2.4 Propriété du fluide caloporteur utilisé. 60
2.5 Coefficient de pertes de charge. 60
2.6 Coefficient d'échange h en fonction du nombre de Reynolds Re. 61
2.7 Coefficient d'échange h en fonction du débit volumique Q. 62
2.8 Pertes de charge ΔP en fonction du nombre de Reynolds Re et du débit volumique Q. 63
2.9 Puissance hydraulique P_h en fonction du débit volumique Q. 63
2.10 Coefficient d'échange h en fonction de la puissance hydraulique P_h pour différentes températures du fluide caloporteur. 64
2.11 Représentation de la géométrie sous Comsol Multiphysics ®. 67
2.12 Prototype de la chemise d'eau en forme de serpentin surmontée de résistances chauffantes. 68
2.13 Chemise d'eau en forme de serpentin surmontée de résistances chauffantes. 68
2.14 Coefficient d'échange h et pertes de charge ΔP en fonction du maillage. . 70
2.15 Coefficient d'échange h calculé numériquement en fonction du débit. . . . 71
2.16 Coefficient d'échange h calculé numériquement et à l'aide des corrélations en fonction du débit. 71
2.17 Température du fluide en fonction de sa position dans la conduite. 72
2.18 Coefficient d'échange h en fonction du débit. 73
2.19 Pertes de charge ΔP en fonction du débit. 73
2.20 Représentation schématique du banc d'essai. 74
2.21 Thermocouple à contacts séparés. 75
2.22 Coefficient d'échange h obtenu expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 76
2.23 Comparaison du coefficient d'échange h obtenu expérimentalement et numériquement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 77
2.24 Comparaison des coefficients d'échanges globaux obtenus expérimentalement et numériquement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 78
2.25 Coefficient d'échange global K_g retenu expérimentalement. 79
2.26 Identification des paramètres de la corrélation. 80
2.27 Comparaison des coefficients d'échanges globaux obtenus entre la corrélation et l'expérimentation. 81
2.28 Écarts relatifs obtenus sur l'estimation du coefficient d'échange global K_g entre la corrélation et l'expérimentation. 81
2.29 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 82
2.30 Ln(Λ) en fonction du ln(Re). 83
2.31 Écarts relatifs obtenus entre la corrélation et l'expérimentation concernant les pertes de charge. 84
2.32 Canaux spiralés de section 7 mm $\times$ 7 mm usinés dans une plaque de dural. 85
2.33 Éléments constituant la chemise d'eau dont les canaux sont en forme de spirale. 85

2.34 Plaque froide assemblée et instrumentée. 86
2.35 Coefficient de convection en fonction du débit volumique. 87
2.36 Pertes de charge en fonction du débit volumique. 87
2.37 Cartographie de la température de la chemise d'eau en forme de spirale obtenue numériquement à l'aide de la méthode des éléments finis. 88
2.38 Coefficient de convection en fonction du débit volumique. 90
2.39 Coefficient d'échange global retenu pour la corrélation. 90
2.40 Comparaison du coefficient d'échange entre la corrélation et les résultats expérimentaux. 91
2.41 Écart entre la corrélation et l'expérience concernant l'évaluation du coefficient d'échange. 92
2.42 Pertes de charge retenues pour la corrélation. 92
2.43 Écart entre la corrélation et l'expérimental concernant les pertes de charge. 93
2.44 Obstacles coniques. 94
2.45 Ajout de rampes dans les canaux de circulation. 94
2.46 Comparaison du coefficient K_g obtenue entre les deux plaques froides. . . 95
2.47 Comparaison des pertes de charge ΔP obtenues entre les deux plaques froides. 96
2.48 Critère η en fonction du débit volumique. 96

3.1 Induction d'entrefer B_e en fonction de la position angulaire θ. 102
3.2 Propriétés magnétiques de la tôle NO27-1400H. 105
3.3 Lignes équiflux et carte d'induction magnétique de la machine d'étude. . . 106
3.4 Couple statique C en fonction de l'angle électrique. 106
3.5 Géométrie du modèle 2D plan. 107
3.6 Profil d'aimantation. 109
3.7 Domaines de résolution des équations aux dérivées partielles. 113
3.8 Domaines de résolution des équations aux dérivées partielles pour le modèle "R limited". 115
3.9 Densité volumique des pertes par courants induits causées par l'harmonique 5. 117
3.10 Pertes par courants induits dans les aimants en fonction de leurs nombres par pôle pour une vitesse de rotation de 30 000 tr/min. 118
3.11 Pertes par courants induits dans les aimants en fonction de la vitesse de rotation. 119
3.12 Densité des courants induits en A/m^2 créés par les harmoniques de dentures. 120
3.13 Schéma du rotor en considérant les simplifications liées à la détermination des contraintes mécaniques. 121
3.14 Schéma éclaté du rotor avec 1 : culasse rotorique, 2 : aimants et 3 : frette. 122
3.15 Contraintes calculées à partir des modèles de contraintes planes et de déformations planes lorsque le rotor tourne à la vitesse nominale de 30 000 tr/min. 126

3.16 Étude de la sensibilité des contraintes en fonction du coefficient de Poisson de la culasse rotorique. 127
3.17 Contraintes calculées à partir des modèles de contraintes planes et de déformations planes lorsque le rotor est à l'arrêt. 128
3.18 Modèle numérique, géométrie, maillage et résultat de la simulation réalisée à l'aide d'Abaqus ®. 129
3.19 Comparaison des contraintes calculées analytiquement et numériquement. 130
3.20 Comparaison des contraintes mécaniques calculées par différentes méthodes. 131
3.21 Coefficients d'échange entre les têtes de bobines et l'air calculés à l'aide des corrélations de l'article. 139
3.22 Représentation schématique du procédé de refroidissement étudié dans le cadre de cette thèse. 140
3.23 Schéma du pas dentaire de la machine d'étude. 141
3.24 Schéma thermique d'un bloc cylindrique élémentaire. 142
3.25 Interactions thermiques entre les différents blocs élémentaires de la machine. 144
3.26 Réseau thermique générique de la machine. 144
3.27 Conductivité thermique axiale en fonction du coefficient de remplissage. . 146
3.28 Conductivité thermique transverse en fonction du coefficient de remplissage. 147
3.29 Pertes spécifiques de la tôle NO27-1400H. 150
3.30 Conditions aux limites imposées pour le modèle éléments finis sous Comsol Multiphysics ®. 152
3.31 Cartographie de la température obtenue à l'aide du modèle numérique utilisant la méthode des éléments finis. 153
3.32 Cartographie de la température. 154
3.33 Évolution des températures moyennes des têtes de bobines et du bobinage en fonction des positions des chemises d'eau (2 chemises à gauche, 3 à droite). 155
3.34 Échauffement des têtes de bobines en fonction du temps pour deux modes de refroidissement de la machine en cas de surcharge temporaire. 156
3.35 Couplage des différents modèles. 158
3.36 Résultats obtenus à partir de l'algorithme d'optimisation : Masse des parties actives en fonction de la température de l'eau. 161
3.37 Résultats obtenus à partir de l'algorithme d'optimisation : Masse des parties actives en fonction de la puissance de la machine. 162
3.38 Résultats obtenus à partir de l'algorithme d'optimisation : Puissance massique en fonction de la puissance de la machine. 163

1 Dispositions spatiales des thermocouples. 173
2 Dispositions spatiales des sondes PT 100. 174
3 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 10°C. 177
4 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 20°C. 178

5 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C. 178
6 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 179
7 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C. 179
8 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C. 180
9 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 10°C. 180
10 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 20°C. 181
11 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C. 181
12 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 182
13 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C. 182
14 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C. 183
15 Dispositions spatiales des sondes de températures. 184
16 Dispositions spatiales des sondes de températures. 185
17 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C. 186
18 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 186
19 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C. 187
20 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C. 187
21 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 70°C. 188
22 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C. 188
23 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 189
24 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C. 189
25 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C. 190
26 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 70°C. 190
27 Dispositions spatiales des sondes de températures. 191

28 Dispositions spatiales des sondes de températures. 192
29 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C. 193
30 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 193
31 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C. 194
32 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C. 194
33 Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 70°C. 195
34 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C. 195
35 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C. 196
36 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C. 196
37 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C. 197
38 Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 70°C. 197

Glossaire

B Induction radiale efficace d'entrefer [T].

B_e Induction magnétique radiale d'entrefer [T].

B_m Induction maximale dans l'entrefer [T].

B_r Induction rémanente des aimants [T].

B_{cmax} Induction maximale dans la culasse [T].

B_{dmax} Induction maximale dans la dent [T].

C_p Capacité calorifique massique [J.kg^{-1}.K^{-1}].

C_i Capacité thermique associée au nœud i [J.K^{-1}].

D Diamètre en nombre d'encoches d'une bobine diamétrale.

D_N "Guide number", produit de la fréquence de rotation en tr/min par la racine carrée de la puissance en kW.

D_h Diamètre hydraulique de la conduite [m].

E_i module Young d'un des composants du rotor [Pa].

$G_{i,i}$ Conductance thermique au nœud i [W.K^{-1}].

$G_{i,j}$ Conductance thermique entre les nœuds i et j [W.K^{-1}].

H Champ magnétique tangentiel efficace d'entrefer [A.m^{-1}].

J Densité de courant [A.m^{-2}].

K_g Coefficient d'échange thermique global [W.m^{-2}.K^{-1}].

K_s Nappe de courant équivalente située au rayon d'alésage [A.m^{-1}].

L' Longueur d'une demi-bobine élémentaire [m].

L_c Longueur de la conduite [m].

L_u Longueur utile de la machine [m].

N Fréquence de rotation du rotor [tr.min^{-1}].

NI Nombre d'ampère-tours [A.tr].

N_e Nombre d'encoches.

Nu Nombre de Nusselt.

P_h Puissance hydraulique [W].

P_j Pertes joules [W].

P_i Flux thermique appliqué au nœud i [W].

P_{magn} Pertes fer [W].

Pr Nombre de Prandtl.

Q Débit volumique [L.min^{-1}].

R_a Rayon d'alésage de la machine [m].

R_{AC} Résistance électrique effective du bobinage en régime alternatif [Ω].

R_{DC} Résistance électrique du bobinage en régime continu [Ω].

R_{fe} Rayon externe du rotor [m].

$R_{p,02}$ Limite élastique convientonnelle définie à 0.2 % de déformation plastique [Pa].

$R_{th,conv}$ Résistance thermique de convection [K.W^{-1}].

R_{th} Résistance thermique de conduction [K.W^{-1}].

Re Nombre de Reynolds.

S_{enc} Section de l'encoche [m^2].

S_{pas} Section de passage du flux thermique [m^2].

T Température [K].

T_f Température du fluide [K].

T_p Température de la paroi [K].

V Vitesse débitante du fluide [m.s^{-1}].

V_e Potentiel scalaire électrique [V].

V_p Vitesse périphérique du rotor [m.s^{-1}].

V_{cu} Volume de cuivre [m^3].

$[MG]$ Matrice des conductances thermiques.

$[P]$ Vecteur des flux thermiques injectés aux différents nœuds.

$\bar{v}$ Vitesse moyenne du flux d'air [m.s^{-1}].

$\vec{A}$ Potentiel vecteur magnétique [Wb.m^{-1}].

$\vec{B}$ Induction magnétique [T].

$\vec{E}$ Champ électrique [V.m^{-1}].

$\vec{H}$ Champ magnétique [A.m^{-1}].

$\vec{M}$ Aimantation [A.m^{-1}].

e Entrefer magnétique [m].

e_m Entrefer mécanique [m].

h Coefficient de transfert thermique par convection [W.m^{-2}.K^{-1}].

h_d Hauteur de la dent [m].

h_a Hauteur des aimants [m].

h_{cr} Épaisseur de la culasse rotorique [m].

h_{cs} Épaisseur de la culasse statorique [m].

h_{enc} Hauteur de l'encoche [m].

h_i Hauteur de l'isthme d'encoche [m].

i Indice spécifiant les composants du rotor, 1 : culasse, 2 : aimants et 3 : frette.

k_b Coefficient de bobinage pour l'onde fondamentale.

k_d Coefficient de distribution.

k_r Coefficient de raccourcissement.

k_{remp} Coefficient de remplissage.

k_{sup} Coefficient de majoration des pertes fer.

l_d Largeur de la dent [m].

l_i Largeur de l'isthme d'encoche [m].

m Masse du circuit magnétique [kg].

n Rang de l'harmonique.

ouv Ouverture de la bobine raccourcie en nombre d'encoches.

p Nombre de paires de pôles magnétiques.

p_1 Pression à l'interface entre la culasse rotorique et les aimants [Pa].

p_2 Pression à l'interface entre les aimants et la frette [Pa].

p_{magn} Pertes fer spécifiques [W.kg^{-1}].

q Nombre d'encoches par pôle et par phase.

q_v Source volumique de chaleur [W.m^{-3}].

r_m Rayon moyen de l'entrefer [m].

u Champ de déplacement [m].

z_t Nombre de couches de conducteurs placés au sein de l'encoche.

$[\Theta]$ Vecteur des échauffements thermiques aux différents nœuds.

ΔP_c Pertes de charges singulières introduites par les coudes [Pa].

ΔP Pertes de charge [Pa].

ΔT_{LM} Différence logarithmique de température moyenne [K].

ΔT Écart de température moyen entre la paroi et le fluide [K].

Λ Coefficient de frottement.

Ω Vitesse angulaire du rotor [rad.s^{-1}].

Φ Flux thermique [W].

Ψ Potentiel scalaire magnétique [A].

$\Theta_{i,j}$ Échauffement des nœuds i et j [K].

β Ouverture angulaire des aimants [rad].

γ Ouverture angulaire de l'isthme d'encoche [rad].

λ_f Conductivité thermique du fluide [W.m^{-1}.K^{-1}].

λ_{air} Conductivité thermique de l'air [W.m^{-1}.K^{-1}].

λ_e Conductivité thermique effective dans la direction transverse du bobinage [W.m^{-1}.K^{-1}].

$\lambda_{z,b}$ Conductivité thermique axiale effective du bobinage [W.m^{-1}.K^{-1}].

λ Conductivité thermique [W.m^{-1}.K^{-1}].

μ_0 Perméabilité magnétique du vide [H.m^{-1}].

μ_f Viscosité dynamique [Pa.s].

μ_r Perméabilité magnétique relative.

μ_{air} Viscosité dynamique de l'air [Pa.s].

μ Perméabilité magnétique [H.m^{-1}].

ν_i Coefficient de Poisson d'un des composants du rotor.

ω Pulsation électrique [rad.s^{-1}].

ϕ Déphasage entre le champ magnétique tangentiel et l'induction normale [rad].

ρ_f Masse volumique du fluide [kg.m^{-3}].

ρ_{cu} Résistivité électrique du cuivre [Ω.m].

ρ_i Masse volumique d'un des composants du rotor [kg.m^{-3}].

ρ Masse volumique [kg.m^{-3}].

σ_{VM} Contrainte équivalente de Von Mises [Pa].

$\sigma_{i\theta}$ Contrainte mécanique tangentielle d'un des composants du rotor [Pa].

σ_{ir} Contrainte mécanique radiale d'un des composants du rotor [Pa].

σ Conductivité électrique [S.m^{-1}].

τ_d Pas dentaire [m].

τ_p Pas polaire [m].

$\vec{\phi}$ Vecteur densité du flux de chaleur [W.m^{-2}].

Introduction générale

Les machines électriques rapides suscitent un vif intérêt auprès des communautés scientifique et industrielle. En effet, ces dernières présentent de nombreux avantages par rapport aux machines électriques conventionnelles. L'intérêt majeur est le gain de masse et de compacité. À puissance donnée, une machine rapide présente une masse et des dimensions plus faibles qu'une machine classique. De plus, pour des applications haute vitesse, les machines lentes nécessitent d'être couplées à un multiplicateur mécanique, tandis que leurs homologues rapides peuvent être à entraînement direct. Par rapport à l'association machine-multiplicateur mécanique, une machine rapide présente donc une compacité plus élevée, une maintenance réduite, une fiabilité accrue ainsi que des coûts d'exploitation réduits. Ces avantages conduisent à l'utilisation de machines électriques rapides dans de nombreuses applications. On les retrouve notamment dans divers secteurs tels que la traction automobile, l'usinage haute vitesse, ou encore le stockage d'énergie par volant d'inertie. De nombreuses technologies de machines haute vitesse existent. À ces vitesses de fonctionnement, nous pouvons notamment trouver des machines à induction, des machines réluctantes ou des machines à aimants permanents.

L'utilisation des machines électriques rapides se heurte cependant à de nombreux verrous scientifiques à lever. On peut notamment citer les limites d'origine mécanique et thermique qui contraignent le dimensionnement de la machine. En effet, à haute vitesse, les effets centrifuges deviennent importants, et les éléments tournants subissent ces efforts. Des topologies particulières sont donc adoptées afin de conserver l'intégrité mécanique des différentes pièces rotoriques. À titre d'exemple, pour les machines à induction, il est possible d'utiliser des machines à rotors massifs. Tandis que pour les machines à aimants permanents, on peut enterrer ces derniers dans le circuit magnétique du rotor, ou les recouvrir d'une frette dans le cas où ils sont montés en surface. Par ailleurs, les contraintes thermiques sont également plus importantes à haute vitesse. Une machine rapide nécessite des fréquences d'alimentations électriques élevées. À ces fréquences, des phénomènes électromagnétiques, le plus souvent négligeables dans le cas des machines classiques, peuvent se montrer influents. C'est notamment le cas des effets de peau et de proximité. À haute fréquence, les conducteurs électriques sont soumis à ces effets. Leurs résistances électriques effectives augmentent, causant alors des pertes joules additionnelles. On peut également citer les pertes par courants induits. Une distribution non-sinusoïdale de la force magnétomotrice, des courants d'alimentation non sinusoïdaux, ainsi qu'une perméance magnétique non-homogène au niveau du rayon d'alésage

de la machine induisent des harmoniques spatio-temporelles de l'induction magnétique au sein de l'entrefer. Ces harmoniques asynchrones de la vitesse du rotor induisent des courants dans les parties conductrices de la machine, générant par la même occasion des pertes supplémentaires. Les pertes supplémentaires liées au fonctionnement à haute vitesse associées à une machine avec des volumes réduits conduisent à des densités de pertes importantes. De telles machines sont donc amenées à être utilisées avec des systèmes de refroidissement performants afin de limiter leurs échauffements.

Dans ce contexte, le travail développé dans le cadre de cette thèse s'inscrit dans les travaux du laboratoire GREEN (Groupe de Recherche en Énergie Électrique de Nancy) sur le thème scientifique des chaînes de conversion électromécanique. Son objectif principal est l'étude et la caractérisation d'un procédé de refroidissement innovant employant de l'eau comme fluide caloporteur afin de refroidir une machine synchrone à aimants permanents montés en surface. L'idée développée dans ces travaux consiste à remplacer des canaux de ventilations radiaux à air par des chemises d'eaux axiales spiralées. Dans cette optique, nos études visent à développer un banc de caractérisation afin de déterminer les performances hydrauliques et thermiques d'une telle chemise. Outre le moyen de refroidissement considéré, l'originalité des travaux menés réside dans la caractérisation expérimentale de la chemise d'eau. Les coefficients d'échange thermique convectif ont été caractérisés durant cette thèse, avec leurs incertitudes liées aux différentes problématiques des mesures des grandeurs physiques. De plus, des corrélations nouvelles permettant de prédire analytiquement les valeurs des coefficients d'échange de chaleur et des pertes de charge ont été développés. Ces valeurs sont par la suite utilisées au sein d'une optimisation multiphysique mettant en œuvre des modèles analytiques électromagnétique, thermique et mécanique visant à dimensionner les paramètres d'une machine électrique rapide en minimisant sa masse.

Le présent mémoire de thèse est strucuturé en trois chapitres :

État de l'art sur les machines électriques rapides

Ce chapitre présente un état de l'art sur les machines électriques rapides. On y présente une liste non exhaustive d'applications des machines rapides. On expose également, les contraintes de conception liées à la haute vitesse, les performances actuelles des machines rapides, ainsi que certains procédés de refroidissement.

Étude du procédé de refroidissement

Ce second chapitre est lié à la caractérisation de la chemise d'eau imaginée. Une méthode est développée afin d'étudier un procédé de refroidissement. À titre d'exemple, cette méthode est employée pour une chemise d'eau rectangulaire avec en canal un forme de serpentin. Nous présentons les défis technologiques liés à l'instrumentation et aux difficultés des mesures. Ensuite nous caractérisons expérimentalement deux chemises à eau, une avec un canal lisse en forme de spirale, et une autre avec un canal présentant des obstacles. Ces obstacles ont pour but de générer des turbulences au sein de l'écoulement, et ainsi d'augmenter l'efficacité du refroidissement. Suite aux différentes caractérisations

expérimentales, des corrélations sont développées permettant le calcul des coefficients d'échange de chaleur et des pertes de charge.

Modélisation Multiphysique

Au sein de ce troisième et dernier chapitre sont présentés des modèles électromagnétique, mécanique et thermique de la machine. Le modèle électromagnétique a pour objectif le dimensionnement de la machine. Le modèle mécanique permet le calcul des contraintes mécaniques présentes au sein des parties tournantes. Le modèle thermique, quant à lui évalue l'échauffement de la machine en fonction de ses dimensions et de ses pertes. Ces trois modèles sont ensuite couplés, et utilisés dans une optimisation visant à minimiser la masse d'une machine synchrone à aimants permanents de 200 kW fonctionnant à 30 000 tr/min.

Chapitre 1

État de l'art sur les machines électriques rapides

Ce chapitre commence par des généralités sur les machines électriques opérant à haute vitesse, dont on détaille ensuite les contraintes de conception. Nous décrivons dans ce chapitre l'intérêt du fonctionnement à haute vitesse, les contraintes associées, les technologies utilisées pour ce type d'application et les différents modes de refroidissement pouvant être envisagés. Un intérêt tout particulier est porté aux machines à aimants permanents. L'idée à travers cet état de l'art n'est pas de lister toutes les machines haute vitesse utilisant des aimants permanents, mais de montrer que de nombreuses géométries et technologies sont possibles, et qu'elles présentent chacune leurs avantages et inconvénients.

1.1 Généralités concernant les machines haute vitesse

1.1.1 Qu'est-ce qu'une machine haute vitesse ?

Il convient de définir avant toute chose ce que l'on appelle machines électriques rapides, car la notion de machine électrique haute vitesse n'est pas précisément définie. En effet, la fréquence de rotation à elle seule ne suffit pas à définir une limite à la haute vitesse. Deux machines présentant une vitesse angulaire identique mais des rayons rotoriques différents possèdent des vitesses périphériques différentes, ce qui peut induire de sérieuses disparités dans les contraintes de conception. Certains auteurs qualifient une machine comme opérant à haute vitesse quand la topologie de cette dernière nécessite d'être spécifiquement adaptée aux contraintes mécaniques et électriques à ces plages de vitesse [1]. Il est possible de définir également des critères quantitatifs pour désigner si une machine est à haute vitesse. T. El Hajji *et al.*[2] proposent les critères présentés dans le tableau 1.1. Les deux premiers critères sont basés sur la vitesse périphérique V_p du rotor. Le dernier critère stipule qu'une machine fonctionne à haute vitesse si sa vitesse de rotation N dépasse les 10 000 tr/min et que le produit D_N de sa vitesse en tr/min par la racine carrée de sa puissance en kW dépasse 100 000. Ce produit est couramment

employé dans la littérature [3] et est appelé "guide number" que l'on pourrait traduire par nombre guide. Plus ce produit est élevé et plus les contraintes causées par la haute vitesse seront conséquentes. La machine cible de cette thèse est une machine opérant à 30 000 tr/min et ayant une puissance de 200 kW. Le produit D_N est donc égal à 420 000. D'après la définition 3 du tableau 1.1, la machine d'étude de cette thèse est bien une machine haute vitesse.

	Définitions
Définition 1	$V_p > 150$ m/s
Définition 2	100 m/s $< V_p <$ 250 m/s
Définition 3	N > 10 000 tr/min & $D_N > 100\ 000$

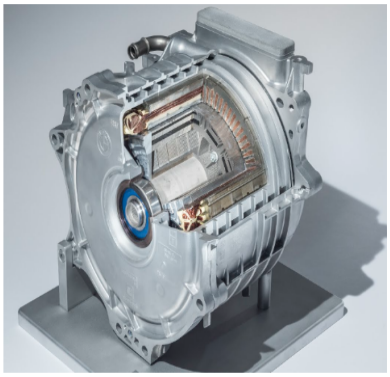
TABLEAU 1.1 – Critères définissant la haute vitesse [2].

1.1.2 Pourquoi la machine électrique haute vitesse ?

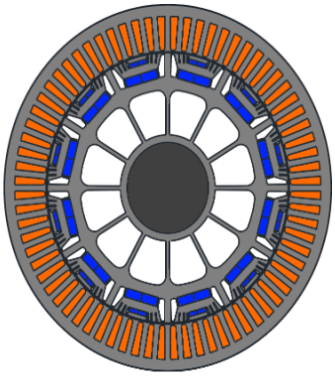
Tout concepteur d'actionneurs électriques ambitionne de maximiser la puissance volumique de ce dernier. La puissance utile d'une machine électrique est égale au produit du couple par sa vitesse de rotation. Accroître la fréquence de rotation de cette dernière permet effectivement d'augmenter sa densité de puissance. Les entraînements électriques à grande vitesse remplacent donc de plus en plus l'association machine-multiplicateur mécanique. En effet, par rapport à cette dernière solution, une machine rapide présente de nombreux avantages, tels qu'une compacité élevée, une maintenance réduite, une meilleure fiabilité ainsi que des coûts d'exploitation réduits. De multiples applications peuvent recourir à ces technologies, notamment dans le cas de l'automobile [3, 4]. On retrouve des entraînements électriques haute vitesse dans plusieurs applications. Premièrement, la traction automobile nécessite des machines avec une densité de puissance importante afin de réduire les masses embarquées. L'article [4] présente une liste non exhaustive de machines de traction automobile comme la machine de la BMW i3 de 2016 (figure 1.1), qui peut atteindre une puissance de 125 kW et une vitesse de 11400 tr/min, répondant ainsi à la définition 3 du tableau 1.1.

Les technologies de machines haute vitesse sont également intéressantes dans les applications de dépollution. En effet, les exigences concernant la dépollution et la baisse de consommation des moteurs thermiques passent par l'électrification de certains organes du moteur thermique et par l'utilisation de machine haute vitesse. D. Gerada *et al.* [3] présentent un moteur thermique Cummins assisté par quatre machines électriques rapides (M1 à M4), comme illustré par la figure 1.2. La machine appelée "M1" dans l'application précédente est placée sur l'arbre du turbocompresseur du moteur thermique.

Cette machine possède deux fonctions. À bas régime, quand les gaz d'échappement détiennent peu d'énergie, la machine fonctionne en moteur et entraîne le compresseur afin de réduire le retard de la mise en rotation du turbocompresseur. À contrario, à haut régime, quand les gaz d'échappement présentent un excès d'énergie mécanique, la machine se comporte en génératrice et convertit cet excédant. Ce système remplace une vanne de décharge afin de protéger le turbocompresseur d'un possible surrégime et permet d'éviter une surpression à l'admission. L'intégration typique d'une machine électrique dans une application de turbocompresseur est représentée sur la figure 1.3.



(a) Machine réelle découpée.



(b) Vue en coupe des parties actives.

FIGURE 1.1 – Machine de traction EMP242 de la BMW i3 de 2016 [5].

Toujours dans l'optique de rendre le moteur thermique plus efficient, il est possible d'ajouter une machine haute vitesse "M2", en aval du turbocompresseur pour récupérer l'énergie résiduelle des gaz d'échappement. Cette énergie peut ensuite être utilisée pour alimenter les charges électriques du véhicule. Afin de réduire les émissions de NOx, les moteurs thermiques utilisent le système EGR (exhaust gas recirculation). Tant que la pression des gaz d'échappement est supérieure à celle du flux d'air entrant, ce système peut être composé d'une simple conduite reliant l'entrée et la sortie d'air de la machine thermique. Cependant quand le turbocompresseur induit une pression d'air supérieure à celle des gaz d'échappement, un système actif est nécessaire afin de faire recirculer les gaz. C'est ici qu'intervient la machine "M3" afin de remplacer les systèmes conventionnels de recirculation de gaz d'échappement. Afin de compléter la tâche de la machine "M2" qui est de récupérer de l'énergie, il est possible de récupérer l'énergie thermique résiduelle de l'ensemble du moteur et non seulement des gaz d'échappement. Cela se fait par le biais d'un cycle de Rankine organique dans lequel la chaleur est récupérée en faisant circuler un fluide de travail qui est ensuite utiliser pour entraîner une turbine haute vitesse "M4".

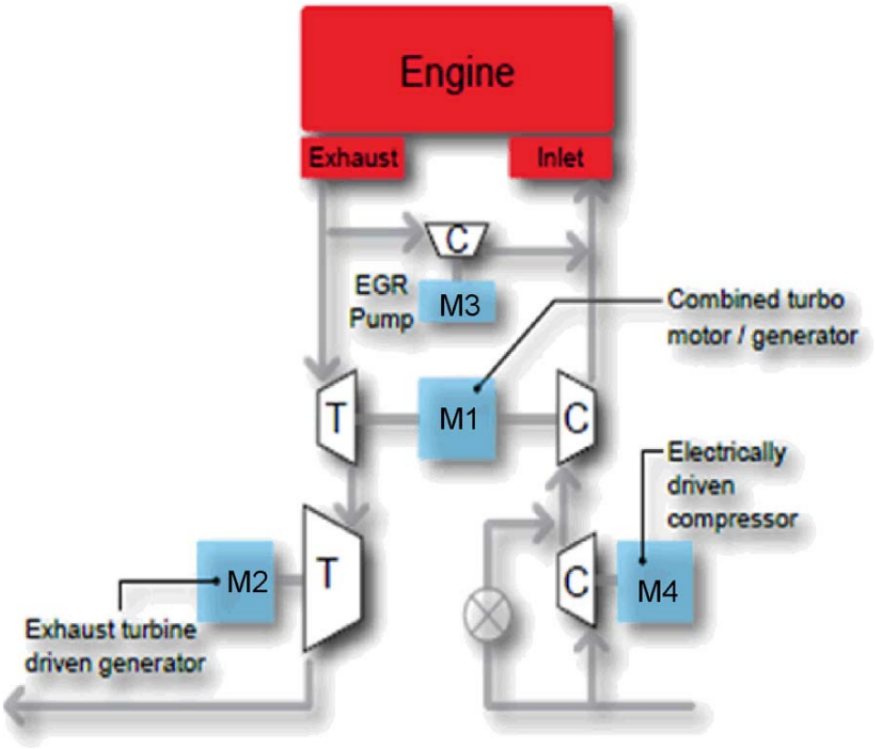


FIGURE 1.2 – Représentation schématique du moteur thermique Cummins assisté électriquement [3].

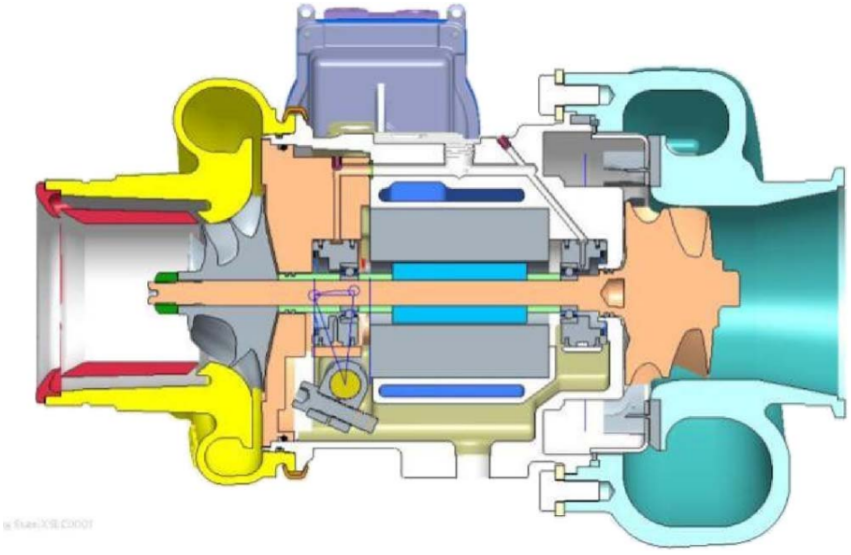


FIGURE 1.3 – Vue en coupe d'un turbocompresseur assisté électriquement [3].

Les domaines d'application où la machine haute vitesse est intéressante ne se réduisent pas au secteur automobile ou aéronautique. Entre autres, ces machines deviennent intéressantes pour le stockage d'énergie par volant d'inertie [3]. L'énergie électrique est stockée par le biais de la machine électrique en convertissant cette énergie en énergie cinétique en accélérant le volant d'inertie. À contrario, lorsque l'application nécessite de récupérer cette énergie, cette machine devient génératrice et transforme l'énergie mécanique du volant d'inertie en énergie électrique. Les volants d'inertie présentent une puissance spécifique comparable aux batteries Li-ion et certains volants d'inertie présentent une densité d'énergie comparable à ces batteries, comme l'illustre la figure 1.4.

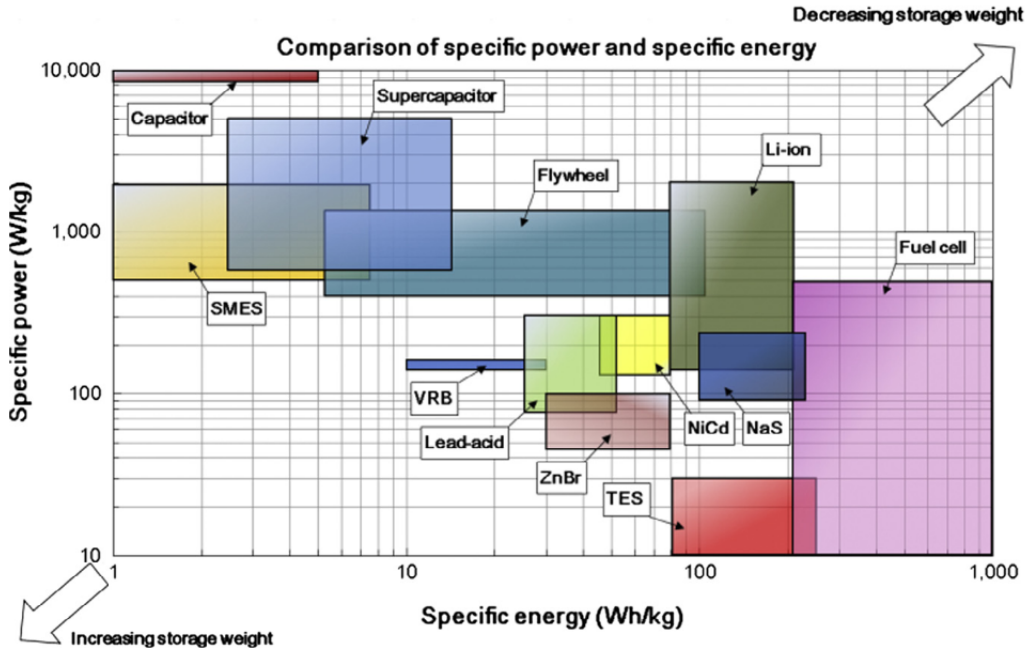


FIGURE 1.4 – Comparaison puissances spécifiques/densités énergétiques des procédés de stockage [6].

L'intérêt d'un volant d'inertie par rapport à une batterie est son temps de décharge. Les volants d'inertie sont capables de restituer plus rapidement l'énergie stockée que les batteries Li-ion, comme le montre la figure 1.5. Cette aptitude est intéressante dans les applications nécessitant des fortes puissances durant un temps très limité. Ce qui est notamment le cas des véhicules hybrides assistés électriquement. La figure 1.6 montre un volant d'inertie développé par la société Williams Hybrid Power qui est utilisé au sein d'une Porsche 911 GT3R [3]. Ce volant d'inertie est spécifié pour 40 000 tr/min et est capable de restituer une puissance allant jusqu'à 120 kW.

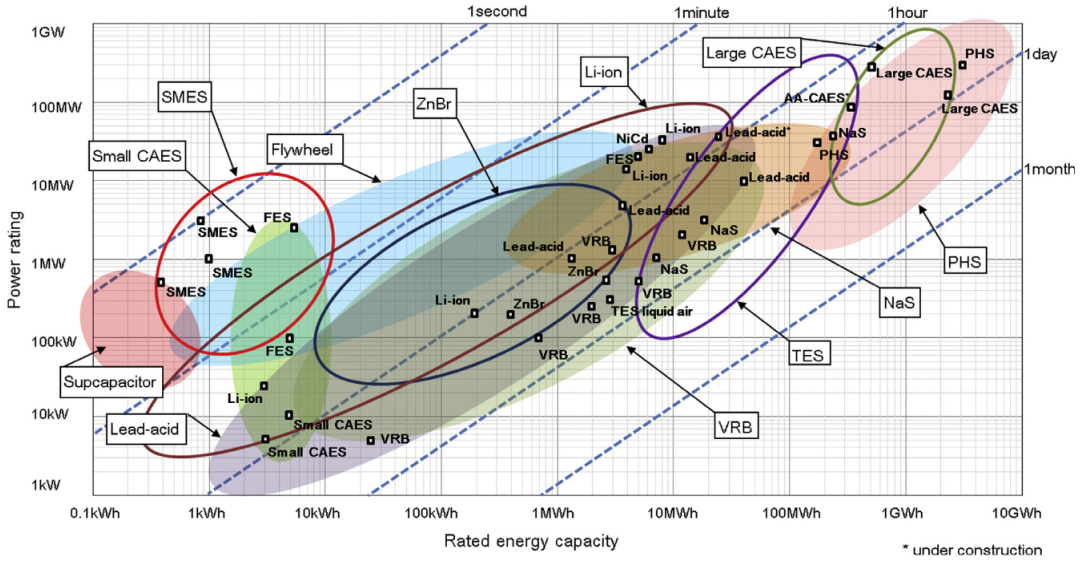


FIGURE 1.5 – Comparaison puissances nominales/capacités énergétiques en incluant les temps de décharge à puissance nominale [6].

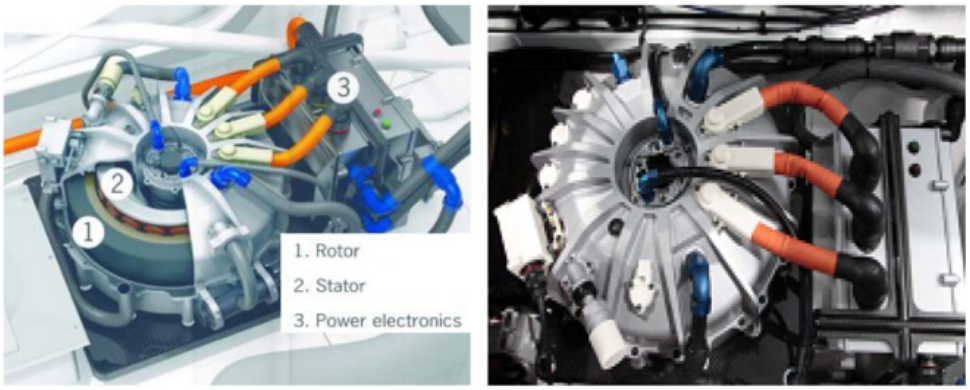


FIGURE 1.6 – Volant d'inertie développé par la société Williams Hybrid Power [3].

Le secteur de l'usinage a également participé au développement des entraînements électriques à grande vitesse. Certains besoins concernant les broches de machines-outils comme une plus haute vitesse de rotation, des vibrations diminuées et une densité de puissance importante ont conduit à l'utilisation de machines haute vitesse dans ce domaine d'application. Les plages de vitesse et de puissance des broches de machines-outils sont très étendues, allant de 9000 à 180 000 tr/min avec des puissances s'étalant de 1 à 24 kW [3]. D. Gerada *et al.* [3], présentent également les vitesses maximales typiques de fraisage en fonction du matériau (tableau 1.2). Ces vitesses de coupe justifient l'emploi d'entraînement à haute vitesse.

Matériau à usiner	Vitesse de coupe
Métaux (hors aluminium)	4500 - 12000 tr/min
Pierre	8000 - 12000 tr/min
Verre	8000 - 14000 tr/min
Bois	18 000 - 25 000 tr/min
Aluminium	30 000 - 40 000 tr/min

TABLEAU 1.2 – Vitesse maximale de coupe en fonction du matériau [3].

La figure 1.7 représente une broche d'usinage haute vitesse développée par la scociété Westwind Air Bearings, qui développe une puissance de 750 W pour une vitesse de 100 000 tr/min.



FIGURE 1.7 – Broche d'usinage haute vitesse M321 ATC (750 W, 100 000 tr/min) développée par Westwind Air Bearings [7].

Un autre secteur d'activité employant les machines rapides est celui de la compression des gaz ou de la ventilation. De manière traditionnelle le compresseur ayant pour rôle de fournir la pression nécessaire au transport du gaz est entraîné à l'aide de moteurs ou de turbines à gaz. Bien que l'utilisation de moteurs à gaz soit pratique pour les industries gazières, les restrictions environnementales ont encouragé l'utilisation de machines

électriques [3]. Les machines haute vitesse présentent plusieurs avantages pour cette application. Premièrement, elles permettent la suppression du multiplicateur mécanique qui accouplait le moteur et le compresseur [3, 8], comme illustré par la figure 1.8. De plus, en utilisant des paliers à gaz ou des paliers magnétiques, il est possible d'éliminer entièrement le circuit de lubrification du système. Cela permet d'accroître l'efficacité, la sécurité et de réduire les opérations de maintenance du système.

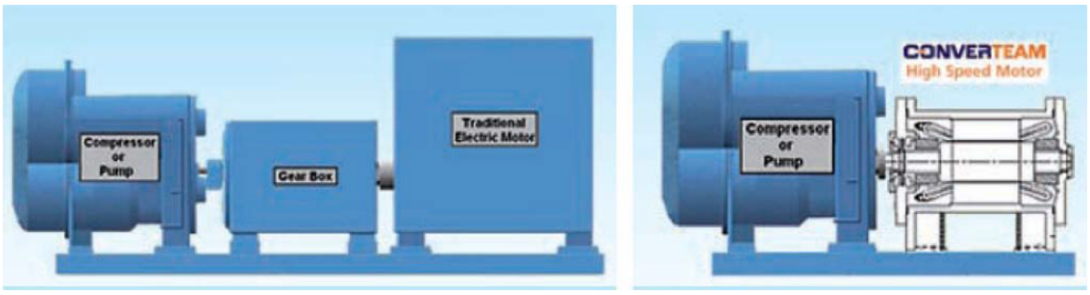


FIGURE 1.8 – Association machine-compresseur pour la compression du gaz [3].

De nombreuses applications industrielles nécessitent un air non contaminé par de l'huile. C'est notamment le cas des entreprises alimentaires ou pharmaceutiques où une contamination avec de l'huile peut entraîner des produits impropres à la consommation. Comme mentionné précédemment, en utilisant des paliers magnétiques ou à gaz, les machines électriques rapides ne nécessitent aucun système de lubrification. Elles permettent donc de répondre au besoin d'éviter toutes contaminations d'air par l'huile. Pour les applications liées à l'aération, le traitement biologique des eaux usées nécessite de l'oxygène. Le procédé d'aération dans le traitement des eaux usées est responsable de 60 % ou plus de la consommation totale d'énergie nécessaire au traitement [9]. L'intérêt d'utiliser des machines électriques haute vitesse pour les applications d'aération est donc également l'économie d'énergie. L'étude [9] a montré qu'il est possible de réaliser jusqu'à 35 % d'économies en utilisant des souffleurs actionnés par des machines rapides plutôt que les ventilateurs conventionnels.

Toutes les applications présentées précédemment et bien d'autres illustrent l'intérêt des machines haute vitesse. Il existe une grande variété de structures concernant ces machines et c'est l'objet de la prochaine section de ce chapitre.

1.1.3 Topologies des machines électriques rapides

Les machines électriques fonctionnant à haute vitesse existent sous différentes formes (synchrones, asynchrones, réluctantes, ...) et sous diverses topologies. Cette thèse fait l'objet du dimensionnement d'une machine à aimants permanents. Concentrons-nous donc sur ces dernières. De nombreuses géométries peuvent être réalisées, même dans le cas d'une application haute vitesse. Ces diverses topologies existent pour répondre à de multiples besoins. Plusieurs articles [10, 11] traitent notamment de comparaison entre différentes topologies de machines à aimants. Ainsi, dans le cadre de l'étude [10],

M. Kovacik *et al.*, comparent quatre géométries diverses de rotor à aimants permanents utilisant le même stator composé de six encoches pour 2 paires de pôles. Leurs machines d'étude fonctionnent à 100 000 tr/min. La figure 1.9 illustre les topologies des rotors étudiés.

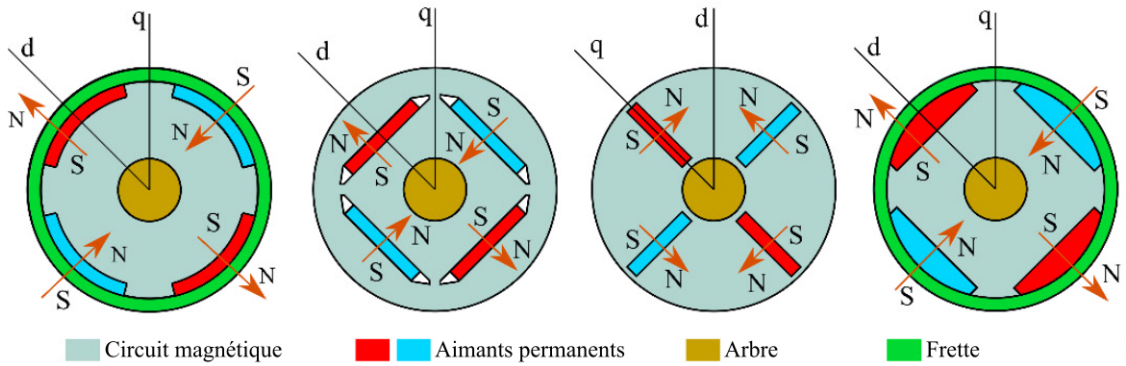


FIGURE 1.9 – Rotors étudiés par M. Kovacik *et al.* [10], de gauche à droite : aimants insérés en surface, aimants enterrés tangentiellement, aimants enterrés radialement, aimants montés en surface.

Ces quatre topologies sont comparées en analysant leurs inductions d'entrefer, forces contre électromotrice, couples de détente, ondulations de couple, couples, puissances, pertes et rendements. Il est montré dans cet article que les rotors utilisant des aimants montés en surface ont des pertes fer moins importantes que les deux autres topologies, en raison de l'entrefer magnétique plus large. Cette aptitude est appréciable pour les applications haute fréquence où les pertes fer deviennent conséquentes. De plus, les machines à aimants montés en surface présentent des fuites magnétiques plus faibles, ce qui permet d'utiliser un volume d'aimant plus réduit qu'en optant pour une géométrie de rotor avec aimants enterrés. Les rotors à aimants enterrés présentent eux aussi des avantages. Ils possèdent une différence d'inductance entre les axes d et q plus conséquente que les machines à aimants en surface, ce qui leur permet d'exploiter le couple de réluctance. Le second rotor de l'étude conduit d'ailleurs à une production de couple et de puissance plus importante. D'un point de vue mécanique, les aimants enterrés sont naturellement maintenus par le circuit magnétique rotorique, bien que de fortes contraintes s'exercent localement sur les tôles. L'utilisation d'aimants montés en surface nécessite l'ajout d'une frette afin de contrer les effets centrifuges et de les maintenir sur la surface des tôles rotoriques.

L'article [11] traite de quatre autres topologies possibles, comme illustré par la figure 1.10. Les machines étudiées utilisent toutes des aimants en surface. Deux structures sont relativement courantes, il s'agit respectivement d'une machine à rotor interne et externe. Les deux autres structures sont plus complexes et utilisent un double stator ou un double rotor. Les auteurs de cet article décrivent une méthode de prédimensionnement et d'optimisation de ces différentes machines.

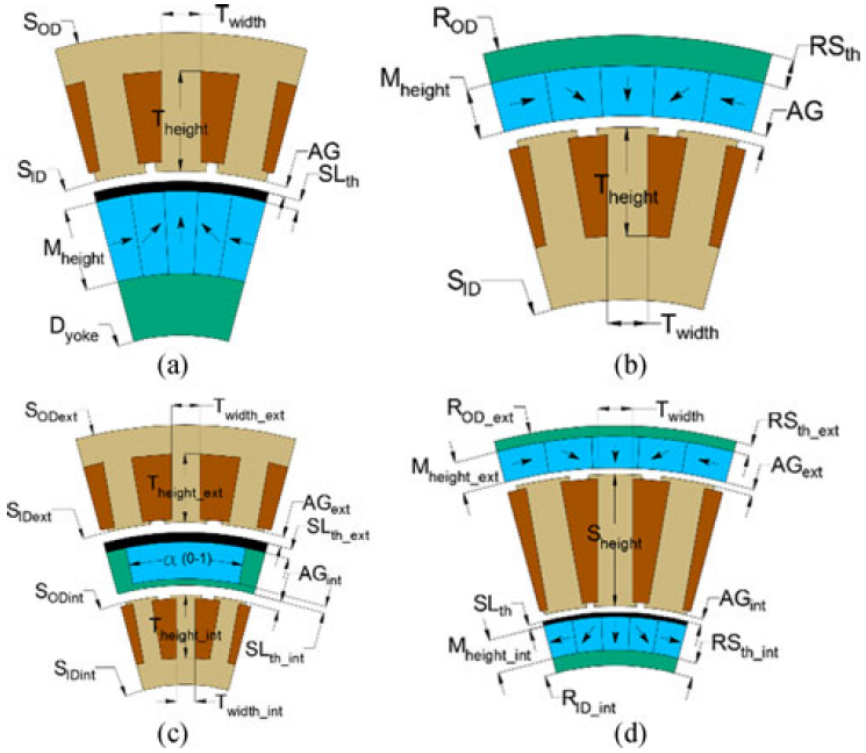


FIGURE 1.10 – Rotors étudiés par D.Golovanov *et al.* [11], a) rotor interne, b) rotor externe, c) double stator, d) double rotor.

Golovanov *et al.* [11] comparent ces quatre topologies pour la conception d'une machine de 1 MW et opérant entre 8 000 et 20 000 tr/min. Ils ne considèrent comme fonction objectif que la maximisation de la puissance massique. La machine présentant la densité de puissance la plus intéressante est la machine avec le double rotor, avec une puissance massique atteignant les 35 kW/kg pour une fréquence de rotation de 20 000 tr/min. Cette densité de puissance a été atteinte grâce à l'utilisation de tôles Fer-Cobalt et d'aimants en réseau de Halbach. Cependant, il faut tout de même noter que cette solution nécessite une masse d'aimant plus importante que les autres solutions et une réalisation plus difficile. La machine avec un double stator présente quant à elle les performances les plus basses malgré l'ajout d'un second stator. La machine avec simple rotor interne obtient tout de même des performances honorables avec une puissance massique pouvant atteindre les 25 kW/kg pour 20 000 tr/min.

1.2 Les limites des machines électriques rapides

Le principal intérêt des machines haute vitesse est leurs puissances spécifiques plus conséquentes que les machines conventionnelles. Cependant les vitesses pouvant être atteintes sont limitées. Ces principales limites sont majoritairement causées par des problèmes d'ordre mécanique ou thermique.

1.2.1 Contraintes mécaniques de dimensionnement

À haute vitesse les effets centrifuges sont plus importants et il est impossible de dépasser certaines vitesses, sous peine de rupture mécanique. D. Gerada *et al.* [3] ont recensé plusieurs machines à aimants haute vitesse développées par des industriels ou dans la littérature. Une partie de ces machines sont décrites dans le tableau 1.3, où les machines sont qualifiées par leur type (SPM ou IPM). Ce sont des acronymes anglophones qui signifient respectivement "surface permanent magnet" et "interior permanent magnet". Leurs traductions correspondent à aimants en surface et aimants enterrés. Les vitesses périphériques atteintes par ces machines avoisinent les 300 m/s. À ces vitesses là, toutes les machines requièrent des frettes pour maintenir les aimants. Ces dernières peuvent être constituées de différents matériaux tels que le titane, l'inconel, la fibre de verre ou la fibre de carbone.

Vitesse périphérique (m/s)	Diamètre externe rotor (mm)	Type	frette	Puissance (kW)	Vitesse angulaire (tr/min)
294	47	SPM	Titane	22	120 000
288	25	SPM	Fibre de carbone	2	220 000
261	10	SPM	Titane	1	500 000
233	89.4	IPM	Fer-Silicium	11	50 000
230	22	SPM	Titane	2	200 000
201	16	SPM	Inconel	5	240 000
200	24.5	SPM	Fibre de carbone	1.5	150 000
200	-	SPM	Fibre de carbone	1 100	30 000
192	24.5	SPM	Fibre de verre	1.5	150 000

Tableau 1.3 – Caractéristiques de quelques machines à aimants permanents [3].

1.2.2 Contraintes thermiques de dimensionnement

En plus des contraintes mécaniques, viennent s'ajouter les limites thermiques. Toute machine électrique présente des pertes lors de la conversion de l'énergie électrique en énergie mécanique. Cependant, ces dernières diffèrent aussi bien du point de vue de leurs répartitions spatiales que de leurs amplitudes en fonction du type de machine électrique et de sa topologie. Les densités des pertes des machines haute vitesse sont plus importantes que celles des machines conventionnelles en raison d'une réduction des volumes actifs de ces dernières [12]. La figure 1.11 représente le bilan de la conversion de la puissance électrique en un travail mécanique avec les différentes pertes associées.

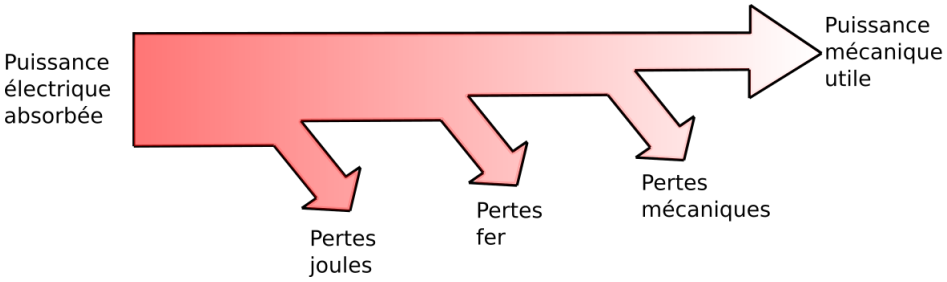


FIGURE 1.11 – Arbre des puissances.

Les pertes se présentent sous différentes formes : pertes par effet Joule, pertes fer et pertes mécaniques. À haute vitesse, ces pertes se trouvent augmentées. Prenons l'exemple des pertes fer. Ces dernières sont composées des pertes par hystérésis et par courant de Foucault qui sont respectivement proportionnelles à la fréquence et au carré de la fréquence de fonctionnement. À induction magnétique constante, augmenter la vitesse de rotation, conduit à augmenter dans la même proportion la fréquence d'alimentation, et par conséquent accroître les pertes fer. Par ailleurs, les pertes mécaniques associées aux frottements sont également amplifiées à haute vitesse. Pour finir, augmenter la fréquence d'alimentation accroît l'effet de peau et ainsi la résistance apparente des conducteurs, et par conséquent les pertes joules. Ces pertes échauffent la machine et limitent sa vitesse maximale.

Les applications haute vitesse nécessitent donc des technologies spécifiques pour réduire ces échauffements, comme listées ci-dessous :

— Tôles à faibles pertes
— Bobinages en épingle
— Paliers magnétiques ou à gaz

Malgré l'utilisation de divers matériaux ou technologies pour réduire les densités de pertes, les considérations thermiques demeurent toujours importantes. Des matériaux possédant de bonnes caractéristiques thermiques (conductivité) ainsi qu'un refroidissement efficace sont requis. En effet, l'échauffement au sein d'une machine électrique est particulièrement néfaste. Au sein de sa thèse [13], Mr. Davin présente les éléments les plus sensibles de la machine. Les températures maximales de fonctionnement sont généralement de :

— 240°C pour le bobinage [14] : Les isolants étant irréversiblement détériorés au dessus de cette température (émaux, résines, ...).
— 140°C pour les aimants (Néodyme Fer Bore) : Au-delà, ils risquent de se désaimanter
— 120 °C pour les roulements : Certaines graisses perdent leur caractère lubrifiant avec l'élévation de température. Cette problématique peut faire l'objet d'études particulières au regard de la diversité des topologies machines, chaînes cinématiques et types de roulements.

L'augmentation des densités de puissance des machines électriques a conduit à donner plus d'importance au dimensionnement thermique lors de la conception. La figure 1.12 présentée par Marco Satrústegui De Legarra dans sa thèse [15] montre le nombre d'articles produits chaque année dans le domaine de la thermique des machines électriques depuis 1999.

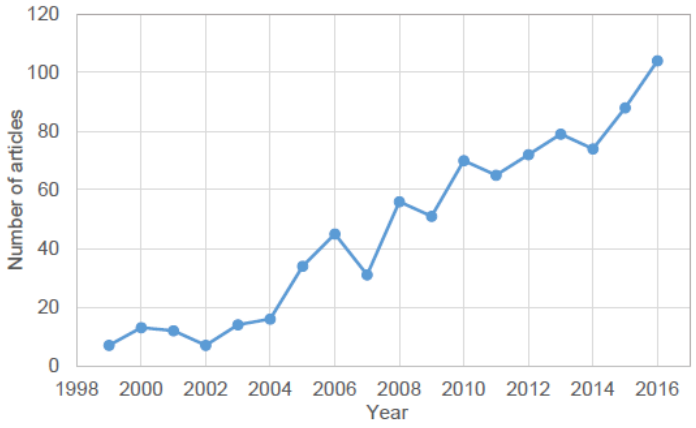


FIGURE 1.12 – Nombre d'articles produits chaque année depuis 1999 dans le domaine de la thermique des machines électriques [15].

Le nombre d'articles produits a été multiplié sensiblement par un facteur 10 entre 1998 et 2016. Les considérations thermiques des actionneurs électriques et leurs systèmes de refroidissement intéressent donc de plus en plus de chercheurs depuis le début des années 2000, et deviennent un domaine de recherche incontournable.

Cette thèse se concentre sur l'étude d'une machine synchrone à aimants permanents montés en surface. Il est présenté dans cette section les contraintes thermiques de conception d'une telle machine fonctionnant à haute vitesse. En lien avec ces contraintes, des solutions technologiques permettant de répondre à ces dernières sont présentées.

1.2.2.1 Pertes d'origines électriques

La circulation du courant électrique à travers un milieu est accompagné de pertes proportionnelles à la résistivité de ce dernier et au carré du courant le traversant. Il s'agit des pertes par effet joule P_j qui s'expriment par la relation 1.1.

$$P_j = R.I^2 \tag{1.1}$$

La relation 1.1, bien que relativement simple peut en réalité se montrer plutôt complexe en fonction des effets physiques que l'on souhaite modéliser. Pour commencer, intéressons-nous aux pertes par effet Joule au sein du bobinage. La résistance électrique dépend linéairement de la longueur du conducteur. Déterminer la longueur active de ce dernier est aisée, mais estimer précisément les longueurs des têtes de bobines est bien plus difficile. En effet, la longueur de ces dernières dépend du rayon moyen du bobinage, de la polarité de la machine, du type du bobinage (distribué, concentré, ...). Afin de les estimer, il est possible d'utiliser certaines relations (équation 1.2) utilisant des coefficients déterminés de manière empirique [16]. Une seconde méthode consiste à définir un rapport entre la longueur totale d'une demi-bobine élémentaire et la longueur utile de la machine comme définie par l'équation 1.3. Ce rapport dépend des caractéristiques de la machine, notamment sa longueur et sa polarité. Ce rapport peut être compris entre 1.2 et 2 [17].

$$L_c = k_c \frac{2\pi r_w}{N_e} + L_u \tag{1.2}$$

Où L_c est la longueur moyenne d'un conducteur, k_c est un paramètre dépendant de la géométrie de la bobine, r_w est le rayon moyen du bobinage, N_e est le nombre d'encoche et L_u est la longueur utile de la machine.

$$\underbrace{1.2}_{\text{forte polarité}} < \frac{L'}{L_u} < \underbrace{2}_{\text{faible polarité}} \tag{1.3}$$

Avec L', la longueur d'une demi-bobine élémentaire.

Une fois la longueur moyenne des conducteurs déterminée, il est possible de calculer les pertes joules dites "pertes DC" en appliquant la relation 1.1. Cependant en appliquant cette méthode, les effets de peau et de proximité n'ont pas été pris en compte. Lorsque ces effets peuvent être négligés, la démarche décrite précédemment est suffisante pour calculer les pertes joules, sinon il est nécessaire de prendre ces effets en compte. De nombreux chercheurs [18, 19, 20] se sont intéressés à ces effets. Dans le cas d'une encoche rectangulaire remplie par un seul conducteur en cuivre (fig 1.13) et avec un facteur de remplissage égal à 1, ils ont établi le rapport 1.4 entre la résistance du bobinage en DC (R_{DC}) et la résistance en AC (R_{AC}) en fonction de la longueur de l'encoche sur l'épaisseur de peau. Cette expression est développée en établissant certaines hypothèses. On se place dans l'approximation des régimes quasi-stationnaire (le courant de déplacement est nul). L'encoche est de forme rectangulaire. L'ouverture de l'encoche est suffisamment faible et la perméabilité du fer est suffisamment importante pour considérer que le champ magnétique est purement selon l'axe y dans l'encoche. Cette étude permet de mettre en évidence l'influence des effets de peau et de proximité.

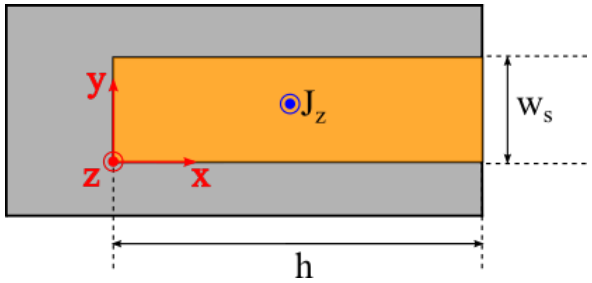


FIGURE 1.13 – Représentation d'une encoche rectangulaire.

$$\frac{R_{AC}}{R_{DC}} = \lambda \frac{sinh(2\lambda) + sin(2\lambda)}{cosh(2\lambda) - cos(2\lambda)} \tag{1.4}$$

Avec :
— h : longueur de l'encoche
— δ : l'épaisseur de peau
— $\lambda = \frac{h}{\delta}$

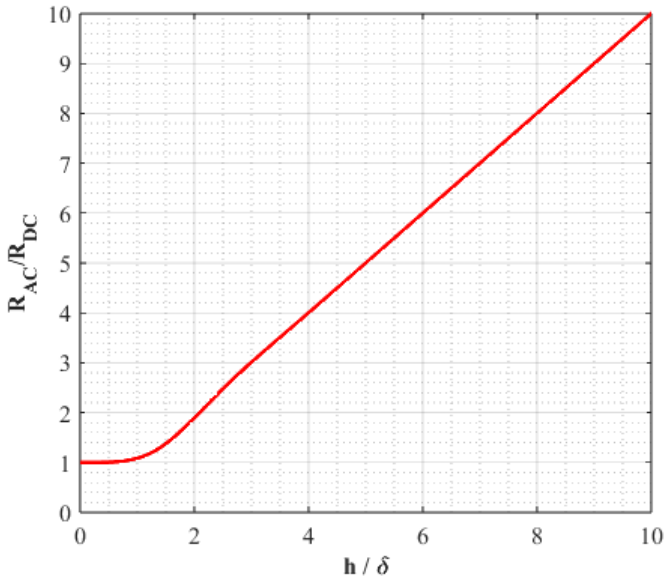


FIGURE 1.14 – Rapport entre les résistances en courant alternatif R_{AC} et continu R_{DC} en fonction du ratio entre la longueur h et l'épaisseur de peau δ.

La figure 1.14 illustre l'évolution du ratio entre les résistances en régime alternatif et continu pour un unique conducteur massif placé dans une encoche. Cette figure prouve que tant que le ratio entre la longueur de l'encoche h et l'épaisseur de peau δ est inférieur à 1, la résistance en courant alternatif est égale à la résistance en courant continu, et les pertes varient peu. Par contre, quand les effets de peau et de proximité deviennent non

négligeables, la densité de courant ne se distribue plus dans l'ensemble du conducteur mais au sein d'une section plus réduite, augmentant ainsi la résistance effective de ce dernier et les pertes par effet Joule comme illustré par la figure 1.15. Cette image provient d'un calcul numérique utilisant la méthode des éléments finis développé à l'aide du logiciel Comsol Multiphysics ®[21]. Les dimensions de l'étude sont indiquées sur cette image. Le courant total a été choisi en imposant une densité de courant de 1 A/mm^2. Cette image illustre la répartition non uniforme de la densité de courant dans le conducteur. Ce calcul a été réalisé pour une fréquence de 1000 Hz, donnant ainsi lieu à une épaisseur de peau égale à 2.1 mm et un rapport entre la hauteur du conducteur et l'épaisseur de peau égal à 7.3. D'après le graphe 1.14, cela conduirait à une augmentation des pertes joules par un facteur 7.3. Étant donnée la valeur importante du rapport R_{AC}/R_{DC}, dans ce cas d'utilisation, il convient de subdiviser le conducteur pour diminuer les pertes joules totales.

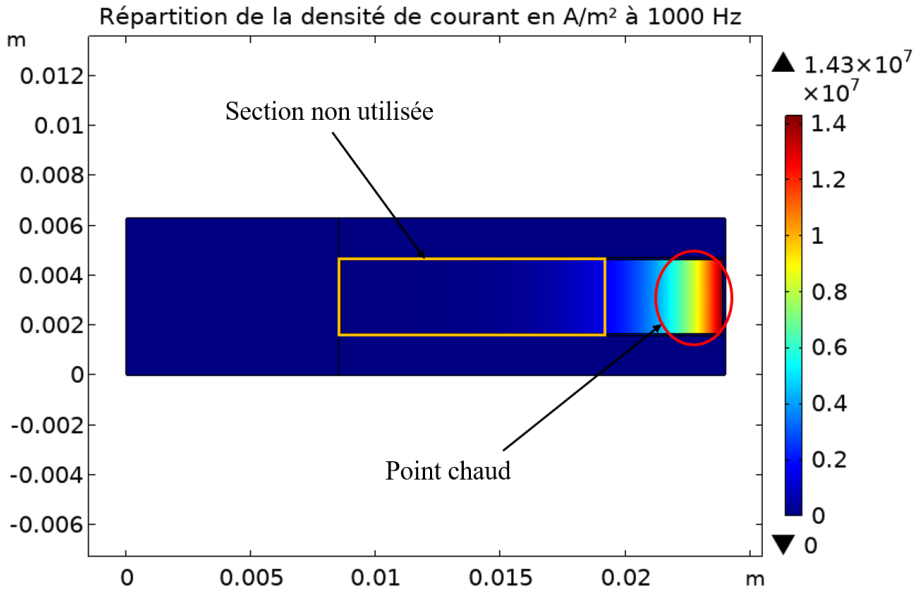


FIGURE 1.15 – Répartition du courant dans un conducteur rectangulaire à 1000 Hz.

A haute fréquence, il est nécessaire de subdiviser les conducteurs afin de réduire les pertes joules AC. En subdivisant les conducteurs, leurs hauteurs s'en trouvent réduites, diminuant ainsi par la même occasion le rapport hauteur sur épaisseur de peau. Cela permet de répartir le courant sur une surface plus importante et ainsi de diminuer la résistance effective du bobinage. Afin de visualiser cet effet, reprenons l'étude de la figure 1.15, mais cette fois-ci en plaçant 8 conducteurs (figure 1.16) dans l'encoche au lieu d'un seul, tout en conservant le même nombre d'ampère-tours et la même fréquence. On impose donc pour chaque conducteur un courant égal aux nombres d'ampère-tours totaux dans l'encoche divisés par 8.

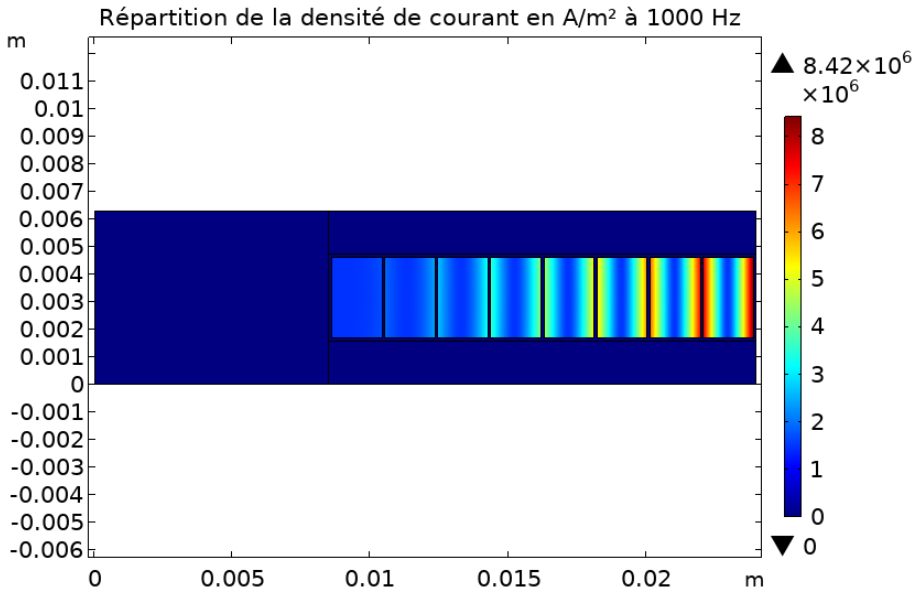


FIGURE 1.16 – Répartition du courant dans un faisceau de 8 conducteurs rectangulaires à 1000 Hz.

En comparant les résultats des figures 1.15 et 1.16, on constate une répartition plus uniforme du courant dans le cas où l'on utilise 8 conducteurs. Le courant occupe une plus grande surface. Cela se traduit également par une diminution de la densité maximale de courant présente dans le bobinage. À section d'encoche constante, en multipliant le nombre de conducteurs et ainsi en diminuant leurs tailles, on réduit les effets haute fréquence. La relation 1.4 n'étant valable que pour un seul conducteur, il serait intéressant de développer une nouvelle formule permettant de prédire les effets de peau et de proximité dans le cas où l'on utilise plusieurs conducteurs. J.Pyrhonen [22] décrit dans son livre la relation 1.5 reliant les pertes ohmiques en régime alternatif et continu pour plusieurs conducteurs rectangulaires placés au sein d'une encoche.

$$\begin{cases} \frac{R_{AC}}{R_{DC}} = \phi(\xi) + \frac{z_t^2-1}{3}\psi(\xi) \\ \phi(\xi) = \xi.\frac{sinh(2\xi)+sin(2\xi)}{cosh(2\xi)-cos(2\xi)} \\ \psi(\xi) = 2\xi\frac{sinh(\xi)-sin(\xi)}{cosh(\xi)+cos(\xi)} \end{cases} \tag{1.5}$$

Avec :
— $\xi = h_c\sqrt{\frac{1}{2}\omega\mu\sigma\frac{b_c}{b}}$
— z_t le nombre de couche de conducteurs

L'expression de ξ ci-dessus est composée de h_c, b_c, b, ω, μ et σ. Il s'agit respectivement de la hauteur d'un conducteur en mètre, de la largeur d'un conducteur en mètre, de la

largeur de l'encoche en mètre, de la pulsation en rad.s^{-1}, de la perméabilité magnétique en H.m^{-1} et la conductivité électrique en S.m^{-1}.

À l'aide des relations du système 1.5, il est donc possible de calculer le rapport entre les pertes joules en régime alternatif et continu. La figure 1.17 illustre le rapport entre les résistances R_{AC} et R_{DC} pour différents nombres de couches de conducteurs. Les résultats obtenus par méthode analytique sont comparés avec des calculs numériques utilisant la méthode des éléments finis.

Plusieurs conclusions peuvent être tirées de ces résultats. Premièrement, les résultats analytiques et numériques sont proches, ce qui prouve la cohérence du modèle analytique. Dans un second temps, la figure 1.17 montre l'influence du nombre de conducteurs. Plus ce nombre est important et plus l'augmentation des pertes joules AC est brutale en fonction du rapport hauteur sur épaisseur de peau. En effet en subdivisant les conducteurs, l'effet de peau se trouve diminué car les dimensions des conducteurs sont plus faibles, cependant les effets de proximité sont alors plus importants. Il convient donc de réduire de façon drastique la taille des conducteurs afin de limiter les effets haute fréquence comme illustré par la figure 1.17. Dans le cas où ξ est inférieur ou égal à 1, le rapport peut être approximé par la relation 1.6 [22].

$$\frac{R_{AC}}{R_{DC}} \sim 1 + \frac{z_t^2 - 0.2}{9}\xi^4 \tag{1.6}$$

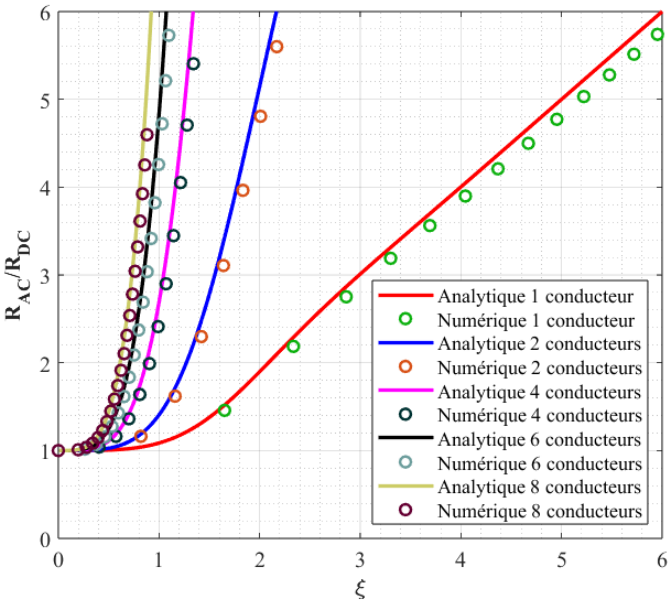


FIGURE 1.17 – Rapport entre R_{AC} et R_{DC} en fonction du ratio entre la longueur et l'épaisseur de peau pour différents nombres de conducteurs.

Les expressions exposées précédemment ne sont valides que pour des conducteurs rectangulaires. Pour des conducteurs ronds, les pertes par courants induits sont plus

faibles. Ces dernières sont multipliées par un facteur 0.59 et s'expriment par les relations du système 1.7 [22].

$$\begin{cases} \frac{R_{AC}}{R_{DC}} \sim 1 + 0.59\frac{z_t^2 - 0.2}{9}\xi^4 \\ \\ \xi = \frac{\sqrt{\pi}d}{2\delta} \end{cases} \tag{1.7}$$

Où d et δ représentent respectivement le diamètre du conducteur en mètre et l'épaisseur de peau en mètre.

La figure 1.18 compare les résultats analytiques et numériques obtenus à l'aide de la relation 1.7. L'étude s'est portée sur la même géométrie d'encoche que celle utilisée pour accueillir les conducteurs rectangulaires. Trois combinaisons différentes de conducteurs ronds sont placées au sein d'une encoche comme illustré par la figure 1.19. L'étude a été réalisée en maintenant le facteur de remplissage à une valeur sensiblement égale à 0.5, et en respectant les mêmes ampère-tours que lors de l'étude numérique des conducteurs rectangulaires.

Les résultats analytiques sont cohérents avec ceux obtenus par la méthode des éléments finis. Cette relation simple permet donc de prédire les pertes joules supplémentaires causées par les effets de peau et de proximité. Pour supprimer ces effets indésirables, il est nécessaire d'utiliser des conducteurs bien plus petits que l'épaisseur de peau. Ainsi pour des fréquences très élevées, les tailles des conducteurs doivent être tellement réduites que l'utilisation de fil de Litz devient une nécessité.

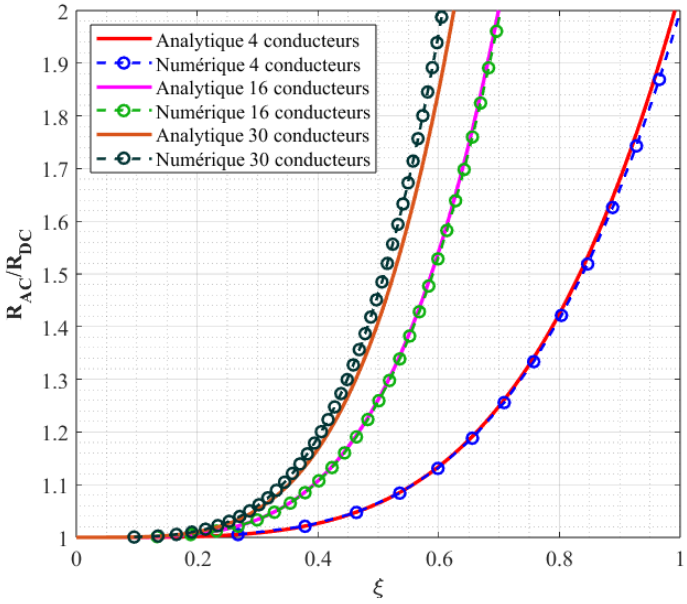
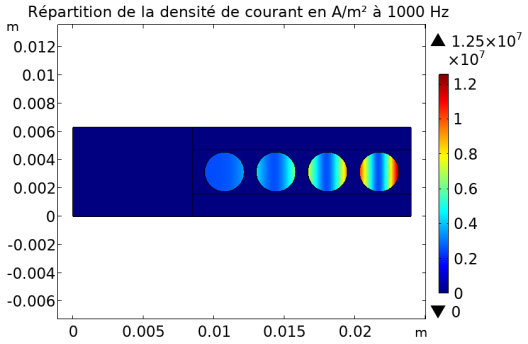
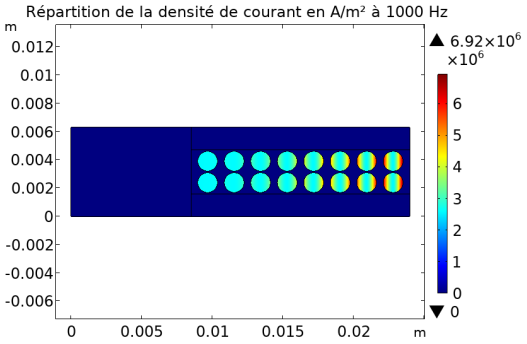


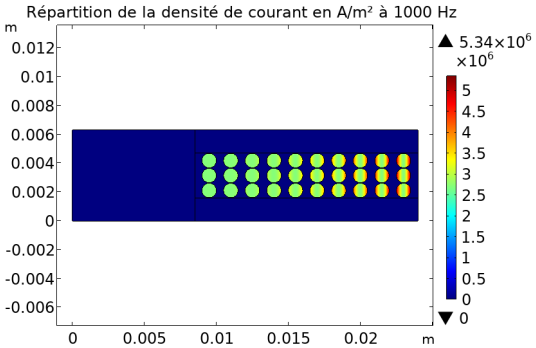
FIGURE 1.18 – Rapport entre R_{AC} et R_{DC} en fonction du ratio entre la longueur et l'épaisseur de peau pour différents nombres de conducteurs ronds.



(a) 4 conducteurs d = 2.8 mm, 4 couches.



(b) 16 conducteurs d = 1.4 mm, 8 couches.



(c) 30 conducteurs d = 1 mm, 10 couches.

FIGURE 1.19 – Résultats obtenus avec la méthode des éléments finis, répartition du courant à 1000 Hz.

1.2.2.2 Pertes d'origines magnétiques

Une dissipation d'énergie intervient lorsqu'un matériau ferromagnétique est soumis à un champ magnétique variable. Cette dissipation d'énergie correspond aux pertes magnétiques, plus couramment appelées pertes fer. Giorgio Bertotti à travers son approche [23] décompose ces pertes en deux catégories :

— Les pertes par hystérésis.
— Les pertes dynamiques.

Communément, les pertes dynamiques correspondent aux pertes par courants induits se développant au sein du matériau ferromagnétique. Bertotti décrit dans son article les pertes dites "classiques" calculées dans une tôle laminée d'épaisseur d soumise à un champ magnétique sinusoïdal dont la fréquence est suffisamment faible pour négliger l'épaisseur de peau. L'expression de ces pertes est donnée par la relation 1.8.

$$P_{dyn} = \frac{\pi^2 \sigma d^2 B_{max}^2 f_m^2}{6} \tag{1.8}$$

Avec B_{max} l'induction maximale dans la tôle en Tesla, σ la conductivité du matériau en S.m^{-1} et f_m la fréquence du champ en Hertz. Généralement il a été observé que les

pertes dynamiques sont supérieures aux pertes dites classiques. Bertotti introduit donc le concept de pertes excédentaires et classe les pertes magnétiques en trois familles :

— Les pertes par hystérésis.
— Les pertes par courants induits.
— Les pertes excédentaires.

Le modèle de Bertotti utilisant le concept de pertes excédentaires a pour but d'expliquer la différence entre les pertes par courants induits dites classiques et les "réelles" pertes dynamiques. La cause de ces pertes réside continuellement dans la création de courants induits mais à des échelles spatiales différentes (microscopique ou macroscopique). Mircea Fratila décrit ces trois phénomènes au sein de sa thèse [24]. Pour résumer de manière succincte, les pertes par hystérésis sont créées par le mouvement des parois de Bloch. Le mouvement de ces dernières est décrit par des sauts d'un site d'ancrage à un autre appelé saut de Barkhausen. Ces variations brusques de position s'accompagnent de variations locales du flux magnétique, induisant ainsi des courants à l'échelle microscopique. La figure 1.20 illustre ce phénomène.

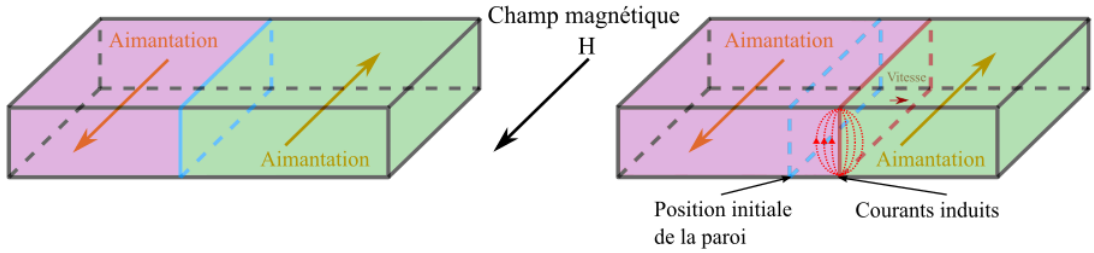


FIGURE 1.20 – Courants induits microscopiques développés au voisinage du mouvement d'une paroi de Bloch.

D'un point de vue macroscopique, un matériau conducteur soumis à un champ magnétique variable est le siège de courants induits. Suivant la conductivité électrique σ de ce dernier, les courants induits peuvent être non négligeables. La figure 1.21 illustre l'induction des courants dans une tôle d'épaisseur d soumis à une excitation magnétique variable dans le temps suivant l'axe $\vec{z}$. Les courants induits sont ainsi dirigés orthogonalement au champ leur ayant donné naissance. Sur l'exemple de la figure 1.21, le champ variable présent suivant l'axe $\vec{z}$ induit des courants suivant l'axe $\vec{x}$. D'ailleurs, les courants ont été représentés comme si la tôle présentait une dimension infinie suivant l'axe $\vec{x}$. En réalité, la tôle présente une dimension finie, les courants doivent donc se reboucler. Aux extrémités de cette dernière, les courants induits ne seront plus seulement en 1 dimension mais en deux dimensions suivant le plan (x,y) (lignes pointillées). Pour limiter la propagation de ces courants, la solution consiste à augmenter la résistivité du matériau. C'est pourquoi, la solution pratique consiste à utiliser des tôles laminées, isolées électriquement entre elles pour augmenter la résistance électrique du circuit magnétique.

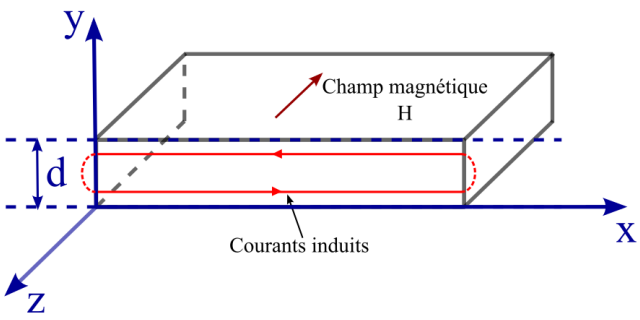


FIGURE 1.21 – Courants induits développés dans l'épaisseur de la tôle.

Les pertes excédentaires sont quant à elles plus compliquées à expliquer. Certains chercheurs ont attribué ces pertes aux bruits (régime dynamique) des sauts de Barkhausen ou à un continuel réarrangement des domaines magnétiques conduisant à la création de courants induits localisés.

Les modèles permettant de prédire ces différentes pertes sont nombreux. À titre d'exemple, Andreas Krings classe les différents modèles en trois catégories au sein de sa thèse [25]. Il décrit dans le cadre de son travail les modèles basés sur l'équation de Steinmetz, les modèles fondés sur la séparation des pertes par hystérésis et des pertes dynamiques, ainsi que les approches mathématiques par modèles d'hystérésis. La figure 1.22 illustre une des classifications possibles des modèles de pertes fer et de manière non exhaustive un certain nombre de ces modèles.

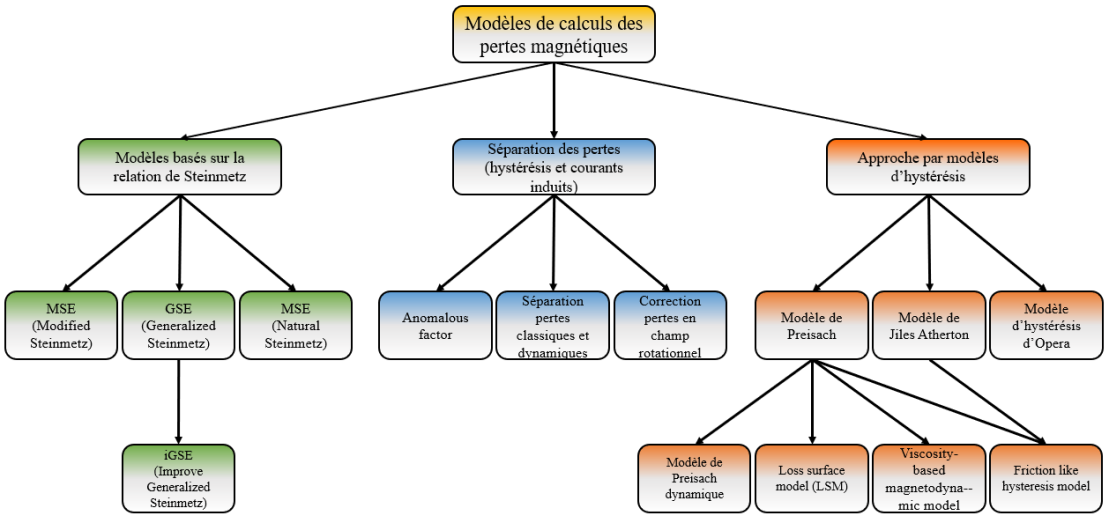


FIGURE 1.22 – Classification non exhaustive de différents modèles de pertes magnétiques [25].

Cependant ces modèles décrivent de manière relativement imprécise les effets des procédés de fabrication sur les tôles et leurs performances. En effet de nombreuses recherches ont été menées concernant l'impact des différents procédés de fabrication sur

les pertes fer. Avant d'être mise en forme de tôles pour constituer les différents circuits magnétiques d'une machine électrique, la matière passe par différentes étapes de production. La figure 1.23, tirée de [24] décrit le processus de mise en forme de ces dernières. Chaque étape contribue à modifier les propriétés magnétiques des tôles et ainsi leurs performances.

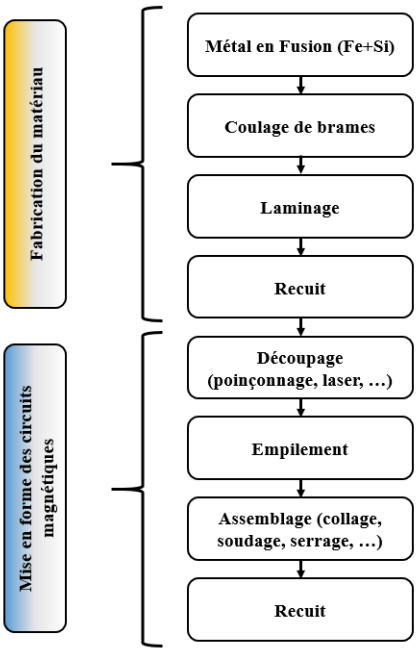


FIGURE 1.23 – Étapes de fabrication d'un circuit magnétique tirée de [24].

C'est notamment le cas de la découpe. Une fois la tôle réalisée, il est nécessaire de la découper aux bonnes dimensions. Plusieurs chercheurs se sont intéressés à la détérioration des performances des tôles. Concernant la découpe, M. Emura *et al.* [26] comparent l'influence de quatre procédés de découpe différents : le poinçonnage, la guillotine, la découpe laser et l'électroérosion. Les essais de ces recherches ont eté opérés pour des tôles FeSi 2 % soumises à une induction de 1.5 T à une fréquence de 60 Hz. Selon la méthode utilisée, la perméabilité magnétique présente une différence pouvant aller jusqu'à 10 %. Les pertes fer peuvent quant à elles évoluer également d'un facteur pouvant aller jusqu'à 10 %. Waqas M. Arshad *et al.* [27], mentionnent que le poinçonnage comparé à la découpe par guillotine augmente de 20 à 30 % les pertes spécifiques. Cette augmentation se répercute principalement sur les pertes par hystérésis. D'autres chercheurs [28]-[29] ont montré que les zones des tôles adjacentes aux bords de coupe présentaient des caractéristiques magnétiques dégradées. Les pertes fer peuvent être augmenter de 30 % à cause de ces dégradations. L'espace ainsi endommagé par la découpe peut s'étendre jusqu'à 10 mm à partir du bord de coupe. Ces effets affectent donc de manière importante les objets présentant des dimensions géométriques inférieures à 10 mm, ce qui est notamment le cas des dents statoriques des machines. Or il est intéressant de constater que la norme

NF EN 10252 [30] présentant la procédure à suivre pour caractériser des tôles entre 400 et 10 000 Hz, prescrit l'usage d'échantillons ayant des dimensions supérieures à 30 mm × 280 mm. Les pertes spécifiques ainsi caractérisées par les fabricants évaluent donc de manière imprécise les pertes fer pour des tôles de faibles dimensions. Enfin pour finir sur les effets de la découpe, il est nécessaire de s'intéresser à la lamination. Ce procédé utilisé pour créer les feuilles de tôle tend à rendre le matériau anisotrope. Ce dernier ne présente plus les mêmes propriétés dans la direction parallèle ou perpendiculaire au laminage. Le taux d'anisotropie d'une tôle est défini par la relation 1.9.

$$T = \frac{W_1 - W_2}{W_1 + W_2} \times 100 \tag{1.9}$$

Où,

— T est l'anisotropie
— W_1 sont les pertes dans la direction transverse au laminage en Watts
— W_2 sont les pertes dans la direction parallèle au laminage en Watts

Waqas M. Arshad *et al.* [27], montrent que les pertes magnétiques augmentent quand la tôle est découpée dans une direction perpendiculaire à la direction du laminage. Durant leurs essais, pour la tôle M400-50 A, l'augmentation atteint 17.8 % pour une induction de 0.4 T à 50 Hz. Dans le cas de machines de grandes dimensions, où les circuits magnétiques sont réalisés à l'aide de plusieurs secteurs de tôle magnétique (figure 1.25b), il est intéressant de découper les dents parallèlement à la direction du laminage comme illustré par la figure 1.24. En effet, ce sont généralement les dents qui présentent la plus forte induction magnétique et donc les pertes fer les plus importantes.

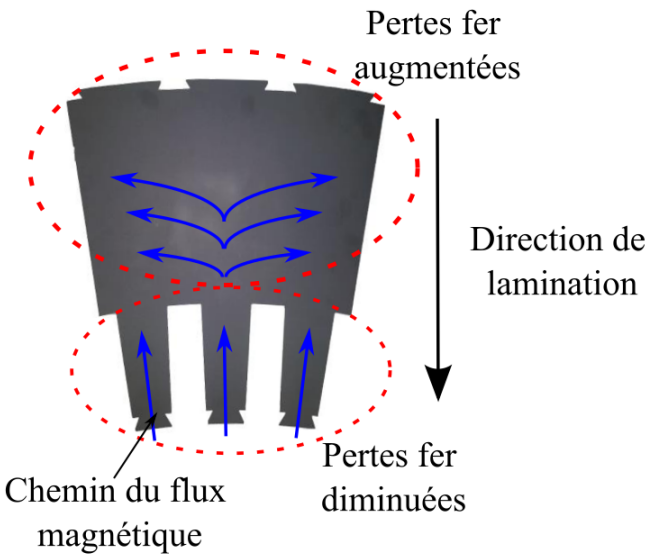
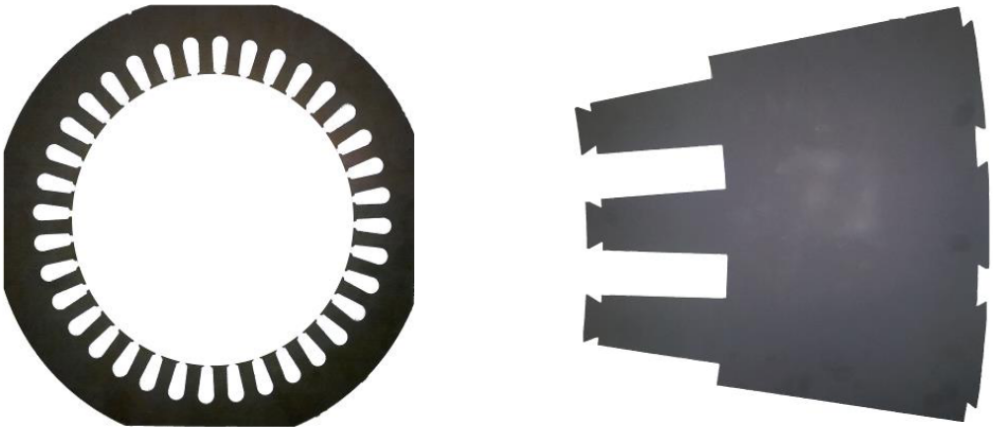


FIGURE 1.24 – Orientation optimale de la direction de lamination pour des machines de fortes dimensions.

Une fois les tôles découpées aux dimensions souhaitées, ces dernières peuvent être recuites. Aldo Boglietti *et al.* [31], se sont intéressés aux effets du recuit sur cinq échantillons constitués de tôles de géométries toriques mises en forme par un procédé de poinçonnage. L'objectif était pour eux d'étudier des échantillons de tôle présentant des géométries semblables à une culasse statorique de machine, et de comparer les propriétés des tôles avant et après le procédé de recuit. Ils ont procédé à un recuit de tous les échantillons à 930 °C pendant 4 heures dans une chambre à vide. Sur certains tests, ils ont observé une baisse des pertes fer, et plus particulièrement des pertes par hystérésis, pouvant aller jusqu'à 60 %. Ils ont montré que le recuit présentait un effet bénéfique, même sur des tôles n'ayant subi aucune découpe. Les auteurs de cet article se sont également intéressés au bénéfice du recuit sur des machines entières. Ils ont construit deux machines à induction de 11 kW avec le même matériau magnétique ; l'une des deux machines ayant des tôles recuites. Des mesures ont montré que la machine ayant des tôles recuites présentait 15 % de pertes fer en moins.

Une fois les tôles mises en forme, il reste à les assembler. Plusieurs techniques sont possibles [27, 32]. La technique la plus commune consiste à découper la géométrie entière du stator et du rotor et d'empiler les différentes tôles (figure 1.25a).



(a) En une seule pièce. (b) En forme de secteur.

FIGURE 1.25 – Découpe des tôles [24].

Il est également possible de réaliser seulement des secteurs du circuit magnétique comme illustré par la figure 1.25b, et d'assembler par la suite les différentes parties. Cette méthode est généralement employée pour la réalisation de machine de fortes dimensions (> 1 MW) [27]. Pour les petites machines électriques, il est également possible de réaliser le circuit magnétique d'un seul tenant à partir d'une tôle enroulée (figure 1.26). Les encoches et les dents sont découpées au fur et à mesure du processus d'enroulement.



FIGURE 1.26 – Circuit magnétique composé d'une seule tôle enroulée [33].

Une fois les tôles disposées, il est nécessaire de maintenir leur cohésion mécanique. Pour cela, plusieurs méthodes sont envisageables. Il est notamment possible de serrer mécaniquement les tôles, de les coller, ou encore de les souder. A.Schoppa *et al.* [34], étudient les effets du serrage et du soudage sur les tôles. Ils montrent que la soudure ou la pression exercée sur les tôles diminuent la perméabilité magnétique de ces dernières et augmentent leurs pertes spécifiques. Ils ont notamment réalisé des essais sur des tôles ne présentant pas de revêtement de surface. Pour une induction de 1.5 T à 50 Hz, ils ont constaté une augmentation des pertes spécifiques de 10 % entre une tôle soumise à une pression de 8 N/mm^2, et une tôle ne subissant aucune contrainte mécanique.

A.Schoppa *et al.* [32], se sont intéressés à l'influence du soudage et du collage des tôles. Ils ont notamment testé l'influence de la soudure sur des échantillons toroïdaux de tôles Fer-Silicium présentant un diamètre interne de 60 mm, externe de 100 mm et une hauteur de 20 mm. Ils ont réalisé plusieurs échantillons avec comme variations entre ces derniers le procédé d'assemblage (collage ou soudage), ou le nombre de passes de soudure (2, 4 ou 6 passes). Concernant le procédé de soudage, ils ont demontré que plus le nombre de passes de soudures est élevé, plus l'aimantation des tôles diminue pour une même excitation magnétique. De plus leurs pertes spécifiques augmentent. Par ailleurs, ils ont également mis en évidence le fait que plus la taille du grain est importante, plus la soudure présente un effet néfaste sur les pertes spécifiques. Pour certains niveaux d'induction et de fréquence du champ magnétique, ils ont décélé un incrément de presque 30 % des pertes spécifiques après soudure. La détérioration des propriétés magnétiques des tôles est due aux contraintes d'origine thermique causées par la soudure. Ces mêmes contraintes sont une des causes de l'augmentation des pertes spécifiques. L'autre raison est que le cordon de soudure crée un court-circuit entre les tôles permettant aux courants induits de se développer plus aisément. Ces mêmes auteurs concluent que le collage ne présente que peu d'influence sur les propriétés des tôles magnétiques.

Enfin pour conclure, comme mentionné par Waqas M. Arshad *et al.* [27], les mesures réalisées par les fabricants sont distinctement différentes des conditions d'utilisation des tôles pour la conception de machines électriques. En effet, les tôles sont testées sur des échantillons de dimensions bien supérieures à une dent de machine. De même les tôles sont soumises à certaines fréquences et pour des excitations purement sinusoïdales. Alors

qu'une machine en fonctionnement peut-être soumise à des excitations de forme non-sinusoïdale et pour une plage de fréquence en dehors des tests fournisseurs. Pour toutes les raisons évoquées précédemment, l'estimation des pertes fer est très délicate, et reste un sujet de recherche particulièrement actif. Finalement, l'approche qui consiste à utiliser les pertes spécifiques majorées pour le calcul des pertes fer reste une bonne alternative [35]. Ce calcul de pertes s'exprime par la relation 1.10.

$$P_{magn} = k_{sup} \times p_{magn} \times m \tag{1.10}$$

Où P_{magn}, k_{sup}, p_{magn} et m désignent respectivement les pertes magnétiques en W, le coefficient de majoration, les pertes spécifiques en W/kg et la masse du circuit magnétique en kg.

Ce coefficient de majoration est compris entre 1.3 et 1.6 pour les culasses et entre 1.7 et 1.8 pour les dents. Cette approche simple est donc très utile dans l'optique d'un prédimensionnement.

Suite à cet état de l'art non exhaustif concernant les pertes fer, les pertes spécifiques représentent la caractéristique la plus importante pour évaluer les pertes d'origine magnétique. En fonction des matériaux utilisés et des procédés de fabrication (laminage, ...), ces dernières peuvent fortement varier. La figure 1.27 illustre les pertes spécifiques de différentes tôles [36, 37, 38, 39, 40, 41, 42].

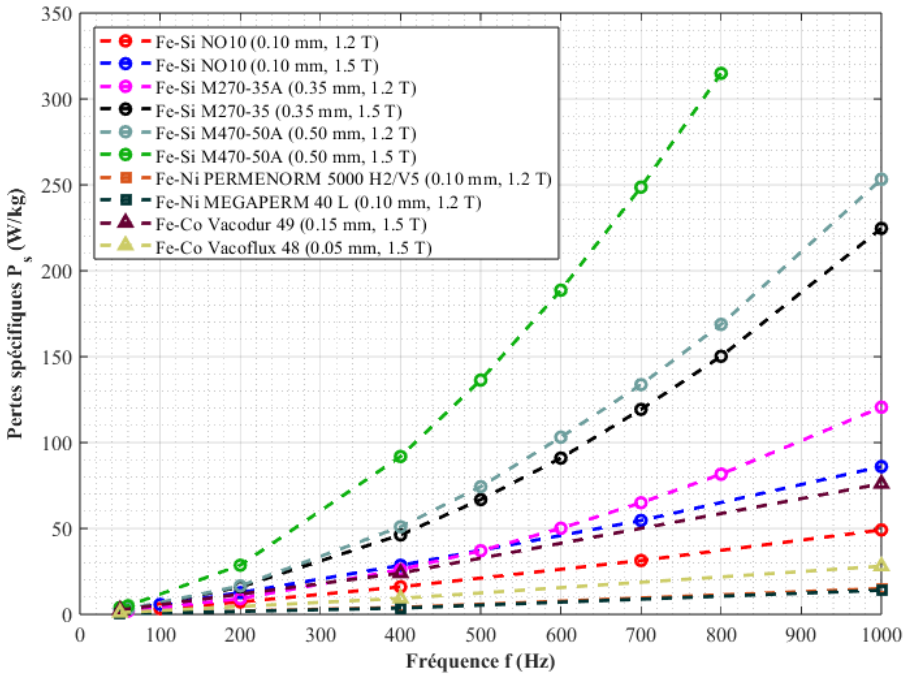


FIGURE 1.27 – Pertes spécifiques de différentes tôles commerciales [36, 37, 38, 39, 40, 41, 42].

Les pertes spécifiques dépendent du matériau utilisé et de l'épaisseur des tôles. La figure 1.27 montre que les tôles Fer-Cobalt (Fe-Co) et Fer-Nickel (Fe-Ni) présentent moins de pertes spécifiques que les tôles Fer-Silicium (Fe-Si). Cependant, afin de choisir une tôle, les pertes spécifiques ne sont pas le seul critère. En effet l'induction à saturation ou la résistance mécanique des tôles sont également des critères à prendre en compte. Plus la tôle présente une induction à saturation faible et plus la surface du circuit magnétique transverse au passage du flux doit être importante. La masse de fer augmente et par conséquent les pertes fer totales également.

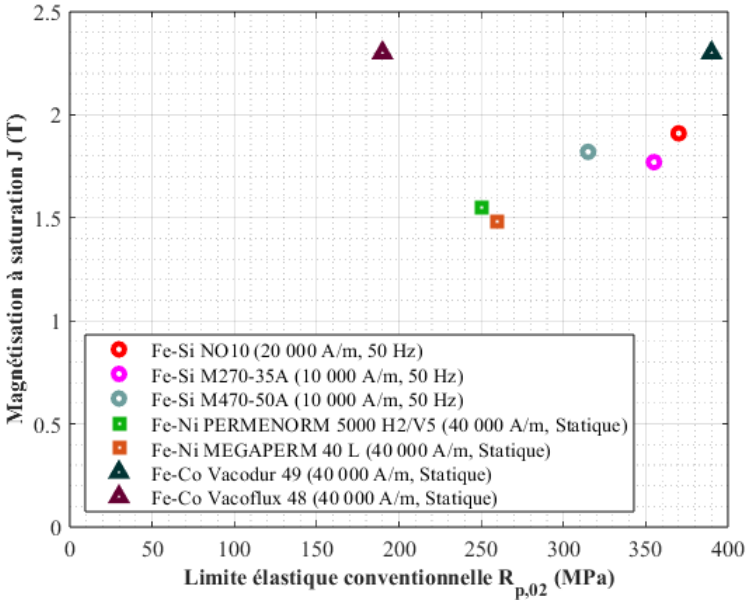


FIGURE 1.28 – Aimantation à saturation J en fonction de la limite élastique conventionnelle $R_{p,02}$ de différentes tôles commerciales [36, 37, 38, 39, 40, 41, 42].

Concernant la résistance mécanique, si l'application nécessite que le circuit magnétique doit résister à une certaine contrainte, alors certaines tôles ne seront pas utilisables. C'est pour cela que la société Vacuumschmelze [41, 42] propose différentes tôles Fer-Cobalt et pas seulement la tôle "Vacoflux 48" qui présente les meilleures pertes spécifiques et la meilleure induction à saturation. La figure 1.28 illustre la magnétisation à saturation en fonction de la limite élastique conventionnelle $R_{p,02}$ pour les différentes tôles commerciales présentées précédemment.

La figure 1.28 ne représente pas de manière exhaustive les propriétés de toutes les tôles existantes, mais seulement de 7 tôles commerciales. Cependant, il est tout de même possible d'en tirer quelques conclusions. Premièrement, l'aimantation à saturation des tôles Fer-Nickel est de l'ordre de 1.5 à 1.6 T maximum. Cette valeur est quasiment la valeur maximale accessible [43] pour un alliage Fer-Nickel avec 50 % de Nickel. Si l'on désire obtenir des valeurs d'inductions supérieures à 2 T dans les circuits magnétiques, il sera nécessaire d'utiliser des tôles Fer Cobalt. Ces dernières présentent l'induction

à saturation la plus élevée (2.3 T). En revanche, pour la "Vacoflux 48", elle présente également une des plus faible résistance mécanique, ce qui peut obliger à utiliser la "Vacodur 49", présentant une meilleure résistance mécanique, mais des pertes spécifiques plus élevées. Par ailleurs, les tôles Fer-Silicium, sont quant à elles, plutôt polyvalentes, elles présentent une induction à saturation autour de 1.7 T et une limite élastique aux alentours de 350 MPa.

La figure 1.29 issue de l'article [44] compile différentes tôles commerciales dans un graphique où sont comparées les limites élastiques des tôles en fonction de leurs pertes spécifiques à 50 Hz. Ce graphique permet également de choisir la tôle ayant les performances optimales en fonction de l'application.

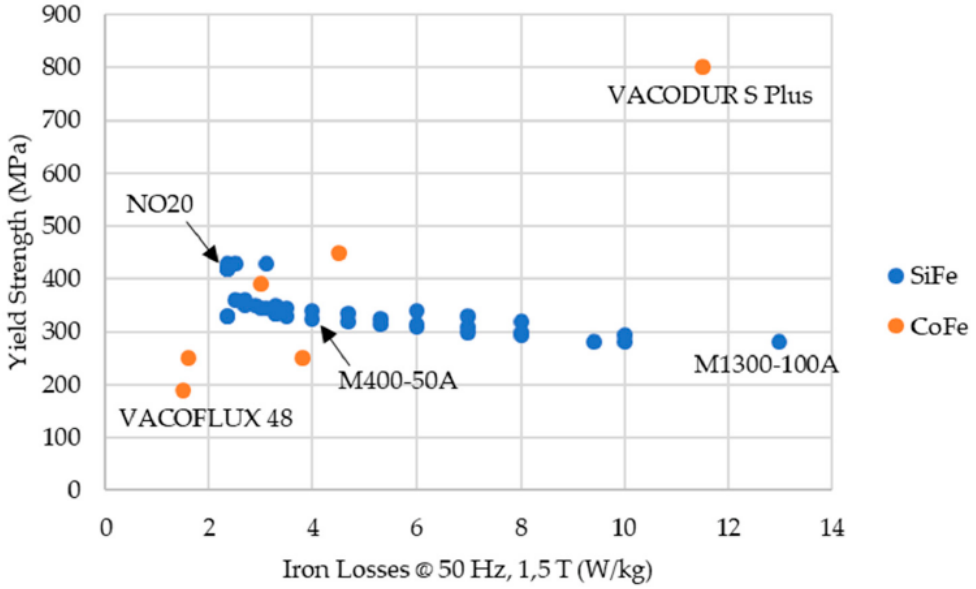


FIGURE 1.29 – Limite élastique en fonction des pertes spécifiques de différentes tôles commerciales [44].

1.2.2.3 Pertes d'origines mécaniques

Dans le cas d'un système en rotation, la puissance est égale au produit du couple par la vitesse de rotation (équation 1.11).

$$P_{meca} = C \times \Omega \tag{1.11}$$

Les pertes engendrées par les frottements sont régies par la même loi physique. Les frottements, peu importe leurs natures (sec, visqueux, aérauliques, ...) créent un couple résistant induisant des pertes. Les facteurs susceptibles d'intervenir dans l'expression de ce couple de pertes sont multiples. Il est notamment possible de citer la nature du contact : contact solide/solide, solide/fluide ou fluide/fluide, ou bien l'état de surface du ou des objets en mouvement.

Les frottements sont omniprésents lorsque deux corps présentent un mouvement relatif de l'un par rapport à l'autre, ou lorsqu'un corps se déplace dans un milieu matériel. Dans une machine électrique tournante, les frottements sont présents au niveau du rotor et de l'arbre qui sont en rotation. On peut distinguer les frictions entre les paliers et l'arbre machine ainsi que les frottements visqueux entre les éléments tournants (rotor, arbre) avec l'air environnant. Ces frottements sont relativement compliqués à exprimer, en raison des multiples variables pouvant impacter leurs amplitudes. Cependant, il est possible à l'aide de relations plus ou moins empiriques de quantifier l'ordre de grandeur de ces frottements. Commençons par traiter des pertes causées par la friction avec l'air. C. Zwyssig *et al.* expriment les pertes causées par la friction entre un cylindre en rotation et l'air à l'aide de la relation 1.12 au sein de l'article [45].

$$P_{f,air} = C_f \pi \rho_{air} \Omega^3 r^4 l \tag{1.12}$$

Où C_f, ρ_{air}, Ω, r et l représentent respectivement le coefficient de friction, la masse volumique de l'air en kg/m^3, la vitesse angulaire en rad/s, le rayon en m et la longueur du cylindre en m.

Il est intéressant de remarquer que cette expression évolue au cube de la vitesse angulaire, ou si l'on veut remettre cette expression sous la forme de la relation 1.11, le couple de frottement évolue au carré de la vitesse de rotation. Ce terme peut se montrer extrêmement important à haute vitesse.

Le coefficient de frottement C_f s'obtient empiriquement à partir du nombre de Reynolds Re et de Taylor Ta.

$$Re = \frac{r^2 \Omega}{\nu} \qquad Ta = \frac{r \Omega e}{\nu} \sqrt{\frac{e}{r}} \tag{1.13}$$

Où ν et e, représentent respectivement la viscosité cinématique de l'air en m^2.s^{-1} et l'entrefer en mètres. Le nombre de Taylor quantifie la stabilité de l'écoulement. Si le nombre de Taylor est inférieur 41.2, le régime est dit laminaire, s'il est supérieur à 400, il est dit turbulent. Entre ces deux valeurs se situe un régime mixte laminaire avec des tourbillons de Taylor. Les expressions du système 1.14 permettent de déterminer ce coefficient de friction. Ces relations sont tirées de l'article [46].

$$\begin{cases} C_{f,lam} = \frac{1.8}{Re} . (\frac{e}{r})^{-0.25} \frac{(r+e)^2}{(r+e)^2 - r^2}; & Ta \leq 41.2 \\ \\ C_{f,turb} = C_{f,lam}(Ta = 41.2) \times Ta^{-0.2}; & Ta > 400 \end{cases} \tag{1.14}$$

Afin de fixer un ordre de grandeur sur les pertes aérauliques, prenons comme objet d'étude la machine synchrone 200 kW ; 20000 tr/min de l'article [47], étudié par Yiguang Chen *et al.* Le rayon externe et la longueur du rotor de cette machine sont respectivement égaux à 87 mm et 150 mm. A l'aide des relations 1.14, il est possible de déterminer le coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation. La figure 1.30 illustre ce résultat.

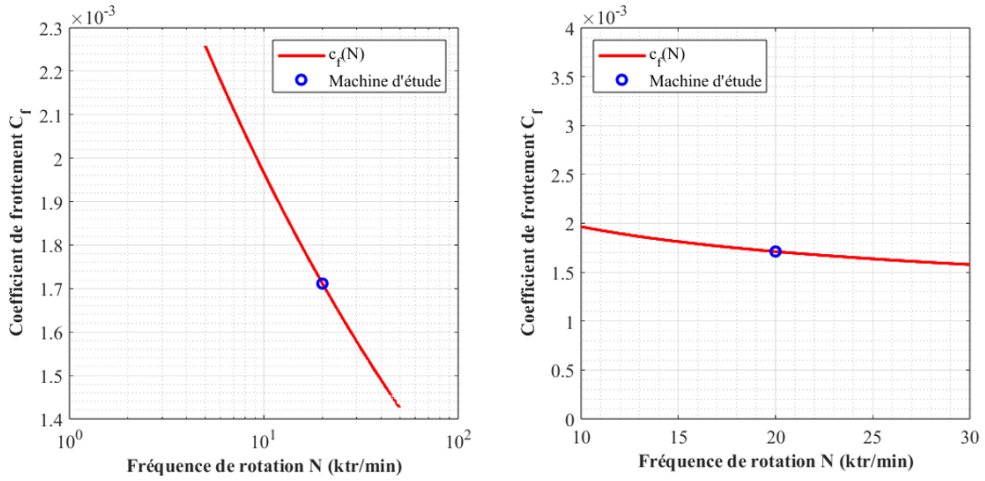


FIGURE 1.30 – Coefficient de frottement en fonction de la vitesse angulaire.

Le coefficient de frottement est inversement proportionnel au nombre de Reynolds, comme illustré par la figure 1.30. La courbe rouge représente le coefficient de frottement et le point bleu le résultat pour la machine étudiée par Yiguang Chen *et al.* À partir de ce coefficient, il est possible de déterminer les pertes aérauliques (figure 1.31) en utilisant la relation 1.12.

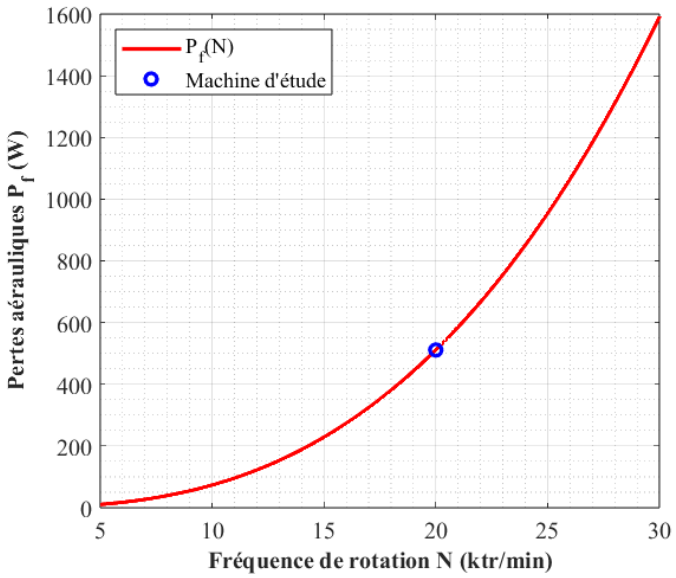


FIGURE 1.31 – Pertes aérauliques en fonction de la vitesse angulaire.

Les pertes aérauliques pour ce cas d'étude sont de l'ordre de 500 Watts. Les pertes de cette machine étant certainement de l'ordre du kW, la contribution aéraulique des pertes n'est donc pas négligeable. De plus, ces pertes sont localisées sur la périphérie du rotor

et peuvent être difficilement évacuables. Une étude thermique est donc nécessaire pour déterminer si ces pertes contribuent de manière significative ou non à l'échauffement de la machine. Il est intéressant de réaliser la même étude pour l'arbre. Pour déterminer un ordre de grandeur de ces pertes, considérons la partie de l'arbre au contact avec l'air aussi longue que le rotor. Concernant son diamètre, nous le supposerons 2 fois supérieur au diamètre minimum nécessaire à la transmission du couple.

Le couple de la machine est donné par la relation 1.15.

$$C = \frac{P}{\Omega} = \frac{30 \times P}{\pi N} \Longrightarrow C = \frac{30 \times P}{\pi \times 20000} = 95.5 \ N.m \tag{1.15}$$

Où P, Ω et N représentent respectivement la puissance, la vitesse angulaire en rad/s et la fréquence de rotation en tr/min. Le diamètre minimum D_{min} d'un arbre pouvant transmettre un couple donné est explicité dans l'article [11] et est déterminé à l'aide de la relation 1.16.

$$D_{min} = \frac{2J\tau}{C} \tag{1.16}$$

Où J et τ sont le moment d'inertie polaire et la contrainte maximale supportée par le matériau. Si nous considérons un arbre plein ($J = \pi.D^4/32$) en acier pouvant supporter une contrainte de 400 MPa, le diamètre minimum de l'arbre serait d'environ 11 mm. Prenons le double de cette valeur par sécurité. Cela revient à dire que l'arbre a un rayon R_a de 11 mm et une longueur axiale L_a de 150 mm. En utilisant les relations 1.12 et 1.14, il est possible de calculer les pertes aérauliques causées par la friction sur l'arbre, comme illustré par la figure 1.32.

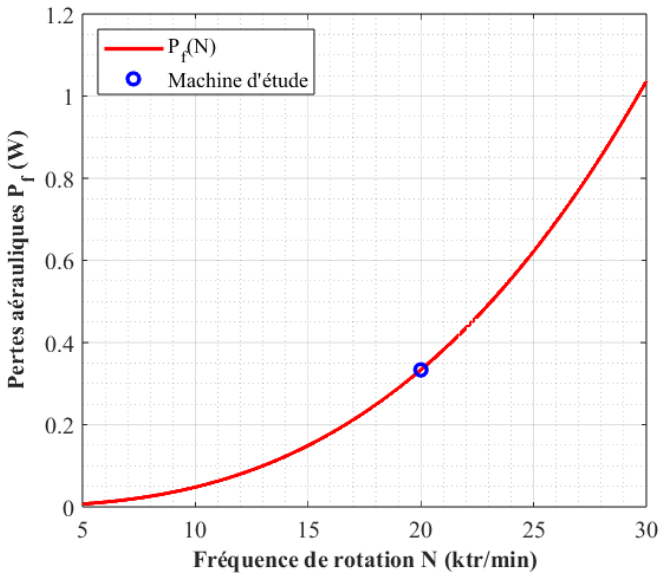


FIGURE 1.32 – Pertes aérauliques sur l'arbre en fonction de la vitesse angulaire.

Les pertes ainsi calculées sont négligeables, elles sont de l'ordre du dixième de Watts. En effet il est intéressant de voir que le rayon intervient à l'exposant 4. L'arbre ayant en général un rayon bien inférieur au rotor, les frottements qu'il subit peuvent donc être négligés. Il serait tout de même opportun de se donner un critère pour déterminer à partir de quel rayon pour l'arbre, les pertes aérauliques ne peuvent plus être négligées. Le rapport entre les pertes aérauliques sur l'arbre et sur le rotor est illustré sur la figure 1.33 en fonction du ratio entre les rayons respectifs de l'arbre et du rotor. L'étude a été menée pour une longueur égale entre l'arbre et le rotor à une vitesse de 20 000 tr/min.

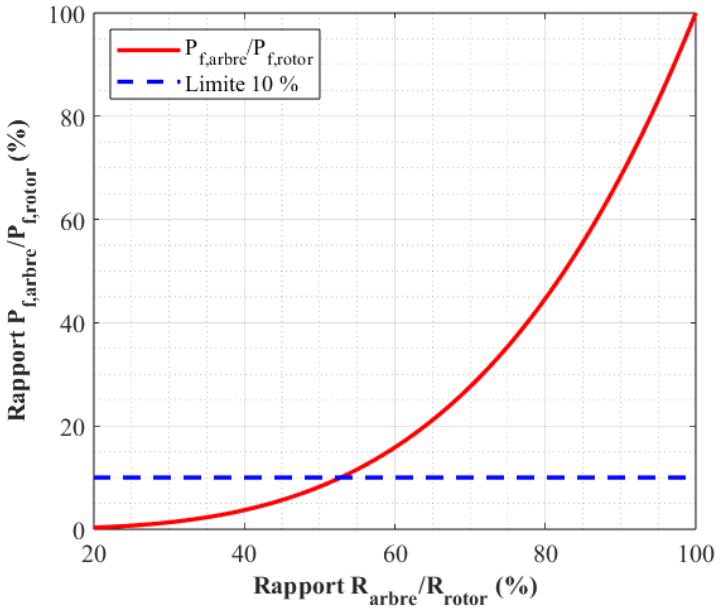


FIGURE 1.33 – Rapport entre les pertes aérauliques sur l'arbre et les pertes aérauliques sur le rotor en fonction du rapport entre le rayon de l'arbre et le rayon du rotor.

Prenons comme critère que les pertes aérauliques de l'arbre sont négligeables tant qu'elles ne dépassent pas 10 % des pertes aérauliques du rotor. Dans ce cas il est intéressant de constater que les pertes aérauliques de l'arbre sont négligeables tant que le rayon est inférieur approximativement à la moitié du rayon du rotor. Une fois ce rapport dépassé, comme les pertes évoluent proportionnellement à l'exposant 4 du rayon, les pertes augmentent relativement fortement et il n'est plus forcément envisageable de ne pas les considérer.

En terme de frottements, il existe également des pertes au niveau des paliers. Ces pertes sont extrêmement dépendantes des technologies utilisées. Prenons comme exemple les paliers les plus communs, les roulements à billes. La société NTN présente une relation simple [48] (équation 1.17) permettant de calculer les pertes causées par les frottements au sein des roulements à billes.

$$P_{f,roul} = 0.105 \times 10^{-6} MN \tag{1.17}$$

Avec $P_{f,roul}$ les pertes par friction en kW, M le moment de frottement en N.m et N la fréquence de rotation en tr/min.

La société NTN présente une méthode pour estimer le moment de frottement. Ce dernier s'exprime à l'aide de la relation 1.18.

$$M = \frac{\mu P d}{2} \tag{1.18}$$

Avec μ le coefficient de frottement, P la charge appliquée en N et d le diamètre d'alésage du roulement en m.

Le coefficient de frottement dépend de la technologie du roulement à billes utilisée. Le tableau ci-dessous récapitule des valeurs usuelles de coefficient de frottement en fonction de la technologie.

Type de roulement	Coefficient $\mu \times 10^{-3}$
Roulements à billes à gorges profondes	$1.0 \sim 1.5$
Roulement à billes à contact oblique	$1.2 \sim 1.8$
Roulement à rotule sur billes	$0.8 \sim 1.2$
Roulements à rouleaux cylindriques	$1.0 \sim 1.5$
Roulements à aiguilles	$2.0 \sim 3.0$
Roulements à rouleaux coniques	$1.7 \sim 2.5$
Roulements à rotule sur rouleaux	$2.0 \sim 2.5$
Butées à billes	$1.0 \sim 1.5$
Butées à rouleaux	$2.0 \sim 3.0$

TABLEAU 1.4 – Coefficient de frottement suivant la technologie employée [48].

Peu importe les technologies de roulements à billes utilisées, les coefficients de frottements sont compris entre 1.10^{-3} et 3.10^{-3}. Il nous est possible à l'aide de ces derniers de déterminer les pertes par friction créées par le roulement. Afin de limiter ces pertes, il est possible d'utiliser d'autres technologies comme les paliers à gaz ou magnétiques [49, 50].

L'état de l'art précédent met en évidence les contraintes de conception des machines

électriques fonctionnant à haute vitesse. Les performances atteignables sont donc limitées, elles font l'objet de la prochaine section.

1.2.3 Les performances actuelles des machines électriques rapides

Afin de confronter les différentes machines entre elles, il est nécessaire de trouver un critère de comparaison. En reprenant le concept de nombre guide D_N défini précédemment, il est possible de comparer ce nombre pour diverses machines. L'article [3] donne une liste non exhaustive mais plutôt bien fournie de machines électriques rapides à courant alternatif.

La figure 1.34 tirée de l'article [3] illustre les caractéristiques vitesse-puissance de différentes machines industrielles ou issues de la littérature scientifique. Le tableau 1.5 résume les limites atteintes par les différentes machines [3]. Les machines présentant le nombre guide le plus élevé sont les machines asynchrones à rotor massif. En effet ces machines sont naturellement adaptées à la haute vitesse, le rotor massif permet de supporter de lourdes contraintes mécaniques. Concernant les machines synchrones à aimants, les machines à aimants enterrés présentent le nombre guide le plus faible. Les machines à aimants montés en surface présentent un nombre guide presque aussi élevé que les machines asynchrones à rotor massif et peuvent atteindre des vitesses périphériques avoisinant les 300 m/s avec l'ajout d'une frette.

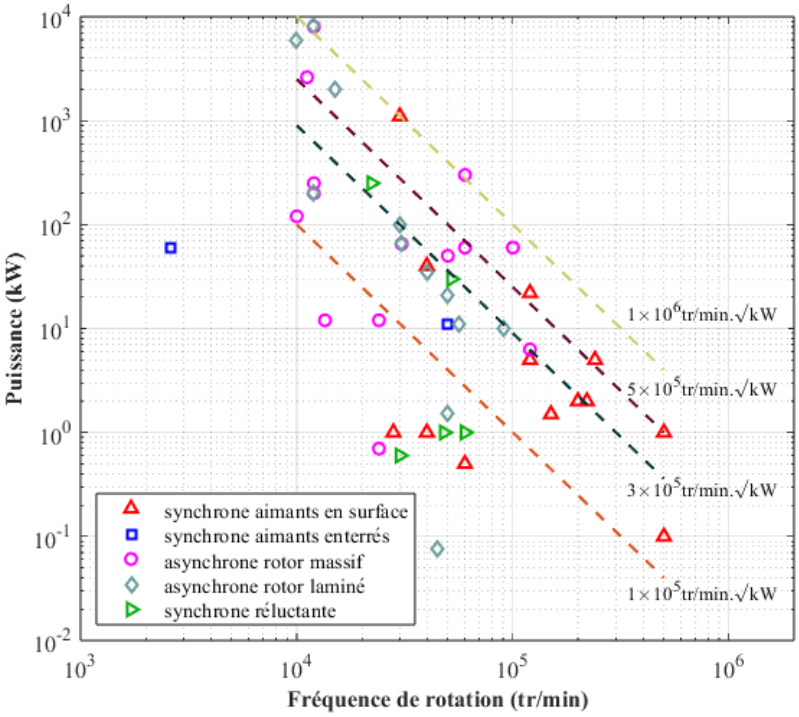


FIGURE 1.34 – Couples vitesse puissance de différentes machines électriques [3].

L'objectif de cette section est de présenter les contraintes de la haute vitesse, et de montrer que les effets haute fréquence peuvent augmenter considérablement les pertes. Des systèmes de refroidissement efficaces sont donc requis pour évacuer ces pertes.

Technologie de Machine	D_N ($\frac{tr\sqrt{kW}}{min}$)	V_p (m/s)
Asynchrone rotor massif	1×10^6	400
Synchrone aimants en surface avec frette (rotor massif)	8×10^5	300
Asynchrone rotor laminé	6×10^5	280
Synchrone réluctante (Fe-Co haute résistance élastique)	3.5×10^5	210
Asynchrone rotor laminé	2.5×10^5	185
Synchrone aimants enterrés (Fe-Si haute résistance élastique)	1.5×10^5	230

TABLEAU 1.5 – Vitesse périphérique maximale atteinte en fonction du type de machine [3].

1.3 Procédés de refroidissement

Il existe une multitude de procédés utilisés afin de refroidir une machine électrique. L'objectif commun à toutes ces technologies est d'abaisser la résistance thermique globale entre le siège des pertes et le milieu extérieur. Par analogie avec les circuits électriques, les pertes sont modélisées par une source de courant, et la résistance thermique représente l'impédance du circuit emprunté par le flux de chaleur. Il existe trois modes de propagation de la chaleur, la conduction, la convection et le rayonnement. Les techniques de refroidissement des machines électriques emploient majoritairement la convection. Cette dernière est caractérisée par le coefficient de transfert thermique h qui relie le flux thermique Φ échangé à travers une surface S_{pas} entre un corps et un fluide ayant deux températures différentes, respectivement notée T_p et T_f. Il s'agit de la loi de Newton. Ce même coefficient permet de définir la résistance thermique de convection $R_{th,conv}$. Ces deux relations sont données par le système d'équation 1.19.

$$\begin{cases} \Phi = h \times S_{pas} \times (T_p - T_f) \\ \\ R_{th,conv} = \dfrac{1}{h \times S_{pas}} \end{cases} \tag{1.19}$$

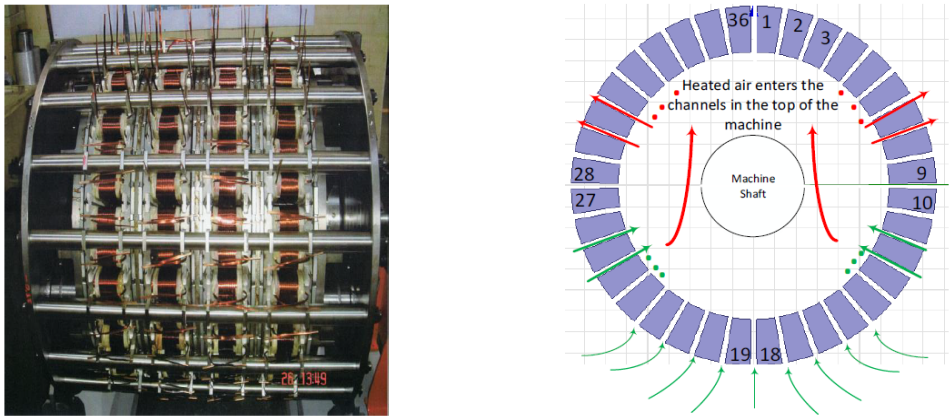
Tout l'enjeu des méthodes de refroidissement employées est donc de maximiser le coefficient d'échange afin d'abaisser la résistance thermique. On donne dans cette section une liste non exhaustive des systèmes de refroidissement existants. Ils sont classés en fonction du fluide utilisé. La première partie est consacrée au refroidissement à air et la seconde aux procédés utilisant des liquides.

1.3.1 Refroidissement à air

Le refroidissement à air est le plus simple à mettre en œuvre car on utilise directement le milieu ambiant. La convection peut être naturelle ou forcée [51].

Commençons par traiter des systèmes utilisant la convection naturelle. Ces procédés sont commodes à utiliser puisqu'ils ne nécessitent l'ajout d'aucun système. D'ailleurs, il est possible de ne prévoir aucune méthode de refroidissement particulière. Avec ce procédé, seule la convection libre entre le carter externe et l'air intervient. Staton *et al.* [51] définissent une corrélation permettant de calculer le coefficient d'échange entre le carter supposé cylindrique et l'air. Cette technique de refroidissement est peu performante, et c'est pour cela que certains chercheurs se sont intéressés à des topologies particulières pour accroître le refroidissement par convection naturelle.

P. Shahriari *et al.* [52] présentent la conception d'une machine à flux axial refroidie par convection naturelle. Cette machine, représentée sur la figure 1.35, possède des interstices entre les différentes bobines. Cet écart entre les bobinages forme un canal et peut ainsi être emprunté par l'air pour extraire les pertes joules. Les auteurs présentent au sein de leurs articles, le coefficient d'échange thermique obtenu avec cette solution. Ce dernier est compris entre 8.5 et 16.5 W/(m^{2}K). Ce moyen de refroidissement peut être adapté à de la convection forcée en imposant un débit d'air. Il s'agit notamment des investigations de X.Shen *et al.* [53].



(a) Machine étudiée, 50 kW, 70 RPM, génératrice éolienne.

(b) Principe du refroidissement, flèches vertes : air entrant, flèches rouges : air sortant.

FIGURE 1.35 – Refroidissement par convection naturelle de la machine à flux axiale étudiée par P. Shahriari *et al.* [52]

D'autres chercheurs se sont intéressés à l'ajout de canaux au sein des circuits magnétiques (fig 1.36) afin d'accroître le coefficient d'échange. Pedram Asef *et al.* [54] étudient l'influence thermique de canaux orthoradiaux placés au sein du stator d'une machine synchrone à rotor externe utilisant des aimants permanents montés en surface. Ils étudient l'influence du nombre de canaux. Leur machine d'étude est auto-ventilée, l'air circulant dans les canaux est imposé par la rotation du rotor. Ces auteurs identifient expérimentalement le coefficient d'échange local à certains points de la machine avec cette technique de refroidissement. Ce dernier varie entre 10 et 80 W/(m^{2}K) en fonction de la position de la mesure, de la vitesse du rotor, du flux d'air ainsi que du nombre de canaux étudié.

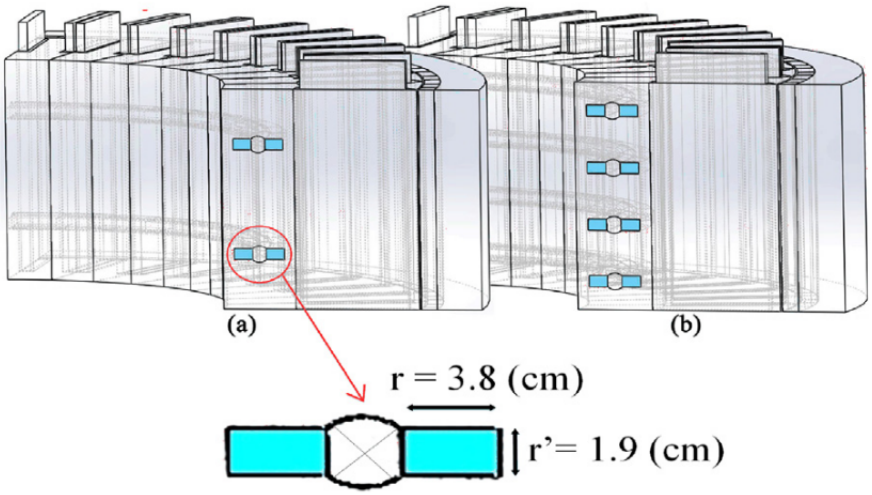


FIGURE 1.36 – Refroidissement par l'ajout de canaux orthoradiaux étudié par P. Asef *et al.* [54].

La convection naturelle offre l'avantage de la simplicité, mais les performances de ces systèmes en terme de refroidissement sont limités. Afin de donner un ordre de grandeur, ce mode de refroidissement présente un coefficient d'échange thermique h compris entre 2.5 et 25 W/(m^{2}K) [55]. Afin d'accroître ce coefficient d'échange, les procédés de refroidissement requièrent l'usage de la convection forcée.

Les articles [56, 57, 58], traitent de l'amélioration de la dissipation de chaleur par l'ajout d'ailettes sur le carter externe de la machine. L'ajout de ces dernières permet d'augmenter la surface d'échange avec l'air extérieur. S.Ulbrich *et al.* [56], traitent d'une optimisation stochastique concernant les dimensions et le nombre des ailettes. Ils démontrent leurs influences en comparant leur pire et meilleure combinaisons d'ailettes. Entre ces deux résultats, ils déterminent un écart de 19 K concernant la température moyenne interne du carter. La figure 1.37 illustre quelques résultats qu'ils ont obtenus pour différentes configurations d'ailettes.

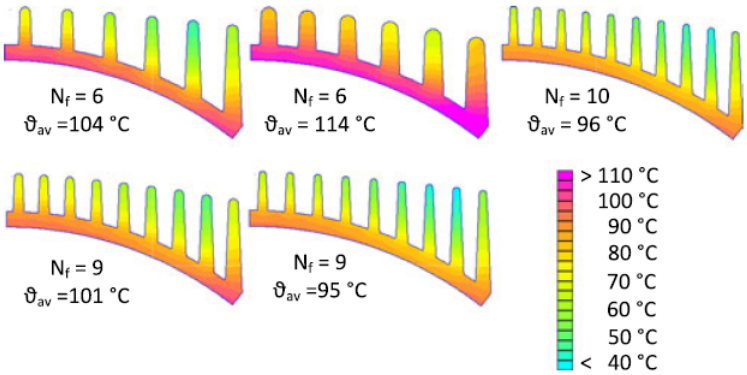
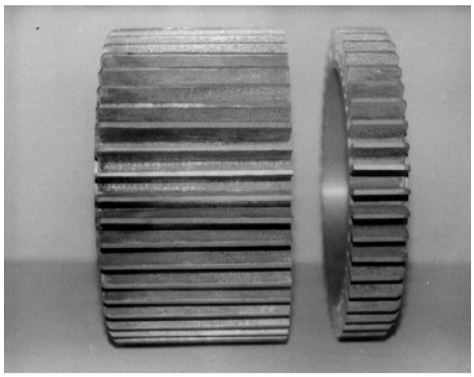
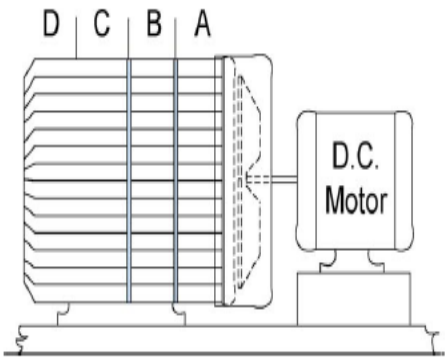


FIGURE 1.37 – Résultats obtenus pour différentes configurations d'ailettes par S. Ulbrich *et al.* [56].

L'article [57] étudie également le coefficient d'échange entre le carter d'une machine recouvert d'ailettes et l'air. L'air est mis en mouvement à l'aide d'un ventilateur entraîné par une machine à courant à continu (fig 1.38). Ils mettent en évidence la variation du coefficient d'échange le long de la machine. En effet, la vitesse de l'air s'écoulant entre les ailettes est plus élevée au voisinage du ventilateur, et décroît suivant la direction axiale de la machine. Cette décroissance en vitesse s'explique par les conditions de l'écoulement. Les canaux entre les ailettes sont ouverts. Le flux d'air créé peut donc s'épanouir en dehors des ailettes et réduire ainsi sa vitesse débitante. Cette baisse de vitesse peut être non négligeable sur la valeur du coefficient d'échange. En effet, lors d'un de leurs essais, le ventilateur opérait à 1800 tr/min et le coefficient d'échange a varié entre environ 300 et 500 W/(m^{2}K) suivant l'axe de la machine. Cette différence relativement importante sur le coefficient d'échange induit un gradient thermique axial. Il est donc important de bien prendre en compte ce phénomène lors du dimensionnement d'une machine refroidie par cette méthode pour éviter tout point chaud.



(a) Carter externe étudié.



(b) Schéma de l'expérience.

FIGURE 1.38 – Étude du refroidissement par flux d'air axial par M. Aníbal Valenzuela *et al.* [57]

Les têtes de bobines sont souvent le point chaud dans le cas d'une machine complètement fermée [59, 60]. En effet, ces dernières sont le siège de pertes joules. Contrairement au bobinage qui bénéficie du circuit magnétique statorique pour drainer la chaleur, les têtes de bobines baignent dans l'air qui est un bon isolant thermique. Une méthode intéressante de refroidissement est donc d'imposer un flux d'air sur les têtes de bobines afin de les refroidir. Ce flux d'air peut être imposé via un ventilateur ou via des ailettes ou des pales associées au rotor de la machine. L'avantage de cette méthode est qu'elle agit directement à la source des pertes. La résistance thermique entre le siège des pertes thermiques et le fluide caloporteur est donc minimisée. Les articles [59, 61, 60] présentent quelques corrélations (équations 1.20) obtenues expérimentalement concernant le coefficient d'échange entre les têtes de bobines et l'air interne de la machine.

$$\begin{cases} \text{Corrélation 1; } h = 6.22\bar{v} + 41.4 \\ \text{Corrélation 2; } h = 6.79\bar{v}^{0.9} + 15.5 \\ \text{Corrélation 3; } h = 18.27\bar{v}^{0.61} + 7.91 \end{cases} \tag{1.20}$$

Où h désigne le coefficient d'échange et $\bar{v}$ la vitesse moyenne du flux d'air.

La vitesse moyenne du flux d'air est compliquée à calculer. Les auteurs de l'article [61] propose d'introduire un coefficient C, appelé facteur de ventilation afin de déterminer la vitesse moyenne. Ce facteur s'exprime par la relation suivante :

$$C = \frac{\bar{v}}{v_p} \tag{1.21}$$

Où v_p désigne la vitesse périphérique du rotor et $\bar{v}$ la vitesse moyenne du flux d'air. Au sein de l'article, le coefficient de ventilation C est déterminé comme étant le produit de trois fonctions dépendantes respectivement du nombres de pâles du ventilateur, de la hauteur des pales, et du rayon du rotor. Toutes ces fonctions étant des extrapolations de résultats numériques, je laisse le soin au lecteur de se référer à l'article [61] pour plus de détails.

Bien évidemment, la valeur du coefficient d'échange croît avec le débit d'air. La figure 3.21 illustre la valeur du coefficient d'échange pour les différentes corrélations en fonction de la vitesse du rotor. Dans ce cas, le rotor muni d'aubes entraîne l'air. Plus sa vitesse est élevée et plus le débit d'air est important.

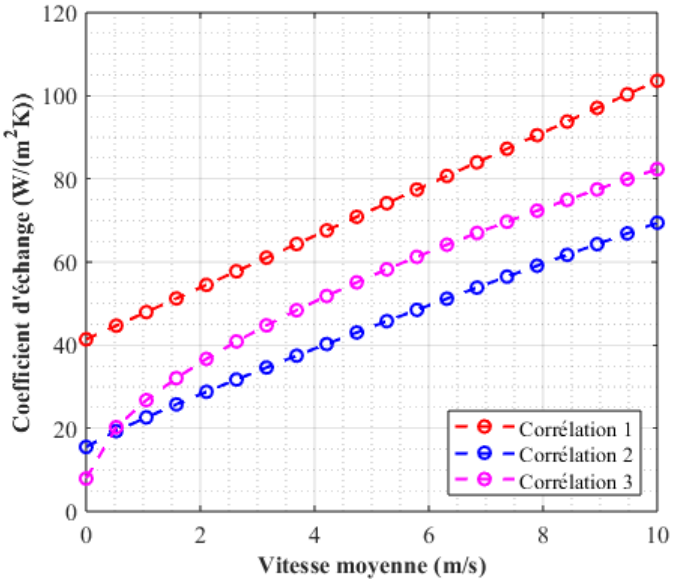
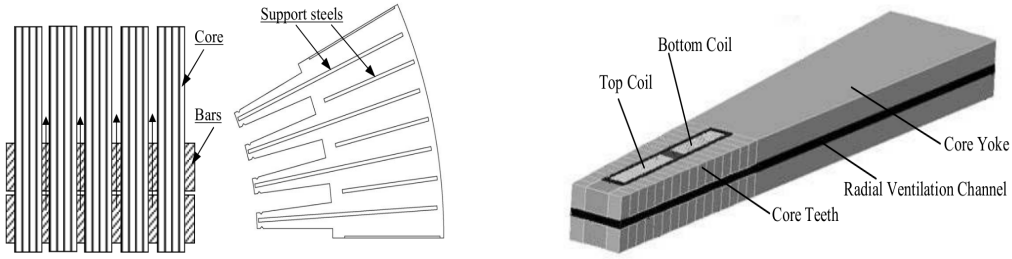


FIGURE 1.39 – Coefficients d'échange entre les têtes de bobines et l'air calculés à l'aide des corrélations de l'article [61].

X. Bing *et al.* [62] se sont intéressés à l'ajout de canaux radiaux au sein d'une machine électrique de forte puissance 150 MW (fig 1.40). Ce procédé offre l'avantage d'une grande surface d'échange et de refroidir à la fois le bobinage et le circuit magnétique. Cependant, les zones de refroidissement ne contribuent pas à la création de couple. D'après les auteurs, les canaux radiaux de ventilation sont typiquement compris entre 6 et 10 mm pour ce type de machine. La longueur de la machine est donc accrue, augmentant ainsi son encombrement et sa masse. Les auteurs ont étudié différents paramètres comme la largeur des canaux de ventilation, et ils ont montré que plus ces derniers étaient larges, et plus l'élévation de température de la machine était faible. En effet, le débit d'air est moins contraint. Il peut donc être plus important et évacuer un flux de chaleur plus élevé.



(a) Vue en coupe de la machine.

(b) Modèle d'étude éléments finis.

FIGURE 1.40 – Canaux radiaux étudiés par X. Bing *et al.* [62].

Les solutions de refroidissement utilisant l'air comme fluide caloporteur sont faciles à mettre en place, mais limitées en terme de coefficient d'échange. C'est pour cela qu'il peut être intéressant de recourir à des solutions utilisant l'eau ou l'huile comme liquide caloporteur.

1.3.2 Refroidissement à l'aide de liquide caloporteur

De nombreuses solutions de refroidissement s'inspirent des techniques à air précédentes, en remplaçant le flux d'air par le passage d'un liquide. Une des solutions les plus communes est une chemise d'eau placée en périphérie de la machine. Cette dernière se nomme en anglais "water jacket". La figure 1.41 illustre trois chemises d'eau étudiées par X. Yang *et al.* [63]. Les auteurs comparent différentes topologies de water jacket et identifient le coefficient d'échange de chacune d'elles. Ils s'intéressent notamment à leur épaisseur et à l'ajout de nervures axiales ou de formes spirales pour contraindre la circulation du fluide. L'écoulement devient alors plus turbulent, et par la même occasion le flux thermique échangé augmente. Suivant les configurations étudiées, ils obtiennent un coefficient d'échange compris entre 687 et 1442 W/(m^{2}K). Les coefficients d'échanges les plus importants sont obtenus pour les water jackets arborant des nervures, car ces dernières génèrent de la turbulence. Ils arrivent à abaisser la température du bobinage de 10°C en utilisant une water jacket nervurée plutôt que lisse. Cependant, les nervures présentent un inconvénient. Elles ajoutent des pertes de charge singulières.

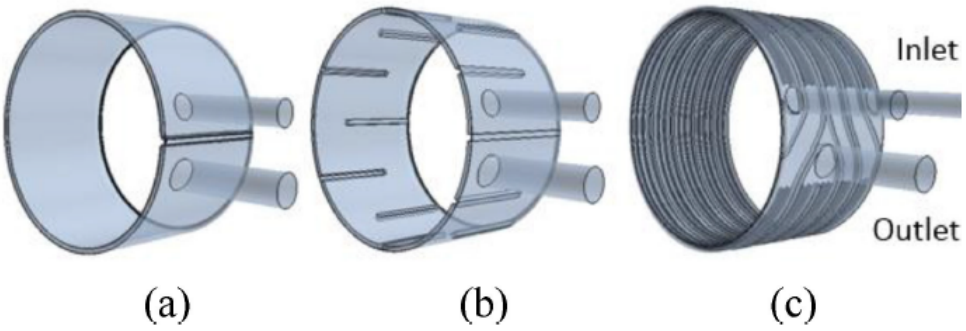
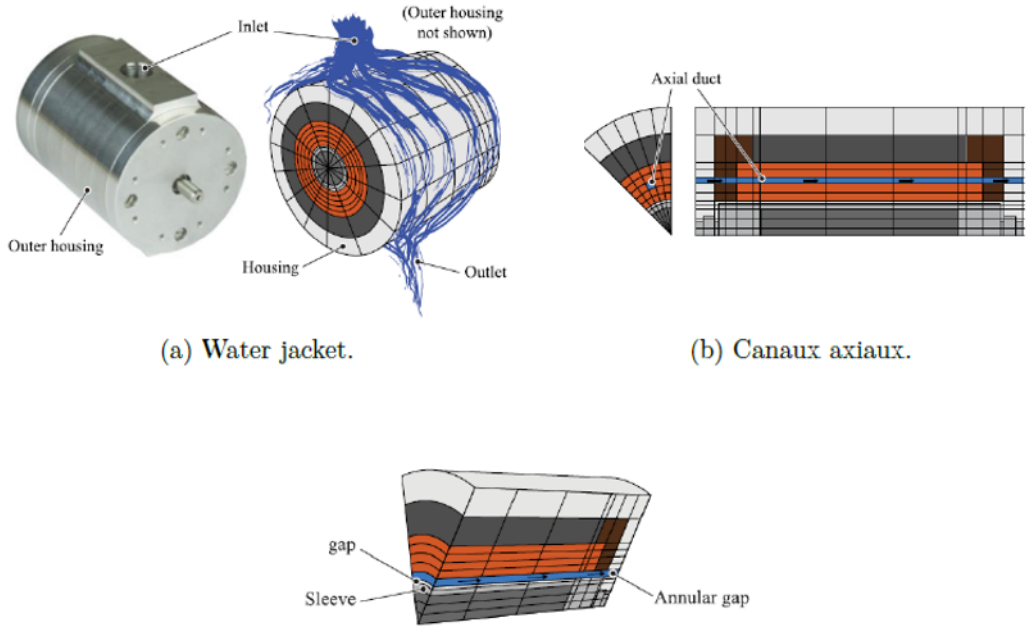


FIGURE 1.41 – Chemises d'eau étudiées au sein de l'article.[63], a) aucune nervure, b) nervures axiales, c) nervures en forme de spirale.

La mise en oeuvre d'une water jacket est relativement simple. La machine peut d'abord être construite, et l'on vient ensuite ajouter la chemise d'eau. Cependant le refroidissement agit en périphérie de la machine uniquement. Pour que les pertes soient évacuées par le liquide caloporteur, le flux thermique doit d'abord traverser la machine par conduction. Les matériaux constituants une machine électrique ne présentent pas forcément de bonnes conductivités thermiques. Il peut être donc nécessaire de choisir un autre mode de refroidissement pour diminuer la résistance thermique globale entre les sources de pertes et le fluide de refroidissement. C'est notamment le cas de l'article [64], qui étudie, en plus de l'influence d'une water jacket, le refroidissement par canaux axiaux

placés dans le bobinage et l'ajout d'une chemise sur le rayon d'alésage dans le cas d'une machine sans encoche (fig 1.3.2). Les auteurs ne donnent pas les valeurs des coefficients d'échanges de ces procédés de refroidissement, mais décrivent les températures au sein de la machine. Afin de résumer de manière succincte, en utilisant des canaux axiaux placés au cœur du bobinage ou une chemise d'eau sur le rayon d'alésage, la température du point chaud diminue de 40°C à pertes équivalentes. Comparé à la water jacket placée sur le rayon externe de la machine, les auteurs montrent qu'ils peuvent doubler la puissance de la machine avec une chemise d'eau au rayon d'alésage en garantissant une température du bobinage inférieure à 80 °C. Ces méthodes sont plus performantes que la water jacket conventionnelle mais présentent tout de même des inconvénients. Les canaux axiaux dans le bobinage diminuent la section de passage du courant, ce qui provoque une augmentation des pertes joules. La chemise d'eau placée au rayon d'alésage accroît la taille de l'entrefer donc nécessite plus d'aimant ou de courant. De plus, ces solutions sont plus complexes à réaliser qu'une chemise d'eau placée sur le rayon externe de la machine.



(a) Water jacket.

(b) Canaux axiaux.

(c) Chemise d'eau placée au rayon d'alésage.

FIGURE 1.42 – Procédés de refroidissement étudiés au sein de l'article [64].

Par analogie avec l'air projeté sur les têtes de bobines certains chercheurs se sont intéressés au refroidissement par projection d'huile sur les têtes de bobines [65, 66, 67, 68]. Ce procédé présente l'avantage de refroidir directement un point critique de la

machine. De plus, les coefficients d'échanges obtenus par cette technique sont importants (entre 500 et 10000 W/(m^{2}K)). La figure 1.43, issue de l'article [67] représente une machine 4 MW refroidie par cette méthode. Il faut noter pour la machine étudiée dans l'article [67], qu'elle dispose également de canaux axiaux dans l'encoche pour refroidir le bobinage. Cette méthode est intéressante d'un point de vue refroidissement. Cependant, elle nécessite la filtration de l'huile, sinon des agrégats s'agglomèrent dans le canal, entraînant ainsi son obstruction. L'inconvénient de ce procédé est qu'il n'est pas adapté aux machines longues. En effet, seules les extrémités axiales sont refroidies avec cette technique. Si la machine présente une longueur importante, il peut alors intervenir un gradient de température axial important.

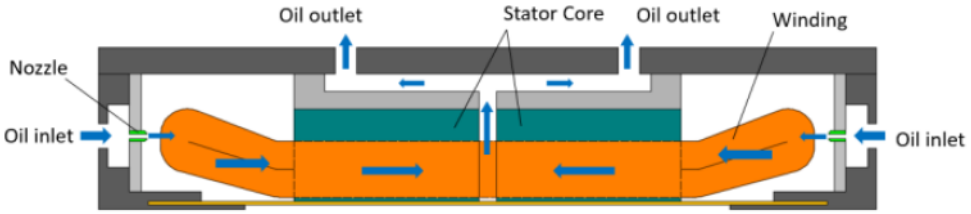
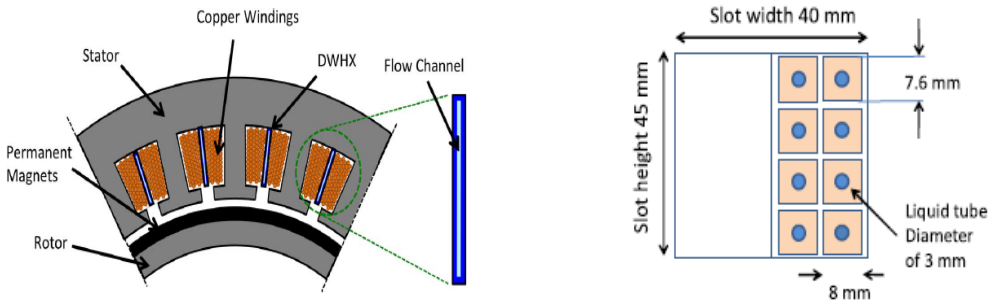


FIGURE 1.43 – Projection d'huile sur les têtes de bobines [67].

Afin de rapprocher les sources froides des pertes, certains auteurs se sont intéressés à des procédés où le liquide vient circuler directement dans l'encoche. Certains auteurs nomment ce procédé "DWHX" pour Direct Winding Heat Exchanger. La figure 1.44 tirée des articles [69, 70] illustre les canaux de refroidissement passant à travers le bobinage. Ce procédé est performant dans le cas des machines présentant majoritairement des pertes joules. Il profite d'une surface d'échange relativement conséquente puisqu'il s'étend sur toute la longueur de la machine, et présente d'importants coefficients d'échange. Par exemple, l'article [69] donne un coefficient d'échange aux alentours de 30 000 W/(m^{2}K). Comme tout procédé, il présente néanmoins des inconvénients. Premièrement il peut être très complexe de réaliser le bobinage autour des canaux. De plus, l'ajout de canaux diminue la surface bobinable augmentant par la même occasion les pertes joules.



(a) Échangeur thermique composé de microcanaux étudié dans l'article [69].

(b) Canaux insérés au sein des conducteurs étudiés dans l'article [70].

FIGURE 1.44 – Refroidissement intégré au bobinage.

Cette partie n'a pas pour objectif de présenter tous les procédés de refroidissement existant. Le but est de présenter quelques procédés, leurs mises en œuvre et de discuter de leurs performances. Pour résumer, le tableau 1.6 et la figure 1.45 tirés de l'article [55] illustrent respectivement les plages des coefficients d'échanges thermiques, et les densités de courant admissibles dans les conducteurs en fonction du type de refroidissement utilisé.

Méthode de refroidissement	Coefficient d'échange h (W/(m^{2}K))
Convection naturelle (à air)	2.5 - 25
Convection forcée (à air)	10 - 500
Convection forcée (avec liquide caloporteur)	100 - 30 000

TABLEAU 1.6 – Coefficient d'échange en fonction du mode de refroidissement d'une machine électrique tournante [55].

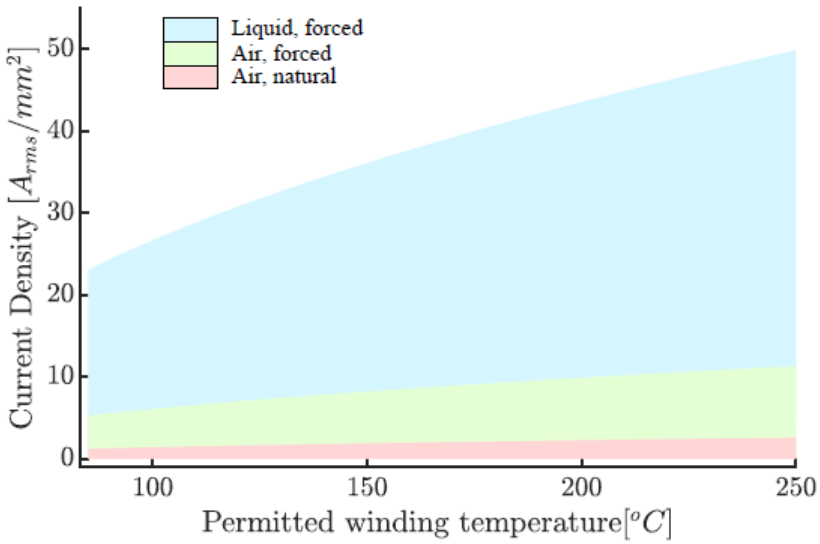


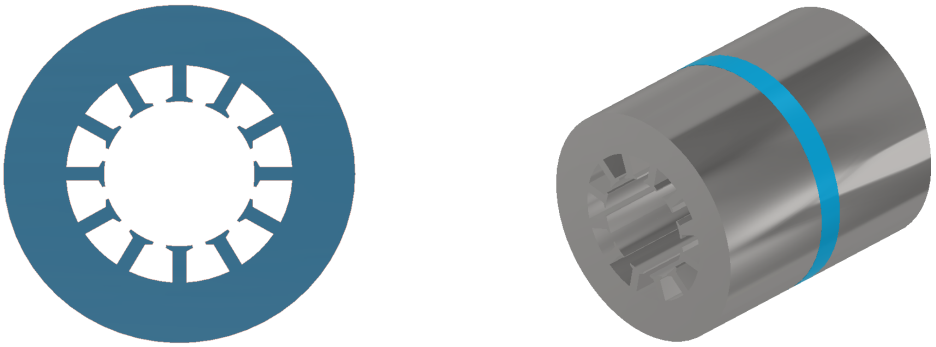
FIGURE 1.45 – Densité de courant atteignable en fonction des procédés de refroidissement [55].

1.4 Objectifs de cette thèse

Ce premier chapitre a mis en évidence les contraintes de conception d'une machine électrique haute vitesse. L'objectif de cette thèse est l'étude d'une machine synchrone à flux radial à aimants permanents montés en surface opérant à haute vitesse et son refroidissement. Après l'état de l'art effectué concernant les procédés de refroidissement, il nous est venu l'idée de remplacer les canaux radiaux de ventilation par une chemise d'eau. La chemise d'eau prendrait la même forme que le circuit magnétique statorique. Cette circulation d'eau serait donc inséré au sein de la culasse statorique, comme illustré par la figure 1.46. Cette nouvelle configuration de refroidissement soulève de multiples questions :

— Est-ce que ce procédé de refroidissement présente un intérêt comparé à d'autres moyens plus conventionnels comme une chemise d'eau radiale (water jacket) ?
— Est-ce que cette chemise d'eau peut-être couplée à d'autres procédés de refroidissement ?

C'est dans le but de répondre à ces questions que les travaux de recherche de cette thèse ont été effectués. Afin de répondre à ces questions, il est nécessaire de déterminer les performances thermiques et hydrauliques de notre chemise d'eau axiale. Il s'agit de l'objet du chapitre suivant.



(a) Forme de l'échangeur thermique étudiée dans cette thèse.

(b) Circuit magnétique statorique avec insertion de l'échangeur (pièce bleue).

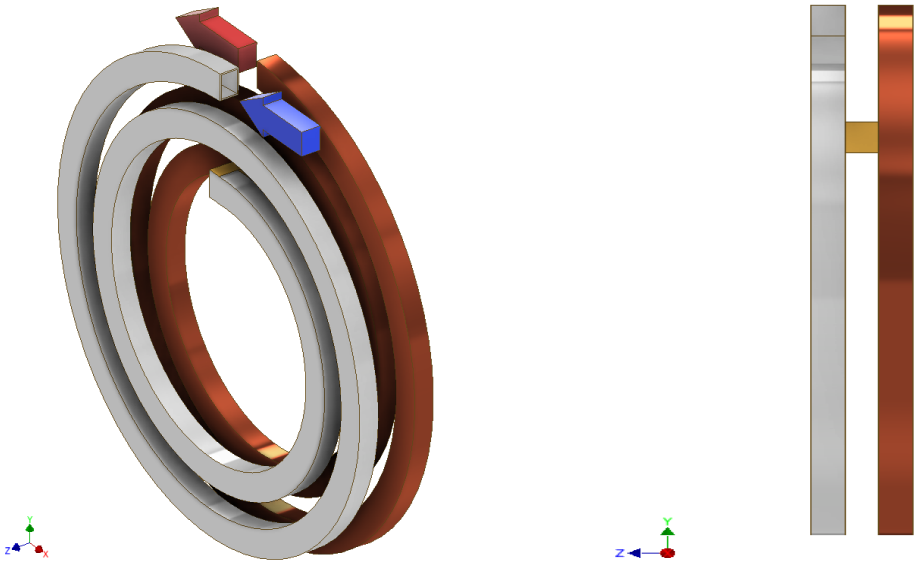
FIGURE 1.46 – Représentation schématique du procédé de refroidissement étudié dans le cadre de cette thèse.

Chapitre 2

Étude du procédé de refroidissement

2.1 Choix de la géométrie

Comme énoncé durant le précédent chapitre, le procédé de refroidissement étudié dans cette thèse ou plus précisément son enveloppe, arbore la forme du circuit magnétique statorique. A l'intérieur de ce dernier, le ou les canaux de circulation doivent être disposés de façon à assurer la circulation d'un fluide caloporteur, ainsi qu'une entrée et une sortie pour ce dernier. En s'inspirant d'échangeur thermique spiralé [71], la chemise d'eau est imaginée à l'aide de deux canaux spiralés reliés axialement en leur rayon intérieur, comme illustré par la figure 2.1. La spirale grise représente un canal et celle de couleur cuivrée le second. Ces deux canaux sont reliés en leur rayon intérieur par la partie jaune. Les flèches bleue et rouge représentent respectivement l'arrivée et la sortie du fluide. La figure 2.1 ne représente pas l'entièreté de la chemise d'eau mais seulement le domaine emprunté par le fluide caloporteur. Ces canaux doivent être placés au sein d'un carter, pour réaliser la chemise d'eau. Pour la suite de cette étude, cette dernière est appelée "plaque froide". L'objectif de ce chapitre est la caractérisation de la plaque froide. Les grandeurs d'intérêts sont le coefficient de transfert thermique et les pertes de charge. Ce chapitre développe une méthode d'étude pour ces procédés de refroidissement. En amont de l'étude de la plaque froide en tant que tel, cette méthode est appliquée sur une conduite rectangulaire en forme de serpentin. La géométrie de ce canal est représentée par la figure 2.2.



(a) Conduites spiralées de la plaque froide. (b) Passage axial entre les deux canaux.

FIGURE 2.1 – Représentation schématique des canaux de refroidissement.

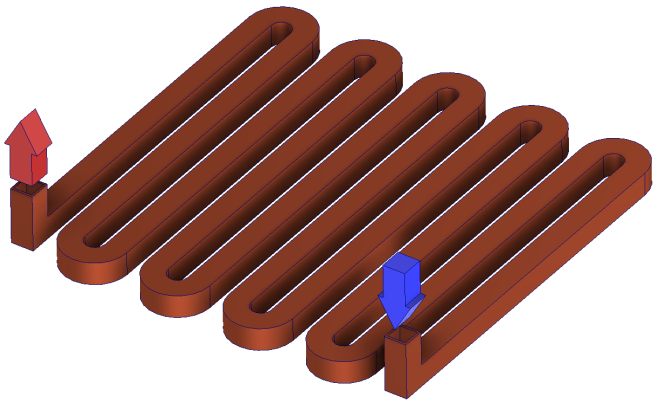
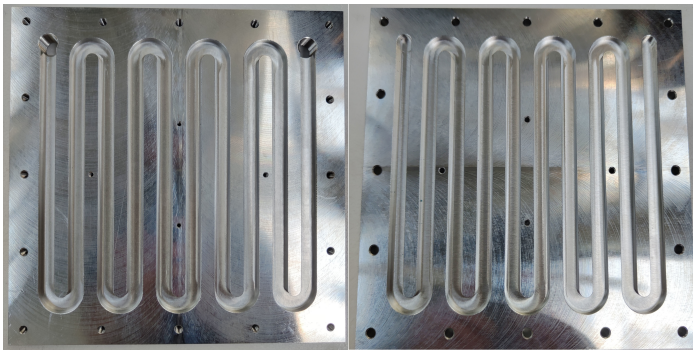
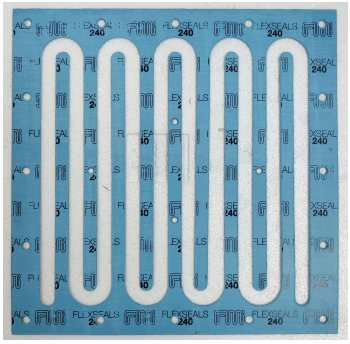


FIGURE 2.2 – Canal en forme de serpentin.

De manière pratique, cette conduite est réalisée en usinant deux plaques d'aluminium. Chacune des plaques accueille la moitié de l'épaisseur du canal. Les deux plaques sont ensuite assemblées en plaçant un joint au centre pour garantir l'étanchéité. La figure 2.3 illustre les plaques d'aluminium usinées et le joint employé. Pour l'entrée et la sortie du fluide, le choix a été de réaliser des coudes aux extrémités du serpentin pour faire sortir le canal dans l'épaisseur d'une des plaques d'aluminium. Les sections et les épaisseurs des plaques d'aluminium utilisées sont respectivement de 220 mm $\times$ 220 mm et 15 mm.



(a) Plaques d'aluminium usinées, canaux de section carrée 10 mm × 10 mm.



(b) Joint en fibres d'aramides.

FIGURE 2.3 – Éléments constituant la chemise d'eau en forme de serpentin.

2.2 Description de la méthode

Lors du dimensionnement thermique de la machine, il faut être en mesure de modéliser le procédé de refroidissement. Il est possible de le prendre en compte en le modélisant comme une résistance thermique de type convective (équation 2.1).

$$R_{th,conv} = \frac{1}{hS_{pas}} \tag{2.1}$$

Cette dernière est inversement proportionnelle à la surface de passage du flux thermique S_{pas} et au coefficient d'échange thermique h. Il est donc nécessaire de connaître ces deux paramètres. La section de passage du flux est conditionnée par la géométrie du système de refroidissement. Concernant le coefficient d'échange, son identification est une tâche relativement ardue. Ce dernier peut se déterminer empiriquement à partir de calcul littéral, numériquement ou expérimentalement. Ces méthodes concourent généralement à des valeurs différentes. La référence dans ce genre de situation est donc l'expérience puisqu'elle ne commet pas d'erreur liée à la modélisation. Les expériences se montrent cependant onéreuses et chronophages. C'est pourquoi il peut être préférable

dans un premier temps de recourir à des modèles empiriques ou numériques. Cette démarche permet de déterminer les performances d'un procédé de refroidissement pour différentes configurations de ces paramètres, notamment géométriques et hydrauliques. Par la suite, l'expérience est conduite sur le design final afin de vérifier ses performances réelles. C'est pourquoi il est présenté dans ce chapitre, en premier lieu, l'utilisation de modèles empiriques et numériques afin de déterminer le coefficient d'échange. Suite à cela, une vérification expérimentale est présentée dans le but de confronter les modèles à l'expérience. Le refroidissement employant un écoulement forcé, la caractérisation des pertes de charge est également nécessaire. La chute de pression est étudiée de la même façon que le coefficient d'échange.

2.2.1 Calculs analytiques

En premier lieu, il convient à partir d'une bibliographie de vérifier si des chercheurs n'ont pas déjà réalisé de tels travaux et s'ils n'ont pas communiqué leurs résultats. Comme mentionné précédemment, les paramètres intéressants sont notamment le coefficient d'échange thermique h et les pertes de charge ΔP. Ces deux grandeurs peuvent se déterminer à partir du nombre de Nusselt Nu et du coefficient de frottement Λ. Ces paramètres sont obtenus en opérant une analyse dimensionnelle et prennent la forme de corrélations. Le canal en forme de serpentin peut être considéré comme une succession de conduites droites et de conduites coudées. Des corrélations ont déjà été développées pour de tels canaux. Comme première approximation, il est donc envisageable d'utiliser ces deux types de corrélations. Dans le cas d'une conduite droite lisse circulaire, nous pouvons par exemple utiliser les corrélations de Gnielinski et Petukhov (équation 2.2). Ces corrélations sont employées à l'aide du diamètre hydraulique de la conduite rectangulaire, et utilisent le nombre de Reynolds Re et le nombre de Prandtl Pr.

$$\begin{cases} Gnielinski;\ Nu = \dfrac{(\frac{\Lambda}{8})(Re-1000)Pr}{1+12.7(\frac{\Lambda}{8})^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \\ \\ Petukhov;\ \Lambda = (0.790ln(Re)-1.64)^{-2} \end{cases} \tag{2.2}$$

Les nombres de Reynolds et de Prandtl sont définis par les équations ci-dessous.

$$Re = \frac{\rho_f V D_h}{\mu_f} \qquad Pr = \frac{\mu_f C_p}{\lambda_f} \tag{2.3}$$

Où ρ_f, V, D_h, μ_f, C_p et λ_f représentent respectivement la masse volumique du fluide en kg.m^{-3}, la vitesse débitant en m.s^{-1}, le diamètre hydraulique en m, la viscosité dynamique en Pa.s, la capacité calorifique massique du fluide en J.kg^{-1}.K^{-1} et la conductivité thermique du fluide en W.m^{-1}.K^{-1}.

Concernant les conduites coudées, le livre [72] présente une corrélation (équation 2.4) permettant de déterminer le nombre de Nusselt. Cette corrélation prend la forme d'un quotient comparant le nombre de Nusselt obtenu pour un canal droit par rapport

à celui obtenu pour une conduite coudée. Au sein de l'équation 2.4, les indices c et s désignent respectivement les conduites courbes et droites. En utilisant cette corrélation, il est nécessaire de prêter attention à l'évaluation du nombre de Reynolds. En effet, pour cette corrélation ce dernier ne s'évalue pas à l'aide du diamètre hydraulique, mais au moyen du plus petit côté du canal rectangulaire. C'est pourquoi ici, nous utilisons l'appellation Re' plutôt que Re. Par ailleurs, au sein de cette relation, les paramètres R et d' représentent respectivement le rayon de courbure de la conduite et la plus petite longueur transversale du canal rectangulaire.

$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = 0.117.10^{-2} Re'^{0.93} (\frac{R}{d'})^{0.24} \tag{2.4}$$

Cependant cette corrélation n'est valable que pour certaines conditions :
— $450 \leq Re'(R/d')^{0.5} \leq 7500$
— $25 \leq (R/d') \leq 164$

Dans notre cas, la première condition peut être remplie, mais pas la dernière. En effet dans notre application le rapport (R/d') est proche de 1 et ne respecte donc pas la condition. En vue d'une démarche de prédimensionnement, nous commençons donc par utiliser exclusivement la corrélation pour un tube droit en négligeant les effets de courbure. Abordons désormais l'étude des chutes de pressions.

Les chutes de pressions sont composées des pertes de charge régulières et singulières. Les pertes de charge régulières s'évaluent à l'aide des relations 2.2 et 2.6. Quant aux pertes de charge singulières introduites par les coudes ΔP_c, ces dernières peuvent se montrer importantes. L'ouvrage [73] explique comment tenir compte des pertes de charge singulières dans les coudes. La chute de pression dans un coude peut être exprimée à l'aide de la relation 2.5.

$$\Delta P_c = \frac{1}{2}\Lambda \rho_f V^2 \frac{\pi R_c}{D_h}\frac{\theta}{180} + \frac{1}{2} k_b \rho_f V^2 \tag{2.5}$$

Où Λ est le coefficient de friction d'une conduite droite, ρ_f est la masse volumique, V est la vitesse débitante, R_c est le rayon du coude, D_h est le diamètre hydraulique, θ est l'angle du coude et k_b est un coefficient de pertes identifiable à l'aide de l'abaque 2.5.

Enfin, une fois le nombre de Nusselt, le coefficient de frottement et les pertes de charge singulières obtenus, il est possible d'identifier le coefficient d'échange h et les pertes de charge totales ΔP à l'aide du système d'équations 2.6. Le paramètre L_c représente la longueur de la conduite.

$$\begin{cases} h = \dfrac{\lambda_f Nu}{D_h} \\ \\ \Delta P = \Lambda \dfrac{L_c}{D_h} \rho_f \dfrac{V^2}{2} + \Delta P_c \end{cases} \tag{2.6}$$

Appliquons ces relations au canal en forme de serpentin. À l'intérieur de cette conduite circule un mélange eau glycol avec 47 % de glycol. Les propriétés physiques de ce dernier sont obtenues auprès du fabricant [74] et sont données par la figure 2.4.

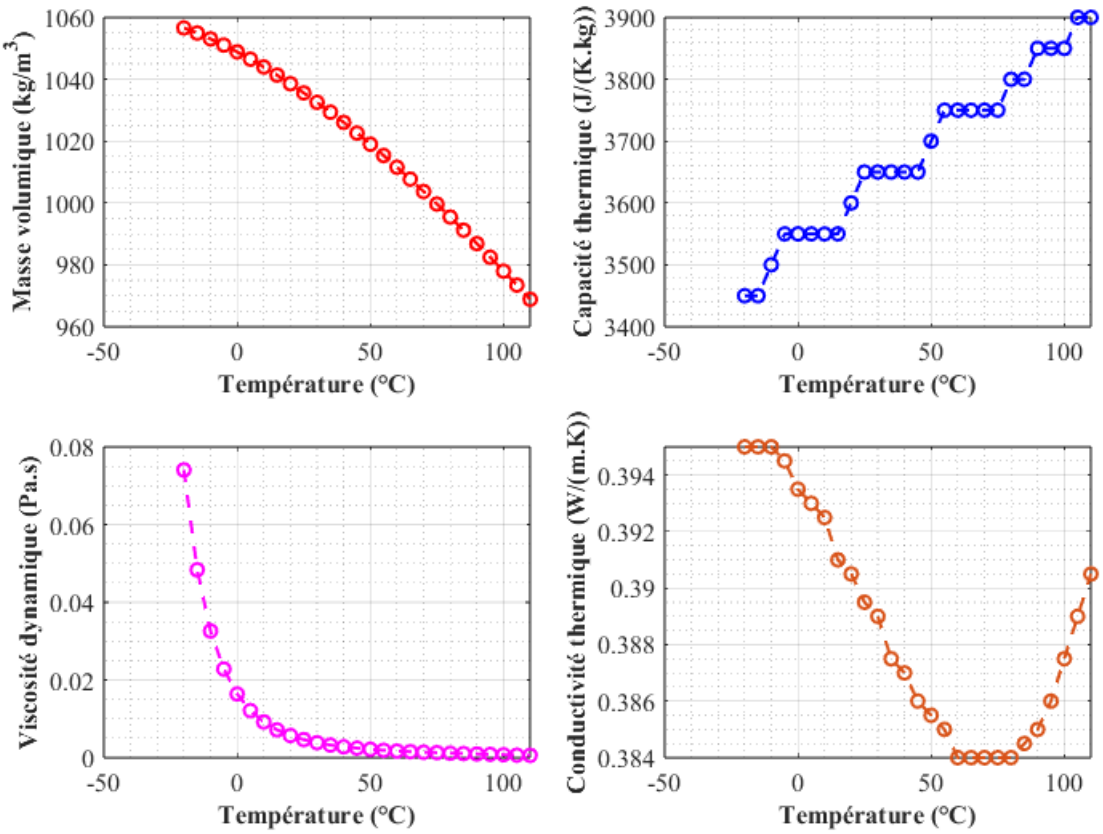


FIGURE 2.4 – Propriété du fluide caloporteur utilisé.

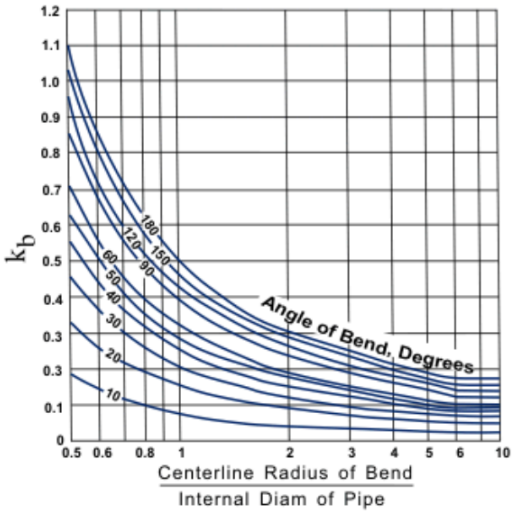


FIGURE 2.5 – Coefficient de pertes de charge [73].

Dans cette application, l'objectif est de travailler seulement dans la phase liquide du fluide. La plage de température du fluide pour l'étude est comprise entre 10 et 60 °C. À ces températures, la conductivité thermique, la capacité thermique et la densité n'évoluent guère. Cependant, ce n'est pas le cas de la viscosité dynamique qui est fortement non linéaire. En effet, entre 10°C et 60°C, cette dernière est divisée par un rapport supérieur à 5.

À l'aide des données techniques du fluide et des relations précédentes (équations 2.2, 2.4, 2.5 et 2.6), il est possible de calculer le coefficient d'échange et les pertes de charge. Ces derniers peuvent être exprimés en fonction du nombre de Reynolds ou du débit fluidique notamment. La figure 2.6 illustre le coefficient de convection en fonction du nombre de Reynolds pour différentes températures du fluide caloporteur.

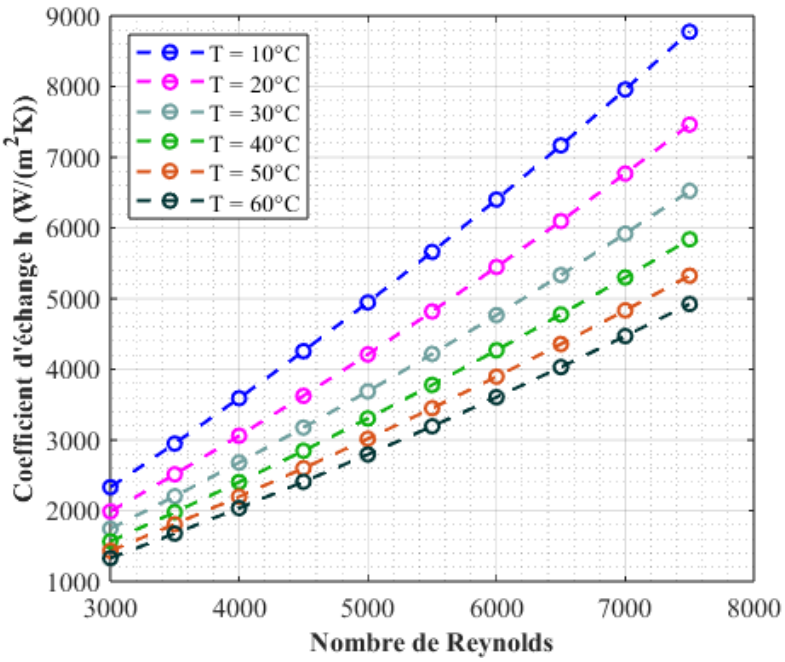


FIGURE 2.6 – Coefficient d'échange h en fonction du nombre de Reynolds Re.

Premièrement, il est à constater que les résultats obtenus par la corrélation sont dans un ordre de grandeur correct pour ce genre de refroidissement. Comme exprimé dans les précédentes relations, le coefficient d'échange est dépendant du nombre de Reynolds. L'augmentation de ce dernier permet d'accroître le coefficient d'échange. De plus, il est montré sur la figure 2.6 qu'à nombre Reynolds équivalent, le coefficient d'échange est inversement proportionnel à la température du fluide. Cet écart s'explique par la variation du nombre de Prandtl. En effet, ce dernier est linéaire en fonction de la viscosité. Le nombre de Prandtl est donc quasiment 5 fois plus élevé à 10°C qu'à 60°C pour ce fluide. Une conclusion hâtive serait de penser que plus la température du fluide est faible, plus le coefficient d'échange est élevé. Cependant, ce n'est pas tout à fait exact.

Effectivement, à nombre de Reynolds équivalent, le coefficient d'échange est inversement proportionnel à la température. Hors la viscosité est également inversement proportionnelle à la température. Cela implique d'utiliser des débits très importants pour obtenir les nombres de Reynolds souhaités, comme l'illustre la figure 2.7. Suivant les applications et le coefficient d'échange désiré, il peut donc être plus aisé d'utiliser le fluide à une température plus élevée, mais avec un débit beaucoup plus faible. D'autant plus qu'il n'est question dans ce paragraphe que du coefficient d'échange. Mais les pertes de charge sont également dépendantes de la viscosité. À basse température, ces dernières vont donc se montrer importantes. La puissance mécanique nécessaire à mouvoir l'écoulement est égale au produit des pertes de charge par le débit. À faible température, le débit doit être plus important pour obtenir un coefficient d'échange élevé, et les pertes de charge sont plus élevées qu'à haute température. L'utilisation du fluide à basse température nécessite donc une pompe plus puissante qu'à haute température.

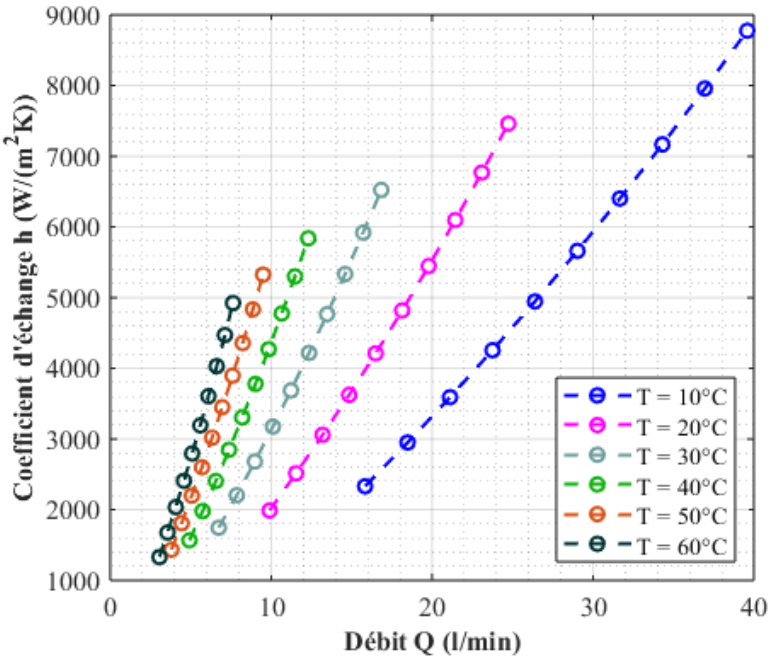


FIGURE 2.7 – Coefficient d'échange h en fonction du débit volumique Q.

Dès lors que le coefficient d'échange h est déterminé, il s'en suit la caractérisation des pertes de charge. La démarche que nous allons utiliser est identique à celle employée pour l'identification du coefficient de transfert thermique. Comme précédemment, les pertes de charge sont évaluées pour un fluide caloporteur ayant une température comprise entre 10 et 60 °C. La figure 2.8 représente les pertes de charge en fonction du nombre de Reynolds et du débit volumique.

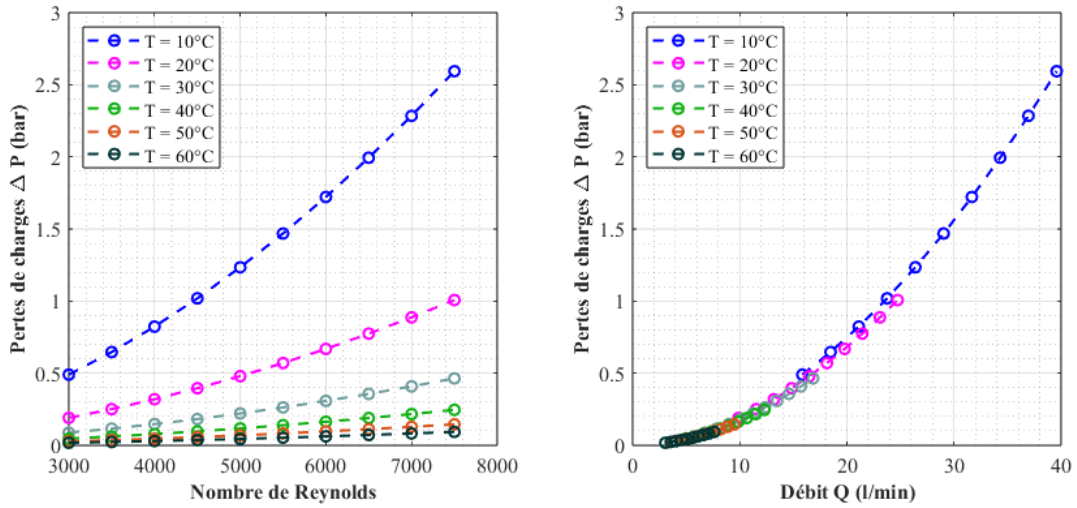


FIGURE 2.8 – Pertes de charge ΔP en fonction du nombre de Reynolds Re et du débit volumique Q.

Les chutes de pressions sont de l'ordre du bar. C'est un ordre de grandeur concevable pour notre application. Comme évoqué précédemment, la figure 2.8 illustre la difficulté à obtenir un nombre de Reynolds élevé avec un fluide à basse température. En effet, la viscosité plus importante à basse température augmente les pertes de charge. A l'aide de ces dernières et du débit, il est intéressant de calculer la puissance hydraulique nécessaire à la pompe pour entraîner le fluide. L'étude considère le système constitué exclusivement que du serpentin. La figure 2.9 illustre la puissance hydraulique en fonction du débit.

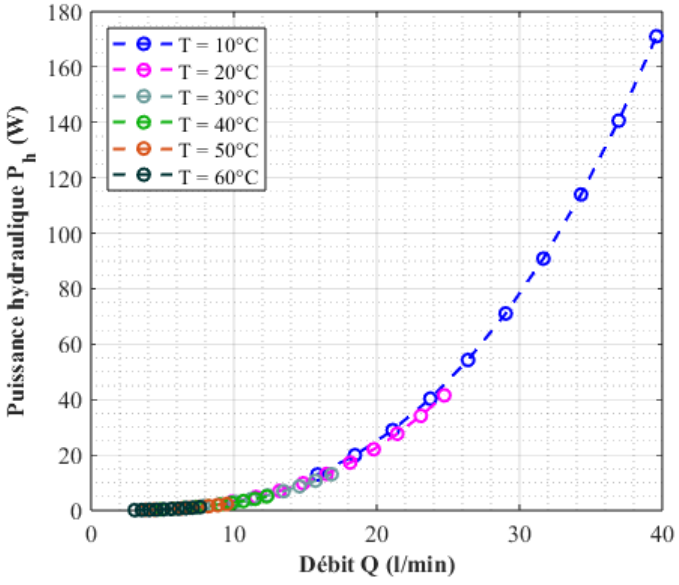


FIGURE 2.9 – Puissance hydraulique P_h en fonction du débit volumique Q.

Les pertes de charge évoluent en fonction du carré de la vitesse débitante, d'où le profil parabolique de la puissance hydraulique. À faible température, le fluide étant visqueux, il faut donc un débit plus élevé pour obtenir un certain nombre de Reynolds. Cela a pour conséquence l'emploi d'une pompe plus puissante. La figure 2.10 illustre le coefficient d'échange obtenu en fonction de la puissance hydraulique utilisée. Le résultat est sans appel. En effet, pour obtenir un coefficient de l'ordre de 4000 W/(m^{2}K), une pompe de l'ordre de 1 W suffit pour un fluide à 60°C, alors qu'une pompe de 40 W est nécessaire dans le cas où le fluide est à 10°C.

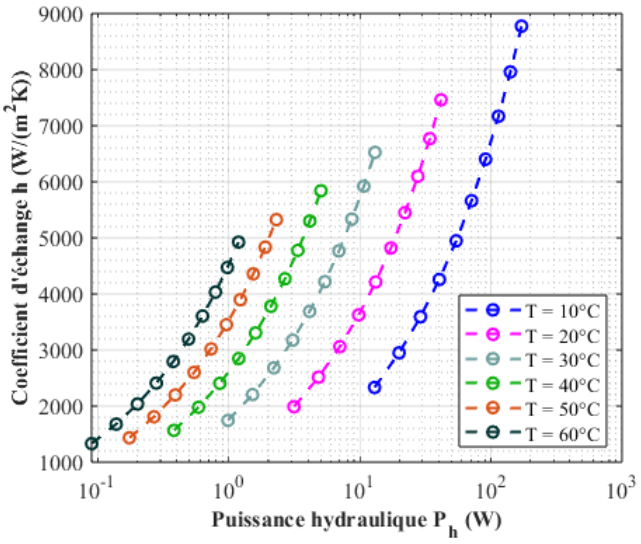


FIGURE 2.10 – Coefficient d'échange h en fonction de la puissance hydraulique P_h pour différentes températures du fluide caloporteur.

Afin de conclure sur cette première partie, il est intéressant de constater que les relations empiriques permettent de donner un premier ordre de grandeur des performances du système. De plus, elles permettent rapidement de réaliser des comparaisons entre différents paramètres du système, comme la température du fluide ou la géométrie du canal. Dans le cas où l'on ne dispose pas de corrélations préalables, ou si l'on souhaite réaliser des calculs hors du domaine de validité de ces dernières, il est alors intéressant de recourir aux calculs numériques.

2.2.2 Calculs numériques utilisant la méthode des éléments finis

L'objectif de la simulation numérique est la réalisation de calcul sur des géométries relativement complexes. Le calcul numérique permet le couplage entre thermique et mécanique des fluides. La résolution de ces deux physiques permet la détermination de nos grandeurs d'intérêts que sont le coefficient d'échange h et les pertes de charge ΔP. Le coefficient d'échange h ne présente pas une unique définition. Il peut être défini localement ou globalement. Dans le cadre de ces travaux, l'objectif est d'obtenir un coefficient

d'échange global ou moyen afin de modéliser le système de refroidissement. L'identification d'un tel coefficient d'échange peut être réalisée en utilisant plusieurs méthodes. La première consiste à utiliser la loi de Newton (équation 2.7). Les températures utilisées au sein de la loi de Newton sont donc des températures moyennes, que ce soit pour le fluide ou la paroi du canal. Cette méthode reste valable tant que l'excursion en température entre l'entrée et la sortie du canal reste relativement faible.

$$\Phi = hS_{pas}\Delta T \tag{2.7}$$

Où Φ est le flux thermique échangé entre la paroi et le fluide, h est le coefficient d'échange, S_{pas} est la surface de passage du flux thermique et ΔT est l'écart de température moyen entre la paroi et le fluide.

Dans le cas contraire où l'excursion en température du fluide devient importante, une formulation utilisant la méthode DTLM [75] (différence de température logarithmique moyenne) est plus appropriée. La formulation DTLM s'exprime par la relation 2.8.

$$\Phi = K_g S_{pas}\Delta T_{LM};\ Avec\ \Delta T_{LM} = \frac{(T_{pe} - T_{fe}) - (T_{ps} - T_{fs})}{ln(\frac{T_{pe} - T_{fe}}{T_{ps} - T_{fs}})} \tag{2.8}$$

Où Φ est le flux thermique échangé entre la paroi et le fluide, K_g est le coefficient global d'échange, S_{pas} est la surface de passage du flux thermique et ΔT_{LM} est la différence logarithmique de température moyenne. Dans le cas où l'on néglige la conduction dans les parois du canal, K_g est égal au coefficient d'échange par convection h. Les suffixes p, f, e et s mentionnent respectivement la paroi, le fluide, l'entrée et la sortie du canal.

Afin d'accéder au coefficient d'échange, il faut être en mesure d'obtenir les paramètres Φ, S_{pas} et ΔT ou ΔT_{LM}. Les deux premiers sont aisés à déterminer, puisque l'un est une entrée du problème et l'autre est imposé par la géométrie du système. L'enjeu est donc d'identifier les températures au sein du fluide mais également dans les parois entourant ce dernier. Il est donc nécessaire d'étudier un problème couplé de conduction thermique, de transfert de chaleur dans le fluide et de mécanique des fluides. Par ailleurs, la simulation de l'écoulement permet l'obtention des pertes de charge en évaluant les pressions en entrée et en sortie du canal. Dans le cadre de ce type d'application, les écoulements rencontrés sont majoritairement turbulents. Les écoulements turbulents peuvent être modélisés numériquement à l'aide de trois approches différentes [76] :

— DNS : Direct Numerical Simulation
— LES : Large Eddy Simulation
— RANS : Reynolds Average Navier-Stokes

Ces trois méthodes ont des objectifs différents et ainsi des temps de calculs très variés. La simulation numérique directe (DNS) permet de résoudre les équations de Navier-Stokes. Cette méthode permet ainsi de calculer toutes les grandeurs instantanées de l'écoulement. Tous les mouvements doivent être résolus par cette méthode. D'un point de vue discrétisation du problème, la taille de maille doit être inférieure à l'échelle de dissipation, entraînant des temps de calculs très longs. L'ouvrage [77] spécifie que le nombre de points de calculs dans le cas d'une simulation DNS évolue avec le nombre

de Reynolds à l'exposant 9/4. Si nous désirons simuler un écoulement ayant un nombre de Reynolds *Re* égal à 10000, avec un ordinateur disposant d'une puissance de calcul d'un gigaflop, alors l'ordre de grandeur du temps de simulation serait de l'année. Ces modèles ne sont utilisables que par de puissantes stations de calculs et ne peuvent servir que pour mieux comprendre les phénomènes turbulents ou pour valider des modèles statistiques, mais en aucun cas pour des applications industrielles. Le temps de calcul de cette méthode étant prohibitif, deux autres types de simulation numérique ont été développés.

Afin de diminuer le temps de calcul, il est possible de recourir aux méthodes LES, qui sont un intermédiaire entre les simulations numériques DNS et les méthodes statistiques RANS. Cette méthode consiste à appliquer un filtre spatial en tout point du domaine. Cette méthode a été proposée par Joseph Smagorinsky pour simuler les écoulements atmoshériques [76]. Le filtre spatial sépare les grandes échelles simulées des petites échelles modélisées en décomposant la vitesse instantanée comme une somme d'une vitesse filtrée et d'une petite perturbation. Cependant, malgré la modélisation des petites structures, le temps de calcul demeure important. Ces deux méthodes sont intéressantes car la perte d'information est relativement contenue. Cependant, le temps de calcul nécessaire est encore trop important, il est donc préférable d'utiliser les méthodes statisitiques de type RANS.

L'objectif de ces méthodes statistiques est d'occulter les paramètres instantanés de l'écoulement pour ne s'occuper que du champ moyen. Le problème de simuler les petites structures de l'écoulement est donc éliminé, les mailles peuvent être de tailles plus importantes et les temps de calculs sont ainsi réduits. Les équations de Navier-Stokes sont moyennées. Les champs de vitesse $\vec{u}$ et de pression p sont décomposés en une valeur moyenne ($\bar{u}$,$\bar{p}$) et une valeur fluctuante (u',p'). Prenons l'exemple de l'équation bilan des quantités de mouvements. Cette relation passe de l'équation 2.9 à l'équation 2.10 en appliquant la moyenne sur l'équation.

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{2.9}$$

Où ρ est la masse volumique, u est le champ de vitesse, f représente les efforts volumiques, p est la pression, τ_{ij} est le tenseur des contraintes visqueuses et D/Dt est la dérivée particulaire.

$$\rho(\frac{\partial \bar{u_i}}{\partial t} + \bar{u_j}\frac{\partial \bar{u_i}}{\partial x_j}) = \rho \bar{f_i} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\bar{\tau_{ij}} - \rho \bar{u_i'} \bar{u_j'}] \tag{2.10}$$

On remarque que l'équation de bilan moyennée est identique à l'équation instantanée à l'exception du terme $-\rho \bar{u_i'} \bar{u_j'}$ qui a été ajouté. Ce terme homogène à une contrainte est appelé tenseur des contraintes de Reynolds. Ce tenseur fait apparaître des inconnues supplémentaires. Il est donc nécessaire de fermer le problème en ajoutant des équations. Ces équations supplémentaires définissent le modèle de turbulence. Il existe plusieurs modèles de turbulence possible. On peut notamment citer à titre d'exemple les modèles $k-\epsilon$, $k-\epsilon$ RNG, $k-\omega$, SST $k-\omega$, ...

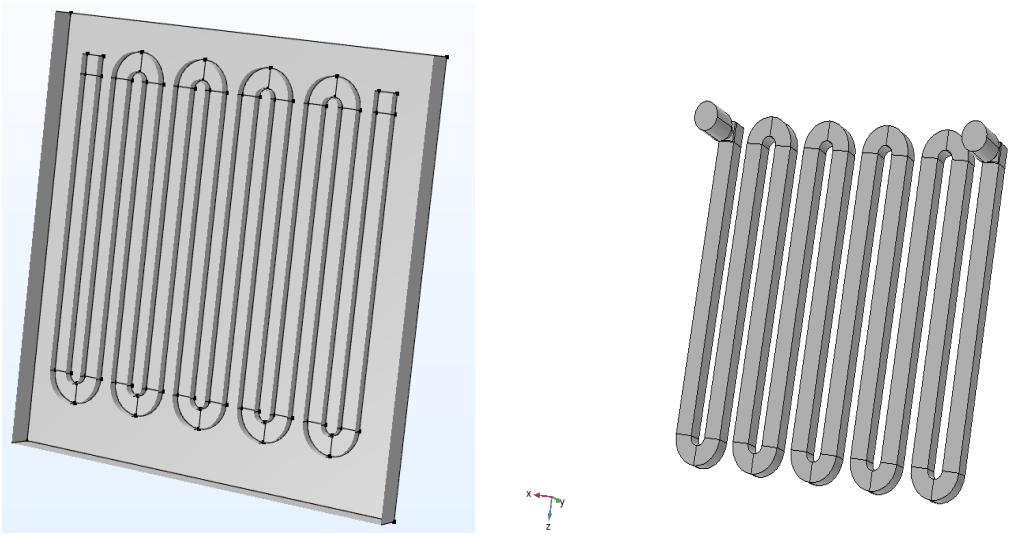
Cette multitude de modèle de turbulence impose à l'utilisateur de faire un choix. Le modèle $k-\epsilon$ est l'un des premiers à avoir été développé (années 1970). Il est l'un des modèles les plus répandus dans les applications liées à l'ingénierie comme les écoulements en conduite [76]. C'est pourquoi dans le cadre de cette thèse, nous décidons d'employer ce modèle de turbulence. Ce modèle ferme le système d'équations précédemment défini en ajoutant deux équations (eq 2.11 et 2.12) de transport concernant l'énergie cinétique turbulente k et le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ϵ.

$$\frac{\partial(\rho\bar{k})}{\partial t} + \bar{u_j}\frac{\partial(\rho\bar{k})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial\bar{k}}{\partial x_j}] + P_k - \rho\bar{\epsilon} \tag{2.11}$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{\epsilon})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i\bar{\epsilon})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon})\frac{\partial\bar{\epsilon}}{\partial x_j}] + \frac{\bar{\epsilon}}{k}(C_1P_k - C_{2\epsilon}\rho\bar{\epsilon}) \tag{2.12}$$

Où P_k caractérise la génération d'énergie cinétique turbulente, C_1, C_2, σ_ϵ, σ_k sont des constantes.

Une fois le modèle de turbulence choisi, nous pouvons procéder au calcul à proprement parler. Le logiciel utilisé est Comsol Multiphysics ®[78, 79]. La première étape consiste à créer la géométrie du système. La topologie du système se compose d'un milieu solide qui est le carter en aluminium et d'un domaine fluide correspondant au mélange eau-glycol. La figure 2.11 représente respectivement une vue en coupe du carter en aluminium et le fluide caloporteur. Les raccords faisant la jonction entre la tuyauterie externe et le serpentin sont modélisés grossièrement à l'aide de cylindre comme montré par la figure 2.11b.



(a) Vue en coupe du carter en aluminium sous Comsol Multiphysics ®.

(b) Domaine du fluide caloporteur sous Comsol Multiphysics ®.

FIGURE 2.11 – Représentation de la géométrie sous Comsol Multiphysics ®.

Comme précisé précédemment, il faut être en mesure de maîtriser le flux thermique pour déterminer le coefficient d'échange. Technologiquement, le choix est fait d'utiliser des résistances chauffantes. Ces dernières sont de forme rectangulaire. La figure 2.12 illustre la chemise d'eau avec ces résistances chauffantes.

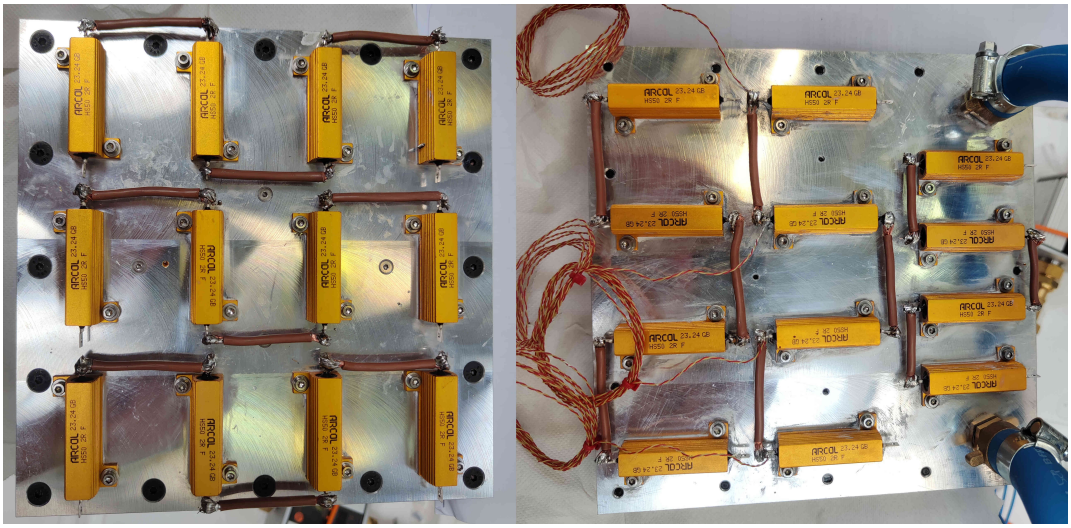


FIGURE 2.12 – Prototype de la chemise d'eau en forme de serpentin surmontée de résistances chauffantes.

Au sein de la simulation numérique, les résistances chauffantes viennent donc s'ajouter sur l'extérieur du carter en aluminium, comme le montre la figure 2.13. Ces résistances sont placées telles qu'elles le sont réellement au sein de l'expérience, cette dernière est d'ailleurs détaillée dans la section suivante.

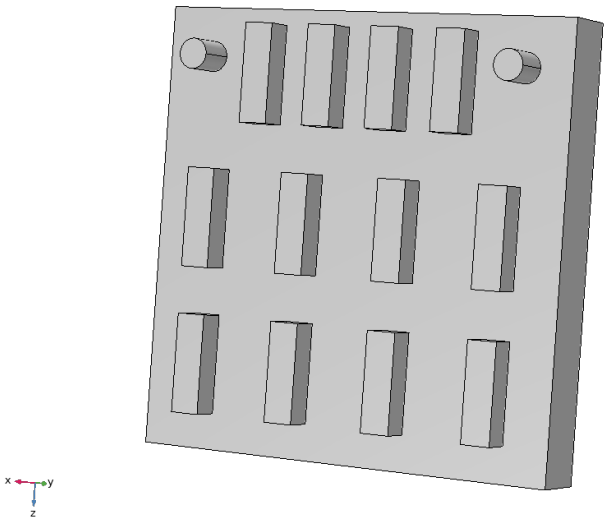


FIGURE 2.13 – Chemise d'eau en forme de serpentin surmontée de résistances chauffantes.

Une fois la géométrie conçue sous le logiciel, il convient de définir les propriétés des matériaux. Comme les calculs sont réalisés pour déterminer le régime permanent, la capacité thermique et la densité des matériaux importent peu. Concernant le fluide, les données constructeur sont renseignées. Les résistances chauffantes sont entourées d'un chassis en aluminium. Elles sont donc représentées par un pavé parallélépipédique entièrement en aluminium sous Comsol Multiphysics ®. Les plaques incorporant la conduite sont quant à elles en Dural (Aluminium 2017A). Les valeurs des conductivités thermiques de ces deux matériaux sont données dans le tableau 2.1.

Matériau	Aluminium	Dural
Conductivité thermique (W/(mK))	200	134

Tableau 2.1 – Conductivité thermique des matériaux utilisés lors de la simulation.

Suite à la description des propriétés des matériaux, vient la définition de la physique. Concernant la thermique, on impose une puissance volumique au niveau des résistances chauffantes. On définit également la température d'entrée du fluide, et enfin nous émettons l'hypothèse que le flux de chaleur est uniquement drainé par le fluide caloporteur. Pour être tout à fait rigoureux, un flux de chaleur vers l'air ambiant existe. Cependant le coefficient d'échange entre le carter en aluminium et l'air ambiant est bien inférieur à celui présent entre le carter et le fluide. En effet, l'ordre de grandeur du coefficient d'échange pour une convection naturelle avec l'air est de l'ordre de l'unité, alors qu'elle est de l'ordre du millier pour une convection forcée avec de l'eau. Le dural étant un bon conducteur thermique, il est raisonnable de pouvoir considérer le flux thermique allant vers l'air comme étant négligeable. Concernant la mécanique des fluides, on définit la vitesse débitante en entrée, la pression en sortie et les parois de la conduite. Une fois toutes ces étapes passées, il ne reste plus qu'à réaliser le maillage. Le temps de calcul est très long pour ce genre de simulation , il est de l'ordre de la dizaine d'heures, voire la centaine d'heures. Il est donc nécessaire au préalable de réaliser une étude de sensibilité au maillage. Cette étude permet de déterminer le maillage le plus grossier possible permettant de donner des résultats qui demeurent acceptables en terme de précision. L'étude se porte exclusivement sur le maillage dans le canal. L'étude prend comme paramètre le nombre d'éléments dans la plus petite direction du canal. Les grandeurs d'intérêts h et ΔP sont ensuite tracées en fonction de ce nombre d'éléments. La figure 2.14 illustre ces résultats.

Il est intéressant de remarquer que l'influence du maillage est faible sur l'estimation du coefficient d'échange. En effet, il y a seulement une différence de 2 % sur l'estimation du coefficient d'échange entre le maillage le plus fin et le plus grossier. Cependant, les pertes de charge sont nettement plus influencées par le nombre d'éléments du maillage. En effet, une différence de 25 % se créée sur l'estimation des pertes de charge entre le

maillage le plus grossier et le maillage le plus fin. Il est même nécessaire de constater qu'un maillage encore plus fin aurait légèrement diminué les pertes de charge. Cependant, le temps de calcul pour des maillages plus fins est beaucoup trop important. Il est de l'ordre de plusieurs jours pour un seul point de calcul. De plus, les variations sur l'estimation des pertes de charge diminuent avec l'augmentation du nombres de mailles. La différence sur les pertes de charge entre les deux maillages les plus fins est de l'ordre de 20 mbar. Or, les capteurs de pressions utilisés ont une précision de 30 mbar. Avoir une précision supérieure sur le calcul numérique n'est donc pas spécialement utile puisque ce serait impossible de le vérifier expérimentalement. Pour le reste des études, nous choisirons donc d'imposer 6 éléments dans la plus petite des directions du canal afin d'écourter au maximum les temps de simulations tout en obtenant des résultats jugés acceptables.

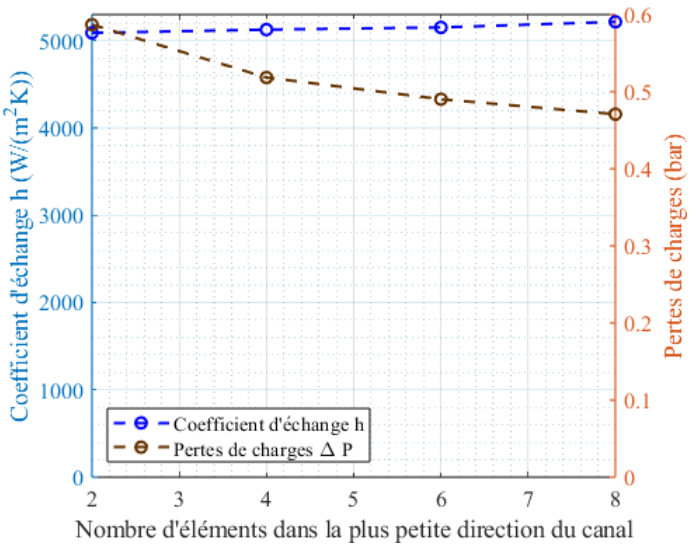


FIGURE 2.14 – Coefficient d'échange h et pertes de charge ΔP en fonction du maillage.

Dès lors que le maillage est réalisé avec le bon nombre d'éléments, nous pouvons opérer les calculs numériques. Commençons par la détermination du coefficient d'échange h. Comme mentionné précédemment, deux méthodes s'offrent à nous. En utilisant la loi de Newton, il faut calculer la moyenne de la température du fluide et de la paroi. Alors qu'en utilisant la formulation DTLM, il est nécessaire d'évaluer les températures de la paroi et du fluide au niveau de l'entrée et de la sortie du serpentin. La figure 2.15 représente les résultats du coefficient d'échange obtenus à l'aide des deux méthodes. Les résultats sont obtenus pour des valeurs de débits et de températures d'entrée du fluide différentes. Les simulations sont opérées pour trois valeurs de débits comprises entre 5 et 15 l/min, et pour trois températures d'entrée du fluide différentes, qui sont respectivement 20, 40 et 60°C. Pour des soucis de clarté, seuls les résultats obtenus pour une température d'entrée du fluide égale à 20°C sont présentés.

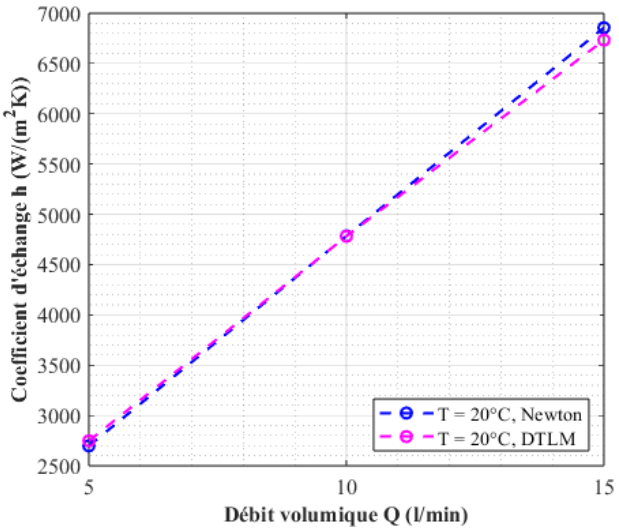


FIGURE 2.15 – Coefficient d'échange h calculé numériquement en fonction du débit.

Le graphique montre des résultats sensiblement identiques. En effet, du moment que la température du fluide évolue peu entre l'entrée et la sortie, les méthodes concourent à des résultats similaires. Il est intéressant de comparer les résultats obtenus par le calcul numérique à ceux obtenus à l'aide des corrélations. La figure 2.16 compare les résultats obtenus à l'aide de ces deux méthodes. La différence est plus que flagrante. En effet, pour un même débit, le coefficient d'échange est plus de deux fois supérieur à celui calculé à l'aide de la corrélation.

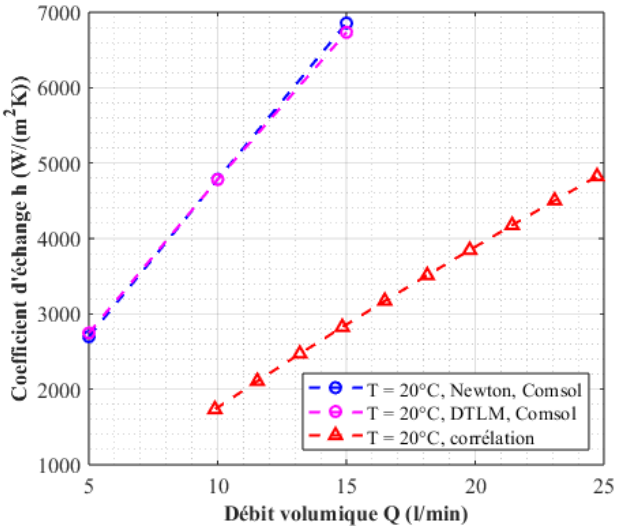


FIGURE 2.16 – Coefficient d'échange h calculé numériquement et à l'aide des corrélations en fonction du débit.

Cet écart peut s'expliquer par le fait que la corrélation ne prend pas en compte les effets de virages induits par les coudes. En effet, au sein des coudes, les effets centrifuges induisent un second type d'écoulement qui accroît le coefficient d'échange. Afin de s'en rendre compte, une étude numérique a été menée sur le comportement thermique du fluide. Pour des raisons de temps de calcul, seule la moitié de la chemise d'eau est simulée. L'objectif est d'observer l'évolution de la température du fluide en fonction de sa position. Cette étude a été réalisée en imposant au fluide une vitesse en entrée de 3 m/s et une température de 20°C. Le flux thermique généré par les résistances est de 1500 W. La figure 2.17 illustre la température du fluide en fonction d'une partie de sa position dans la conduite.

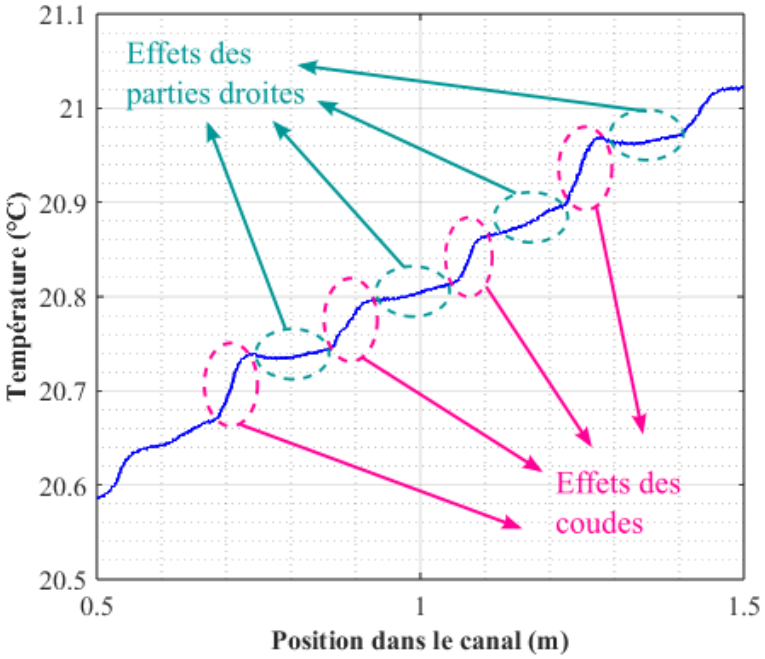


FIGURE 2.17 – Température du fluide en fonction de sa position dans la conduite.

Le point intéressant soulevé par cette étude et montré sur ce graphique est le changement de pente de la température suivant que le fluide se trouve dans une section droite ou un coude. Effectivement, le fluide s'échauffe de manière plus importante dans les coudes, traduisant donc un coefficient d'échange plus important entre la paroi et ce dernier. Les coudes présentent donc un effet non négligeable et la corrélation pour une conduite droite seule ne permet pas d'estimer précisément le coefficient d'échange. Même si le cas d'étude n'est pas dans le domaine de validité de la corrélation pour les tubes coudés, il est tout de même intéressant de l'utiliser afin d'analyser l'influence qu'elle aurait sur la détermination du coefficient d'échange.

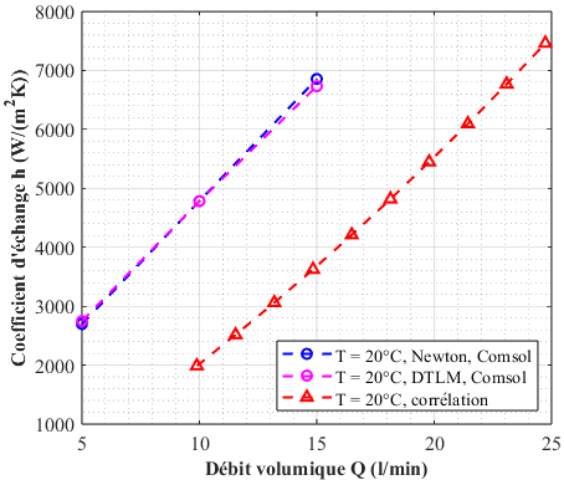


FIGURE 2.18 – Coefficient d'échange h en fonction du débit.

La figure 2.18 compare les résultats obtenus numériquement avec ceux obtenus à l'aide des corrélations, en prenant en compte les effets de courbure. L'écart est légèrement réduit mais reste très important. En effet, cette corrélation est développée pour de faibles rayons de courbures, et non pas pour des coudes à 180° à fort rayon de courbure comme présents dans le serpentin étudié. Une fois le coefficient d'échange déterminé numériquement, il reste à déterminer les pertes de charge. Il suffit de faire la différence entre la pression en entrée et en sortie. La figure 2.19 représente les résultats obtenus concernant les pertes de charge à l'aide de corrélations et de la simulation éléments finis. Comme pour le coefficient d'échange, l'écart entre les deux méthodes est flagrant. Cette différence peut s'expliquer cette fois-ci par le fait que les corrélations ne prennent pas en compte les pertes singulières des raccords en entrée et en sortie du serpentin.

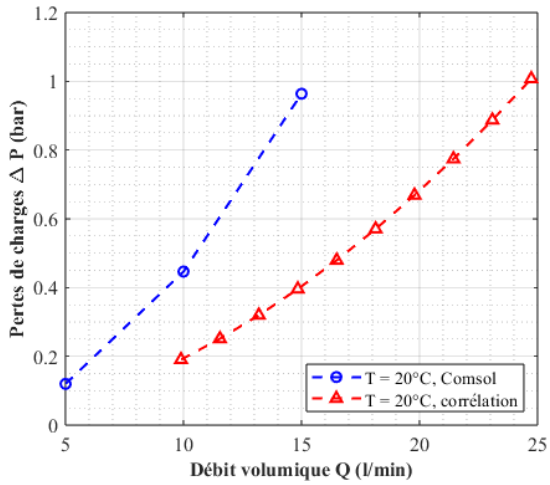


FIGURE 2.19 – Pertes de charge ΔP en fonction du débit.

Les écarts entre les corrélations et les méthodes numériques présentent d'importantes disparités. Il est donc nécessaire de recourir à l'expérience.

2.2.3 Caractérisation expérimentale

La caractérisation expérimentale permet de fournir une référence concernant les valeurs du coefficient d'échange et de la chute de pression. Afin de réaliser une telle caractérisation, il est nécessaire de créer un banc d'essai et un protocole de mesure. Concernant le banc d'essai, ce dernier doit remplir les fonctions suivantes :

— Générer un débit dans un système en boucle fermée
— Contrôler la température d'entrée du fluide
— Mesurer les grandeurs hydrauliques (débits, pressions)
— Mesurer les grandeurs thermiques (températures en surface du serpentin, températures du fluide, flux thermique, ...)
— Générer un flux thermique

La figure 2.20 illustre schématiquement le banc d'essai. Ce dernier est composé d'un groupe froid Lauda VC 5000, capable d'extraire 5000 W de chaleur à 20°C et de générer un débit maximum de 37 l/min. Pour mesurer le débit, deux débitmètres IFM SU 8000 sont utilisés. Ces derniers peuvent mesurer des débits allant jusqu'à 100 l/min. Concernant la mesure de pression, des capteurs IFM PU 5415 sont employés. La plage de mesure de ces capteurs est comprise entre 0 et 6 bars. Le flux thermique est généré à l'aide d'une alimentation de puissance TDK Lambda et de résistances chauffantes. La mesure de la tension aux bornes des résistances et du courant injecté permet de mesurer la puissance thermique dissipée dans la chemise d'eau. La mesure de tension s'effectue à l'aide d'une sonde de tension différentielle Testec TTSI 9000. La mesure de courant s'opère quant à elle à l'aide d'une pince Chauvin Arnoux E1N.

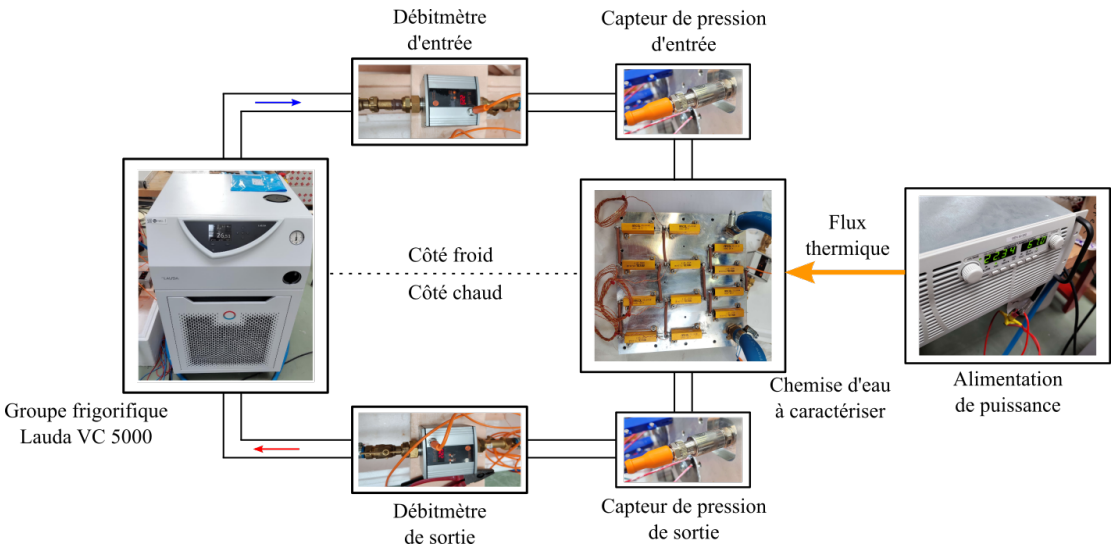


FIGURE 2.20 – Représentation schématique du banc d'essai.

Concernant la mesure de température, deux technologies sont employées. Premièrement, nous utilisons des thermocouples type T de classe de tolérance 1. La méthode de mesure est dite à contacts séparés [80]. Cette méthode consiste à souder les deux brins du thermocouple séparément sur une surface conductrice comme illustrée par la figure 2.21. Dans le cadre de notre application, il s'agit du carter en dural. La mesure renvoyée par le thermocouple est donc une mesure moyennée spatialement sur les deux points de soudage de ce dernier. Cette technique permet de réaliser des mesures de température de surface. Le choix d'utiliser des thermocouples de type T s'est effectué d'après leurs tolérances. En effet, ce sont ceux qui présentent la plus faible incertitude de mesure (± 0.5°C) [81]. Les tolérances des différents thermocouples sont compilées dans le tableau 2 et présentées en annexe A.



FIGURE 2.21 – Thermocouple à contacts séparés.

La seconde technologie de mesure de température utilisée est la sonde à resistance de platine PT 100. Comme pour les thermocouples, le choix du type de PT 100 a été réalisé suivant l'incertitude de mesure. Le choix s'est donc porté sur des PT 100 de classe 1/10 DIN, qui présentent les plus faibles incertitudes [82]. Comme pour les tolérances liées aux thermocouples, ces dernières sont présentées en annexe A.

Une fois le banc d'essai réalisé, il est nécessaire de créer un protocole expérimental. Ce dernier consiste à réaliser les étapes suivantes de manière séquentielle :

— Imposer la température d'entrée du fluide caloporteur
— Réaliser des paliers pour divers débits
— À chaque palier, imposer le flux thermique
— Mesurer les températures
— Calculer la température moyenne du fluide
— Calculer la température moyenne de la paroi
— Mesurer les débits
— Calculer le débit moyen
— Mesurer les pressions
— Détermination du coefficient d'échange h
— Détermination des pertes de charge ΔP
— Réitérer ces étapes pour différentes températures du fluide et différents débits

Lors de la détermination du coefficient d'échange, trois hypothèses sont utilisées. Premièrement la convection avec l'air externe est négligée. De plus, le carter en Dural est supposé être un conducteur thermique parfait (conductivité thermique infinie). Enfin, la chaleur dissipée par la friction du fluide sur la paroi est considérée nulle. Les études

précédentes montrent que la formulation DTLM et la relation de Newton présentent des résultats similaires. Parmi ces deux formulations, seule la relation de Newton est donc utilisée. Cependant une troisième méthode peut être utilisée lors de la caractérisation expérimentale. Cette dernière consiste à utiliser la méthode des éléments finis et un algorithme de minimisation des moindres carrés. Seule la physique thermique est simulée. Les températures simulées et mesurées sont comparées aux niveaux des emplacements correspondants aux sondes de températures. L'objectif de cette optimisation globale est de réduire l'écart quadratique entre les températures simulées et mesurées en ces différents points. Le paramètre de cette optimisation est le coefficient d'échange avec le fluide. En effet, lors de cette simulation, le fluide est représenté par une condition au frontière de type convective. L'algorithme d'optimisation va donc déterminer le coefficient d'échange h optimal qui permet de réduire au maximum les écarts entre les températures simulées et mesurées. Les coordonnées spatiales des différents points de mesure sont présentées en annexe. Lors de cette simulation, l'échange convectif avec l'air externe est négligé. À titre d'exemple, la figure 2.22 présente les résultats obtenus expérimentalement concernant le coefficient d'échange. Seule la caractérisation pour la température d'entrée du fluide égale à 40°C est présentée. En effet pour des raisons de lisibilité et de clarté, les résultats concernant les autres températures sont présentées en annexe. La caractérisation utilisant la loi de Newton est appelée méthode directe, et celle utilisant la simulation par éléments finis est appelée méthode inverse. Les résultats sont présentés avec leurs incertitudes. La méthode de calcul des incertitudes est présentée en annexe.

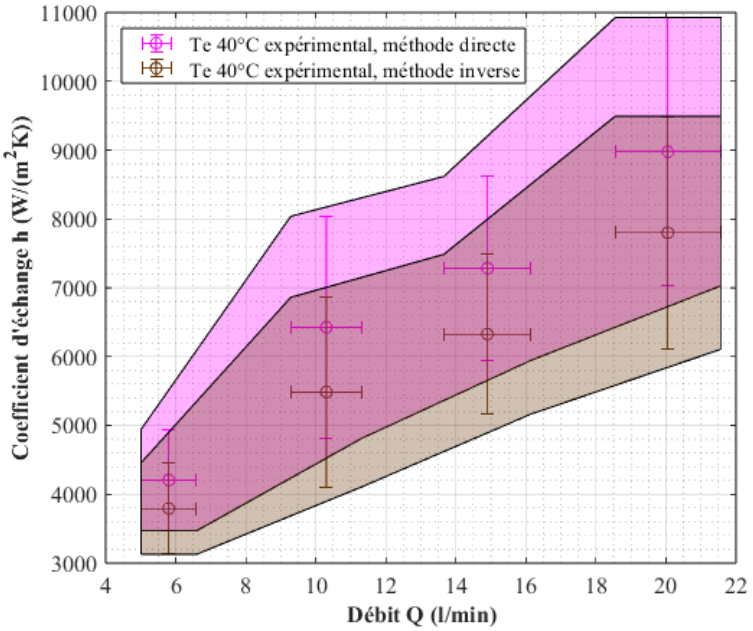


FIGURE 2.22 – Coefficient d'échange h obtenu expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

Dans un premier temps, les résultats obtenus par ces deux méthodes sont cohérents entre eux et donnent des résultats similaires. Les résultats obtenus par méthode inverse sont compris dans les incertitudes de la méthode directe et inversement. Les incertitudes sont importantes (30∼40 %). Ces dernières sont principalement causées par la tolérance des mesures de températures. En effet, prenons l'exemple des thermocouples. Ces derniers présentent intrinsèquement une incertitude de 0,5°C. Or, lors du calcul du coefficient d'échange intervient la différence entre la température de la paroi et du fluide. Ce terme n'est que de quelques degrés. Avoir une incertitude d'au moins 0,5°C sur une différence de température aussi faible conduit donc à une incertitude importante sur la détermination expérimentale du coefficient d'échange. Le moyen de réduire cette incertitude serait d'injecter un flux thermique plus important afin d'accroître la différence de température entre la paroi et le fluide. Il est intéressant de comparer les résultats expérimentaux avec les résultats obtenus par le calcul numérique. La figure 2.23 présente justement cette comparaison.

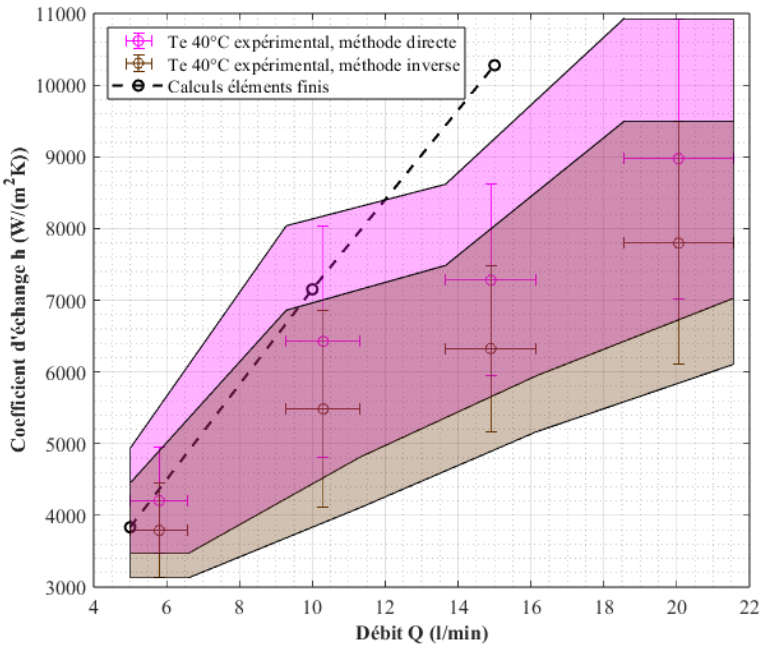


FIGURE 2.23 – Comparaison du coefficient d'échange h obtenu expérimentalement et numériquement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

Les résultats numériques et expérimentaux concordent à faible débit. Cependant à haut débit ($>$ 10 l/min), on observe une différence entre les résultats numériques et expérimentaux. Cet écart s'explique par la conduction dans les plaques en aluminium. En effet, l'hypothèse de départ était de négliger la conduction dans le carter en aluminium en supposant que la résistance thermique conductive serait négligeable devant la résistance thermique convective avec le fluide. Cette hypothèse n'est valable qu'à bas débit. En

effet expérimentalement, nous ne mesurons pas réellement la température de la surface du canal. Il peut être donc plus avantageux de caractériser le coefficient d'échange par rapport à la paroi externe du carter et non par rapport à la paroi du canal. Cela sous-entend qu'il ne s'agirait plus d'un coefficient de transfert convectif mais d'un coefficient de transfert global. Appelons ce dernier K_g. Pour cela, nous allons déterminer le coefficient d'échange seulement à l'aide des thermocouples. Ces derniers renvoient réellement une mesure de température de surface. Numériquement, la température de la paroi est la température moyenne de la surface du carter d'aluminium. La figure 2.24 compare les coefficients d'échanges globaux obtenus expérimentalement et numériquement. Seule la méthode directe est utilisée pour cette comparaison. La méthode inverse permet de déterminer le coefficient d'échange au niveau de la paroi mais pas le coefficient d'échange global.

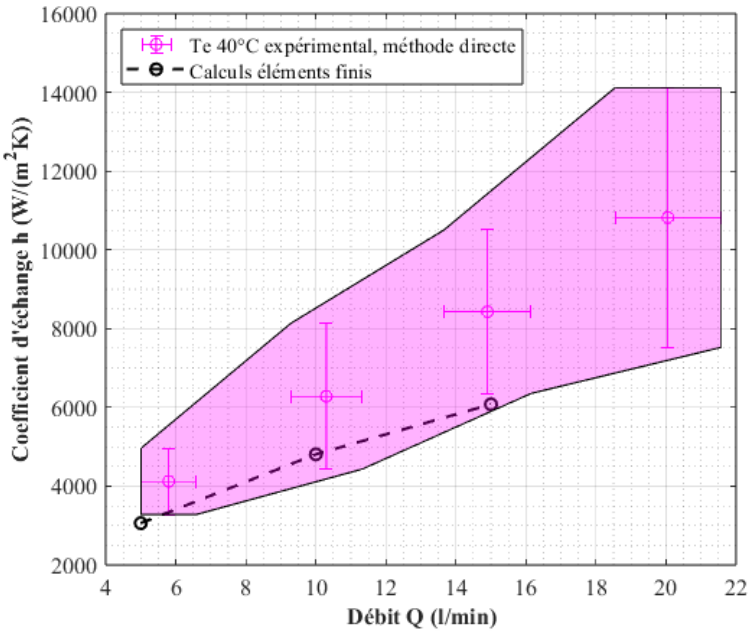


FIGURE 2.24 – Comparaison des coefficients d'échanges globaux obtenus expérimentalement et numériquement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

Cette fois-ci, les résultats numériques et expérimentaux présentent une meilleure cohérence, même à haut débit. Le calcul par éléments finis permet donc de prédire avec une précision relativement correcte le coefficient d'échange. Pour en finir avec la caractérisation expérimentale du coefficient d'échange, il est intéressant de développer une corrélation permettant de calculer ce dernier. Il est nécessaire de choisir pour chaque point de mesure une valeur du coefficient dans la plage d'incertitude. Un choix conservatif consiste à considérer les valeurs les plus faibles du coefficient d'échange global K_g comprises dans les incertitudes de mesures. La figure 2.25 compile toutes les valeurs du coefficient d'échange global retenu.

Des travaux de recherches [83] illustrent la méthode de création de corrélation à l'aide de résultats expérimentaux ou numériques. Dans le cadre de ces travaux, seule la corrélation pour un régime turbulent pleinement établi est traitée. L'objectif est de créer une corrélation sous la forme de l'équation 2.13.

$$Nu = CRe^{n}Pr^{m} \tag{2.13}$$

Où C, n et m sont des constantes à déterminer.

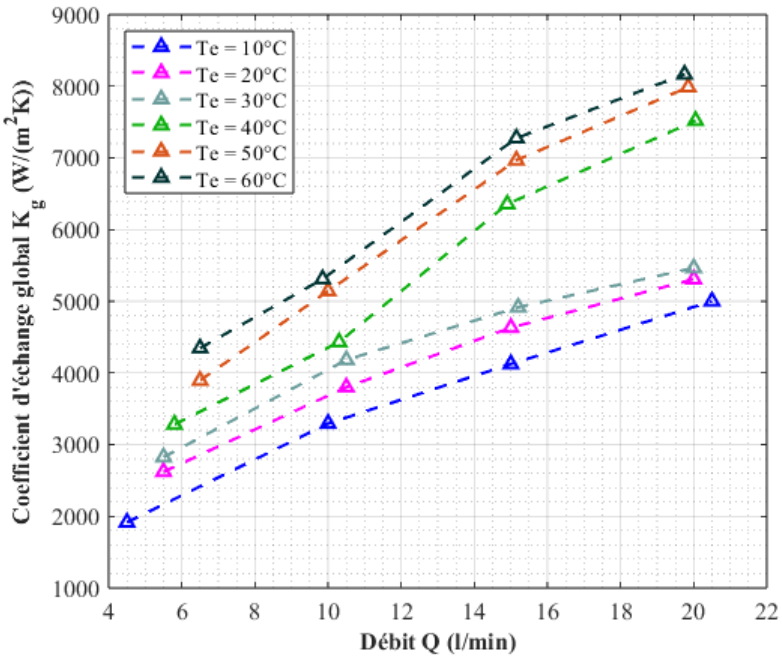


FIGURE 2.25 – Coefficient d'échange global K_g retenu expérimentalement.

La première étape consiste à tracer en échelle logarithmique le logarithme népérien du nombre de Nusselt en fonction du logarithme népérien du nombre de Reynolds comme illustré par la figure 2.26. Les points sont censés former une droite. Une régression linéaire permet de déterminer la pente correspondant à l'exposant du nombre de Reynolds de la corrélation à identifier. Ensuite, l'ordonnée à l'origine donne une constante que l'on peut appeler $A0$. À cette étape de la création de la corrélation, cette dernière prend la forme de l'équation 2.14.

$$ln(Nu) = ln(A0) + ln(Re^{n}) \tag{2.14}$$

En composant la relation 2.14 par la fonction exponentielle, nous obtenons la corrélation 2.15. À ce stade, cette dernière ne tient pas compte du nombre de Prandtl.

$$Nu = C1 * Re^{n} \tag{2.15}$$

Où $C1$ est une constante.

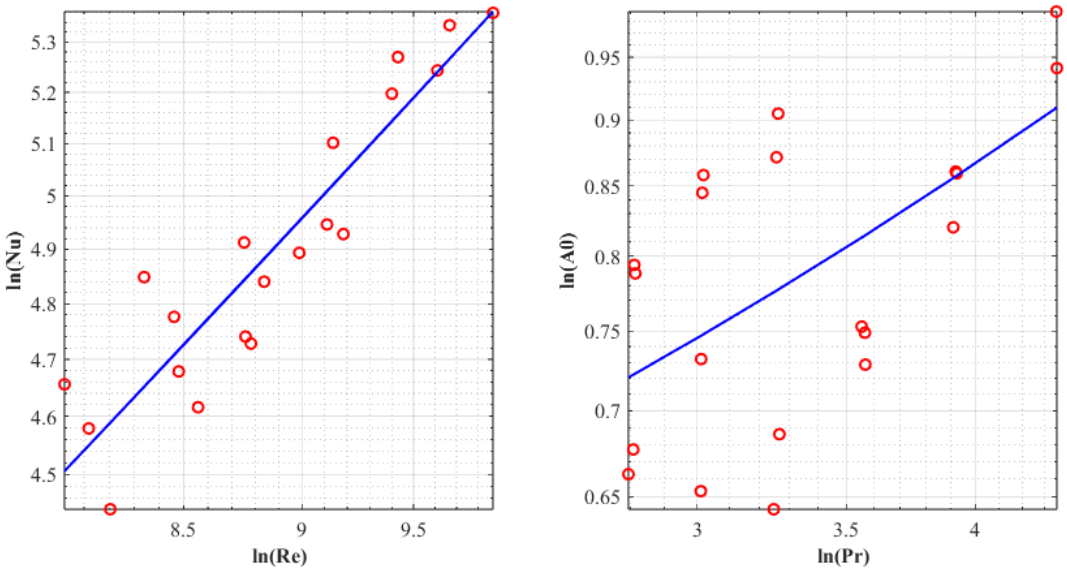


FIGURE 2.26 – Identification des paramètres de la corrélation.

Pour prendre en compte le nombre de Prandtl, il suffit de tracer la quantité $ln(A0)$ en fonction du logarithme népérien du nombre de Prandtl comme montré par la figure 2.26. Une régression linéaire permet de déterminer l'exposant m du nombre de Prandtl et la constante C. Dans le cadre des travaux réalisés sur la chemise d'eau en forme de serpentin, nous obtenons donc la corrélation 2.16.

$$\boxed{Nu = 1.465 Re^{0.463} Pr^{0.12}} \tag{2.16}$$

Une fois la corrélation développée, il est intéressant de la comparer aux relevés expérimentaux. Cette comparaison est illustrée par les figures 2.27 et 2.28. Ces dernières illustrent notamment l'écart relatif entre les relevés expérimentaux et les résultats de la corrélation. Sur tous les points de mesure réalisés, l'écart maximal est de 14 % avec la corrélation. Cette dernière permet donc de prédire le coefficient d'échange pour cette application. Cependant, il faut préciser que cette corrélation présente un domaine de validité, et qu'il serait opportun de le quantifier. L'étude de ce domaine de validité n'est pas effectuée dans le cadre de cette thèse, notamment par manque de temps. Cependant pour le déterminer, il serait nécessaire de réaliser d'autres mesures, mais pour des configurations géométriques différentes. L'impact des coudes étant non négligeables, il serait intéressant de faire varier le rayon de courbure et de créer une corrélation qui dépendrait de ce rayon de courbure par exemple.

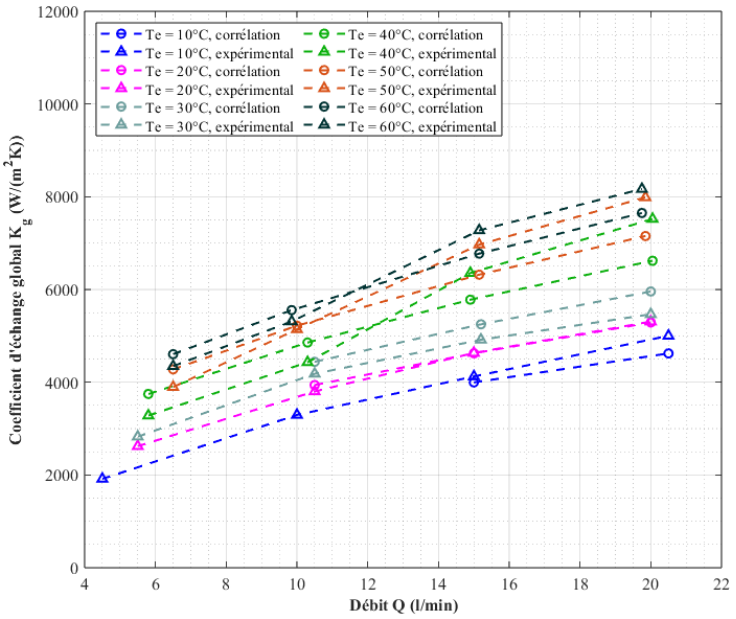


FIGURE 2.27 – Comparaison des coefficients d'échanges globaux obtenus entre la corrélation et l'expérimentation.

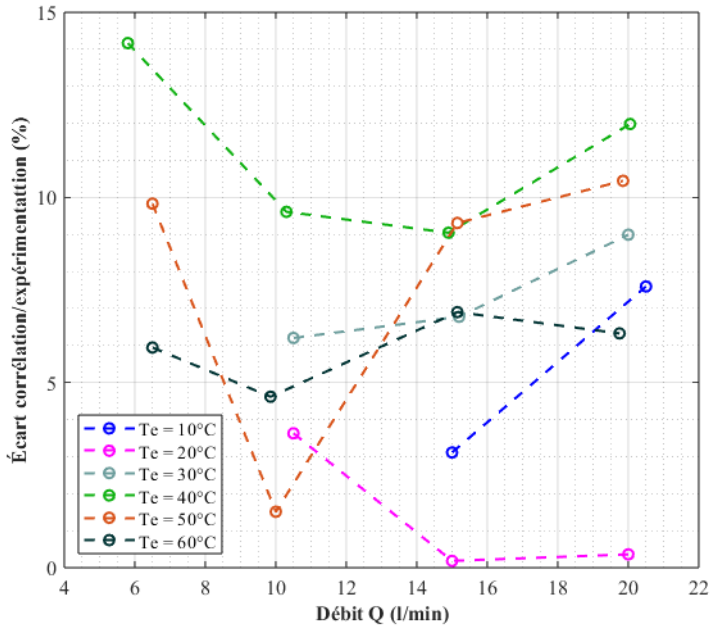


FIGURE 2.28 – Écarts relatifs obtenus sur l'estimation du coefficient d'échange global K_g entre la corrélation et l'expérimentation.

De manière similaire à l'étude du coefficient d'échange, nous pouvons caractériser la chute de pression causée par notre chemise d'eau. À cet effet, pour divers couples de températures et de débits du fluide, nous relevons la pression en entrée et en sortie du serpentin. De plus, en multipliant cette chute de pression par le débit, nous obtenons la puissance hydraulique dissipée dans le canal. La figure 2.29 illustre ces résultats pour une température du fluide de 40°C. Pour des raisons de clarté, seul le résultat pour le fluide à 40°C est présenté. Les autres mesures sont données en annexe B.

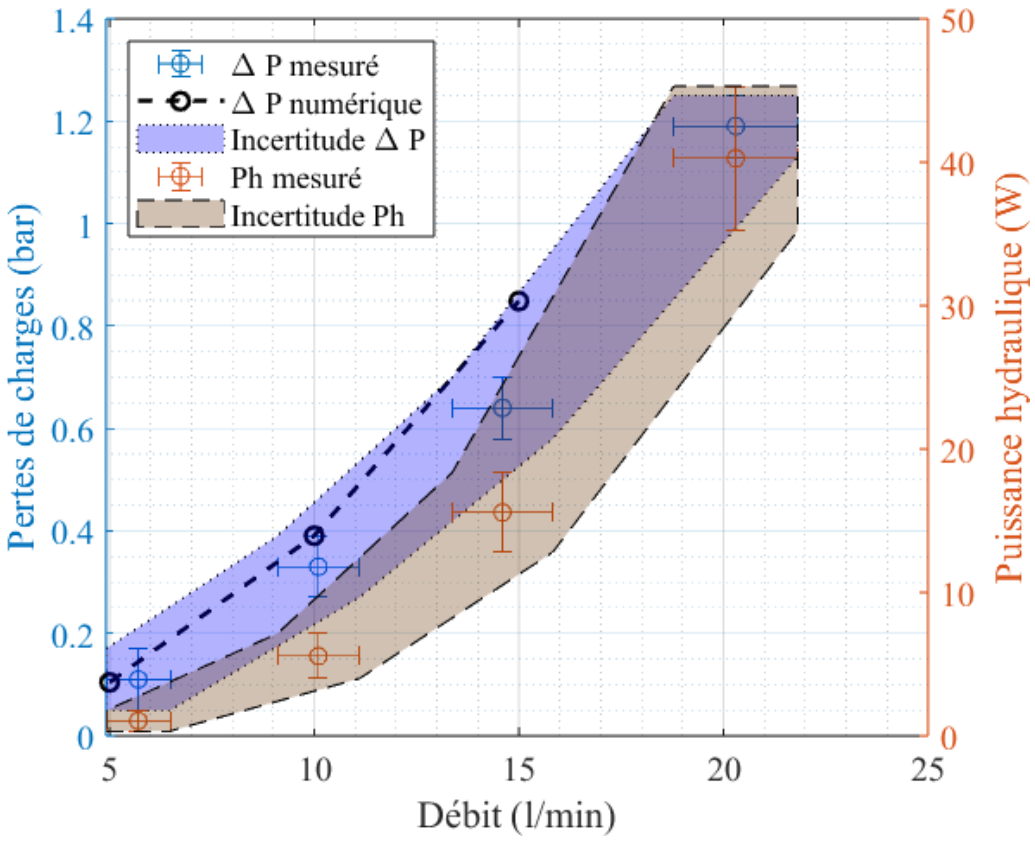


FIGURE 2.29 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

Les résultats numériques et expérimentaux concordent, montrant qu'il est possible de prédire les pertes de charge numériquement. Les pertes de charge évoluent quadratiquement avec la vitesse débitante, d'où la forme parabolique de la courbe. De plus, la figure présente la puissance hydraulique. Elle est au maximum de l'ordre de 40 W pour cette température à 20 l/min. Précédemment, lors de la caractérisation du coefficient d'échange, une hypothèse implicite était de négliger la chaleur dissipée dans le fluide par friction. Cette hypothèse se vérifie lors de cette expérience, en effet seulement 40 W sont

dissipés par frottement, alors que la puissance injectée était comprise entre 1500 et 2500 W. La chaleur supplémentaire causée par la friction est donc bien négligeable ici.

De manière analogue à l'étude du coefficient d'échange, il est intéressant de développer une corrélation concernant le coefficient de friction. Nous cherchons une corrélation pour le régime turbulent de la forme de la relation 2.17.

$$\Lambda = CRe^{n} \tag{2.17}$$

Où C et n sont des constantes à déterminer.

Pour parvenir à ce résultat, le logarithme népérien du coefficient de friction est comparé au logarithme népérien du nombre de Reynolds comme illustré par la figure 2.30. Une régression linéaire est réalisée à l'aide de ces mesures. La pente de cette droite communique l'exposant n du nombre de Reynolds et l'ordonnée à l'origine la constante multiplicative C.

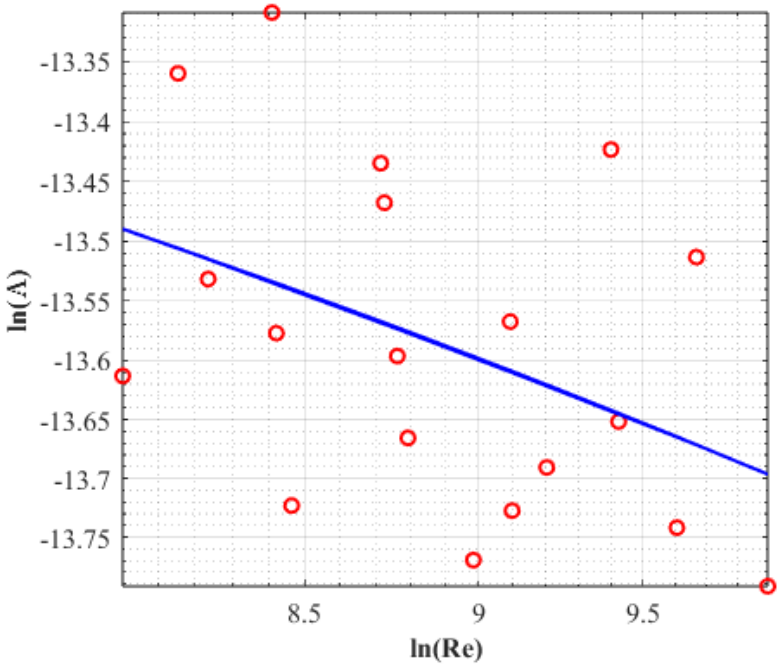


FIGURE 2.30 – Ln(Λ) en fonction du ln(Re).

Finalement nous obtenons la corrélation 2.18

$$\boxed{\Lambda = 3.33.10^{-6} Re^{-0.109}} \tag{2.18}$$

Comme pour l'étude du coefficient d'échange, il est nécessaire de préciser que cette corrélation n'est valable que pour cette chemise d'eau. Une étude avec des variations géométriques du canal permettrait de réaliser une corrélation plus complexe avec un

domaine de validité plus important. Comparons cette corrélation aux mesures. La figure 2.31 illustre l'écart entre la corrélation et l'expérience pour tous les points de mesures réalisés. L'écart maximum est aux alentours de 12 %. La corrélation permet donc de prédire de manière relativement précise les pertes de charge du serpentin.

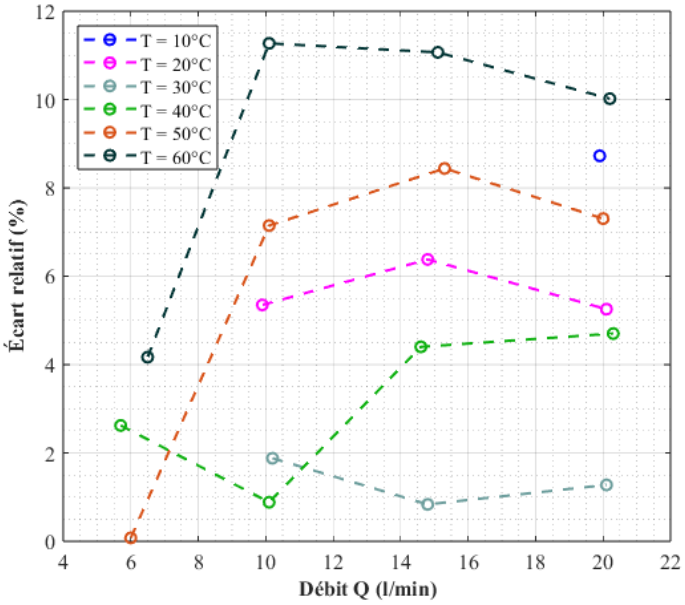


FIGURE 2.31 – Écarts relatifs obtenus entre la corrélation et l'expérimentation concernant les pertes de charge.

Le procédé d'étude décrit précédemment peut s'appliquer sur n'importe quel système de refroidissement. Pour la suite de ce chapitre, cette méthode est appliquée sur la plaque froide avec des canaux spiralés.

2.3 Application à la plaque froide composée des canaux spiralés

Les canaux empruntés par le fluide sont usinés dans une plaque d'aluminium 2017 A (dural). Chaque canal occupe une face de la plaque. Les canaux sont illustrés par la figure 2.32. Un trou axial se situant au rayon inférieur des spirales relie les canaux. Ces canaux sont ensuite encapsulés entre deux plaques avec des joints nitriles pour assurer l'étanchéité. Ces plaques sont appelées par la suite "carter". Un cadre supplémentaire est ajouté pour relier les deux carters. Ce cadre comporte par ailleurs des trous taraudés permettant de raccorder la plaque froide à la tuyauterie externe. Des joints nitriles ainsi que de la pâte sont ajoutés entre les carters et le cadre, toujours dans l'optique de garantir l'étanchéité du système. Les figures 2.33 représentent les différents éléments de la plaque froide.

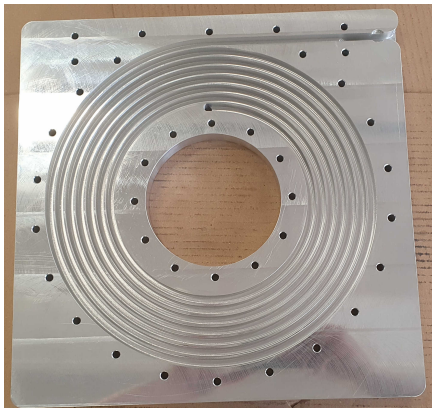
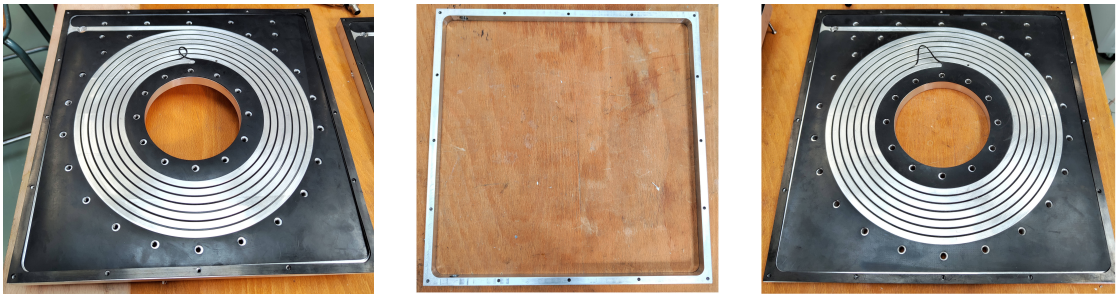
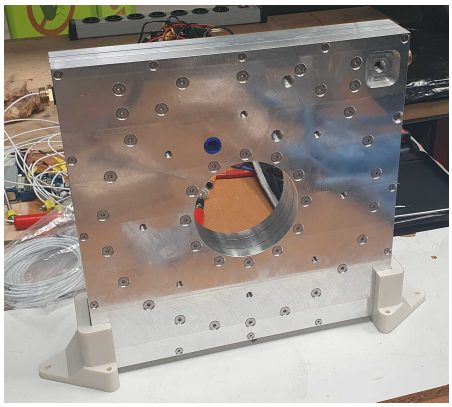


FIGURE 2.32 – Canaux spiralés de section 7 mm × 7 mm usinés dans une plaque de dural.



(a) Éléments constitutifs de la plaque froide (carter, cadre, joints).



(b) Plaque froide assemblée.

FIGURE 2.33 – Éléments constituant la chemise d'eau dont les canaux sont en forme de spirale.

Les dimensions du cadre de la chemise sont de 379 mm × 379 mm. L'épaisseur de la plaque froide toute assemblée est de 56 mm. A l'intérieur de la plaque froide, la canal en

forme de spirale est compris entre deux rayons. Le rayon extérieur est de 165.7 mm, tandis que le rayon intérieur est de 85 mm. Les équipements utilisés pour la caractérisation de la plaque froide sont exactement les mêmes que pour la chemise d'eau en forme de serpentin, à l'exception des résistances chauffantes. Ces dernières sont désormais de forme circulaire et couvrent une surface plus importante. Cela permet notamment d'obtenir une meilleure répartition du flux thermique. La figure 2.34 représente la plaque froide entièrement assemblée avec les différents instruments de mesures (thermocouples, PT 100, capteurs de pressions, ...) et les résistances chauffantes.

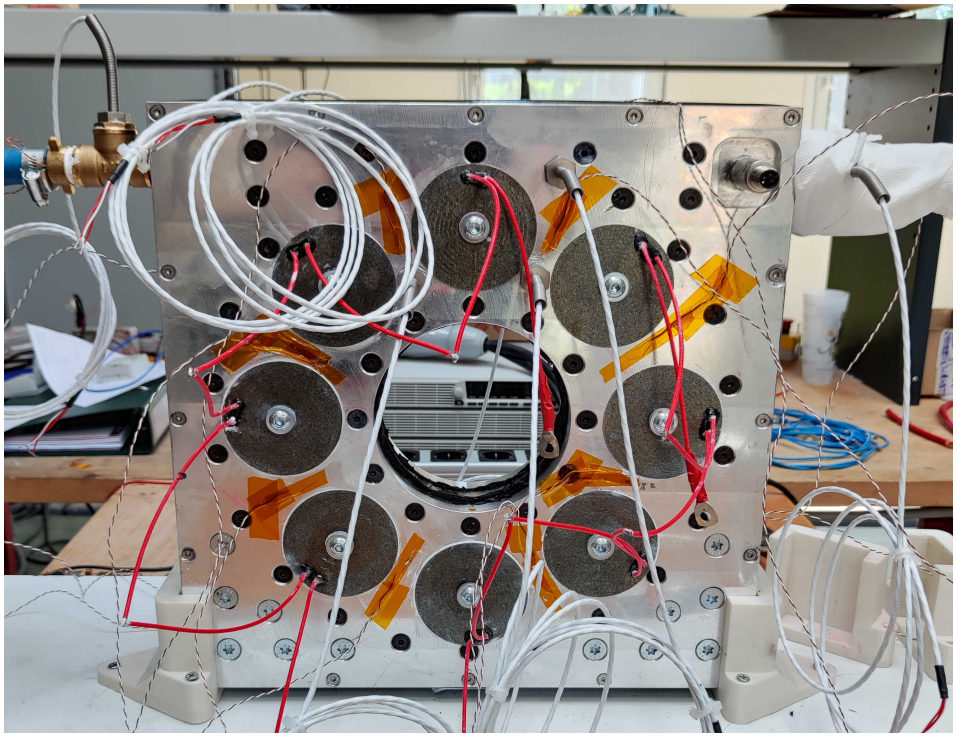


FIGURE 2.34 – Plaque froide assemblée et instrumentée.

Ce procédé de refroidissement est étudié de manière similaire au canal en forme de serpentin. L'étude commence donc à l'aide des corrélations empiriques et du calcul numérique afin de prédire les performances de la plaque froide.

2.3.1 Prévision des performances du procédé de refroidissement

Afin d'utiliser des relations empiriques, les spirales sont supposées "déroulées" et les relations pour une conduite droite (équations 2.2) sont employées. Les figures 2.35 et 2.36 illustrent respectivement le coefficient d'échange et les pertes de charge en fonction du débit.

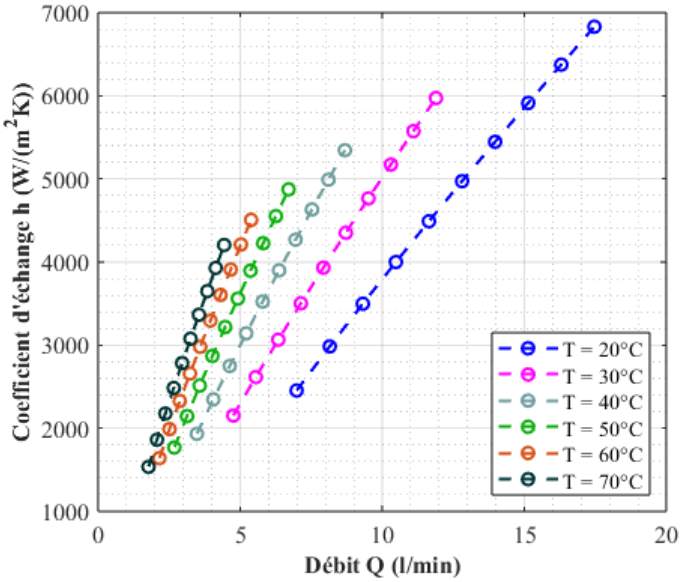


FIGURE 2.35 – Coefficient de convection en fonction du débit volumique.

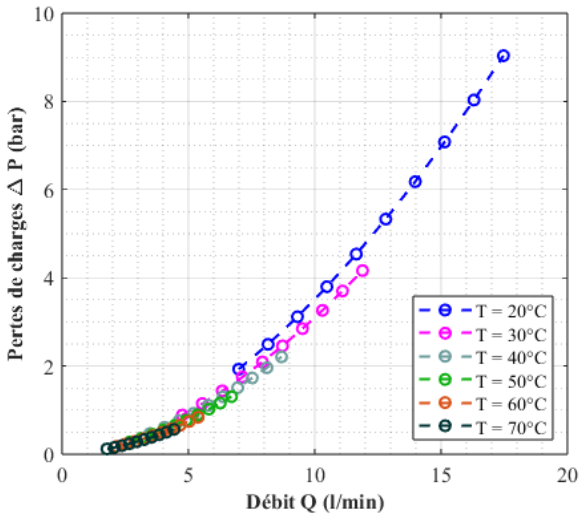


FIGURE 2.36 – Pertes de charge en fonction du débit volumique.

Ces résultats ne prennent pas en compte les effets de courbure de la spirale. Ils sont donc certainement imprécis mais permettent tout de même d'obtenir un premier ordre de grandeur concernant le coefficient d'échange et les pertes de charge. Comparées au canal en forme de serpentin, les pertes de charge sont plus importantes. En effet, la section du passage du fluide et la longueur du canal sont respectivement plus faible et plus élevé que dans le cas du serpentin. La conséquence est donc une augmentation des pertes de charge.

2.3.2 Calculs numériques

L'étude numérique de la chemise d'eau en forme spirale est opérée sous le logiciel COMSOL Multiphysics ®. Nous appliquons une démarche identique à celle employée pour simuler la chemise en forme de serpentin. Nous commençons par représenter la géométrie du système (carters, canaux, résistances chauffantes). Ensuite nous définissons les grandeurs nécessaires à la résolution du problème couplé de thermique et de mécanique des fluides. Nous imposons donc les propriétés thermiques et hydrauliques des différents matériaux. Nous définissons une puissance au sein des résistances (2000 W), ainsi qu'un débit (10 l/min) et une température d'entrée pour le fluide (60 °C). Ensuite, nous maillons le système et nous procédons au calcul. La figure 2.37 illustre la répartition de température obtenue numériquement à l'aide de la méthode des éléments finis. Pour des raisons pratiques, seul un point de calcul est présenté. En effet, ce seul point de calcul a nécessité près de 35 h avec un maillage plus grossier que celui utilisé pour la chemise en forme de serpentin. Le coefficient d'échange global K_g et les pertes de charge ΔP sont calculés à l'aide de la simulation. Ces résultats sont présentés dans le tableau 2.2

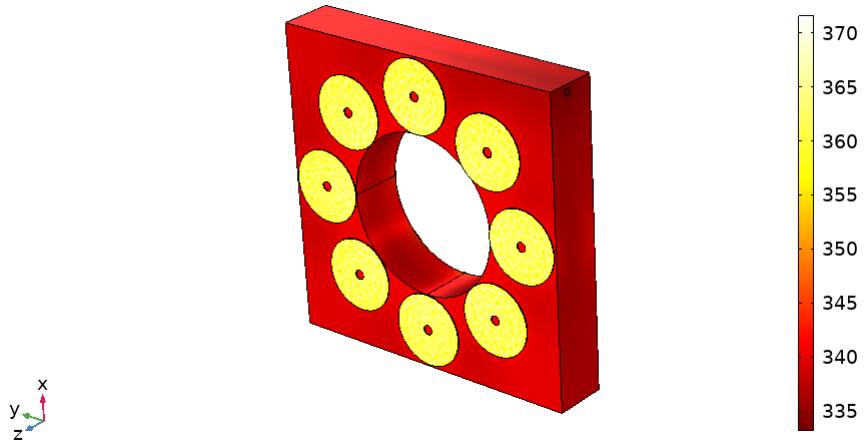


FIGURE 2.37 – Cartographie de la température de la chemise d'eau en forme de spirale obtenue numériquement à l'aide de la méthode des éléments finis.

Coefficient d'échange global K_g	Pertes de charge ΔP
6117 W.m^{-2}.K^{-1}	3.46 bar

TABLEAU 2.2 – Résultats obtenus par simulation numérique.

Nous verrons par la suite que ces valeurs sont grandement surestimées par rapport aux résultats expérimentaux. En effet le coefficient d'échange global K_g est trois fois supérieur à celui obtenu expérimentalement. Il en est quasiment de même pour les pertes de charge. Ces dernières sont presque surestimées d'un facteur 2. On peut émettre plusieurs hypothèses concernant ces écarts. Premièrement, la géométrie modélisée sous COMSOL présente des différences par rapport à la géométrie réelle. Il y a notamment des différences au niveau des raccords de la chemise avec la plomberie externe et également au niveau du raccord entre les deux spirales. Ces différences de géométrie peuvent expliquer les écarts, notamment sur les pertes de charge. Concernant le coefficient d'échange, les sources d'erreurs sont plus difficiles à évaluer. Lors du montage, nous avons utilisé de la pâte à joint. Une partie de la pâte à joint se serait peut être introduite dans la canal. Cette dernière présentant une mauvaise conductivité thermique pourrait dégrader le coefficient d'échange thermique global K_g. Les différences sont peut-être également causées par la modélisation numérique. Peut-être que le modèle de turbulence $k - \epsilon$ n'est pas adapté à ce type d'écoulement en spirale. De plus, nous avons été contraints d'utiliser des maillages relativement grossier, afin de conserver des temps de calculs inférieurs à la centaine d'heure. Ce maillage grossier peut également être une source d'erreur. En conclusion, les modèles numériques fournissaient des résultats cohérents pour la chemise en forme de serpentin. Ce n'est pas le cas pour la chemise en forme de spirale. Nous allons donc, pour cette dernière, nous consacrer exclusivement sur la caractérisation expérimentale qui est bien moins coûteuse en temps, et qui évite les erreurs de modélisation.

2.3.3 Caractérisation expérimentale

Le procédé de caractérisation étant identique à la chemise d'eau en forme de serpentin, seule l'exploitation des résultats est présentée dans cette section. Ces derniers sont exposés avec leurs incertitudes de mesures. De manière identique à l'étude du canal en forme de serpentin, le coefficient d'échange est identifié de deux manières. La première appelée méthode directe, consiste à utiliser la loi de Newton. La seconde, nommée méthode inverse emploie un algorithme d'optimisation par moindres carrés. La partie gauche de la figure 2.38 présente les coefficients d'échanges convectifs obtenus à l'aide des deux méthodes.

Les résultats obtenus à l'aide des deux méthodes sont cohérents entre eux. Ce constat est similaire à celui obtenu lors de l'étude du serpentin. Les températures ne correspondent pas réellement à la surface du canal. Il est donc préférable de caractériser un coefficient d'échange global comprenant la convection entre la paroi et le fluide et la conduction dans le carter de la plaque froide. La partie droite de la figure 2.38 illustre le coefficient d'échange global obtenu expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C.

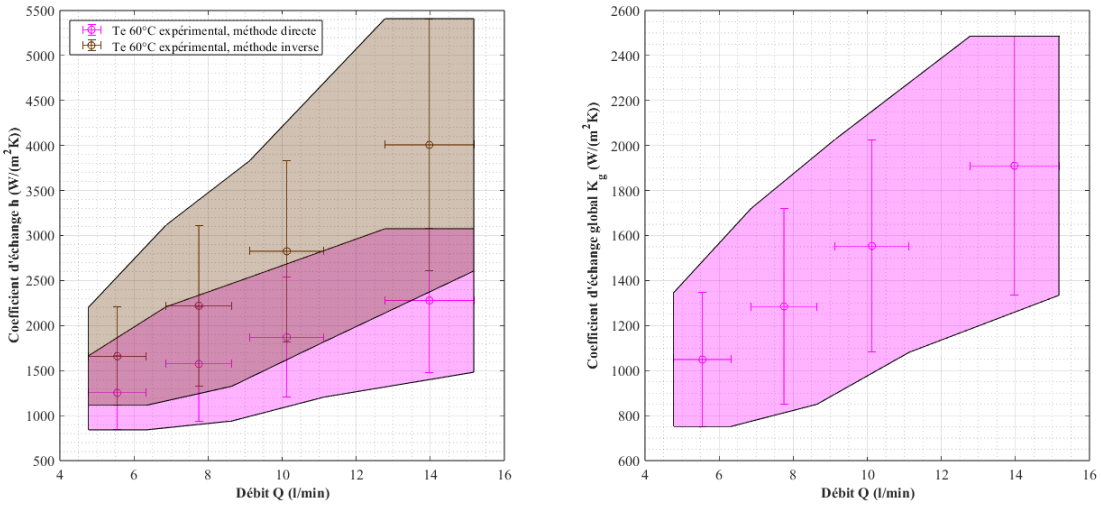


FIGURE 2.38 – Coefficient de convection en fonction du débit volumique.

Durant l'expérience, les essais ont été effectués pour divers débits volumiques, ainsi que pour différentes températures d'entrée. Lors de ces essais, le débit a été compris entre 5 et 14 l/min. Quant aux températures d'entrée, ces dernières sont comprises entre 20 et 70 °C. À chaque point de mesure, le coefficient d'échange global est évalué et retenu afin de créer une corrélation. La figure 2.39 illustre les mesures retenues pour la création de la corrélation.

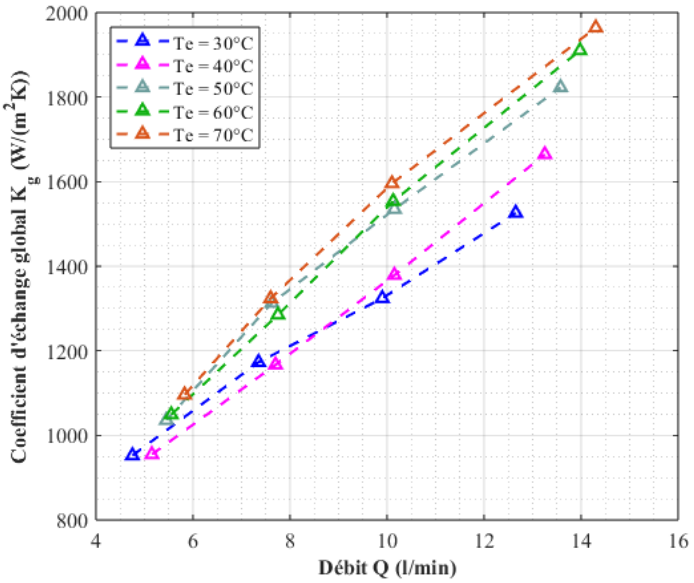


FIGURE 2.39 – Coefficient d'échange global retenu pour la corrélation.

La méthode employée afin d'élaborer la corrélation propre à cet échangeur est strictement identique à celle utilisée lors de l'étude du serpentin. Finalement, la corrélation 2.19 est obtenue. À l'aide de cette dernière, il est possible de calculer aisément le coefficient d'échange global de la plaque froide. Les résultats issus de la corrélation sont comparés aux mesures expérimentales sur les figures 2.40 et 2.41. L'erreur relative maximale entre l'expérience et la corrélation est de l'ordre de 14 %. Cette dernière permet donc de prédire avec une précision relativement correcte, et en un temps réduit le coefficient d'échange global de la plaque froide. Il faut toutefois souligner un détail. Pour l'étude de la plaque froide, les parois de cette dernière ont été conçues avec une épaisseur de 16 mm. Ce choix s'est fait afin de pouvoir instrumenter le système en vissant notamment des sondes PT 100. Dans le cas d'un système réel avec des parois beaucoup plus fines (± 2 mm), la résistance conductive du carter serait beaucoup plus faible, augmentant ainsi le coefficient d'échange global.

$$\boxed{Nu = 0.371 Re^{0.39} Pr^{0.214}} \tag{2.19}$$

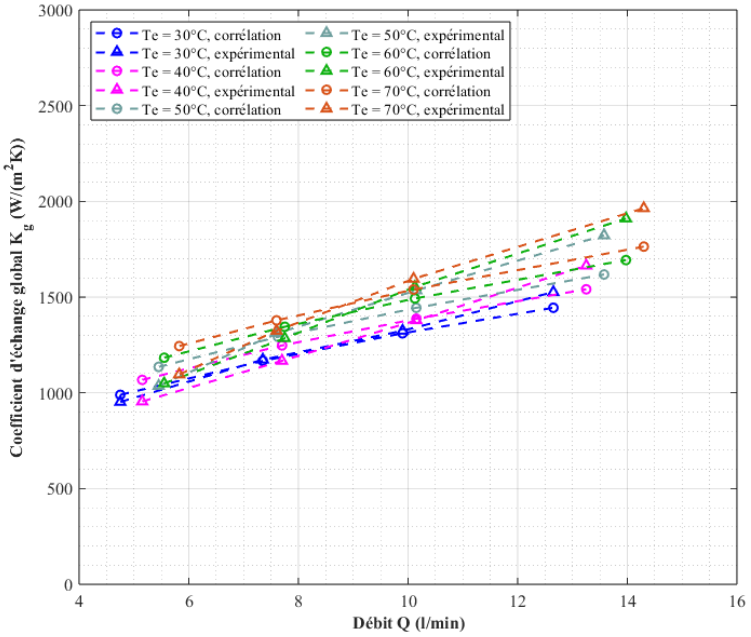


FIGURE 2.40 – Comparaison du coefficient d'échange entre la corrélation et les résultats expérimentaux.

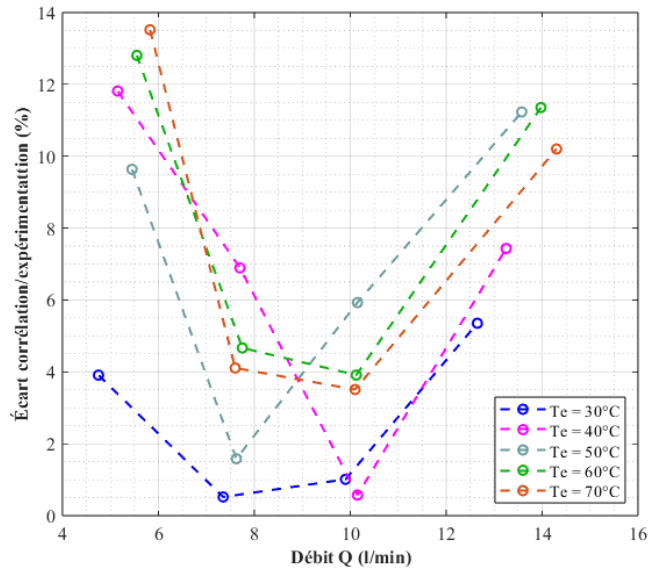


FIGURE 2.41 – Écart entre la corrélation et l'expérience concernant l'évaluation du coefficient d'échange.

Suite à la caractérisation du coefficient d'échange, il reste à identifier les pertes de charge. Ces dernières sont présentées sur la figure 2.42. Ces résultats illustrent l'effet de la viscosité sur les chutes de pressions. Effectivement, plus la température du fluide est élevée, plus sa viscosité est faible, réduisant ainsi les pertes de charge.

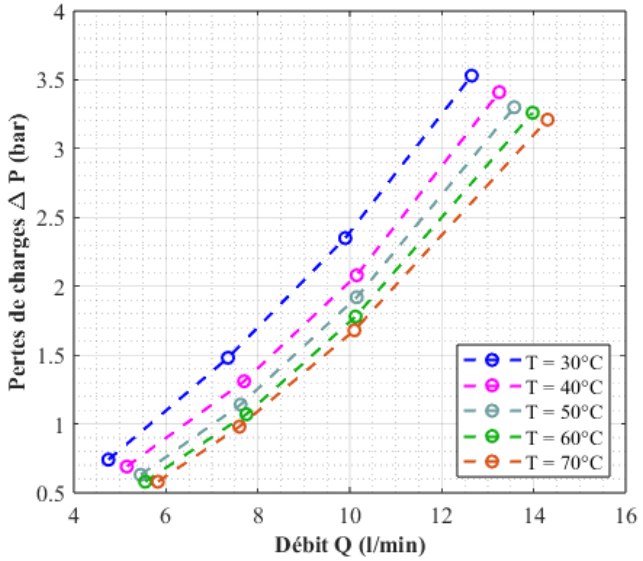


FIGURE 2.42 – Pertes de charge retenues pour la corrélation.

De manière similaire à la caractérisation du coefficient d'échange, les résultats obtenus permettent de concevoir une corrélation. Cette dernière est présentée par l'équation 2.20. Les résultats donnés par la corrélation sont comparés aux relevés expérimentaux afin de vérifier sa validité.

$$\boxed{\Lambda = 5,09.10^{-6} Re^{-0.335}} \tag{2.20}$$

La figure 2.43 illustre l'erreur relative entre la corrélation et l'expérience. L'écart maximal étant de 15%, la corrélation prédit de manière satisfaisante les chutes de pression causées par la plaque froide.

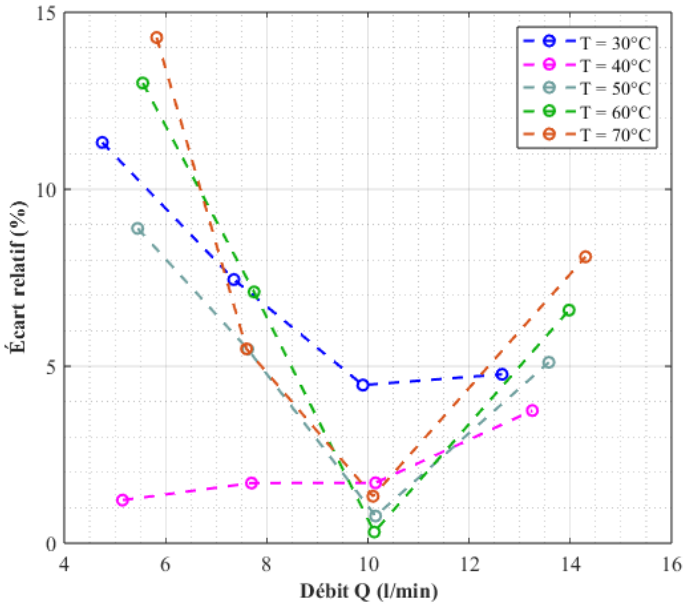


FIGURE 2.43 – Écart entre la corrélation et l'expérimental concernant les pertes de charge.

2.3.4 Variation de topologie

Plusieurs auteurs ont cherché des moyens d'accroître le coefficient d'échange des systèmes utilisant des écoulements en conduite. C'est notamment le cas de Mohamed H. Mousa *et al.* [84]. Les solutions permettant d'augmenter l'échange de chaleur entre la paroi et le fluide reposent sur deux principes. Soit la surface d'échange est augmentée, soit la turbulence est intensifiée. Effectivement, le flux échangé est dépendant du produit entre le coefficient d'échange et la surface de passage du flux thermique. Augmenter l'un ou l'autre permet d'accroître l'échange thermique. Au sein de leur ouvrage, Mohamed H. Mousa *et al.* [84] détaillent de nombreuses méthodes d'intensification d'échange de chaleur. Une des méthodes consiste à insérer des obstacles coniques dans un tube comme l'illustre la figure 2.44.

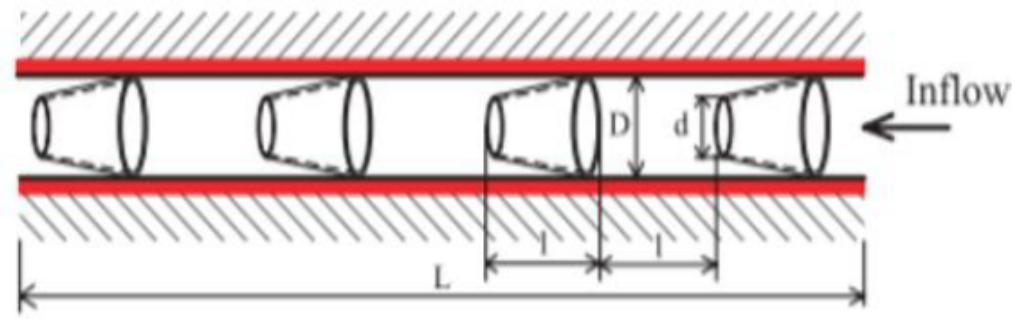
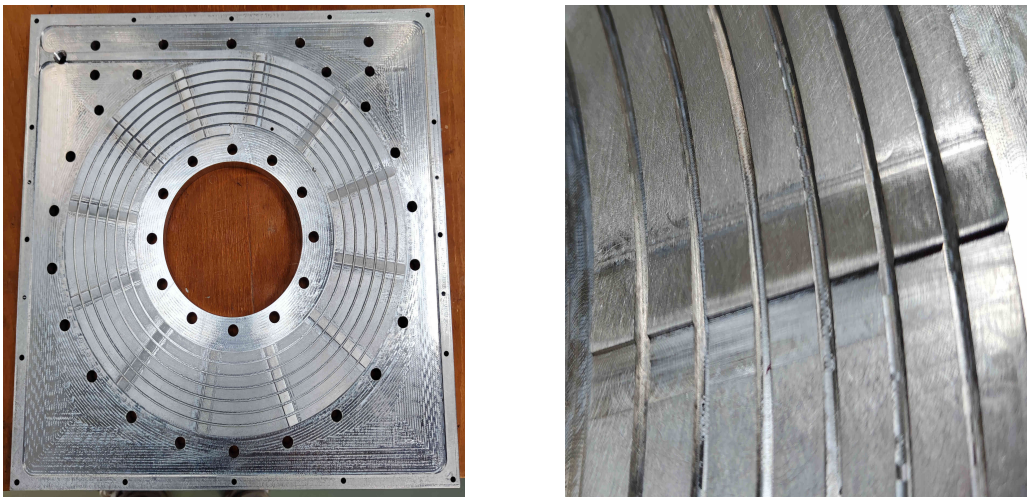


FIGURE 2.44 – Obstacles coniques insérés dans le tube d'un échangeur [84].

L'ajout de ces obstacles coniques permet d'accroître le coefficient de transfert. Localement aux niveaux des cônes, la section de passage du fluide diminue, augmentant donc le nombre de Reynolds et par la même occasion le coefficient d'échange. De plus, ces obstacles génèrent des écoulements tourbillonnaires supplémentaires qui augmentent le mélange du fluide et perturbent la couche limite. Cet effet peut également s'accompagner d'une augmentation du transfert thermique. En s'inspirant de ces obstacles coniques, il semble intéressant d'ajouter des obstacles dans les canaux spiralés. Les canaux étant de section rectangulaire, les obstacles ne sont pas imaginés en forme de cônes mais en forme de rampes. Ces derniers sont ajoutés sur les deux parois externes de la plaque froide. La figure 2.45 illustre un des carters avec les obstacles.



(a) carter avec obstacles. (b) Vue agrandie sur les obstacles.

FIGURE 2.45 – Ajout de rampes dans les canaux de circulation.

Comme pour les deux précédentes expériences, le coefficient d'échange global est déterminé. La corrélation obtenue avec cette nouvelle plaque froide s'exprime par la relation 2.21.

$$\boxed{Nu = 0.585 Re^{0.34} Pr^{0.274}} \tag{2.21}$$

Les résultats ainsi obtenus sont comparés à ceux récoltés à l'aide de la précédente plaque froide (sans obstacle). Pour des raisons de clarté, seuls les résultats pour une température d'entrée du fluide de 60°C sont présentés sur la figure 2.46. Cependant, le constat est similaire pour les autres températures. Le graphique de gauche présente la comparaison des mesures expérimentales, tandis que le graphique de droite représente les résultats issues des corrélations. Le coefficient d'échange global est nettement supérieur avec l'ajout des rampes dans les canaux. Il est de l'ordre de 20 % plus important avec l'ajout des rampes.

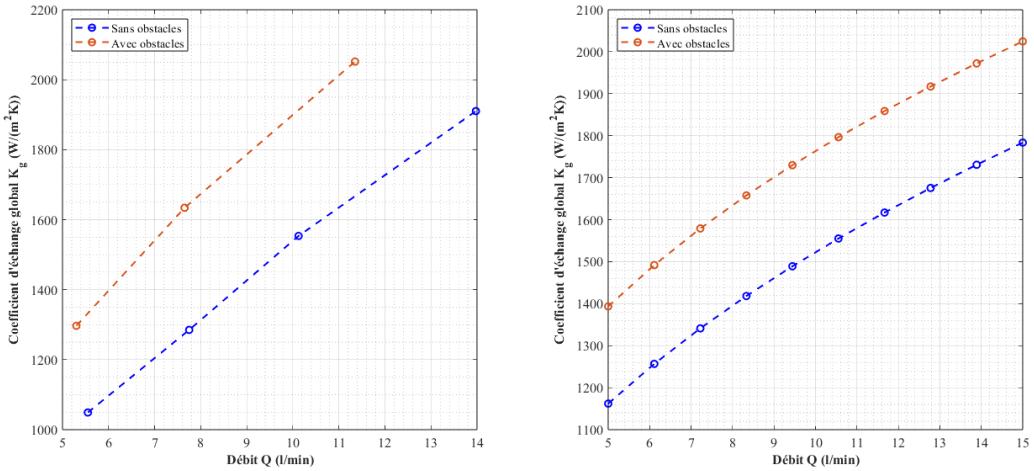


FIGURE 2.46 – Comparaison du coefficient K_g obtenue entre les deux plaques froides.

Cependant, les pertes de charge sont également plus importantes. À l'aide des mesures, la corrélation 2.22 est créée. Cette dernière permet d'estimer le coefficient de friction. Les chutes de pressions sont comparées sur la figure 2.47. La partie gauche traite des relevés expérimentaux tandis que le graphique de droite compare les résultats issus des corrélations.

$$\boxed{\Lambda = 5,25.10^{-6} Re^{-0.283}} \tag{2.22}$$

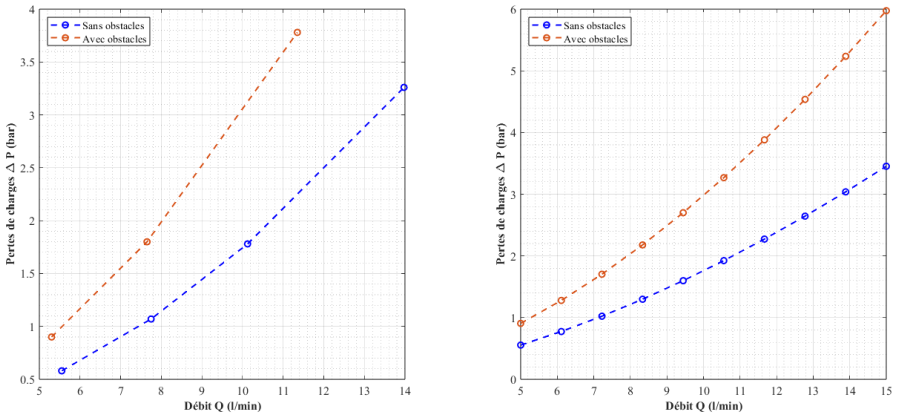


FIGURE 2.47 – Comparaison des pertes de charge ΔP obtenues entre les deux plaques froides.

Les pertes de charge sont fortement intensifiées par l'ajout des rampes. Elles sont accrues d'environ 65 % à 5 l/min et presque 75 % à 15 l/min. Il est donc naturel de se demander si l'augmentation du coefficient d'échange justifie les pertes de charge supplémentaires. Certains auteurs [84, 85] utilisent un critère η. Ce paramètre estime le gain sur le transfert de chaleur par rapport aux pertes de charge supplémentaires. Ce dernier s'exprime par la relation 2.23. Si la valeur de ce paramètre est supérieure à 1, alors le gain est justifié, sinon les pertes de charge supplémentaires sont trop coûteuses.

$$\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)\left(\frac{\Lambda}{\Lambda_0}\right)^{-1/3} \tag{2.23}$$

Pour l'exemple, ce paramètre est évalué pour une température du fluide de 60°C et pour un débit allant de 5 à 15 l/min. Les résultats sont présentés sur la figure 2.48.

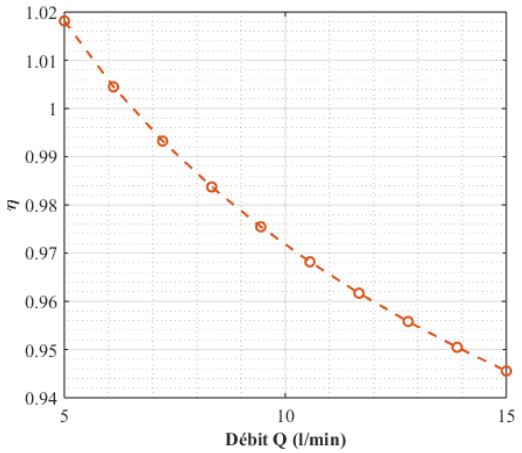


FIGURE 2.48 – Critère η en fonction du débit volumique.

Le paramètre η est approximativement égal à 1 et se dégrade avec l'augmentation du débit. Cela signifie donc que le gain en transfert thermique obtenu à l'aide des rampes ne justifie pas l'augmentation des pertes de charge. De plus, les deux configurations sont quasiment équivalentes du point de vue des performances. Il est donc préférable d'utiliser la première plaque froide avec un débit plus important, d'autant plus que cette dernière est plus facile à usiner.

2.4 Conclusion

Ce chapitre illustre l'étude d'un procédé de refroidissement. On a montré comment analyser ces procédés à l'aide de relations empiriques, de calculs numériques mais surtout par de l'expérimentation sur un banc d'essais que nous avons pensé, conçu, réalisé et instrumenté en interne. Le développement du banc d'essai s'est fait de manière itérative, corrigeant progressivement les difficultés que l'on a pu rencontrer. Nous avons notamment rencontré des problèmes d'étanchéité, que nous avons pu résoudre en utilisant d'autres matériaux pour les joints. Nous nous sommes également heurtés à des problèmes liés aux mesures de température, que nous avons pu résoudre grâce à la méthode de mesure par contacts séparés. Cette méthode nous a permis de thermaliser réellement le thermocouple à la température de surface de la chemise. Nous avons ainsi pu obtenir des mesures de température de surface concluantes. Lors de la caractérisation, nous obtenions des incertitudes très importantes (> 50 %) pour la détermination des coefficients d'échange de chaleur. Nous avons pu atténuer ce problème en imposant un flux thermique plus important. Afin de réduire davantage ces imprécisions de mesure, il serait nécessaire d'augmenter encore le flux thermique à dissiper, et également d'utiliser des débitmètres plus précis dans notre zone de travail (0-37 l/min). La caractérisation expérimentale de ces plaques froides a permis de créer des corrélations propres à ces dernières. Ces relations permettent donc d'estimer le coefficient d'échange global et le coefficient de friction précisément et rapidement. La connaissance de ces paramètres permet de modéliser ces moyens de refroidissement comme des résistances thermiques convectives, qui peuvent être employées dans des modèles thermiques de machines électriques. Les modèles thermiques ainsi développés peuvent par la suite être couplés à d'autres modèles physiques. Les différents modèles physiques et leurs couplages permettent le dimensionnement de la machine électrique souhaitée. C'est l'objet du chapitre suivant qui traite de la modélisation multiphysique de la machine électrique en intégrant des chemises d'eau axiale, telles qu'étudiées dans ce chapitre.

Chapitre 3

Modélisation Multiphysique

Ce chapitre explicite les différents modèles développés durant la thèse. L'application de ces modèles porte sur une machine synchrone à aimants permanents montés en surface de 200 kW fonctionnant à 30 000 tr/min. Ces paramètres ont été choisies car le laboratoire GREEN développe actuellement un banc d'essai pour des machines rapides fortes puissances. La machine choisie correspond aux spécifications de la plateforme. Il est abordé au sein de ce chapitre trois modèles, décrivant chacun une physique différente. Le premier concerne le dimensionnement électromagnétique de la machine. Le second concerne le calcul des contraintes mécaniques au sein du rotor et plus particulièrement au sein de la frette entourant les aimants. Enfin, un modèle thermique est développé afin de prédire l'échauffement de la machine à l'aide de la caractérisation du procédé de refroidissement réalisée lors du précédent chapitre. L'échauffement peut être obtenu pour des régimes de fonctionnement transitoire ou permanent.

3.1 Modélisation électromagnétique

3.1.1 Méthode de prédimensionnement

Les simulations numériques utilisant la méthode des éléments finis permettent de prédire avec précision les performances d'une machine électrique. Lors de ces simulations, on peut tenir compte de la géométrie réelle de la machine, des non-linéarités des matériaux ainsi que du couplage avec le circuit électrique d'alimentation. Le calcul numérique étant lent, il est souhaitable d'utiliser une démarche plus rapide mettant en œuvre des modèles analytiques. Par ailleurs, cette démarche analytique peut s'inscrire dans un algorithme d'optimisation afin d'approcher les dimensions optimisées de cette dernière. Une simulation numérique permet par la suite de vérifier les performances de la machine électrique et d'affiner les dimensions de cette dernière au besoin. Le livre de B. Laporte [17] illustre la démarche de dimensionnement d'une machine en utilisant les concepts d'induction d'entrefer B et de charge linéique H. Dans l'hypothèse du premier harmonique d'espace, la puissance électromagnétique transmise au rotor tournant s'exprime par la relation 3.1.

$$P_{em} = 2\Omega \times k_b cos(\phi) \times (BH) \times \pi R_a^2 L_u \tag{3.1}$$

Avec :
— Ω la vitesse de rotation en rad/s
— k_b le coefficient de bobinage pour l'onde fondamentale
— ϕ le déphasage entre le champ tangentiel et l'induction normale
— R_a le rayon d'alésage
— L_u la longueur utile
— B la valeur efficace de l'induction radiale d'entrefer
— H la valeur efficace du champ tangentiel d'entrefer

La première étape consiste à estimer la longueur utile et le rayon d'alésage de la machine. L'induction radiale B et le champ tangentiel H sont choisis à partir des tableaux 3 et 4 [22] figurant en annexe. De plus, des valeurs initiales raisonnables sont choisies pour les termes k_b et $cos(\phi)$. Dans le cas d'une machine synchrone, il est raisonnable de considérer les paramètres k_b et $cos(\phi)$ égaux respectivement à 0.95 et à 1. Une autre façon de faire pour le coefficient de bobinage est de fixer le type de bobinage, puis de calculer le facteur de bobinage.

Connaissant la puissance mécanique et la vitesse de rotation fournies par le cahier des charges (200 kW, 30 000 tr/min), il est alors possible de déterminer le produit $R_a^2 L_u$. Suivant le nombre de paires de pôles p envisagé, il faut choisir un rapport L_u/R_a convenable. Ce rapport peut être obtenu à l'aide d'abaques. Le livre [86] donne les valeurs usuelles du rapport entre la longueur active et le pas polaire τ_p à l'alésage pour une machine asynchrone. Ces paramètres se calculent à l'aide des relations 3.2. Le tableau 5 donne les valeurs usuelles pour ce rapport. Même si ces valeurs sont présentées pour le cas d'une machine asynchrone, ces relations sont applicables dans le cas d'une machine synchrone.

$$\begin{cases} \lambda = \dfrac{L_u}{\tau_p} \\ \\ \tau_p = \dfrac{\pi R_a}{p} \\ \\ \dfrac{L_u}{R_a} = \dfrac{\pi \lambda}{p} \end{cases} \tag{3.2}$$

Avec le rapport L_u/R_a déterminé, la longueur utile et le rayon d'alésage sont identifiés à l'aide des relations 3.2.

L'étape suivante consiste à déterminer les dimensions des encoches et de la tôlerie. À l'aide du tableau 4, des valeurs raisonnables sont choisies pour la charge linéique et la densité de courant. Ensuite, il est possible de déterminer la section de l'encoche en employant la relation 3.3. Pour cela, il est nécessaire de choisir de manière raisonnable un nombre de paires de pôles ainsi qu'un nombre d'encoches par pôle et par phase. Ce calcul s'opère en supposant un coefficient de remplissage. Pour des conducteurs ronds,

un coefficient compris entre 0.4 et 0.5 est sensé. Le nombre d'encoches par pôle et par phase q peut être choisi pair afin de réaliser un bobinage raccourci à 5/6. De plus avec suffisamment d'encoches, en distribuant le bobinage, il est possible de réduire les harmoniques. Avec q égal à 4, on peut notamment réduire les harmoniques jusqu'au rang 19.

$$\begin{cases} S_{enc} = \dfrac{2\pi R_a H}{k_{remp} N_e J} \\ \\ N_e = 6pq \quad (machine\ triphasée) \end{cases} \tag{3.3}$$

Avec :
— S_{enc} la section d'une encoche
— R_a le rayon d'alésage
— H la valeur efficace du champ tangentiel d'entrefer
— k_{remp} le coefficient de remplissage
— N_e le nombre d'encoches
— J la densité de courant
— p le nombre de paires de pôles
— q le nombre d'encoches par pôle et par phase

Une fois la section de l'encoche déterminée, la prochaine étape consiste à identifier les dimensions de la tôlerie. On choisit l'induction maximale B_{dmax} admise dans les dents. Cette valeur peut être déterminée à partir du tableau 3 en annexe C, ou des données constructeurs des tôles magnétiques [36, 87, 37, 38, 39, 41, 42]. La largeur de la dent l_d s'obtient à l'aide de la relation 3.4. Cette équation s'obtient en supposant que le flux d'entrefer sous un pas dentaire est entièrement canalisé dans la dent. Dans le cas où la dent est droite, la largeur de la dent est constante sur toute sa hauteur. Sinon l_d est la largeur correspondante au niveau de la section la plus faible.

$$l_d = \frac{2\sqrt{2}\pi R_a}{N_e} \frac{B}{B_{dmax}} \tag{3.4}$$

Une fois la largeur de la dent déterminée, vient le calcul de sa hauteur h_d. Cette dernière s'obtient en utilisant la section d'une encoche calculée préalablement. Pour une dent droite, l'encoche est considérée de forme trapézoïdale. En supposant l'ouverture angulaire d'un pas dentaire (τ_d) suffisamment petite, la corde du cercle peut être confondue avec l'arc. La hauteur de la dent, si cette dernière est considérée droite, s'obtient en résolvant l'équation du second degré suivante :

$$h_d^2 + \frac{N_e}{\pi}(\tau_d - l_d)h_d - \frac{N_e}{\pi} S_{enc} = 0 \qquad avec\ \tau_d = \frac{2\pi R_a}{N_e} \tag{3.5}$$

Si l'encoche est supposée droite, alors la dent est considérée trapézoïdale. Dans ce cas, la hauteur de la dent se détermine en calculant la hauteur de l'encoche h_{enc}. La hauteur de la dent se détermine à l'aide du système d'équation 3.6.

$$\begin{cases} l_{enc} = \tau_d - l_d \\ \\ h_d = h_{enc} = \dfrac{S_{enc}}{l_{enc}} \end{cases} \tag{3.6}$$

Ces calculs ont été effectués en supposant l'encoche ouverte. Dans le cas où cette dernière serait semi fermée, un isthme d'encoche est à prévoir, pour lequel on choisit son ouverture l_i et sa hauteur h_i.

Le calcul de l'épaisseur des culasses se base sur la conservation du flux magnétique. Comme pour les dents, une induction maximale B_{cmax} admissible est choisie à l'aide du tableau 3 (annexe C) ou des données constructeurs [36, 87, 37, 38, 39, 41, 42]. Les épaisseurs des culasses statorique h_{cs} et rotorique h_{cr} s'obtiennent en supposant que la moitié du flux d'entrefer sous un pôle magnétique se referme par la culasse. Les équations 3.7 sont alors obtenues et permettent de déterminer les épaisseurs des deux culasses.

$$\begin{cases} h_{cs} = \dfrac{\pi R_a}{\sqrt{2}p} \dfrac{B}{B_{cmax}} & \text{avec } R_a \text{ le rayon d'alésage} \\ \\ h_{cr} = \dfrac{\pi R_{cr}}{\sqrt{2}p} \dfrac{B}{B_{cmax}} & \text{avec } R_{cr} \text{ le rayon externe de la culasse rotorique} \end{cases} \tag{3.7}$$

Il reste à déterminer la hauteur des aimants h_a. Cette dernière peut se déterminer préalablement en appliquant le théorème d'ampère. En supposant la perméabilité du fer infinie, la hauteur de l'aimant est déterminée à l'aide de la relation 3.8.

$$h_a = e \frac{B_m}{B_r - B_m} \tag{3.8}$$

Où e, B_m et B_r sont respectivement l'épaisseur de l'entrefer magnétique, l'induction maximale dans l'entrefer et l'induction rémanente des aimants.

On suppose que la forme de l'induction magnétique d'entrefer B_e est similaire à l'aimantation des aimants. Dans le cas où ces derniers sont aimantés radialement, l'induction B_e présente la forme illustrée par la figure 3.1.

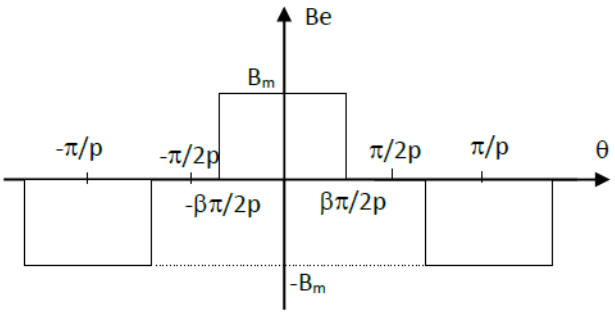


FIGURE 3.1 – Induction d'entrefer B_e en fonction de la position angulaire θ.

La décomposition en série de Fourier de l'induction $B_e(\theta)$ est donnée par la relation 3.9.

$$B_e(\theta) = \sum_{\substack{n=1 \\ impair}}^{\infty} \frac{4B_m}{n\pi} sin(\frac{n\beta\pi}{2}) cos(np\theta) \tag{3.9}$$

Avec n le rang de l'harmonique, β l'ouverture angulaire des aimants et p le nombre de paires de pôles.

A l'aide de cette décomposition en série de Fourier, on obtient l'équation 3.10. Cette relation permet l'obtention de l'induction maximale B_m. Ainsi, il est possible de calculer la hauteur des aimants à l'aide de la relation 3.8.

$$B_m = B \frac{\pi}{2\sqrt{2} sin(\frac{\beta\pi}{2})} \tag{3.10}$$

3.1.2 Prédimensionnement de la machine d'étude et vérification numérique

La démarche de prédimensionnement d'une machine électrique est maintenant explicitée. À titre d'exemple, cette dernière est appliquée à la machine d'étude de la thèse, une machine synchrone à aimants permanents montés en surface de 200 kW fonctionnant à 30 000 tr/min. Les paramètres d'entrée du modèle analytique sont répertoriés dans le tableau 3.1. Ces derniers peuvent être des données du cahier des charges, ou des choix réalisés à partir des différentes données évoquées précédemment. À ce stade, aucun calcul de pertes ou d'échauffement de la machine n'a été réalisé. Afin de choisir des valeurs raisonnables pour les paramètres, notamment pour J et H, il est possible de calculer le "heating factor" ou facteur d'échauffement en français [17]. Ce facteur correspond au produit de la charge linéique par la densité de courant. Ces derniers sont exprimés respectivement en A/cm et en A/mm^2. Ce facteur d'échauffement n'a pas pour but de prédire précisément l'échauffement de la machine mais il permet de donner un ordre de grandeur de ce dernier. En choisissant une densité de courant de 8 A/mm^2 et une charge linéique de 1500 A/cm, cela conduit à un facteur d'échauffement égal à 12000. Au sein du livre de B.Laporte [17], il est mentionné que pour des facteurs supérieurs à 2000, un refroidissement utilisant des liquides caloporteurs est à utiliser. On peut donc tout à fait imaginer que la machine étudiée est refroidie par une chemise d'eau.

L'entrefer est fixé à 4 mm par égard au fonctionnement à haute vitesse. En effet, les effets centrifuges deviennent importants et l'ajout d'une frette est nécessaire afin de maintenir les aimants sur la culasse rotorique. Pour achever l'exemple du modèle de prédimensionnement, un bobinage raccourci 5/6 est considéré. Cela permet de calculer directement le coefficient de bobinage à l'aide de la relation ci-dessous [17] :

$$k_b = k_r.k_d = sin(n\frac{ouv}{D}\frac{\pi}{2}).\frac{sin(n\frac{\pi}{6})}{qsin(n\frac{\pi}{6q})} \tag{3.11}$$

Avec :
— k_r le coefficient de raccourcissement
— k_d le coefficient de distribution
— ouv l'ouverture de la bobine raccourcie en nombre d'encoches
— D le diamètre en nombre d'encoches d'une bobine diamétrale, $D = 3q$
— n le rang de l'harmonique

P	N	B	H	J	L_u/R_a	$cos(\phi)$
200 kW	30 ktr/min	0.57 T	150 kA/m	8 A/mm^2	2.5	1
p	q	e	B_r	β	B_{dmax}	B_{cmax}
1	4	4 mm	1.1 T	0.8	1.6 T	1.5 T

TABLEAU 3.1 – Paramètres en entrée du modèle analytique de prédimensionnement électromagnétique de la machine.

En imposant un bobinage raccourci 5/6, le coefficient de bobinage est donc égal à 0.927. Pour ce choix de paramètres, le modèle renvoie les dimensions données par le tableau 3.2.

Paramètre	R_a	L_u	h_a	h_{cs}
Valeur	37.2 mm	93.1 mm	6 mm	31.2 mm
Paramètre	h_{cr}	h_d	l_d	N_e
Valeur	22.8 mm	40.1 mm	4.9 mm	24

TABLEAU 3.2 – Dimensions obtenues pour la machine étudiée.

Les premières dimensions de la machine étant identifiées, une simulation numérique utilisant la méthode des éléments finis peut être conduite afin de valider ce prédimensionnement. On utilise ici le logiciel FEMM [88] pour mener des calculs de magnétostatique en 2D. Pour des raisons de symétrie, seul un pas polaire de la machine est représenté avec des conditions d'antipériodicité. Pour les parties ferromagnétiques, la tôle NO27-1400H est utilisée [87]. Il s'agit d'une tôle fer silicium dont les propriétés magnétiques sont décrites par la figure 3.2.

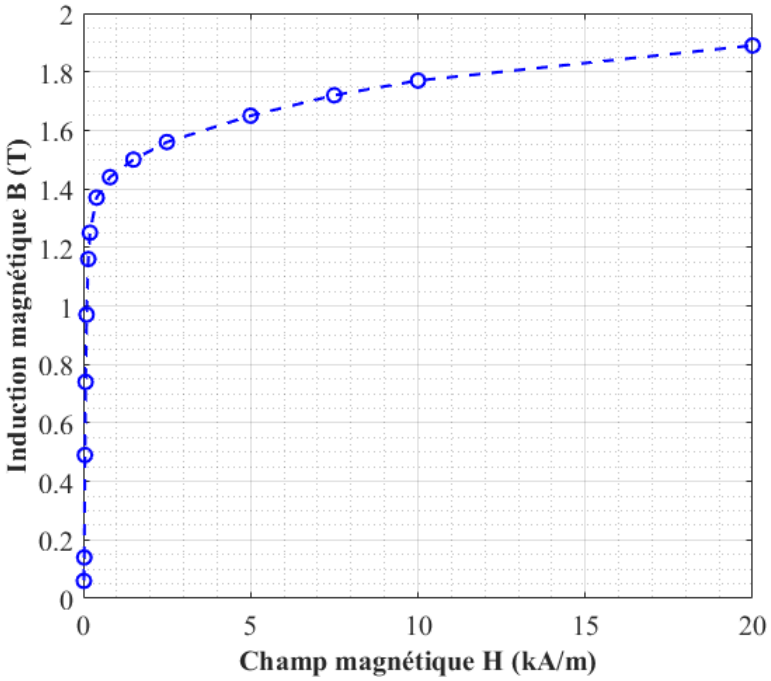


FIGURE 3.2 – Propriétés magnétiques de la tôle NO27-1400H.

Le bobinage n'est pas représenté lors de la simulation. Ce dernier est modélisé par un matériau équivalent. À l'intérieur de ce matériau circule un courant égal aux ampères tours totaux présents dans une encoche. La direction d'aimantation des aimants est choisie radiale. En termes de conditions aux limites, on suppose que la culasse statorique de la machine canalise entièrement le flux magnétique. Le potentiel vecteur magnétique est donc imposé comme étant nul sur la périphérie du stator. Comme un seul pôle magnétique est représenté, des conditions anti-périodiques sont imposées aux extrémités du pas polaire suivant la direction orthoradiale. Afin de modéliser le mouvement du rotor, une bande de roulement est modélisée dans l'entrefer. Sur les frontières de cette bande de roulement est appliquée une condition d'antipériodicité comme expliqué dans le manuel de FEMM [89]. La figure 3.3 illustre un résultat de la simulation numérique

En faisant varier la position du rotor, il est possible de calculer le couple statique en fonction de l'angle électrique. La valeur maximale du couple statique correspond au couple produit par la machine avec la commande appropriée. Les résultats de la simulation numérique sont présentés sur la figure 3.4. La machine doit fonctionner à 30 000 tr/min et produire 200 kW, ce qui correspond à un couple de 63.7 Nm. La simulation numérique renvoie un couple de 51 Nm. Il y a donc une différence de 25 % entre les deux résultats. Cette différence est principalement causée par deux phénomènes. Le premier concerne la saturation du fer. Le modèle de prédimensionnement considère un comportement linéaire pour les parties ferromagnétiques de la machine. Cependant, la tôle utilisée pour la simulation sature à 1.5 T, ce qui explique la différence. La seconde

raison à cette différence concerne le calcul de la hauteur des aimants. Le profil d'induction est supposé carré pour le calcul. Néanmoins, ce profil n'est pas parfaitement carré à cause des isthmes d'encoches et de l'entrefer qui filtre certaines harmoniques de l'induction. Pour obtenir le couple escompté, il suffirait en pratique de réaliser une machine 25 % plus longue pour obtenir le point de fonctionnement désiré.

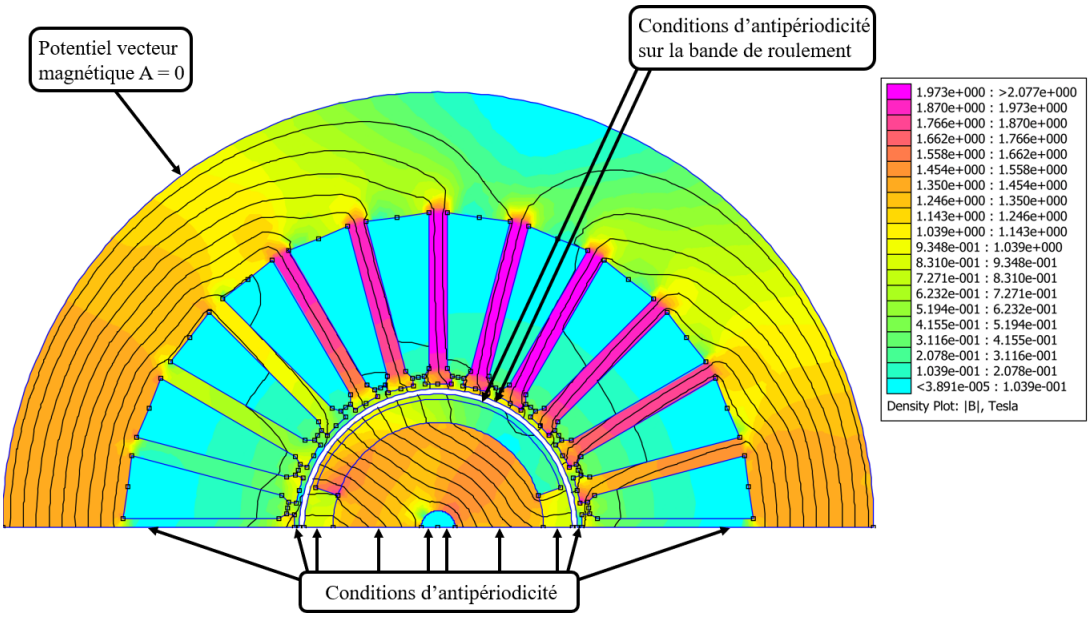


FIGURE 3.3 – Lignes équiflux et carte d'induction magnétique de la machine d'étude.

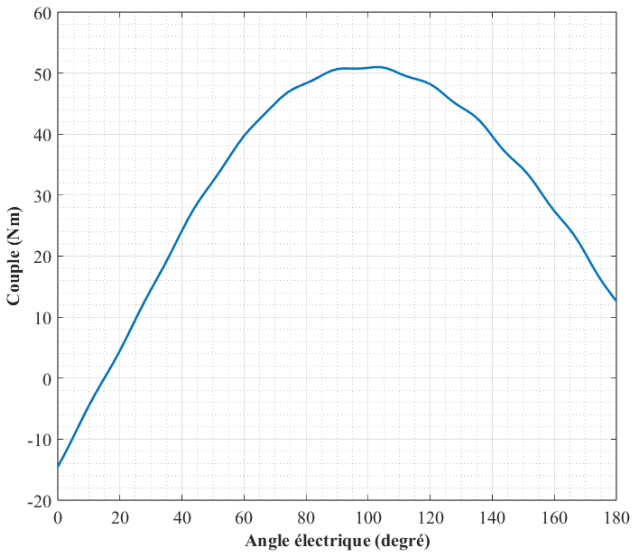


FIGURE 3.4 – Couple statique C en fonction de l'angle électrique.

3.1.3 Modèle analytique de l'induction générée par des aimants

Le modèle de prédimensionnement (2D, invariant suivant $\vec{z}$) a pour le moment été utilisé pour dimensionner une machine à partir de paramètres imposés. Il est tout à fait possible d'employer ce modèle dans une démarche d'optimisation. Dans ce cas, la hauteur des aimants est un paramètre d'optimisation. Il est donc nécessaire de pouvoir calculer analytiquement l'induction générée par les aimants de manière précise. La géométrie de la machine est idéalisée en lissant le stator au niveau du rayon d'alésage. La figure 3.5 illustre le système étudié et les domaines où sont résolues les équations de Maxwell.

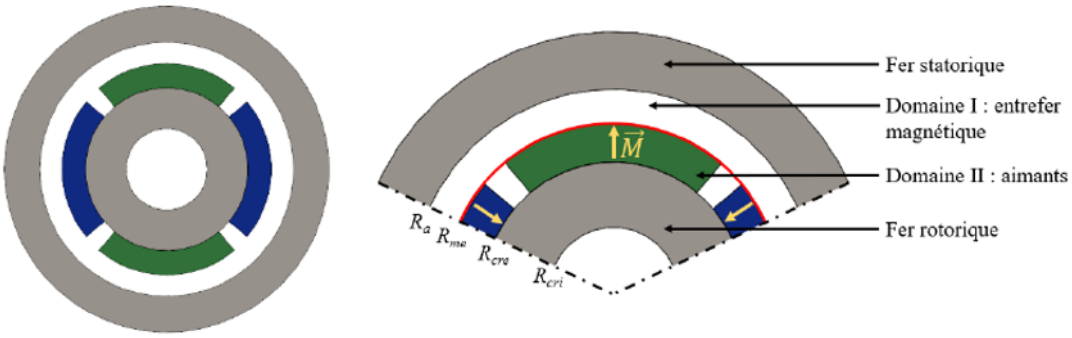


FIGURE 3.5 – Géométrie du modèle 2D plan.

Le système comporte trois matériaux différents. Concernant ces matériaux pour résoudre analytiquement le problème, les hypothèses suivantes sont émises :

— Perméabilité du fer infinie pour les culasses (fer non saturable)
— Perméabilité relative de l'aimant égale à 1
— Modèle 2D plan invariant suivant la dimension axiale $\vec{z}$
— Matériaux homogènes et isotropes
— Aimantation rigide et homogène suivant l'axe $\vec{r}$

La perméabilité infinie du fer impose aux lignes de champ magnétique de pénétrer orthogonalement ce dernier. Les composantes tangentielles du champ magnétique à la surface du fer sont donc nulles. Cela se traduit par la relation 3.12, avec $\vec{n}$ la normale sortante de la surface.

$$\vec{n} \wedge \vec{H} = 0 \tag{3.12}$$

Cette hypothèse permet de ne résoudre que deux sous domaines. Cependant cette dernière met en évidence une première limite du modèle. Ce dernier ne sera pas capable de prédire l'induction dans la culasse ferromagnétique, ni de considérer la saturation magnétique.

Le tableau 3.3 récapitule les lois de comportement reliant l'induction magnétique $\vec{B}$ et le champ magnétique $\vec{H}$, et les perméabilités relatives μ_r pour chaque matériau. Le terme μ_0 est la perméabilité magnétique du vide égale à $4\pi 10^{-7}$ H/m.

Afin de calculer le champ généré par les aimants, il est nécessaire de résoudre les équations de Maxwell. L'équation 3.13 représente l'équation de Maxwell-Ampère.

Matériaux	Loi de comportement	Perméabilité relative
Air	$\vec{B} = \mu_0\mu_r\vec{H}$	μ_r =1
Aimant	$\vec{B} = \mu_0\mu_r\vec{H} + \vec{B_r}$	μ_r =1

TABLEAU 3.3 – Loi de comportement des matériaux.

$$\vec{rot}(\vec{H}) = \vec{J} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t} \tag{3.13}$$

Le terme $\frac{\partial \vec{D}}{\partial t}$ correspond au courant de déplacement. Dans le cadre de l'approximation des régimes quasi-stationnaires (ARQS), ce terme devient négligeable. Le système étudié ne comporte aucun courant. L'équation 3.13 devient donc :

$$\vec{rot}(\vec{H}) = 0 \tag{3.14}$$

Le rotationnel d'un vecteur est nul que si ce dernier dérive d'un potentiel scalaire. La relation du champ magnétique $\vec{H}$ est donc la suivante :

$$\boxed{\vec{H} = -\vec{grad}\Psi} \tag{3.15}$$

Ψ est le potentiel scalaire magnétique. L'équation 3.16 correspond à l'équation de Maxwell-Thompson. À l'aide de cette relation, il est possible de mettre en évidence les équations aux dérivées partielles régissant les deux domaines du système. Ces équations sont compilées au sein du tableau 3.4.

$$div\vec{B} = 0 \Longrightarrow div(\mu\vec{H} + \mu\vec{M}) = 0 \tag{3.16}$$

Milieu	Équation à résoudre
Domaine I (air)	$\Delta\Psi = 0$
Domaine II (air + aimant)	$\Delta\Psi = div\vec{M}$

TABLEAU 3.4 – Équations à résoudre suivant le domaine.

L'équation dans le second domaine nécessite de connaître l'aimantation $\vec{M}$ du milieu. Pour un aimant radial, l'aimantation se traduit par l'équation suivante :

$$\vec{M} = M_r.\vec{e_r} = \frac{B_r}{\mu_0}.\vec{e_r} \tag{3.17}$$

Cependant les aimants présentent une certaine ouverture angulaire. L'aimantation du milieu présente donc le profil illustré par la figure 3.6.

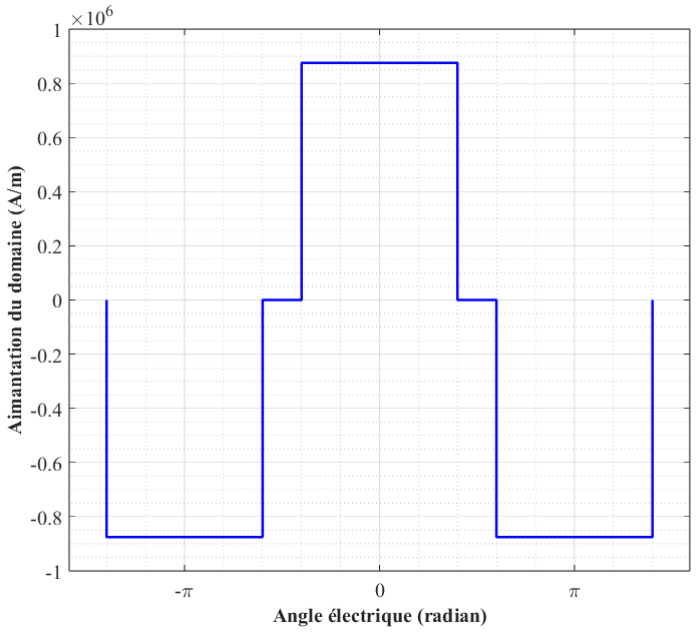


FIGURE 3.6 – Profil d'aimantation.

L'aimantation du domaine peut être décrite à l'aide d'une somme de série de Fourier. La décomposition en série de Fourier conduit à l'expression ci-dessous :

$$M_r = \sum_{\substack{n=1 \\ impair}}^{\infty} \frac{4B_r}{n\pi\mu_0} sin(n\beta\frac{\pi}{2})cos(np\theta) \tag{3.18}$$

L'expression de l'aimantation étant établie, il est possible de calculer l'induction générée par les aimants. Cette dernière s'exprime par les relations du tableau 3.5. Les résultats diffèrent suivant la polarité. Une solution particulière existe dans le cas où le nombre de paires de pôles est égal à 1. Les expressions des constantes K_1, K_2, K_3 et K_4 sont présentées en annexe.

Cas np = 1		
Domaine	Direction	Équations
I	Radiale	$B_{Ir} = \mu_0(-K_1 + K2r^{-2})cos(\theta)$
	Tangentielle	$B_{I\theta} = \mu_0(K1 + K2r^{-2})sin(\theta)$
II	Radiale	$B_{IIr} = \mu_0\mu_r(-K_3 + K4r^{-2})cos(\theta) + \frac{2B_r}{\pi}sin(\beta\frac{\pi}{2})(1 - ln(r))cos(\theta)$
	Tangentielle	$B_{II\theta} = \mu_0\mu_r(K_3 + K4r^{-2})sin(\theta) + \frac{2B_r}{\pi}sin(\beta\frac{\pi}{2})ln(r)sin(\theta)$
Cas np $\neq$ 1		
Domaine	Direction	Équations
I	Radiale	$B_{Ir} = \mu_0 np(-K_1 r^{np-1} + K2r^{-np-1})cos(np\theta)$
	Tangentielle	$B_{I\theta} = \mu_0 np(K1r^{np-1} + K2r^{-np-1})sin(np\theta)$
II	Radiale	$B_{IIr} = \mu_0\mu_r np(-K_3 r^{np-1} + K4r^{-np-1})cos(np\theta) + \frac{4B_r}{n\pi}sin(n\beta\frac{\pi}{2})\frac{(np)^2}{(np)^2-1}cos(np\theta)$
	Tangentielle	$B_{II\theta} = \mu_0\mu_r np(K_3 r^{np-1} + K4r^{-np-1})sin(np\theta) + \frac{4B_r}{n\pi}sin(n\beta\frac{\pi}{2})\frac{(np)^2}{1-(np)^2}sin(np\theta)$

TABLEAU 3.5 – Expressions des inductions.

3.1.4 Détermination des courants induits au rotor et des pertes à vide

Généralement, au sein des machines classiques les pertes par courants induits au rotor sont négligeables devant les pertes fer et joules présentes au stator [90]. Cependant, pour les machines opérant à haute vitesse, ces pertes peuvent se montrer conséquentes. Il est donc nécessaire de les estimer. L'origine de ces pertes est multifactorielle. Elles sont

engendrées par des harmoniques d'espace et de temps asynchrones par rapport à la vitesse du rotor. Les causes peuvent donc être une distribution non sinusoïdale de la force magnétomotrice, des courants non sinusoïdaux ou une perméance non homogène au niveau du stator liée à l'alternance dents et encoches. Deux méthodes s'offrent à nous pour déterminer les pertes par courants induits au rotor. Il est possible de recourir à la modélisation analytique ou numérique [90, 91, 92, 93, 94]. La modélisation analytique repose sur les équations de Maxwell.

$$\begin{cases} div(\vec{B}) = 0 \\ \\ \vec{rot}(\vec{E}) = -\dfrac{\partial \vec{B}}{\partial t} \\ \\ \vec{rot}(\vec{H}) = \vec{J} \end{cases} \tag{3.19}$$

La divergence de l'induction magnétique étant nulle, cela implique qu'elle dérive d'un potentiel vecteur.

$$div(\vec{B}) = 0 \Longrightarrow \vec{B} = \vec{rot}(\vec{A}) \tag{3.20}$$

En combinant le système d'équations 3.19 et la relation 3.20, on obtient l'expression du champ électrique $\vec{E}$.

$$\vec{E} = -\frac{\partial \vec{A}}{\partial t} - \vec{grad}(V_e) \tag{3.21}$$

Avec $\vec{E}$, $\vec{A}$ et V_e, le champ électrique, le potentiel vecteur magnétique et le potentiel scalaire électrique.

Les matériaux sont supposés linéaires. On considère donc les lois des comportements données par les équations suivantes :

$$\begin{cases} \vec{B} = \mu \vec{H} \\ \\ \vec{J} = \sigma \vec{E} \end{cases} \tag{3.22}$$

Les termes μ et σ représentent respectivement la perméabilité magnétique et la conductivité electrique du milieu.

En combinant les équations 3.22 et la troisième relation du système 3.19, on obtient l'expression du potentiel vecteur magnétique $\vec{A}$.

$$\vec{grad}(div(\vec{A})) - \vec{\Delta}\vec{A} = \mu \vec{J} \tag{3.23}$$

Pour finir, on combine les équations 3.21 et 3.23, puis on applique la jauge de Coulomb, soit $div(\vec{A}) = 0$. On obtient finalement les équations aux dérivées partielles à résoudre.

$$\begin{cases} \vec{\Delta}\vec{A} = \mu\sigma\dfrac{\partial\vec{A}}{\partial t} + \mu\sigma\vec{grad}(V_e) \\ \\ \vec{\Delta}V_e = 0 \end{cases} \tag{3.24}$$

Pour résoudre le problème, on émet les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le problème est défini dans un espace à deux dimensions en coordonnées polaires (r,θ)
- Les sources de champ magnétique, ainsi que toutes les grandeurs électromagnétiques sont à variation sinusoïdale dans le temps
- Le potentiel vecteur $\vec{A}$ est dirigé et invariant selon la direction axiale $\vec{z}$.
- Le terme $\vec{grad}(V_e)$ est nul
- Le stator est considéré lisse au niveau du rayon d'alésage
- Les courants statoriques sont représentés par une nappe de courant notée K_s au niveau du rayon d'alésage
- La perméabilité du fer est considérée infinie
- Les matériaux sont considérés isotropes et linéaires

Le potentiel vecteur $\vec{A}$ est donc dirigé suivant $\vec{z}$ et dépend des coordonnées polaires r et θ ainsi que du temps t.

$$\vec{A} = A_z(r,\theta,t)\vec{u_z} \tag{3.25}$$

Les grandeurs électromagnétiques étant à variation sinusoïdale dans le temps, il est possible d'introduire la représentation complexe du potentiel vecteur.

$$A_z(r,\theta,t) = Re[(\underline{A_z}(r,\theta)e^{j\omega t}] \tag{3.26}$$

Afin de déterminer la nappe de courant K_s, on réalise la série de Fourier d'une encoche diamétrale qui comporte NI ampère-tours. Enfin pour chaque harmonique, on calcule la nappe de courant que l'on multiplie par le coefficient de bobinage. Pour un bobinage triphasé, la nappe de courant K_s s'exprime à l'aide de la relation suivante.

$$K_s = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6NI}{2\pi R_a}\frac{sin(n\gamma/2)}{n\gamma/2}cos(n\theta) \tag{3.27}$$

Avec R_a le rayon d'alésage, n le rang de l'harmonique, et γ l'ouverture angulaire de l'isthme d'encoche.

Nous considérons le nombre d'encoches par pôle et par phase q entier. Dans ce cas, les rangs des harmoniques pour une machine triphasée se déduisent de l'équation ci-dessous :

$$n = p(1 \pm 6k), \text{ avec } k = 1,2,3,... \tag{3.28}$$

Tout comme le potentiel vecteur, K_s est une grandeur à variation sinusoïdale dans le temps. On utilise donc sa représentation complexe suivante :

$$K_s = Re\left[\sum_{n=1}^{\infty} \frac{6N\underline{I}}{2\pi R_a} \frac{sin(n\gamma/2)}{n\gamma/2} e^{(j\omega t - n\theta)}\right] \tag{3.29}$$

On considère trois domaines où les équations sont résolues. Les trois domaines sont l'entrefer, la frette et les aimants. La figure 3.7 illustre la géométrie étudiée.

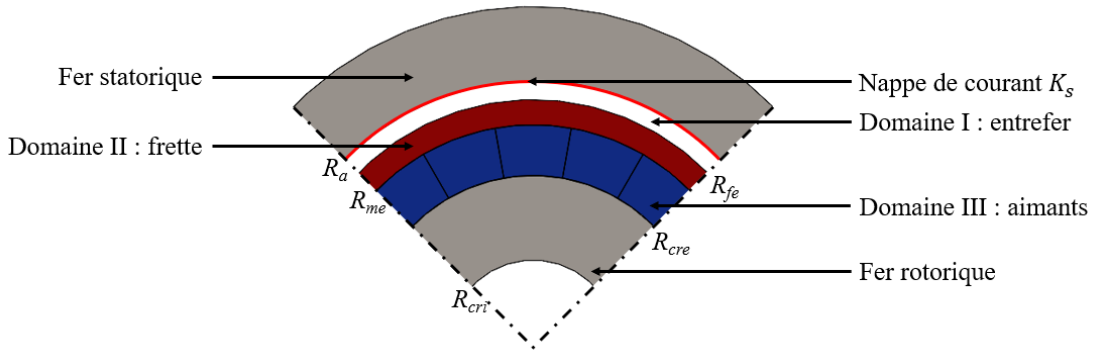


FIGURE 3.7 – Domaines de résolution des équations aux dérivées partielles.

Les milieux conducteurs où peuvent s'induire des courants sont la frette et les aimants. La réaction des courants induits sont pris en compte dans le cas de la frette. Par contre, pour les aimants, un modèle appelé "R limited" est adopté. Les équations à résoudre et leurs solutions selon les domaines sont données dans le tableau 3.6.

Milieu	Équation à résoudre	Forme de la solution
Entrefer	$\Delta \underline{A_{zI}} = 0$	$\underline{A_{zI}} = (\underline{C_n} r^n + \underline{D_n} r^{-n}) e^{jn\theta}$
Frette	$\Delta \underline{A_{zII}} + j\mu_0\sigma\omega \underline{A_{zII}} = 0$	$\underline{A_{zII}} = (\underline{G_n} J_n(-r\alpha_n) + \underline{H_n} Y_n(-r\alpha_n)) e^{jn\theta}$
Aimants	$\Delta \underline{A_{zIII}} = 0$	$\underline{A_{zIII}} = (\underline{E_n} r^n + \underline{F_n} r^{-n}) e^{jn\theta}$

TABLEAU 3.6 – Équations à résoudre suivant le domaine.

Au sein des équations présentées dans le tableau 3.6, $\underline{C_n}$, $\underline{D_n}$, $\underline{E_n}$, $\underline{F_n}$, $\underline{G_n}$, et $\underline{H_n}$ sont des constantes. J_n et Y_n sont les fonctions de Bessel de première et seconde espèces. n représente le rang de l'harmonique. α^2 est égal au produit $j\mu\sigma\omega$, avec μ la perméabilité magnétique, σ la conductivité électrique, et ω la pulsation.

Pour déterminer l'expression des constantes, il est nécessaire d'utiliser des conditions aux limites. Nous appliquons les conditions aux limites suivantes :

Conditions aux limites	Équation
Champ magnétique tangentiel nul à la surface du fer rotorique	$\frac{\partial \underline{A_{zIII}}}{\partial r} = 0$
Continuité de l'induction normale et du champ tangentiel entre les domaines II et III	$\frac{\partial \underline{A_{zII}}}{\partial \theta}(r = R_{fi}) = \frac{\partial \underline{A_{zIII}}}{\partial \theta}(r = R_{me})$ et $\frac{\partial \underline{A_{zII}}}{\partial r}(r = R_{fi}) = \frac{\partial \underline{A_{zIII}}}{\partial r}(r = R_{me})$
Continuité de l'induction normale et du champ tangentiel entre les domaines I et II	$\frac{\partial \underline{A_{zI}}}{\partial \theta}(r = R_{fe}) = \frac{\partial \underline{A_{zII}}}{\partial \theta}(r = R_{fe})$ et $\frac{\partial \underline{A_{zI}}}{\partial r}(r = R_{fe}) = \frac{\partial \underline{A_{zII}}}{\partial r}(r = R_{fe})$
Discontinuité du champ tangentiel entre III et le fer statorique avec la nappe de courant K_s	$-\frac{\partial \underline{A_{zI}}}{\partial r} = \mu_0 \underline{K_s}$

TABLEAU 3.7 – Conditions aux limites.

Une fois le potentiel vecteur résolu, on peut calculer la densité de courant et la puissance dissipée par effet Joule à l'aide du système d'équations ci-dessous.

$$\begin{cases} \underline{J_{z,II}} = -j\sigma\omega \underline{A_{z,II}} \\ P = \frac{L_u}{2} \iint_S \frac{1}{\sigma} J_{z,II}^2 dS \end{cases} \tag{3.30}$$

Lorsque l'on prend en compte les effets des courants induits, la solution fait intervenir des fonctions de Bessel. L'intégrale de ces fonctions est délicate. Toutefois, il est possible d'intégrer ces fonctions numériquement. Par contre, un modèle purement analytique peut être développé si l'on ne prend pas en compte la réaction magnétique des courants induits. On parle alors de modèle "R limited". La méthode de résolution est identique à la précédente. Le changement réside seulement dans le nombre de domaine à résoudre. Il n'y a plus qu'un seul domaine qui comprend à la fois l'entrefer, la frette et les aimants, comme représenté par la figure 3.8. L'équation à résoudre dans ce domaine unique ainsi que sa solution sont données par le système d'équation ci-après.

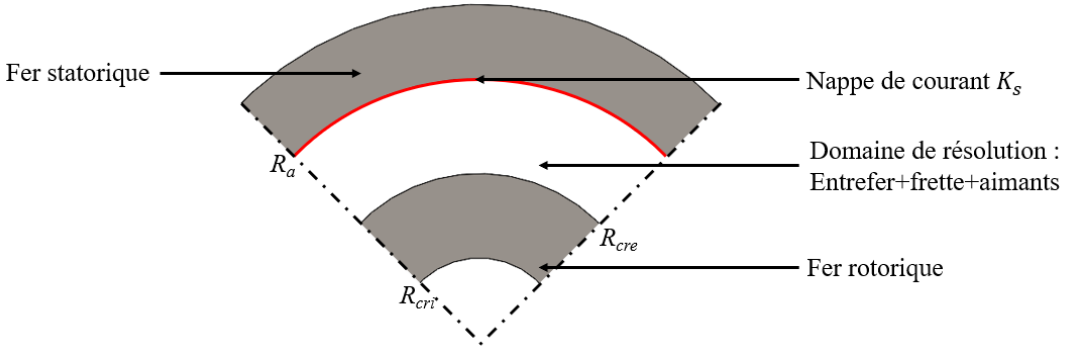


FIGURE 3.8 – Domaines de résolution des équations aux dérivées partielles pour le modèle "R limited".

$$\begin{cases} \Delta A_z = 0 \\ \\ A_z = (A_n r^n + B_n r^{-n}) cos(n\theta) \end{cases} \tag{3.31}$$

Pour déterminer les deux constantes d'intégration A_n et B_n, deux conditions aux limites sont nécessaires. On considère donc le champ magnétique tangentiel nul à la surface du fer rotorique. La seconde condition est la discontinuité du champ tangentiel entre le fer statorique avec la nappe de courant et l'entrefer au niveau du rayon d'alésage. Il est intéressant de noter pour le modèle "R limited" que toutes les grandeurs sont réelles et non plus complexes. L'expression de la nappe de courant utilisé est donc l'expression 3.27. Pour une géométrie cylindrique entière suivant la direction $\vec{\theta}$ et comprise entre deux rayons R_1 et R_2, on obtient la solution analytique suivante. Le terme Ω correspond à la vitesse de rotation.

$$\begin{cases} P = \pi\sigma(n-p)^2\Omega^2(W+X+Y) \\ \\ W = \dfrac{A_n^2}{2n+2}(R_2^{2n+2} - R_1^{2n+2}) \\ \\ X = A_n B_n (R_2^2 - R_1^2) \\ \\ Y = \dfrac{B_n^2}{-2n+2}(R_2^{-2n+2} - R_1^{-2n+2}) \end{cases} \tag{3.32}$$

Le système d'équation 3.32 n'est valable que si la géométrie est continue sur une révolution entière. Si la géométrie est sectorielle, il est alors nécessaire d'imposer un courant total nul dans chaque secteur. On détermine donc une constante K_1 qui permet d'annuler l'intégrale de la densité de courant.

$$\iint_{S,secteur} (J + K_1)\, dS = 0 \Longrightarrow K_1 = -\frac{1}{S_{secteur}} \iint_{S,secteur} J\, dS \tag{3.33}$$

Une fois cette constante déterminée, on calcule la puissance dissipée par effet Joule à l'aide de la relation 3.30. L'expression de cette puissance est donnée par le système d'équations ci-après. On obtient une expression temporelle de la puissance. La puissance dissipée par effet Joule correspond à la valeur moyenne de l'expression temporelle.

$$\begin{cases} P = \dfrac{\sigma(n-p)^2\Omega^2}{2}(W+X+Y)Z + K_1^2\alpha + K_1\beta \\ W = \dfrac{A_n^2}{2n+2}(R_2^{2n+2} - R_1^{2n+2});\ X = A_nB_n(R_2^2 - R_1^2) \\ Y = \dfrac{B_n^2}{-2n+2}(R_2^{-2n+2} - R_1^{-2n+2}) \\ Z = (\alpha_2 - \alpha_1) - \dfrac{sin(2n\alpha_2 + 2(n-p)\Omega t) - sin(2n\alpha_1 + 2(n-p)\Omega t)}{2n} \\ \alpha = \dfrac{1}{2\sigma}(\alpha_2 - \alpha_1)(R_2^2 - R_1^2) \\ \beta = 2(n-p)\Omega\dfrac{cos(n\alpha_1 + (n-p)\Omega t) - cos(np\alpha_2 + (n-p)\Omega t)}{n}\gamma \\ \gamma = \dfrac{A_n}{n+2}(R_2^{n+2} - R_1^{n+2}) + \dfrac{B_n}{-n+2}(R_2^{-n+2} - R_1^{-n+2}) \\ K_1 = \dfrac{2\sigma(n-p)\Omega}{(\alpha_2-\alpha_1)(R_2^2-R_1^2)}\dfrac{cos(n\alpha_2 + (n-p)\Omega t) - cos(n\alpha_1 + (n-p)\Omega t)}{n}\delta \\ \delta = \dfrac{A_n}{n+2}(R_2^{n+2} - R_1^{n+2}) + \dfrac{B_n}{-n+2}(R_2^{-n+2} - R_1^{-n+2}) \end{cases} \tag{3.34}$$

Au sein de ces équations, $R_2 - R_1$ et $\alpha_2 - \alpha_1$ représentent respectivement l'excursion radiale et angulaire du domaine où l'on veut calculer les pertes par effet Joule.

Appliquons ce calcul pour la machine dimensionnée précédemment. Commençons par le calcul des courants induits dans la frette. Pour cela, nous considérons une frette de 3 mm en fibre de carbone avec une conductivité $\sigma = 7.10^4$S/m. Les résultats sont obtenus à l'aide du premier modèle où l'on tient compte de la réaction magnétique des courants induits, et du modèle "R limited". De plus ces modèles sont comparés à des résultats obtenus à l'aide d'un modèle numérique utilisant la méthode des éléments finis développé sous le logiciel COMSOL Multiphysics ®[21]. Le tableau 3.8 présente les pertes causées par les différents harmoniques dans la frette. La figure 3.9 présente la densité volumique des pertes par courants induits pour l'harmonique 5.

	Harmoniques					
Pertes (W)	H5	H7	H11	H13	H17	H19
Modèle avec réaction magnétique	2.77	0.55	4.51	2.54	0.24	0.26
Modèle R limited	2.78	0.55	4.51	2.54	0.24	0.26
Éléments finis	2.70	0.54	4.49	2.6	0.24	0.26

TABLEAU 3.8 – Pertes joules par courants induits en fonction des rangs des harmoniques.

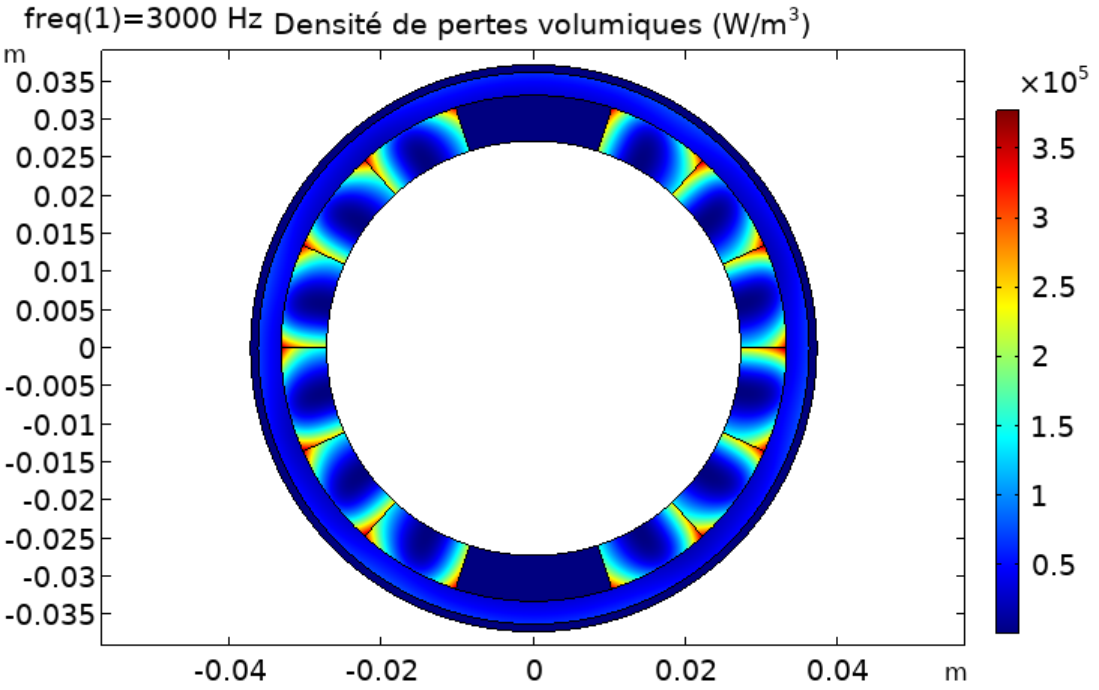


FIGURE 3.9 – Densité volumique des pertes par courants induits causées par l'harmonique 5.

Les résultats analytiques et numériques concordent, prouvant la validité des modèles analytiques. De plus, l'ordre de grandeur des pertes joules par courant induit dans la frette est de l'ordre de quelques Watts. Pour une machine de 200 kW, nous pouvons considérer ces pertes comme négligeables. En utilisant le modèle "R limited", on peut également calculer les pertes dans les aimants. Nous considérons pour l'étude des aimants

Samarium Cobalt Sm2Co17 de 6 mm d'épaisseur et de conductivité électrique $\sigma = 1.15.10^6$S/m. La figure 3.10 illustre les pertes par courants induits dans les aimants en fonction de leurs segmentations suivant la direction orthoradiale.

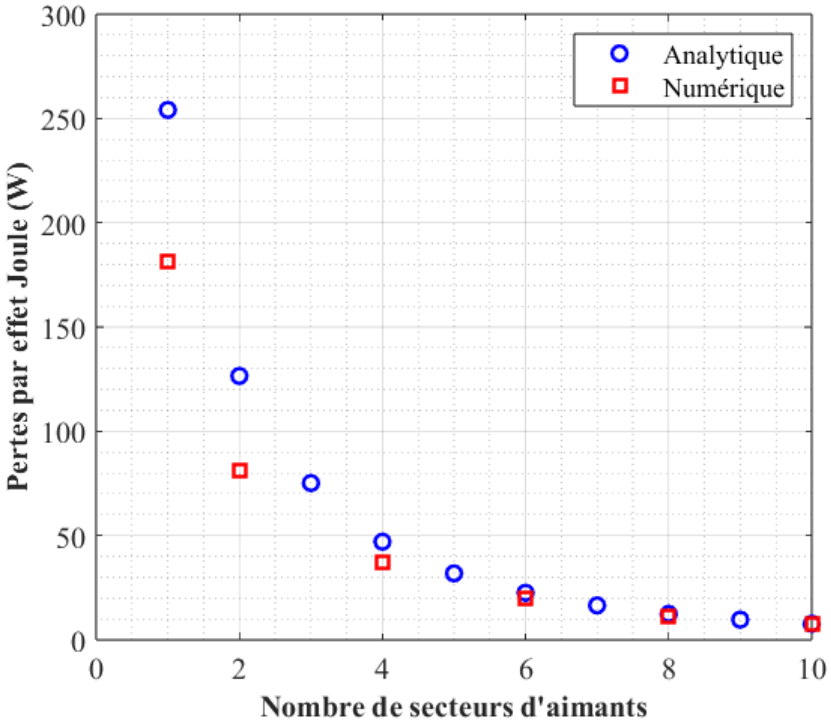


FIGURE 3.10 – Pertes par courants induits dans les aimants en fonction de leurs nombres par pôle pour une vitesse de rotation de 30 000 tr/min.

Les résultats de la figure précédente mettent en évidence plusieurs conclusions. En fractionnant les aimants, on diminue fortement les pertes causées par les courants induits. En utilisant 6 aimants par pôle au lieu d'un seul, on diminue les pertes par près d'un facteur 10. Les pertes sont alors de l'ordre de quelques Watts. De plus, nous n'avons pas mis en évidence l'effet du fractionnement axial. Le fractionnement axial réduit également les courants induits. De cette étude, on en conclut que les pertes par courants induits causées par une distribution non-sinusoïdale de la force magnétomotrice sont négligeables au sein de notre machine.

Les résultats montrent également que le modèle analytique "R limited" surestime les pertes. En effet, ce modèle est valide tant que la plus petite dimension des aimants est très inférieure à l'épaisseur de peau. Cependant, pour cette vitesse de rotation, les épaisseurs de peau calculées pour les harmoniques de la force magnétomotrice sont du même ordre de grandeur que l'épaisseur des aimants. L'épaisseur de peau est même inférieur à la hauteur des aimants pour les harmoniques de rang 17 et 19. Le tableau 3.9 donne les épaisseurs de peau pour les différents harmoniques.

Harmoniques	H5	H7	H11	H13	H17	H19
Épaisseur de peau δ (mm)	8.57	8.57	6.06	6.06	4.95	4.95
h_a/δ	0.7	0.7	0.99	0.99	1.21	1.21

TABLEAU 3.9 – Profondeurs de peau calculées pour les harmoniques de la force magnétomotrice.

Le modèle analytique surestime donc les pertes d'un facteur 20∼30 % pour cette vitesse de rotation car on se situe à la limite de sa zone de validité. La figure 3.11 illustre les pertes dans les aimants en fonction de la vitesse de rotation de la machine. L'étude a été menée en considérant que les aimants sont segmentés en 6 secteurs par pôle.

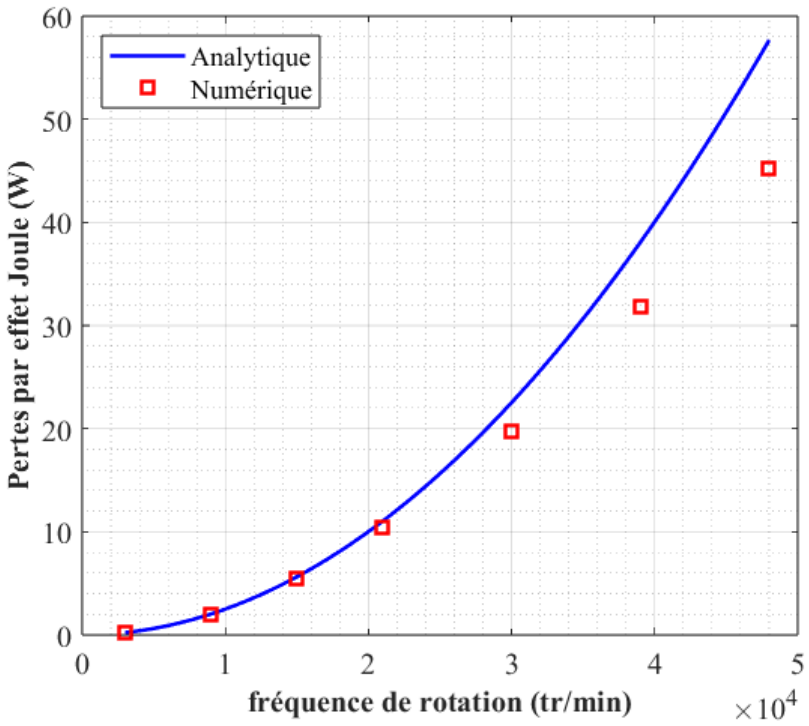


FIGURE 3.11 – Pertes par courants induits dans les aimants en fonction de la vitesse de rotation.

Les résultats montrent la cohérence des modèles analytique et numérique à basse vitesse. L'épaisseur de peau diminue lorsque la vitesse augmente, provoquant la divergence des résultats analytique et numérique à haute vitesse. Néanmoins, pour notre cas

d'étude, ce modèle est intéressant car il permet de calculer l'ordre de grandeur des pertes et nous permet de conclure que ces dernières sont négligeables.

Pour le moment, l'étude montre que l'on peut négliger les pertes par courants induits causées par une distribution non-sinusoïdale de la force magnétomotrice. Cependant, on n'a pas calculé les pertes par courants induits causées par les harmoniques de denture. Afin de s'assurer que toutes les pertes par courants induits sont négligeables, on réalise une étude numérique temporelle utilisant la méthode des éléments finis. La forme réelle de la machine est représentée avec les dents statoriques. L'objectif est de vérifier si à la vitesse de rotation nominale de la machine, la présence des dents engendrent des pertes à vides non négligeables. La simulation est réalisée à l'aide du logiciel Altair Flux 2D ® [95]. La figure 3.12 représente la densité de courant générée dans les aimants et la frette.

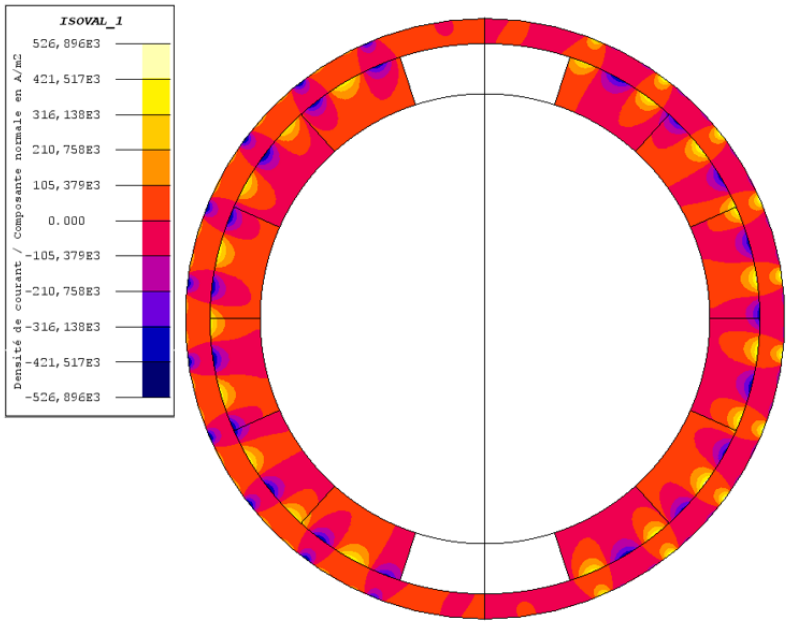


FIGURE 3.12 – Densité des courants induits en A/m^2 créés par les harmoniques de dentures.

Les pertes par effet Joule causées par les harmoniques de denture sont de l'ordre du Watt sans fragmentation axiale. En conclusion, pour notre application on peut donc négliger les pertes par courants induits dans les éléments du rotor.

3.2 Modélisation mécanique du rotor

Il est exclusivement abordé dans cette section le calcul des contraintes mécaniques. Il n'a pas été traité dans cette thèse l'étude des vibrations et des résonances. À haute vitesse, les effets centrifuges induisent des contraintes importantes au sein des parties tournantes. L'objectif est donc de prédire les efforts appliqués au niveau du rotor de la

machine afin de le dimensionner en conséquence. Dans le cas d'une machine à aimants, ces derniers sont les éléments les plus vulnérables [96]. S'ils présentent de bonnes résistances en compression, leurs limites en traction sont plus faibles [97]. Les effets centrifuges imposent des efforts de traction sur les aimants et ont tendance à les expulser de la culasse rotorique. Pour contrebalancer ces efforts, les aimants sont maintenus à l'aide d'une frette. Cette dernière peut être réalisée à partir de différents matériaux, qu'ils soient conducteurs électriques ou non. Tout l'enjeu du modèle mécanique développé au sein de cette thèse est donc de prédire les contraintes mécaniques au sein de la frette, pour en choisir les dimensions. Ce dimensionnement est important car l'épaisseur de la frette conditionne directement la dimension de l'entrefer magnétique.

Dans une optique de modélisation, le rotor est considéré comme l'association de trois cylindres creux. Le premier représente la culasse rotorique. Le second correspond aux aimants. Enfin le troisième cylindre qui surmonte les aimants correspond à la frette. La figure 3.13 illustre les trois cylindres symbolisant les différents éléments du rotor. Pour simplifier l'étude, les aimants sont considérés joints sans discontinuité suivant la direction orthoradiale θ.

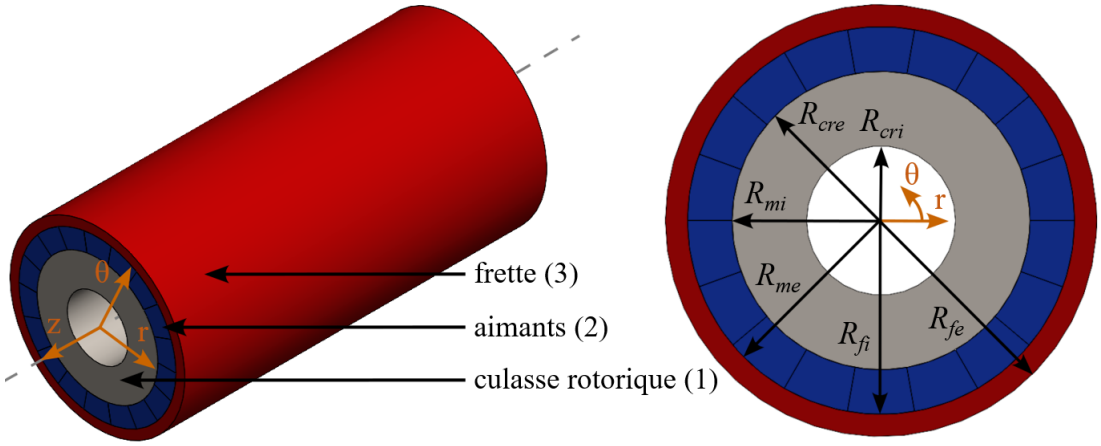


FIGURE 3.13 – Schéma du rotor en considérant les simplifications liées à la détermination des contraintes mécaniques.

Dans la littérature, les frettes employées pour maintenir les aimants sont réalisées en divers matériaux. Il est possible que cette dernière soit notamment constituée d'alliage métallique, de fibre de verre ou de fibre de carbone [98, 99]. D'un point de vue mécanique, ces matériaux ne sont pas tous isotropes. Deux modèles de calculs de contraintes sont donc développés, un pour les matériaux isotropes et un autre pour des matériaux orthotropes.

3.2.1 Modélisation isotrope de la frette

3.2.1.1 Contraintes liées à l'effet centrifuge

De nombreux travaux traitent du calcul des contraintes au sein d'une frette isotrope [98, 99, 100, 101, 102], ou plus généralement de calcul de contraintes dans un cylindre tournant [103, 104]. Ces calculs reposent sur la mécanique des milieux continus. Afin de procéder au calcul des contraintes, plusieurs hypothèses sont émises :

— Hypothèse des petites perturbations
— Aucune variation de matière suivant la dimension axiale
— Problème axisymétrique
— Aucune influence de la température

Une approche adaptée aux problèmes d'élasticité plane linéaire est adoptée. Le modèle d'étude est donc un modèle 2D. Le modèle consiste à étudier le rotor sur un plan transverse à son axe longitudinal. Le rotor est décomposé en trois disques numérotés 1,2 et 3. Ces derniers correspondent respectivement à la culasse rotorique, aux aimants et à la frette. La figure 3.14 illustre la décomposition du rotor. Une pression s'applique à chaque interface. Ces pressions sont notées p_1 et p_2.

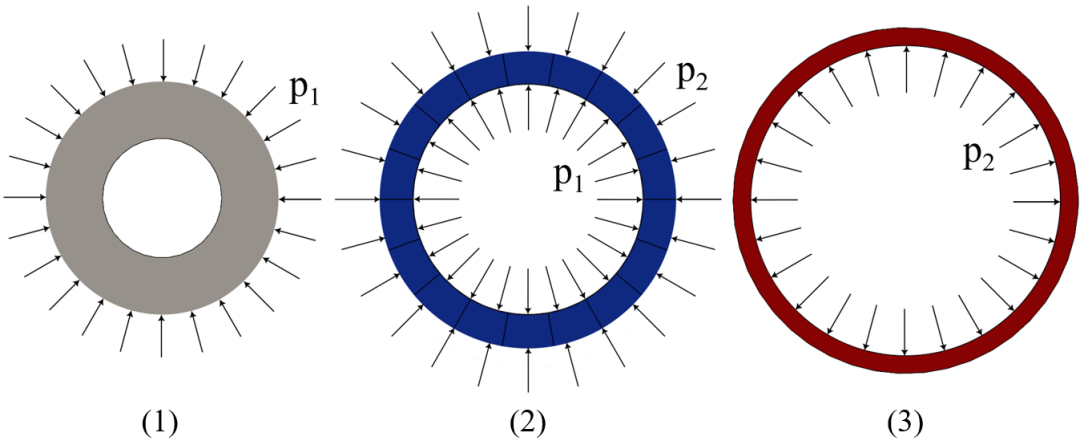


FIGURE 3.14 – Schéma éclaté du rotor avec 1 : culasse rotorique, 2 : aimants et 3 : frette.

D'un point de vue mécanique, lorsque qu'un modèle 2D est employé pour un objet 3D, il est nécessaire de faire un choix. Il est possible de modéliser le système dans un état plan de déformations ou de contraintes. Traditionnellement, on adopte une modélisation à base de déformations planes si le cylindre est allongé, c'est à dire que sa longueur est grande comparée à son rayon. À l'inverse si le cylindre s'apparente à un disque mince, une modélisation du cylindre en contraintes planes est plus adéquate. Cependant, le critère de cylindre allongé ou non est relativement arbitraire. Un critère de décision sur le choix du modèle est la comparaison entre la longueur du cylindre et son rayon. Si la longueur est plus importante que le rayon, alors un modèle "déformations planes" est plus adéquat. À l'inverse si le rayon du cylindre est plus grand que sa longueur, alors un modèle "contraintes planes" est plus adapté [96].

Le dimensionnement électromagnétique analytique a permis de mettre en lumière l'ordre de grandeur des dimensions de la machine. D'après cette étude la longueur de la machine devrait être plus grande que le rayon du rotor. Cependant, ces deux paramètres restent dans le même ordre de grandeur (la dizaine de mm). Au cours de l'étude, le choix a donc été fait de développer le modèle dans les deux cas (déformations planes et contraintes planes) et de les comparer. Commençons par décrire le modèle en termes de contraintes planes.

Dans le cas d'un disque annulaire en rotation, les expressions des contraintes radiales σ_{ir}, tangentielles $\sigma_{i\theta}$ et du champ de déplacement u sont données par le système ci-dessous. Ces expressions font intervenir le module de Young E_i, le coefficient de poisson ν_i, la masse volumique ρ_i, la vitesse de rotation Ω et le rayon r. L'indice i désigne la culasse, les aimants ou la frette par le chiffre présent sur la figure 3.14.

$$\begin{cases} \sigma_{ir} = \dfrac{E_i}{1-\nu_i^2}[\dfrac{-(3+\nu_i)(1-\nu_i^2)\rho_i\Omega^2 r^2}{8E_i} + C_{1i}(1+\nu_i) - C_{2i}(\dfrac{1-\nu_i}{r^2})] \\ \sigma_{i\theta} = \dfrac{E_i}{1-\nu_i^2}[\dfrac{-(1+3\nu_i)(1-\nu_i^2)\rho_i\Omega^2 r^2}{8E_i} + C_{1i}(1+\nu_i) - C_{2i}(\dfrac{1-\nu_i}{r^2})] \\ u(r) = -\dfrac{\rho_i\Omega^2 r^3}{8E_i}(1-\nu_i^2) + C_{1i}r + \dfrac{C_{2i}}{r} \end{cases} \tag{3.35}$$

Afin de déterminer les constantes d'intégrations C_{1i} et C_{2i} dans chaque matériau, les conditions aux limites ci-dessous sont utilisées. u_r correspond au champ de déplacement.

— $\sigma_{1,r}(r = R_{cri}) = 0$
— $\sigma_{1,r}(r = R_{cre}) = \sigma_{2,r}(r = R_{mi})$
— $u_{1,r}(r = R_{cre}) = u_{2,r}(r = R_{mi})$
— $\sigma_{2,r}(r = R_m) = \sigma_{3,r}(r = R_m) = -p_2$
— $\sigma_{3,r}(r = R_f) = 0$

À l'aide des conditions aux limites, il est possible de déterminer l'expression des contraintes radiales et tangentielles dans les différents matériaux du rotor. Prenons l'exemple de la frette. Les équations du système 3.36 expriment la contrainte radiale et tangentielle au sein de cette dernière.

$$\begin{cases} \sigma_{3r} = \frac{(3+\nu)}{8}\rho\Omega^2[-r^2 + R_{fi}^2 + R_{fe}^2 - (\frac{R_{fi}R_{fe}}{r})^2] + p_2[-1 - \frac{R_{fe}^2}{R_{fi}^2 - R_{fe}^2} + \frac{R_{fi}^2 R_{fe}^2}{(R_{fi}^2 - R_{fe}^2)r^2}] \\ \sigma_{3\theta} = \frac{(3+\nu)}{8}\rho\Omega^2[R_{fi}^2 + R_{fe}^2 - (\frac{R_{fi}R_{fe}}{r})^2 - \frac{(1+3\nu)}{(3+\nu)}r^2] - p_2[1 + \frac{R_{fe}^2}{R_{fi}^2 - R_{fe}^2} + \frac{R_{fi}^2 R_{fe}^2}{(R_{fi}^2 - R_{fe}^2)r^2}] \end{cases} \tag{3.36}$$

Les équations développées précédemment sont valables dans le cas où l'hypothèse des contraintes planes est formulée. Si l'on veut calculer les contraintes dans l'hypothèse des déformations planes, il suffit de modifier les paramètres des matériaux [96] à l'aide des équations suivantes :

$$\begin{cases} \nu^* = \dfrac{\nu}{1-\nu} \\ \\ E^* = \dfrac{E}{1-\nu^2} \end{cases} \tag{3.37}$$

De plus, dans le cas des déformations planes, une contrainte suivant l'axe z existe. Cette dernière, si l'on ne prend pas en compte les effets thermiques, se calcule à l'aide de la relation ci-après.

$$\sigma_z = \nu(\sigma_r + \sigma_\theta) \tag{3.38}$$

Maintenant que les contraintes mécaniques liées à la rotation du rotor sont explicitées, il est nécessaire de s'intéresser aux contraintes de contact entre chaque cylindre.

3.2.1.2 Contraintes de contact

À chaque interface entre deux cylindres s'exerce une pression de contact. Par exemple, la frette maintient les aimants en force sur la culasse rotorique. Une contrainte est donc créée à l'interface entre les deux matériaux. Nous ne maîtrisons pas directement la contrainte entre les aimants et la culasse. Seule la contrainte entre la frette et les aimants est maîtrisée par le montage en force de la frette sur les aimants. Nous choisissons cette pression a exercer entre les aimants et la frette pour garantir la compression des aimants. En effet, les aimants résistent très peu aux efforts de traction mais sont capables de supporter des efforts de compression plus importants. Prenons comme exemple les aimants Samarium Cobalt Sm2Co17 fournis par Eclipse Magnetics [105]. Ces derniers présentent une résistance à la traction de 36 MPa contre une résistance à la compression de 800 MPa. Pour garantir la compression de l'aimant, la pression p_2 est déterminée afin d'annuler la contrainte tangentielle maximale dans l'aimant. Si la contrainte tangentielle dans l'aimant est inférieure ou égale à 0, alors ce dernier est en compression. D'un point de vue pratique, la contrainte de contact entre les aimants et la frette peut être créée par une interférence mécanique e à l'interface entre les deux matériaux. Si l'on ne tient pas compte des effets thermoélastiques, l'expression de l'interférence est la suivante :

$$e = e_0 + (u_2(r = R_{me}) - u_3(r = R_{fi})) \tag{3.39}$$

Le terme e_0 correspond à l'interférence mécanique présente au montage des pièces. Il s'agit de la différence entre le rayon extérieur du cylindre interne et le rayon intérieur du cylindre externe. Si ces deux termes sont égaux, le terme e_0 est nul. Le second terme de l'équation correspond à l'interférence mécanique induite par le déplacement des pièces soumises aux effets centrifuges. Ce terme existe si le champ de déplacement du cylindre interne au niveau de son rayon extérieur est plus important que le champ de déplacement du cylindre externe au niveau de son rayon interne.

Il est possible d'évaluer ces champs de déplacements et ainsi de calculer l'interférence mécanique avec :

$$\begin{cases} u_2(r = R_{me}) = \dfrac{3+\nu_m}{8E_m}\rho_m\Omega^2 R_{me}^3\left(\dfrac{(1-\nu_m)}{(3+\nu_m)} + \left(\dfrac{R_{mi}}{R_{me}}\right)^2\right) \\ u_3(r = R_{fi}) = \dfrac{(3+\nu_f)}{8E_f}\rho_f\Omega^2 R_{fe}^2 R_{fi}\left(1 + \left(\dfrac{(1-\nu_f)}{(3+\nu_f)}\right)\left(\dfrac{R_{fi}}{R_{fe}}\right)^2\right) \end{cases} \tag{3.40}$$

Avec $\rho_{m,f}$, $\nu_{m,f}$ et $E_{m,f}$, qui sont respectivement les masses volumiques, les coefficients de Poisson et les modules de Young des aimants et de la frette.

Maintenant que la méthode de calcul de la pression à l'interface est décrite, si l'on connaît les paramètres des matériaux il est possible de calculer les contraintes mécaniques au sein du rotor. Cependant une fois les contraintes calculées, il faut pouvoir les comparer à la résistance élastique du matériau. C'est à ce moment là qu'intervient la notion de critère de plasticité.

3.2.1.3 Critère de plasticité

De multiples critères de plasticité existent. Ces derniers consistent à calculer une contrainte "effective" ou "équivalente" à partir des contraintes subies par le matériau. Cette contrainte équivalente est ensuite comparée à la résistance élastique du matériau. Au cours de sa thèse M. Burnand [106] évoque l'utilisation du critère de Von Mises (σ_{VM}), qui serait plus précis que d'autres critères comme celui de Tresca. Le critère de Von Mises s'exprime à l'aide de l'équation 3.41.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2)} \tag{3.41}$$

Connaissant la méthode et toutes les grandeurs à calculer, il est possible à présent de recourir aux modèles. La figure 3.15 illustre les contraintes mécaniques dans le rotor.

	Culasse rotorique (tôles NO27)	Aimant SmCo (Sm2Co17)	Frette (fibre de verre)
Coefficient de Poisson	-	$\nu_m = 0.27$	$\nu_f = 0.2$
Module de Young	$E_{ac} = 185$ GPa	$E_m = 120$ GPa	$E_f = 72.3$ GPa
Masse volumique	$\rho_{ac} = 7600$ kg/m^3	$\rho_m = 8400$ kg/m^3	$\rho_f = 2580$ kg/m^3
Résistance élastique	$R_{e,ac} = 445$ MPa	$R_{e,m} = 800$ MPa	$R_{e,f} = 3445$ MPa
Rayon intérieur	$R_{cri} = 4.4$ mm	$R_{mi} = 27.2$ mm	$R_{fi} = 33.2$ mm
Rayon extérieur	$R_{cre} = 27.2$ mm	$R_{me} = 33.2$ mm	$R_{fe} = 36.2$ mm

TABLEAU 3.10 – Paramètres mécaniques des éléments du rotor.

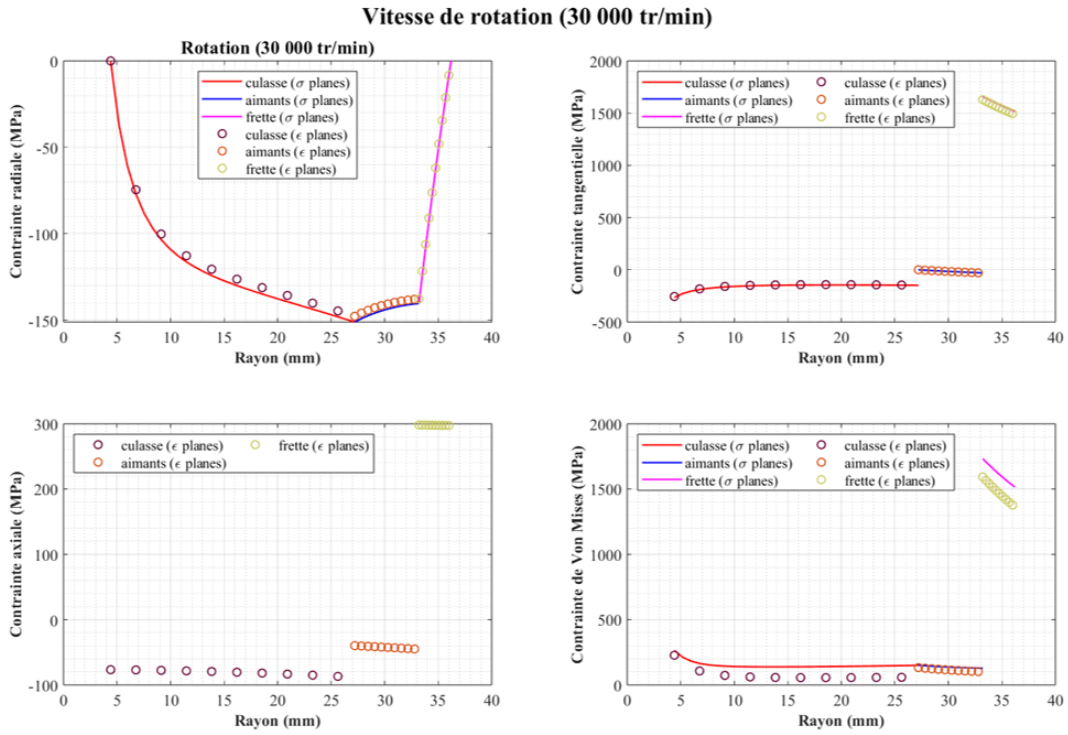


FIGURE 3.15 – Contraintes calculées à partir des modèles de contraintes planes et de déformations planes lorsque le rotor tourne à la vitesse nominale de 30 000 tr/min.

Les résultats ont été obtenus en considérant les matériaux du tableau 3.10 et les dimensions retenues lors du prédimensionnement électromagnétique. Pour l'exemple ci-dessus, on a calculé les contraintes à la vitesse nominale de fonctionnement, soit 30 000 tr/min. Les caractéristiques des matériaux sont données par les documentations suivantes [87, 105, 107]. Comme le constructeur des tôles ne communique pas le coefficient de poisson, on a fait l'hypothèse qu'il était égal à 0.3. Cette valeur n'est pas prise au hasard. En effet c'est une valeur usuelle pour les aciers. Cette valeur est notamment utilisée dans les ouvrages [103, 108].

Plusieurs conclusions sont à tirer de ces résultats. Premièrement, les contraintes radiales aux interfaces culasse/aimants et aimants/frette sont négatives. Cela signifie que les éléments sont bien en contact. Ensuite les contraintes radiales et tangentielles au sein de l'aimant sont négatives. Cela montre que l'aimant est bien en compression. Concernant la méthode de calcul, que ce soit le modèle des contraintes planes ou des déformations planes, les résultats sont similaires. La modélisation en terme de contraintes planes renvoie des contraintes de Von Mises légèrement plus importantes. Enfin, les contraintes de Von Mises sont inférieures aux résistances élastiques des matériaux. Pour ce jeu de paramètre, le rotor garde donc son intégrité mécanique. Cependant pour obtenir ces résultats, nous avons émis l'hypothèse que le coefficient de poisson des tôles étaient de 0.3. Bien que ce choix ne soit pas fait au hasard, il est préférable de réaliser une étude de sensibilité pour observer l'influence de ce paramètre. La figure 3.16 illustre les contraintes mécaniques au sein du rotor pour diverses valeurs du coefficient de Poisson des tôles.

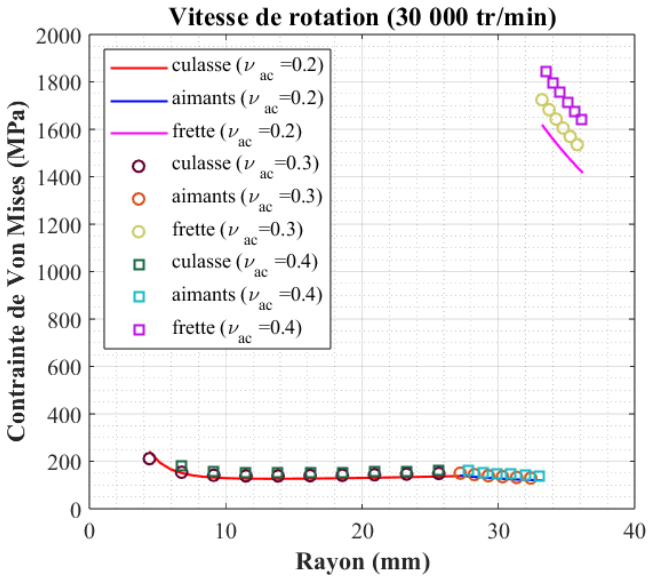


FIGURE 3.16 – Étude de la sensibilité des contraintes en fonction du coefficient de Poisson de la culasse rotorique.

Les résultats présentent un écart de ± 7 % au maximum par rapport aux contraintes calculées avec un coefficient de Poisson de 0.3 pour la culasse rotorique. Les résultats

attestent donc que les variations du coefficient de Poisson des tôles entre 0.25 et 0.35 ne présentent pas d'impacts significatifs. Choisir une valeur de 0.3 correspondant à un acier classique n'est donc pas une hypothèse insensée.

Les résultats précédents ont été obtenus lorsque le rotor était en rotation à sa vitesse nominale. Il est intéressant de calculer les contraintes à l'arrêt. En effet, en tournant, l'interférence mécanique diminue car l'interférence mécanique induite par l'effet centrifuge compense en partie l'interférence au montage. Cependant à l'arrêt, ce n'est pas le cas. La figure 3.17 illustre les contraintes mécaniques au sein du rotor à l'arrêt.

Les contraintes mécaniques à l'arrêt sont similaires à celles calculées lors de la rotation. En effet, pour maintenir les aimants en compression, il est nécessaire d'appliquer une importante contrainte de contact. Pour cette application, cette contrainte est très grande devant les contraintes induites par effet centrifuge. En conclusion, à l'arrêt comme en fonctionnement, les éléments du rotor résisteront aux contraintes mécaniques et resteront dans leurs domaines élastiques.

Les modèles mécaniques actuellement développés permettent le calcul des contraintes mécaniques à partir de la connaissance des efforts extérieurs. Nous allons désormais développer un modèle numérique utilisant la méthode des éléments finis afin de valider le modèle analytique.

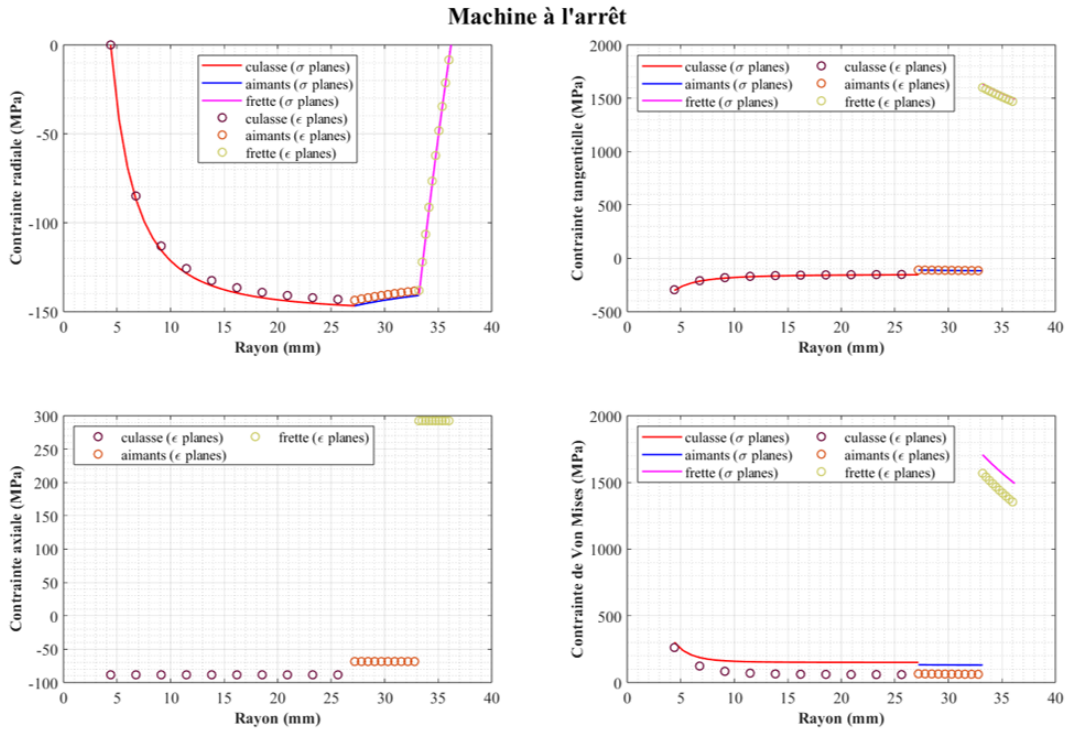


FIGURE 3.17 – Contraintes calculées à partir des modèles de contraintes planes et de déformations planes lorsque le rotor est à l'arrêt.

3.2.1.4 Vérification des modèles

Le modèle numérique utilisé est un modèle 2D utilisant la méthode des éléments finis développé sous le logiciel Abaqus ®[109]. Le rotor est modélisé par une coupe transverse à son axe. Chaque anneau représente un élément (culasse, aimants et frette). En terme de chargement, on applique les différentes pressions aux interfaces calculées par le modèle analytique. Ces dernières sont représentées par les flèches violettes sur la figure 3.18. Un chargement volumique représentant les effets centrifuges est également appliqué (flèches vertes). Ces efforts sont purement radiaux. En terme de conditions aux limites, cela signifie que la droite verticale passant par le centre de chaque cylindre ne peut se déplacer que selon cette direction (direction $\vec{y}$ dans le modèle numérique). Il en est de même pour la droite horizontale passant par le centre des cylindres. Le déplacement des points matériels du rotor sur cette droite ne peut se faire que selon la direction de cette droite (direction $\vec{x}$). Une fois la géométrie créée, ainsi que les chargements et les conditions aux limites appliqués, il suffit de mailler et de procéder au calcul. Pour des raisons de lisibilité, seulement un quart du rotor est représenté sur la figure 3.18

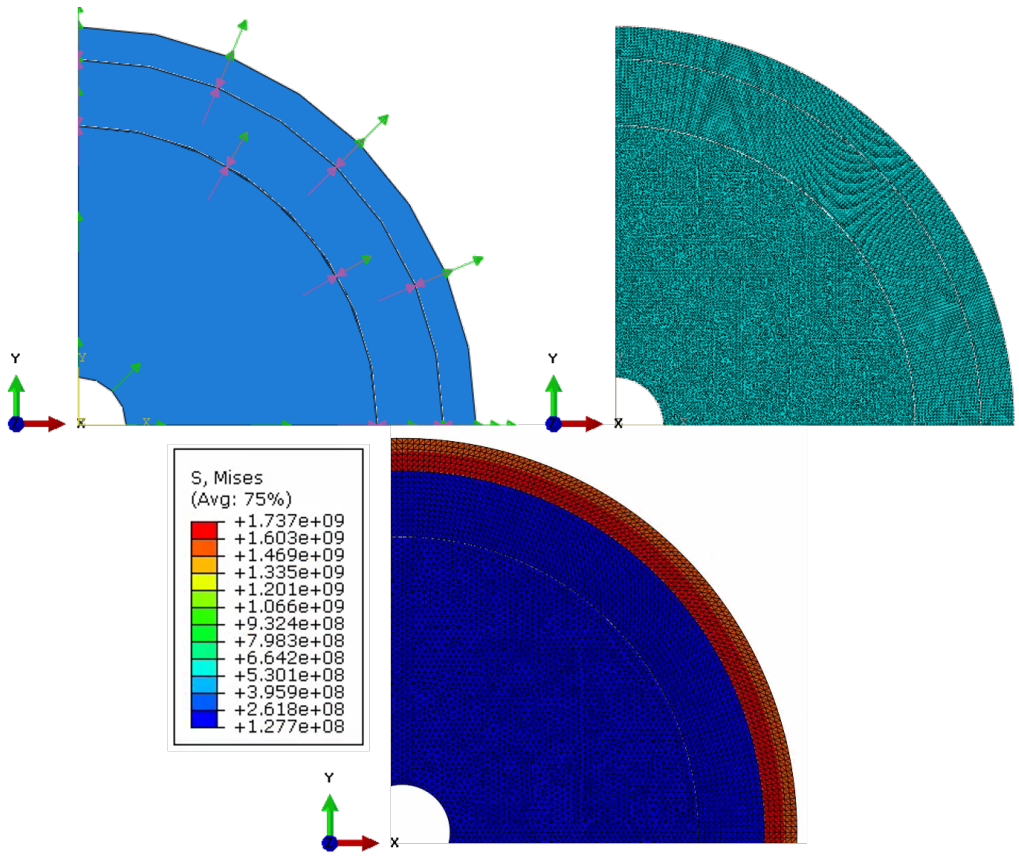


FIGURE 3.18 – Modèle numérique, géométrie, maillage et résultat de la simulation réalisée à l'aide d'Abaqus ®.

La figure 3.19 illustre les contraintes de Von Mises calculées analytiquement et numériquement selon la direction radiale du rotor.

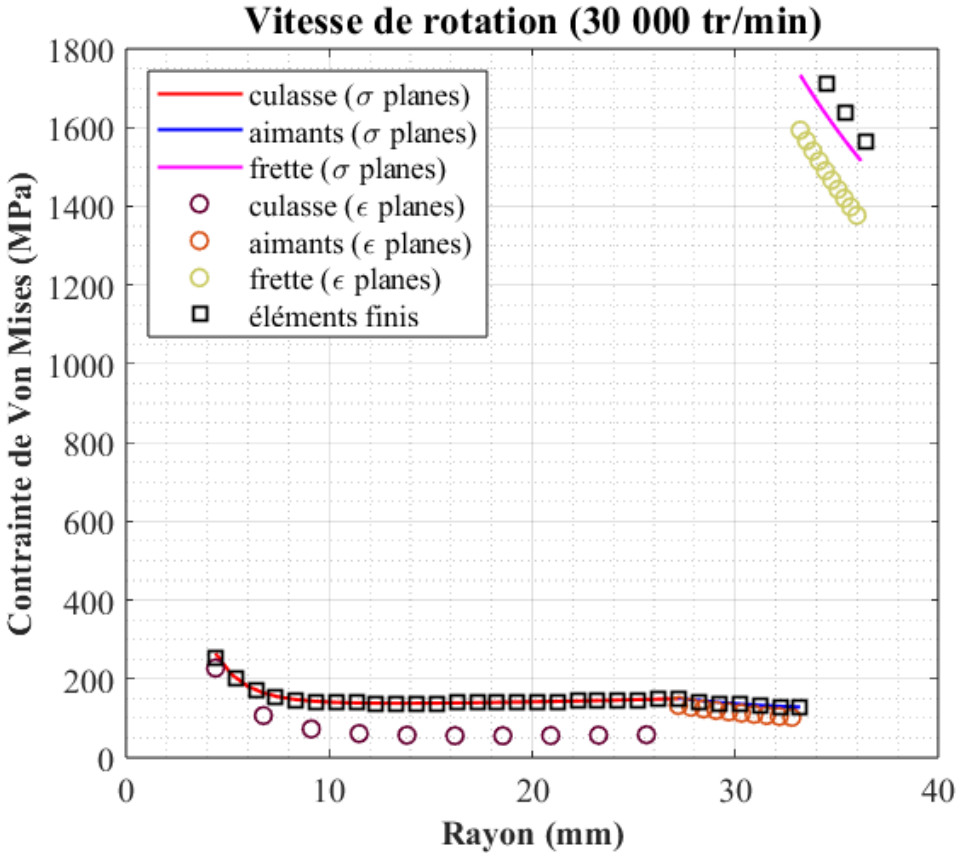
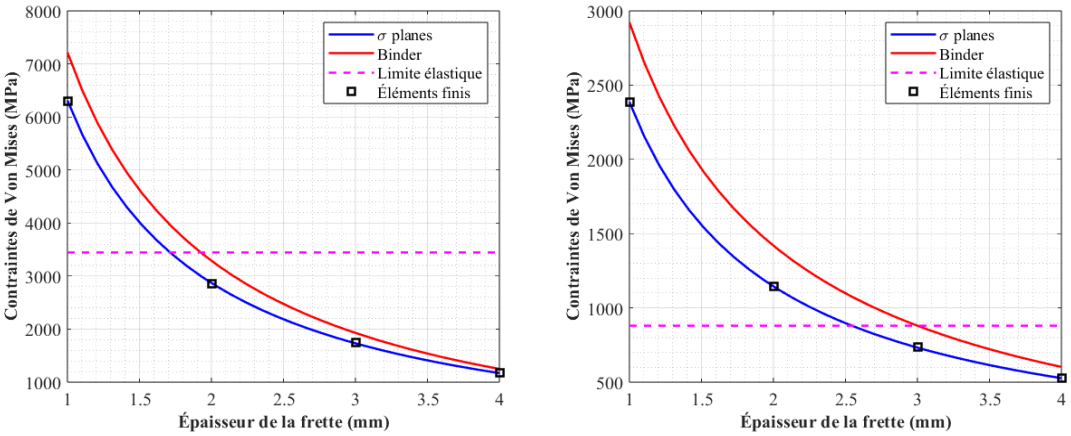


FIGURE 3.19 – Comparaison des contraintes calculées analytiquement et numériquement.

On observe un bon accord entre les modèles analytique et numérique. Cette cohérence permet de valider le modèle analytique. L'enjeu principal du modèle mécanique est de calculer l'épaisseur minimale de la frette. En effet, rappelons que l'épaisseur de la frette conditionne la dimension de l'entrefer magnétique. La contrainte maximale se situe sur le rayon intérieur de cette dernière. Il est donc intéressant de calculer la contrainte maximale dans la frette en fonction de son épaisseur pour la choisir en conséquence. Pour cette étude, le modèle analytique est comparé au modèle numérique et à un autre modèle analytique développé par Binder *et al.* [98]. De plus, le modèle est testé pour deux jeux de paramètres, le premier utilise les paramètres du tableau 3.10. Le second calcul est utilisé sur d'autres matériaux dont les caractéristiques sont présentées au sein du tableau 3.11. Les données des matériaux sont obtenues des ressources [87, 106]. La figure 3.20 illustre les différents résultats obtenus.

	Culasse rotorique (tôles NO27)	Aimant Néodyme-Fer-Bore	Frette (Titane grade 5)
Coefficient de Poisson	-	$\nu_m = 0.24$	$\nu_f = 0.36$
Module de Young	$E_{ac} = 185$ GPa	$E_m = 160$ GPa	$E_f = 114$ GPa
Masse volumique	$\rho_{ac} = 7600$ kg/m^3	$\rho_m = 7500$ kg/m^3	$\rho_f = 4400$ kg/m^3
Résistance élastique	$R_{e,ac} = 445$ MPa	-	$R_{e,f} = 880$ MPa

TABLEAU 3.11 – Paramètres mécaniques des éléments du rotor.



(a) Contraintes calculées pour le premier jeu de paramètres

(b) Contraintes calculées pour le second jeu de paramètres

FIGURE 3.20 – Comparaison des contraintes mécaniques calculées par différentes méthodes.

Plusieurs conclusions se déduisent de ces résultats. Dans un premier temps, ces résultats montrent l'épaisseur minimale que doit avoir la frette. Si elle est constituée de fibre de verre, elle doit faire au moins 1.7 mm d'épaisseur d'après les résultats obtenus par notre modèle analytique. Dans le cas où elle serait fabriquée à partir de titane, cette dernière devrait être épaisse d'au moins 2.5 mm. Le choix du matériau pour fabriquer la frette est donc primordial. Deuxièmement, le modèle de Binder *et al.*[98] semble pessimiste et surestime les contraintes par rapport aux résultats obtenus à l'aide de la méthode des éléments finis. La méthode utilisant les contraintes planes concorde avec les résultats numériques, prouvant une fois de plus la validité de notre modèle. D'un point

de vue pratique, le fait d'imposer la compression des aimants implique des pressions de contact très importantes ($\sim$ 100 MPa pour le premier jeu de paramètres). Si cette contrainte est trop stricte, il est possible d'autoriser des contraintes de traction dans l'aimant, à condition que ces dernières ne dépassent pas la limite élastique du matériau. En soulageant cette contrainte, il serait alors possible si l'application le nécessite d'utiliser des frettes d'épaisseurs plus faibles, puisqu'elles devraient exercer une pression de contact moindre.

Par ailleurs, il convient de parler des limites des modèles. Ces derniers ne prennent pas en compte les dilatations thermiques des matériaux qui induisent des contraintes supplémentaires. De plus, les tôles et les aimants sont considérés dans le modèle comme étant des cylindres sans discontinuité. Or la culasse est constituée d'un empilement axial de tôles et les aimants sont des secteurs collés les uns à côtés des autres selon la direction orthoradiale. Ces discontinuités peuvent engendrer des concentrations de contraintes qui ne sont pas prises en compte à l'aide du modèle mécanique. Enfin pour finir, on ne tient pas compte des imperfections et des contraintes résiduelles liées à la fabrication. Pour toutes ces raisons, il est préférable par la suite d'adopter un coefficient de sécurité sur le dimensionnement mécanique de la frette.

3.2.2 Modélisation orthotrope de la frette

Certains matériaux se montrent très intéressants de par leurs propriétés mécaniques. C'est notamment le cas de la fibre de carbone. Cette dernière présente une faible masse volumique et une haute résistance élastique. Il est donc intéressant d'utiliser la fibre de carbone en tant que frette afin de maintenir les aimants sur la culasse. Cependant ce matériau présente une forte anisotropie liée à la direction des fibres. Suivant leurs directions, ce matériau peut être considéré comme orthotrope. C'est pourquoi certains chercheurs se sont intéressés au calcul des contraintes dans un cylindre orthotrope. [98, 110, 96].

Le modèle suivant ne traite que du calcul des contraintes planes. Le point de départ de la modélisation consiste à exprimer le tenseur des contraintes en fonction des déformations. Pour une modélisation en deux dimensions, on a :

$$\begin{pmatrix} \sigma_r \\ \sigma_\theta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dfrac{-E_r}{\nu_{r\theta}\nu_{\theta r} - 1} & \dfrac{-E_\theta \nu_{r\theta}}{\nu_{r\theta}\nu_{\theta r} - 1} \\ \dfrac{-E_r \nu_{\theta r}}{\nu_{r\theta}\nu_{\theta r} - 1} & \dfrac{-E_\theta}{\nu_{r\theta}\nu_{\theta r} - 1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \epsilon_r \\ \epsilon_\theta \end{pmatrix} \tag{3.42}$$

La suite du développement consiste à exprimer la loi fondamentale de la statique :

$$\vec{div}(\overline{\overline{\sigma}}) + \rho\Omega^2 r.\vec{e_r} = 0 \Longrightarrow \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \rho r \Omega^2 = 0 \tag{3.43}$$

De plus, les déformations s'expriment à l'aide des relations ci-dessous :

$$\begin{cases} \epsilon_r = \dfrac{\partial u_r}{\partial r} \\ \epsilon_\theta = \dfrac{u_r}{r} \end{cases} \tag{3.44}$$

En combinant les équations 3.43 et 3.44, on obtient l'équation différentielle régissant le comportement d'un cylindre orthotrope en rotation :

$$\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{E_\theta}{E_r}\frac{u_r}{r^2} + \rho r \Omega^2 \left(\frac{1 - \nu_{r\theta}\nu_{\theta r}}{E_r} \right) = 0 \tag{3.45}$$

Cette équation différentielle admet la solution suivante :

$$u_r = K_1 r^{\sqrt{\frac{E_\theta}{E_r}}} + K_2 r^{-\sqrt{\frac{E_\theta}{E_r}}} + \frac{(1 - \nu_{r\theta}\nu_{\theta r})\rho}{E_r} \frac{\Omega^2 r^3}{\frac{E_\theta}{E_r} - 9} \tag{3.46}$$

En posant les deux constantes suivantes ne dépendant que des propriétés mécaniques du matériau, il est possible de simplifier l'équation 3.46.

$$\begin{cases} h = \dfrac{E_\theta}{E_r} \\ Q = \dfrac{(1 - \nu_{r\theta}\nu_{\theta r})\rho}{E_r} \end{cases} \Longrightarrow u_r = K_1 r^{\sqrt{h}} + K_2 r^{-\sqrt{h}} + \frac{Q\Omega^2 r^3}{h - 9} \tag{3.47}$$

Connaissant l'expression du champ de déplacement, la méthode pour calculer les contraintes est identique à celle du cylindre isotrope. Premièrement, les contraintes radiales et tangentielles sont exprimées à partir du champ de déplacement. On obtient ainsi le système d'équation 3.48. Puis en utilisant les conditions aux limites (équations 3.49), on identifie les constantes. L'expression de ces dernières est relativement fastidieuse. Leurs relations sont donc détaillées en annexe.

$$\begin{cases} \sigma_r = A\sqrt{h}(-K_1 r^{\sqrt{h}-1} + K_2^{-\sqrt{h}-1}) - 3AEr^2 - B(K_1 r^{\sqrt{h}-1} + K_2^{-\sqrt{h}-1}) - BEr^2 \\ \sigma_\theta = C\sqrt{h}(-K_1 r^{\sqrt{h}-1} + K_2^{-\sqrt{h}-1}) - 3CEr^2 - D(K_1 r^{\sqrt{h}-1} + K_2^{-\sqrt{h}-1}) - DEr^2 \end{cases} \tag{3.48}$$

$$\begin{cases} \sigma_r(r = R_{fi}) = -p_2 \\ \sigma_r(r = R_{fe}) = 0 \end{cases} \tag{3.49}$$

3.2.2.1 Vérification du modèle

De même que pour le modèle isotrope, le modèle orthotrope est vérifié à l'aide de simulations numériques utilisant la méthode des éléments finis. Les modèles isotropes et orthotropes sont également comparés entre eux. La méthode pour déterminer la contrainte de contact est identique à celle du modèle isotrope. Le matériau utilisé pour la frette est de la fibre de carbone. Les propriétés des matériaux utilisés sont données dans le tableau 3.12. Afin d'utiliser le modèle isotrope avec la fibre de carbone, nous considérons que les propriétés du matériaux le long des fibres sont valables dans toutes les directions. C'est à dire que $E = E_\theta$ et $\nu = \nu_{\theta r}$.

	Culasse rotorique (tôles NO27)	Aimant (Sm2Co17)	Frette (fibre de carbone)
Coefficient de Poisson	-	$\nu_m = 0.27$	$\nu_{\theta r} = 0.3$
			$\nu_{rz} = 0.59$
Module de Young (GPa)	$E_{ac} = 185$	$E_m = 120$	$E_r = 9.5$
			$E_\theta = 186$
Masse volumique (kg/m^3)	$\rho_{ac} = 7600$	$\rho_m = 8400$	$\rho_f = 1600$

Tableau 3.12 – Paramètres mécaniques des éléments du rotor.

Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau 3.13. En premier lieu, les résultats analytiques et numériques concordent. Ensuite, les résultats montrent que le modèle orthotrope renvoie des contraintes légèrement supérieures comparé au modèle isotrope. Cependant, cet écart n'est que de quelques pourcents. En effet l'erreur relative maximale entre les deux modèles pour cette configuration de calcul n'excède pas 8 %. Comme dit précédemment, le modèle ne prend pas en compte de nombreux facteurs, et il serait plus prudent d'adopter un coefficient de sécurité. Si l'on prend un coefficient de sécurité de 2, alors l'écart entre les modèles orthotrope et isotrope devient négligeable. On peut donc en conclure que pour notre application, le modèle isotrope est suffisant.

Contraintes de Von Mises maximale dans la frette (MPa)	analytique isotrope	numérique isotrope	analytique orthotrope	numérique orthotrope
Épaisseur de la frette $e_f = 1$ mm	6297	6287	6316	6317
Épaisseur de la frette $e_f = 2$ mm	2799	2846	2900	2901
Épaisseur de la frette $e_f = 3$ mm	1746	1727	1801	1801
Épaisseur de la frette $e_f = 4$ mm	1158	1158	1246	1247

TABLEAU 3.13 – Contraintes de Von Mises maximales dans la frette en fonction des modèles. L'erreur relative ne dépasse pas 8 % dans le cas où la frette est épaisse de 4 mm.

3.3 Modélisation thermique

3.3.1 Introduction

Comme évoqué lors du premier chapitre, une machine électrique est le siège de pertes lors de la conversion d'énergie. Toutes ces pertes vont avoir pour conséquence d'échauffer la machine. L'objectif de la présente étude est de modéliser la machine électrique d'un point de vue thermique. Le modèle doit être en mesure de prédire les différents échanges de chaleur ayant lieu au sein de la machine. Les transferts de chaleur se présentent sous différentes formes. Premièrement, on note la conduction thermique des parties actives internes vers le milieu extérieur. Ensuite, la chaleur est évacuée par convection et rayonnement. Le modèle thermique doit également déterminer les températures des éléments constituants la machine.

Cette section commence par une présentation des modes de transmission de la chaleur et des lois les régissant. Ensuite, il est montré comment ces lois sont utilisées pour étudier la thermique d'une machine électrique. Dans le cadre de ce travail, il s'agit d'une machine synchrone à aimants permanents. Un modèle semi-analytique à base de circuits thermiques équivalents est créé pour prédire le comportement de la machine. Pour finir, une simulation numérique utilisant la méthode des éléments finis est réalisée afin de valider le modèle.

3.3.2 Lois physiques des transferts thermiques

Il n'est présenté que les transferts thermiques par conduction et par convection. En effet les transferts thermiques par rayonnement sont minoritaires dans les cas des machines étudiées [111].

3.3.2.1 Conduction

La conduction thermique est le transfert de chaleur présent dans les milieux solides. Ce mode de transfert opère sans déplacement de matière. La conduction est directement liée à l'agitation des constituant de la matière au niveau microscopique. Il s'agit d'un processus de diffusion, l'énergie se diffuse des zones où la température est la plus élevée en direction des zones les plus froides. La diffusion de cette énergie calorifique est liée à la notion de flux de chaleur. La loi de Fourier met en relation la densité du flux de chaleur en fonction du gradient de température. Cette expression s'exprime par :

$$\vec{\phi} = -\lambda \vec{grad}(T) \tag{3.50}$$

Où $\vec{\phi}$ représente le vecteur densité du flux de chaleur, λ est la conductivité thermique du milieu, et T est la température. Dans le cas d'un milieu isotrope, le paramètre λ est un scalaire, sinon il est un tenseur.

En effectuant un bilan d'énergie, il est possible d'écrire l'équation de la chaleur :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = div(\lambda \vec{grad}(T)) + q_v \tag{3.51}$$

Où ρ désigne la masse volumique, C_p la chaleur spécifique, T la température, λ la conductivité thermique et q_v la production volumique de chaleur.

En résolvant cette équation dans tous les domaines de la machine, on obtient une solution exacte de la répartition de la température en tout point de l'espace et du temps. Cependant, les machines électriques sont des systèmes complexes. Certaines parties, comme par exemple les têtes de bobines ne peuvent s'apparenter à des géométries simples. Résoudre l'équation de la chaleur peut donc se montrer extrêmement ardu.

La loi de Fourier est comparable à la loi d'Ohm locale en électrocinétique. On peut donc définir la notion de résistance thermique de manière analogue au concept de résistance électrique. La définition de la résistance thermique R_{th} est donnée par :

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda S} \tag{3.52}$$

Avec l la longueur du passage du flux de chaleur, et S la section traversée par ce dernier.

L'intérêt du formalisme des résistances thermiques est de pouvoir simplement les associer. On peut les combiner en série ou en parallèle. Cela permet de traiter de manière relativement simple des problèmes multidirectionnels avec des milieux hétérogènes.

3.3.2.2 Convection

La convection est le mode de transfert de chaleur associé aux fluides en mouvement. Le transfert de chaleur est couplé à un phénomène de transport de matière. La convection combine les notions de thermique et de mécanique des fluides. La modélisation de tels problèmes est complexe ou tout simplement impossible à l'heure actuelle. C'est pourquoi on introduit la notion de coefficient d'échange de chaleur. Ce coefficient intègre

en lui-même l'influence de la mécanique des fluides. Il inclut en particulier la nature de l'écoulement qui peut être laminaire ou turbulent à travers l'utilisation du nombre de Reynolds (cf Chapitre 2). À l'aide de ce concept, nous pouvons calculer l'échange de chaleur par convection entre un fluide et une paroi à l'aide de la loi de Newton :

$$\phi = h(T_p - T_f) \tag{3.53}$$

Avec ϕ la densité du flux de chaleur, h le coefficient de convection et $(T_p - T_f)$, la différence de température entre la paroi et le fluide.

On distingue deux types de convections différentes. Si l'écoulement est imposé, notamment par l'emploi d'une pompe ou d'un ventilateur, on parle de convection forcée. Si l'écoulement est créé par des variations de densité liées à un gradient de température et des effets de pesanteur, on parle alors de convection libre ou naturelle.

Dans le cas d'une machine électrique, on retrouve des phénomènes de convection lorsqu'une partie solide rencontre un fluide. C'est notamment le cas au niveau de l'entrefer, où les dents, les bobinages et la périphérie du rotor sont en contact avec l'air de l'entrefer. Il y a également présence de convections thermiques aux extrémités axiales des parties actives de la machine, avec l'air encapsulé dans le carter. Enfin il peut y avoir convection si on utilise des procédés de refroidissement à base de fluide caloporteur et de chemises. Pour tous ces phénomènes de convections, il est nécessaire de déterminer le coefficient d'échange de chaleur.

3.3.2.3 Coefficient d'échange de chaleur dans l'entrefer

Lorsque le rotor tourne, ce dernier entraîne l'air par effet de viscosité. L'écoulement d'air entre deux cylindres coaxiaux dont un tournant par rapport à l'autre est appelé écoulement de Taylor-Couette. Sous l'effet du cisaillement entre la surface tournante et l'air, l'écoulement se développe sous forme de tourbillons. Le déplacement forcé de cet air par la rotation du rotor entraîne une convection forcée. De nombreux chercheurs [112, 113, 114] se sont intéressés à la détermination du coefficient d'échange thermique dans l'entrefer des machines électriques. Le tableau 3.14 liste de manière non exhaustive des corrélations permettant de calculer le coefficient d'échange dans le cas d'un rotor lisse sans flux d'air axial.

Corrélations	Nombre de Nusselt	Domaine de validité
Issue de l'article [115]	$Nu = 2.2$	$T_a \leq 41$
Issue de l'article [114]	$h = \frac{\lambda_{air}}{D_h} 0.128 (T_{am})^{0.367}$	$1697 < T_{am} \leq 5000$
Issue de l'article [114]	$h = \frac{\lambda_{air}}{D_h} 0.409 (T_{am})^{0.241}$	$5000 < T_{am}$

TABLEAU 3.14 – Corrélations permettant de calculer le coefficient d'échange dans l'entrefer.

Au sein de ces corrélations, λ_{air} et D_h représentent la conductivité thermique de l'air et le diamètre hydraulique de l'écoulement.

De plus, ces corrélations font intervenir divers nombres sans dimension. Ces derniers sont exprimés par le système d'équation 3.54. Au sein des équations ci-dessous, e_m, r_m, R_{fe} et μ_{air} représentent respectivement l'entrefer mécanique, le rayon moyen de l'entrefer, le rayon externe de la frette (rayon externe du rotor) et la viscosité dynamique de l'air.

$$\begin{cases} \text{Nombre de Nusselt; } Nu = \dfrac{h \times e_m}{\lambda_{air}}; \text{ Nombre de Taylor; } T_a = \dfrac{\rho_{air} \Omega R_{fe} e_m}{\mu_{air}} \sqrt{\dfrac{e_m}{R_{fe}}} \\ \text{Nombre de Taylor modifié; } T_{am} = \left(\dfrac{(\rho_{air}\Omega)^2 r_m e_m^3}{\mu_{air}^2} \right) \dfrac{1}{F_g} \\ F_g = \dfrac{\pi^4}{1697} \left(1 - \dfrac{e_m}{2r_m} \right)^{-2} \dfrac{1}{P} \\ P = 0.0571 \left(1 - 0.652 \left[\dfrac{e_m/r_m}{1 - (e_m/2r_m)} \right] \right) + 0.00056 \left(1 - 0.652 \left[\dfrac{e_m/r_m}{1 - (e_m/2r_m)} \right] \right)^{-1} \end{cases} \tag{3.54}$$

Après calculs des nombres de Taylor et de Taylor modifié pour notre machine d'étude, la dernière corrélation du tableau doit être utilisée. Les propriétés de l'air sont prises à 60°C et sont listées dans le tableau 3.15. Le coefficient d'échange thermique calculé est d'environ 147 $\text{W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$ pour un entrefer mécanique de 1 mm. Afin d'être sûr de ne pas surestimer le coefficient d'échange au niveau de l'entrefer, nous allons retenir pour la suite de l'étude une valeur de 100 $\text{W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}$.

Masse volumique ($kg.m^{-3}$)	Viscosité dynamique (Pa.s)	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	Capacité thermique ($J.K^{-1}.kg^{-1}$)
ρ_{air} =1.06	$\mu_{air} = 20 \times 10^{-6}$	$\lambda_{air} = 0.026$	$C_{p,air} = 1004$

TABLEAU 3.15 – Propriétés thermiques de l'air à 60 °C.

3.3.2.4 Coefficient d'échange de chaleur aux extrémités axiales

Les articles [51, 59, 61] présentent quelques corrélations (équations 3.55) obtenues expérimentalement concernant le coefficient d'échange entre les têtes de bobines et l'air interne de la machine.

$$\begin{cases} \text{Corrélation 1; } h = 6.22\bar{v} + 41.4 \\ \text{Corrélation 2; } h = 6.79\bar{v}^{0.9} + 15.5 \\ \text{Corrélation 3; } h = 18.27\bar{v}^{0.61} + 7.91 \end{cases} \tag{3.55}$$

Où h désigne le coefficient d'échange et $\bar{v}$ la vitesse moyenne du flux d'air.

Bien évidemment, plus le débit d'air est important, et plus le coefficient d'échange se montre élevé. La figure 3.21 illustre la valeur du coefficient d'échange pour les différentes corrélations en fonction de la vitesse du débit d'air.

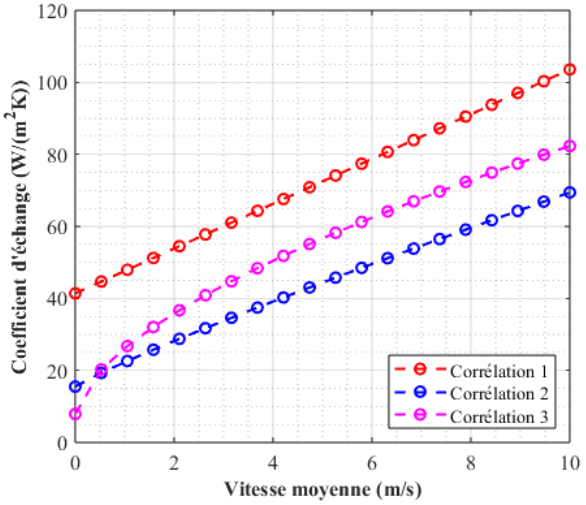


FIGURE 3.21 – Coefficients d'échange entre les têtes de bobines et l'air calculés à l'aide des corrélations de l'article [61].

Par ailleurs d'autres corrélations existent afin d'estimer les échanges convectifs aux extrémités axiales de la machine et non seulement au niveau des têtes de bobines. A titre d'illustration, Mellor *et al.* [115] proposent la corrélation suivante :

$$h = 15.5(0.29v + 1) \tag{3.56}$$

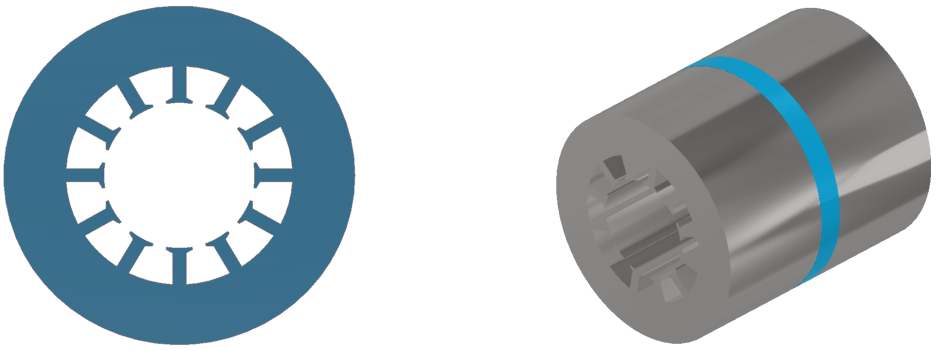
Nous ne disposons pas d'assez d'informations pour estimer précisément la vitesse moyenne de l'air dans les régions aux extrémités axiales de la machine. Cependant, la vitesse périphérique du rotor est de l'ordre de 100 $m.s^{-1}$. On peut donc imaginer que l'air dans ces régions ne sera pas parfaitement immobile et qu'une certaine vitesse devrait être induite par effet de viscosité. Or, d'après les corrélations précédentes, pour une vitesse d'air de quelques $m.s^{-1}$, on obtient rapidement des coefficients d'échanges dépassant les 50 $W.m^{-2}.K^{-1}$. Nous retiendrons donc cette valeur pour le modèle thermique de la machine.

3.3.2.5 Coefficient d'échange de chaleur avec la chemise d'eau

La caractérisation entière de la chemise d'eau en forme de spirale a été réalisée lors du second chapitre de cette thèse. Nous ferons comme hypothèse que l'eau est injectée dans la chemise à 60°C. Si nous reprenons les résultats expérimentaux obtenus, pour cette température de fluide, on peut obtenir assez aisément un coefficient d'échange de 2000 $W.m^{-2}.K^{-1}$. Cette valeur sera retenue pour le modèle thermique.

3.3.3 Application pour les machines électriques

Nous rappelons la topologie de la machine. Le circuit magnétique statorique est divisé en deux pour accueillir une chemise d'eau. Cette chemise vient se placer entre les deux "demi-stators" comme illustré sur la figure 3.22.



(a) Forme de la chemise d'eau étudiée dans cette thèse.

(b) Circuit magnétique statorique avec insertion de la chemise (pièce bleue).

FIGURE 3.22 – Représentation schématique du procédé de refroidissement étudié dans le cadre de cette thèse.

D'un point de vue thermique, notre machine d'étude présente des symétries et des périodicités. En effet suivant la direction orthoradiale, la machine présente un motif élémentaire se répétant tous les pas dentaires. De plus axialement, la machine présente une symétrie au milieu de cette dernière (au niveau de la chemise d'eau). On modélise donc la moitié axiale d'un pas dentaire de la machine. La figure 3.23 représente ce pas dentaire. Sur l'image, on fait correspondre à chaque partie de la machine un numéro.

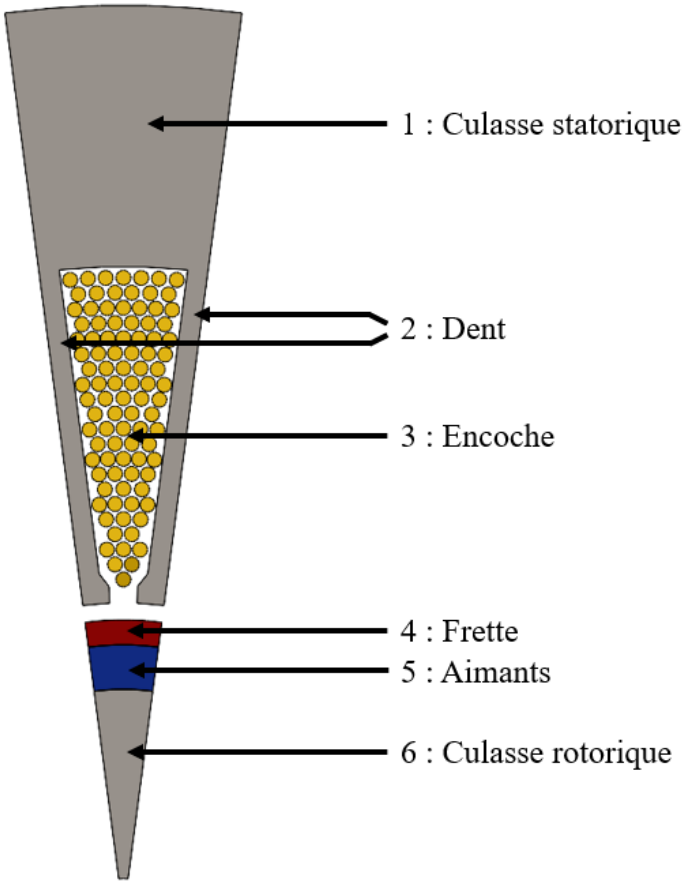


FIGURE 3.23 – Schéma du pas dentaire de la machine d'étude.

Le principe de notre modèle thermique est de scinder la machine en plusieurs blocs élémentaires (cf figure 3.23). Ces éléments sont définis par leurs nœuds de température moyenne, leurs capacités thermiques si l'on souhaite réaliser des calculs transitoires, leurs dissipations et leurs résistances thermiques.

La capacité thermique d'un nœud C représente l'inertie thermique de l'élément. Ce paramètre décrit l'énergie nécessaire à apporter à l'élément pour élever sa température. Si l'on souhaite réaliser exclusivement des calculs en régime stationnaire, ce paramètre n'a pas besoin d'être défini.

La source de chaleur P représente la production interne de chaleur d'un élément.

Dans le cas de la machine électrique, les sources de chaleurs sont les différentes pertes de cette dernière.

Les résistances thermiques caractérisent les échanges possibles de chaleur. Ces dernières peuvent être associées aux trois modes de propagation de la chaleur. Chaque bloc élémentaire peut conduire la chaleur par conduction. Il est donc représenté par des résistances thermiques du même type.

Les résistances thermiques de conduction d'un bloc élémentaire sont déterminées en résolvant l'équation de la chaleur en une dimension suivant toutes les directions du problème.

Cette modélisation nécessite d'émettre les hypothèses suivantes :

— Les flux thermiques dans les directions radiale, orthoradiale et axiale sont indépendants
— Une seule température moyenne est définie
— La capacité thermique et la puissance volumique sont réparties de manière homogène
— Les conductivités thermiques dans les différentes directions sont constantes

La résolution de l'équation de la conduction en une dimension produit des réseaux de trois résistances en T [115, 116, 117]. Chaque réseau est ensuite connecté au nœud de température moyenne.

En idéalisant la géométrie de la machine, il est possible de considérer les différents éléments de la machine comme étant des géométries de révolution, à l'image de la figure 3.24. Les résistances thermiques d'un élément cylindrique sont définies au sein du tableau 3.16 [115, 116, 117].

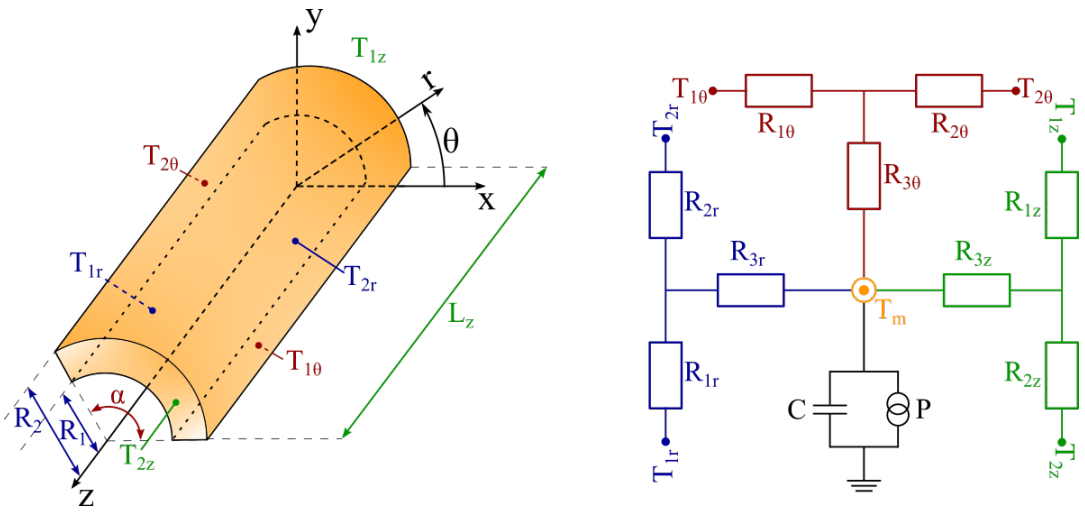


FIGURE 3.24 – Schéma thermique d'un bloc cylindrique élémentaire.

	Axe r	Axe θ	Axe z
$R_{1,(r,\theta,z)}$	$\frac{1}{2\alpha\lambda_r L_z}\left(1-\frac{2R_2^2 ln(\frac{R1}{R2})}{(R1^2-R2^2)}\right)$	$\frac{\alpha}{2\lambda_\theta L_z ln(\frac{R2}{R1})}$	$\frac{L_z}{\lambda_z\alpha(R2^2-R1^2)}$
$R_{2,(r,\theta,z)}$	$\frac{1}{2\alpha\lambda_r L_z}\left(\frac{2R_1^2 ln(\frac{R1}{R2})}{(R1^2-R2^2)}-1\right)$	$\frac{\alpha}{2\lambda_\theta L_z ln(\frac{R2}{R1})}$	$\frac{L_z}{\lambda_z\alpha(R2^2-R1^2)}$
$R_{3,(r,\theta,z)}$	$\frac{-1}{4\alpha(R_1^2-R_2^2)\lambda_r L_z}\times \left(R_1^2+R_2^2-\frac{4R_1^2R_2^2 ln(\frac{R_1}{R_2})}{(R_1^2-R_2^2)}\right)$	$\frac{-\alpha}{6\lambda_\theta L_z ln(\frac{R2}{R1})}$	$\frac{-L_z}{3\lambda_z\alpha(R2^2-R1^2)}$

TABLEAU 3.16 – Expression des résistances du schéma thermique élémentaire cylindrique.

Où $\lambda_{(r,\theta,z)}$ sont les conductivités suivant les différents axes, R_1 et R_2 les différents rayons, α l'excursion angulaire du secteur et L_z la longueur de l'élément.

On retient au total 7 blocs élémentaires constituant la machine :

— 1 : Culasse statorique
— 2 : Dent
— 3 : Encoche
— 4 : Frette
— 5 : Aimant
— 6 : Culasse rotorique
— 7 : Têtes de bobines

Chacun de ces éléments est représenté thermiquement par un réseau de résistance similaire à celui de la figure 3.24. Le modèle thermique global de la machine est ensuite représenté par l'association des réseaux thermiques des blocs élémentaires. Les interactions entre tous les éléments de la machine sont explicitées à l'aide de la figure 3.25.

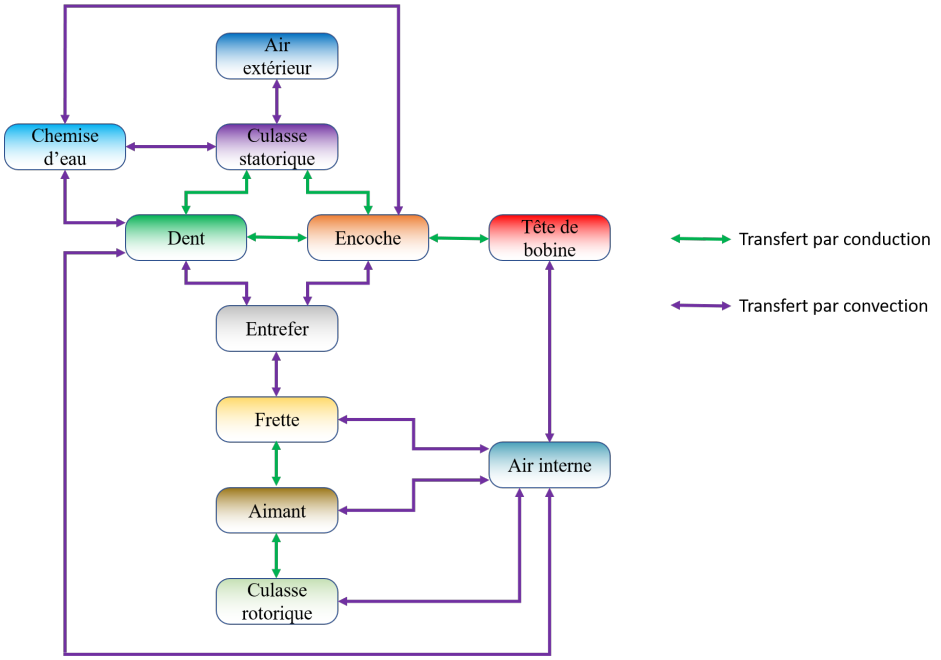


FIGURE 3.25 – Interactions thermiques entre les différents blocs élémentaires de la machine.

3.3.4 Réseau thermique générique de la machine synchrone

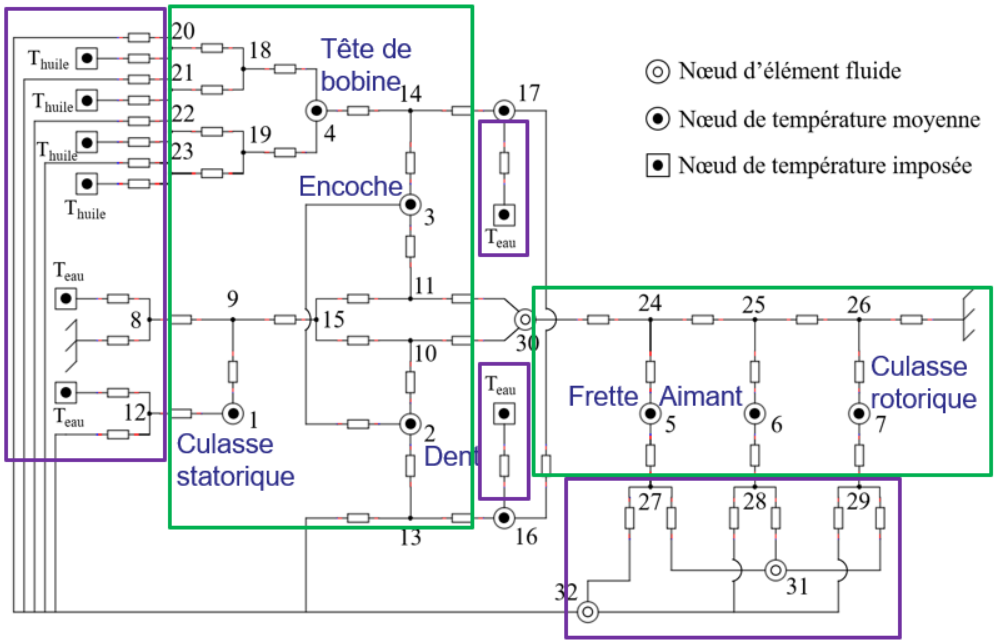


FIGURE 3.26 – Réseau thermique générique de la machine.

La figure 3.26 représente le schéma de résistances thermiques global de la machine. Il a été créé en connectant les réseaux thermiques des blocs élémentaires de la machine en respectant leurs interactions (cf figure 3.25). Le modèle comprend donc 32 nœuds et 54 résistances. Il a été créé de façon à être modulable. On peut donc l'utiliser pour différents procédés de refroidissement, comme le refroidissement par "water jacket" radial ou axial, ainsi que par projection d'huile sur les têtes de bobines. Les encadrés en vert et violet représentent respectivement les échanges de chaleur par conduction et par convection.

3.3.5 Conductivités thermiques des éléments de la machine

Chaque élément résulte de l'assemblage de matériaux différents. Ils présentent donc des propriétés thermiques différentes les uns des autres. Concernant les éléments de tôleries. Ces derniers sont réalisés à partir de tôles empilées. Suivant les tôles utilisées, les propriétés thermiques peuvent varier. Le tableau 3.17 montre trois conductivités thermiques de tôles commerciales.

Fe-Si NO27-1400H	Fe-Co Vacoflux 48	Fe-Ni Permenorm 5000 H2
21 $W.m^{-1}.K^{-1}$	33 $W.m^{-1}.K^{-1}$	13 - 14 $W.m^{-1}.K^{-1}$

Tableau 3.17 – Conductivités thermiques de tôles commerciales.

Ces conductivités thermiques sont données dans le plan de la tôle. Il est donc possible d'utiliser directement cette conductivité thermique pour le modèle thermique, mais uniquement pour les transferts radiaux et orthoradiaux. En effet axialement, les tôles sont empilées et isolées. L'isolant abaisse la conductivité globale du paquet de tôles. J. Emily Cousineau *et al.* [118] ont caractérisé expérimentalement des paquets de tôles. Ils ont testé différentes tôles. Leurs tests ont montré que la conductivité thermique dans le plan $(r-\theta)$ est bien égale à la conductivité de la tôle. En effet l'épaisseur de l'isolant et de la couche d'air entre les tôles sont négligeables comparée à l'épaisseur de la tôle. Par contre ils ont montré que la conductivité effective dans la direction axiale est bien impactée. Ils ont mis en évidence l'effet de l'épaisseur des tôles et de la pression exercée sur la conductivité thermique équivalente.

Au cours de leurs études, ils ont étudié une tôle nommée HF10. Cette tôle présente des propriétés proches de la tôle NO27-1400H. Le paquet de tôles HF10 testé a montré une conductivité thermique axiale effective comprise entre environ 1.2 et 1.4 $W.m^{-1}.K^{-1}$. Comme la tôle NO27-1400H présente une conductivité thermique et une épaisseur légèrement plus importantes que la tôle HF10, nous pouvons retenir une conductivité thermique axiale pour la tôle NO27-1400H d'approximativement $1.4 \sim 1.5$ $W.m^{-1}.K^{-1}$.

Concernant le bobinage, ce dernier est émaillé et imprégné dans l'encoche. L'ajout de ces isolants électriques diminue la conductivité thermique effective du faisceau de conducteur. Cette diminution est surtout présente dans les directions transverses au bobinage.

La conductivité axiale du bobinage peut s'appréhender à l'aide de la relation 3.57 [119].

$$\lambda_{z,b} = \sum \lambda_i r_i \tag{3.57}$$

Avec $\lambda_{z,b}$, λ_i et r_i, la conductivité thermique axiale du faisceau de conducteur, la conductivité et la proportion volumique du constituant i.

Si l'on fait l'hypothèse que l'isolation du cuivre est négligeable, on ne prend alors en compte que le cuivre et le vernis d'imprégnation. L'article [120] liste les conductivités thermiques de certains vernis d'imprégnation. Considérons un vernis d'imprégnation et un cuivre présentant respectivement des conductivités thermiques égales à 1.17 $W.m^{-1}.K^{-1}$ et 385 $W.m^{-1}.K^{-1}$. A l'aide de l'équation 3.57, on peut calculer la conductivité effective axiale en fonction du coefficient de remplissage de l'encoche. La figure 3.27 illustre ce résultat.

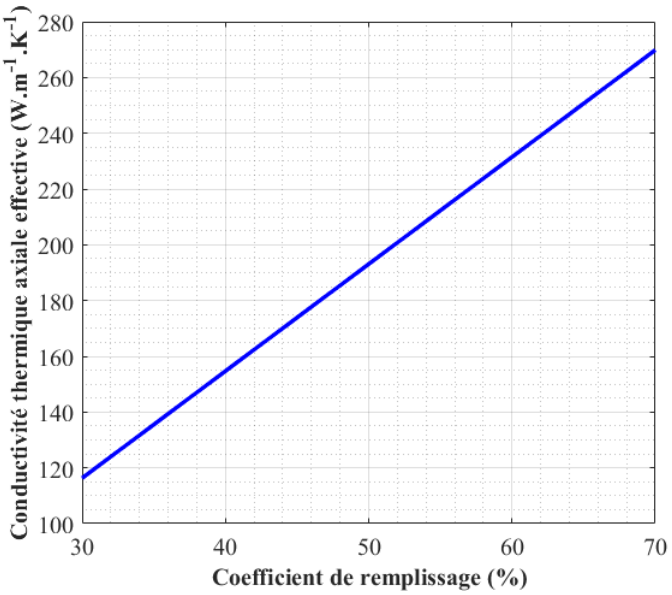


FIGURE 3.27 – Conductivité thermique axiale en fonction du coefficient de remplissage.

Si l'on considère un coefficient de remplissage compris entre 0.4 et 0.5, alors la conductivité thermique axiale du faisceau de conducteur est comprise entre environ 155 et 195 $W.m^{-1}.K^{-1}$.

Concernant la direction transverse, plusieurs articles traitent du calcul de la conductivité thermique [121, 122]. Une méthode basée sur l'approche de la double homogénéisation (équations 3.58) permet de calculer cette grandeur.

$$\lambda_a = \lambda_{ci}\frac{(1+\gamma)\lambda_c + (1-\gamma)\lambda_{ci}}{(1-\gamma)\lambda_c + (1+\gamma)\lambda_{ci}}; \quad \lambda_e = \lambda_i\frac{(1+k_{remp})\lambda_a + (1-k_{remp})\lambda_i}{(1-k_{remp})\lambda_a + (1+k_{remp})\lambda_i} \tag{3.58}$$

Avec :

— $\gamma = ((r_c/(r_c + l_{ci}))^2$ le rapport entre la section du conducteur et la section du conducteur plus son isolant
— λ_a et λ_e, respectivement la conductivité équivalente homogénéisée du conducteur et de son isolant, et la conductivité équivalente du bobinage
— r_c et l_{ci}, le rayon du conducteur et l'épaisseur de son isolant
— λ_c, λ_{ci} et λ_i, la conductivité thermique du conducteur, de l'isolant du conducteur et du matériel d'imprégnation

La figure 3.28 illustre la conductivité thermique transverse du bobinage en fonction du coefficient de remplissage calculée à l'aide des paramètres présents dans le tableau 3.18.

r_c (mm)	l_{ci} (mm)	k_c (W.m^{-1}.K^{-1})	k_{ci} (W.m^{-1}.K^{-1})	k_i (W.m^{-1}.K^{-1})
0.05 - 0.4	0.035	385	0.26	1.17

TABLEAU 3.18 – Paramètres pour le calcul de la conductivité thermique transverse du bobinage.

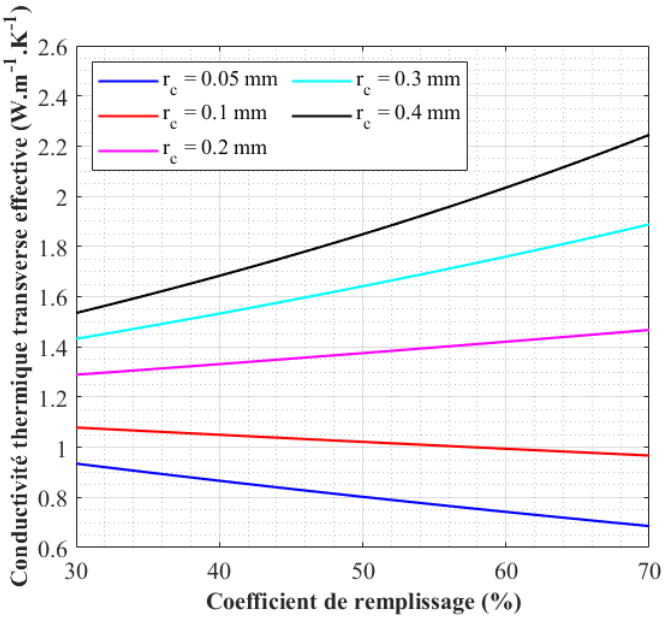


FIGURE 3.28 – Conductivité thermique transverse en fonction du coefficient de remplissage.

Il est intéressant de constater pour les faibles rayons de conducteurs ($r_c = 0.1$ mm ou 0.05 mm), que la conductivité thermique transverse est inversement proportionnelle au coefficient de remplissage. Alors que dans les autres cas, le phénomène inverse se produit.

À ces faibles rayons, la conductivité λ_a devient inférieure à la conductivité du vernis d'imprégnation λ_i. Augmenter le facteur de remplissage diminue donc la conductivité thermique globale. On se rapproche du cas limite du fil de Litz. L'article [123] présente la conductivité d'un fil de Litz. Elle est de l'ordre de 0.4 - 0.5 $W.m^{-1}.K^{-1}$. Elle est donc presque égale à la conductivité de l'isolant du conducteur. Pour notre application, afin d'éviter les pertes joules additionnelles liées aux effets de peau et de proximité, il sera nécessaire d'utiliser des conducteurs avec des rayons de l'ordre de 0.05 - 0.1 mm. Si le facteur de remplissage se situe entre 40 et 50 %, alors la conductivité thermique transverse effective du bobinage est sensiblement égal à 1 $W.m^{-1}.K^{-1}$. C'est cette valeur que nous retiendrons pour le modèle.

En plus des éléments de tôlerie et du bobinage, la machine est composée d'aimants et d'une frette. Les conductivités thermiques des différents matériaux constituants les aimants ou la frette sont données dans le tableau 3.19. Ces données ont été extraites des ressources [105, 124, 125, 126, 127].

Matériau	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
Samarium Cobalt	10 - 13
Néodyme Fer Bore	7.7 - 8
Alliage de titane	7.2 - 16
Inconel 625	9.8
Inconel 718	11.4
Inox	59
Fibre céramique CG SiCO (Nicalon@)	2.2
Fibre de verre E-glass	1.0
Fibre de verre S-glass	1.0
Fibre de verre S2-glass	1.45
Fibre de carbone	0.87 - 1.7

TABLEAU 3.19 – Conductivités thermiques des matériaux composant les aimants ou la frette.

3.3.6 Calcul des sources de chaleurs

Les sources de chaleurs présentes au sein de la machine sont les différentes pertes de cette dernière. Les pertes d'origine électrique sont composées des pertes joules et des pertes fer. Parmi les pertes joules, nous pouvons distinguer les pertes au niveau du bobinage et les pertes par courants induits dans toutes les parties conductrices de la machine. Le modèle électromagnétique a montré que les pertes par courants induits dans la frette et les aimants sont négligeables. Il ne reste donc que les pertes dans le bobinage. Ces dernières se calculent à l'aide de :

$$P_j = \rho_{cu} V_{cu} J^2 \tag{3.59}$$

Avec ρ_{cu} la résistivité électrique du cuivre, V_{cu} le volume de cuivre et J la densité de courant.

La résistivité électrique ρ_{cu} est linéairement dépendante de la température. Les modèles électromagnétique et thermique doivent donc être couplés. Le modèle électromagnétique calcule les pertes joules. Ces pertes sont injectées dans le modèle thermique. La température du bobinage est calculée. Le modèle électromagnétique récupère l'information sur la température et calcule de nouveau les pertes joules. Ce processus itératif se répète jusqu'à que la résistivité électrique du cuivre et la température se stabilisent. Le critère d'arrêt pour ce processus est la variation des grandeurs (résistivité et température). Si la variation est inférieure à 1 %, alors, nous considérons le processus comme stabilisé.

Les pertes fer sont calculées à partir des pertes spécifiques des tôles et d'un coefficient de majoration.

$$P_{magn} = k_{sup} p_{magn} m \tag{3.60}$$

Où P_{magn}, k_{sup}, p_{magn} et m désignent respectivement les pertes magnétiques, le coefficient de majoration, les pertes spécifiques et la masse du circuit magnétique. Un coefficient de majoration de 1.5 est retenu. Les pièces ferromagnétiques sont constituées de tôles NO27-1400H, nous considérons donc les pertes spécifiques données par la documentation [87]. la figure 3.29 représente les pertes spécifiques de la tôle NO27-1400H pour différentes inductions en fonction de la fréquence.

Les pertes restantes sont les pertes aérauliques. En se servant des relations décrites dans le premier chapitre, il est possible de les calculer. Prenons l'exemple de la machine calculée à partir du modèle électromagnétique. En utilisant ces équations, les pertes aérauliques sont estimées à 35 W. La machine d'étude développe 200 kW et ses pertes sont de l'ordre du kW. Les pertes aérauliques déterminées pour cette machine sont donc négligeables.

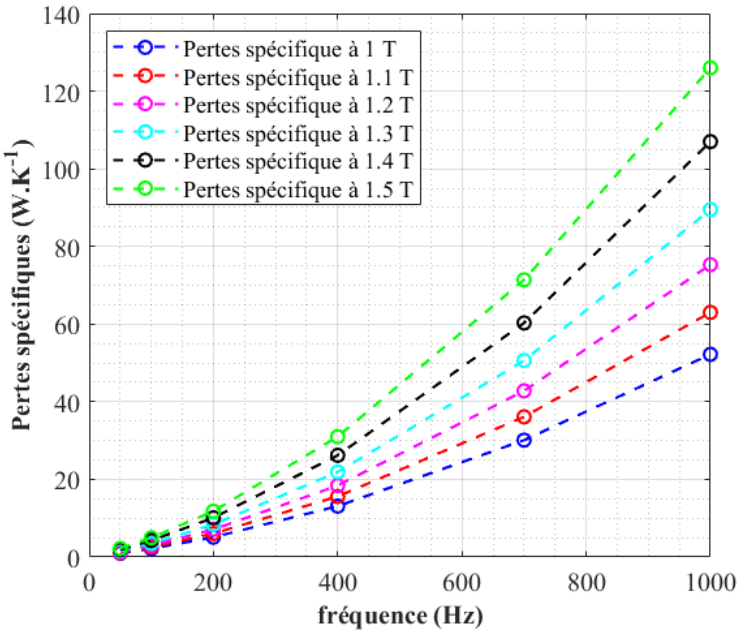


FIGURE 3.29 – Pertes spécifiques de la tôle NO27-1400H.

3.3.7 Méthode de résolution du modèle semi-analytique

Une fois le réseau thermique de la machine obtenu, il nous suffit d'appliquer la loi des nœuds. Cette dernière s'applique en tout nœud du réseau thermique. On obtient ainsi l'équation 3.61. L'objectif de ce modèle est de calculer l'échauffement des différents constituants de la machine. Un changement de variable est donc appliqué en définissant l'échauffement Θ comme étant la différence entre la température calculée et la température ambiante.

$$C_i \frac{d\Theta_i}{dt} + G_{i,i}\Theta_i + \sum_{i \neq j} G_{i,j}(\Theta_i - \Theta_j) = P_i \tag{3.61}$$

Où C_i est la capacité thermique associée au nœud i, $\Theta_{i,j}$ l'échauffement des nœuds i et j, P_i le flux thermique appliqué au nœud i, $G_{i,i}$ la conductance thermique au nœud i et $G_{i,j}$ la conductance thermique entre le nœud i et j.

L'écriture de cette équation en chaque nœud est relativement aisée en appliquant la méthode des potentiels aux nœuds. Cela permet d'obtenir un système d'équations algébro-différentielles. Ce système d'équations permet de calculer les échauffements aussi bien en régime permanent qu'en régime transitoire.

En régime stationnaire, le terme dérivatif s'annule et l'équation se simplifie pour obtenir la relation 3.62.

$$G_{i,i}\Theta_i + \sum_{i \neq j} G_{i,j}(\Theta_i - \Theta_j) = P_i \tag{3.62}$$

Pour plus de commodité, ces équations peuvent être mises sous forme matricielle :

$$[MG][\Theta] = [P] \tag{3.63}$$

La matrice $[MG]$ est une matrice carrée $N \times N$ où N est le nombre de nœuds considéré. Elle correspond à la matrice des conductances. Elle se remplit en suivant le protocole ci-dessous :

— $MG_{i,i} = \sum G_{i,j}$, où les termes $G_{i,j}$ sont les conductances liées au nœud i

— $MG_{i,j} = -G_{i,j}$

Le vecteur $[\Theta]$, quant à lui, représente les échauffements aux différents nœuds que l'on souhaite déterminer. Pour finir, le vecteur $[P]$ est le second membre du système. Il correspond aux différentes sources de chaleurs appliquées aux nœuds du réseau. Ces deux vecteurs sont de tailles $N \times 1$. Pour calculer les températures de la machine en régime permanent, il suffit donc d'inverser la matrice des conductances et de la multiplier par le second membre de l'équation matricielle :

$$[\Theta] = inv([MG])[P] \tag{3.64}$$

Concernant le calcul en régime transitoire, le système n'est plus un simple système d'équation algébrique, mais un système algébro-différentiel. Ce système d'équations est décomposé en deux sous-ensembles (eq 3.65 et 3.66). Le premier sous-ensemble est un système d'équations algébriques. Ce dernier est obtenu à partir des équations au nœud ne portant pas de capacité thermique. Il s'agit donc des équations écrites pour des nœuds différents des nœuds aux températures moyennes. Il peut également s'agir d'équations appliquées à des éléments où l'on a fait l'hypothèse qu'ils présentent une inertie thermique nulle ou négligeable. Pour ce système d'équations, le terme temporel disparaît et le calcul est identique à celui opéré dans le cas du régime stationnaire. Le second sous ensemble regroupe les éléments présentant une inertie thermique. Les solutions à ce système sont calculées en utilisant un schéma d'intégration numérique. Dans le cas où les paramètres dépendent de la température, il est nécessaire de les recalculer à chaque pas de temps.

$$\begin{bmatrix} MC_{11} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\Theta}_1 \\ \dot{\Theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} MG_{11} & MG_{12} \\ MG_{21} & MG_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} \tag{3.65}$$

$$\begin{cases} \Theta 2 = -inv(MG_{22})MG_{21}\Theta 1 + inv(MG_{22})P_2 \longrightarrow \text{système algèbrique} \\ \\ MC_{11}\dot{\Theta}_1 + MG_{11}\Theta_1 + MG_{12}\Theta_2 = P_1 \longrightarrow \text{système différentiel} \end{cases} \tag{3.66}$$

3.3.8 Résultats et vérification numérique

Pour la machine obtenue à l'aide du dimensionnement électromagnétique, nous obtenons les échauffements donnés dans le tableau 3.20. Nous donnons également les pertes dans les différentes parties de la machine. Ces pertes sont données pour la moitié axiale d'un pas dentaire.

	Culasse stator	Dent	Encoche	Tête de bobine	Frette	Aimant	Culasse rotor
Échauffement (K)	130.8	158.4	160.5	167.5	169.5	169.5	169.4
Pertes (W)	17.35	6.85	13.93	10.1	0	0	0

TABLEAU 3.20 – Échauffements des différents éléments de la machine.

Ces résultats sont comparés à ceux obtenus à l'aide d'un modèle numérique utilisant la méthode des éléments finis. Le logiciel utilisé est Comsol Multiphysics ®[21]. On représente la moitié axiale d'un pas dentaire. On impose les conditions aux limites présentées sur la figure 3.30 pour résoudre le problème.

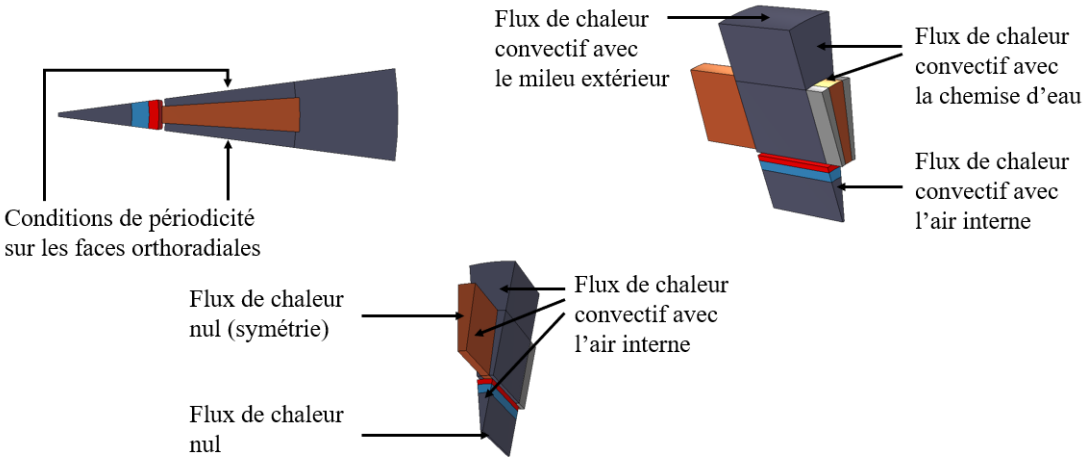


FIGURE 3.30 – Conditions aux limites imposées pour le modèle éléments finis sous Comsol Multiphysics ®.

La résolution numérique du problème nous donne la répartition spatiale de la température comme illustrée par la figure 3.31.

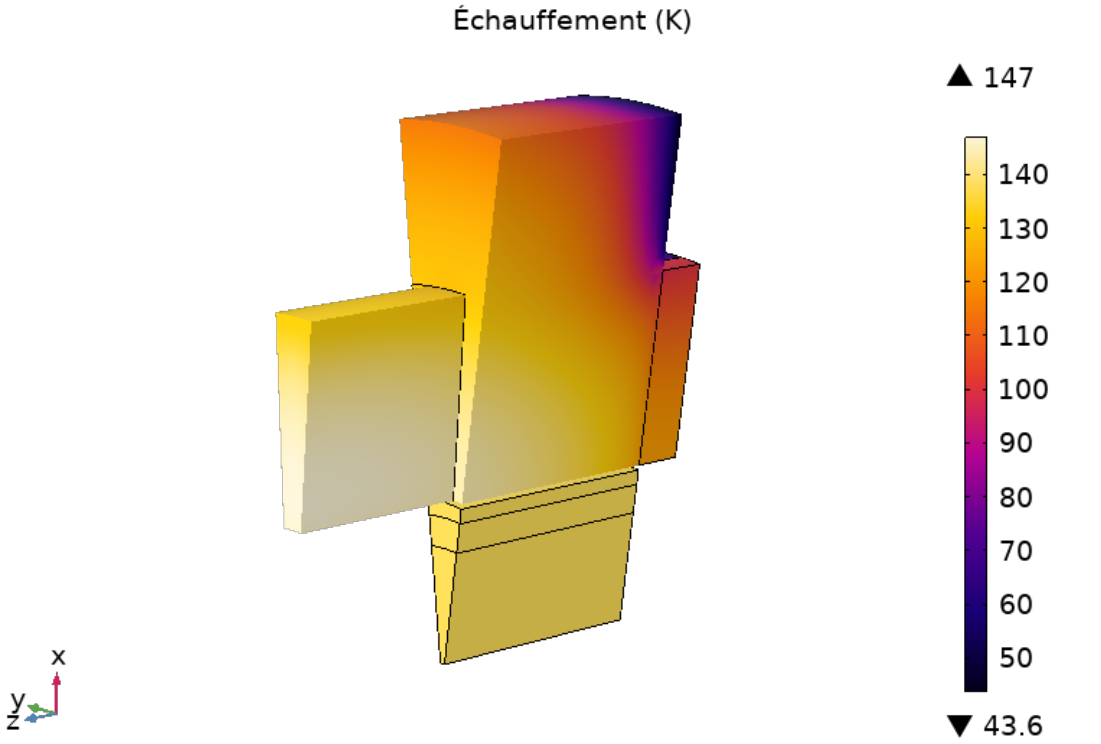


FIGURE 3.31 – Cartographie de la température obtenue à l'aide du modèle numérique utilisant la méthode des éléments finis.

À l'aide de la simulation nous avons pu calculer numériquement les températures moyennes des différentes parties de la machine. Les résultats sont compilés dans le tableau 3.21. Les résultats semi-analytiques et numériques sont comparés entre eux en calculant l'erreur relative entre les deux.

	culasse stator	Dent	Encoche	Tête de bobine	Frette	Aimant	Culasse rotor
Échauffement (K)	104.7	129	132.8	140.5	137.5	137.5	137.5
erreur relative (%)	24.9	22.8	20.85	19.2	23.3	23.3	23.2

TABLEAU 3.21 – Échauffements des différentes parties de la machine.

On constate une surestimation de l'échauffement d'un facteur 20∼25 % par le modèle semi-analytique comparé au modèle numérique. Cette différence entre les modèles peut s'expliquer par deux raisons. Dans un premier temps, le modèle semi-analytique considère que les flux de chaleurs radiaux, orthoradiaux et axiaux sont indépendants. Dans le cas d'une machine classique où les conductivités des matériaux et les échanges externes favorisent l'échange de chaleur suivant une direction préférentielle, cette hypothèse est relativement correcte. Cependant pour notre machine, au niveau de la chemise d'eau l'échange de chaleur est multidirectionnel. De plus le modèle semi-analytique considère une seule température moyenne par bloc. Dans le cas où de forts gradients thermiques existent, le modèle peut donc manquer de précision.

Pour extraire les pertes de la machine, nous venons de considérer que la machine était refroidie par une seule chemise. Cependant, il est possible d'en incorporer plusieurs. Reprenons la même machine, non pas avec une chemise mais avec trois. La longueur de la machine est accrue par l'ajout du procédé de refroidissement. Les pertes joules le sont également de par l'augmentation du volume de cuivre. La problématique liée à l'ajout de plusieurs chemises est donc de savoir si l'augmentation des pertes joules est compensée par le refroidissement supplémentaire. La figure 3.32 montre la cartographie de température de la machine avec 3 chemises. On peut constater une diminution significative des échauffements. En effet, les têtes de bobines s'échauffent de 140.4 K avec une chemise contre 98 K avec trois.

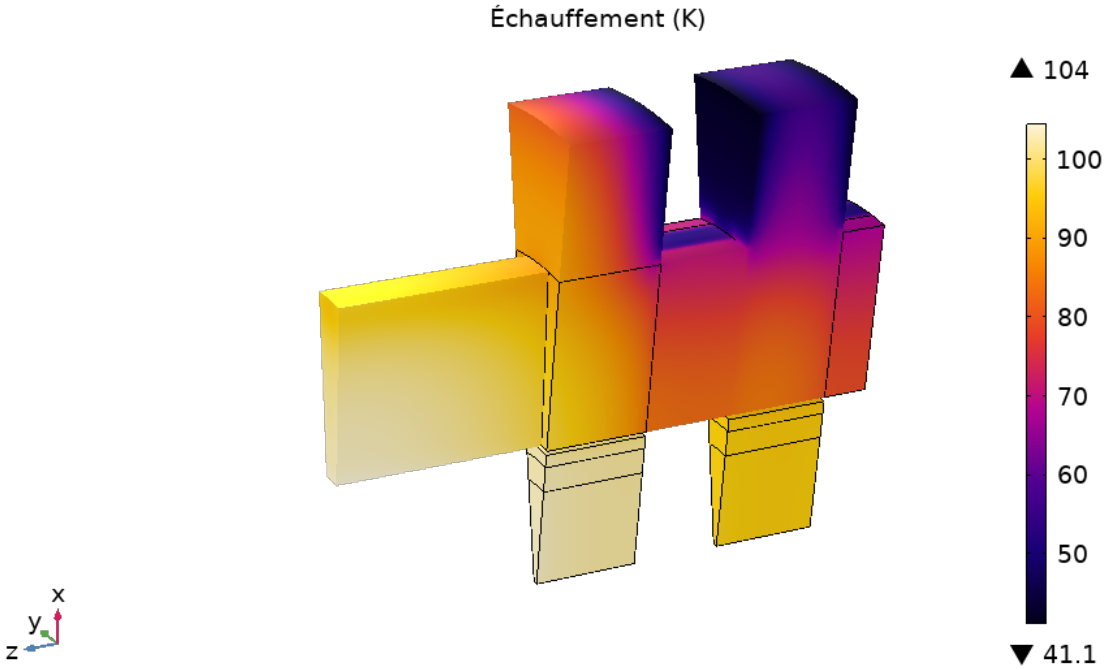


FIGURE 3.32 – Cartographie de la température.

Lorsque l'on incorpore les chemises d'eau au sein de la machine, le choix de leurs positions est une réelle problématique. Pour une unique chemise, le choix est naturel. Pour des raisons de symétrie, la chemise est placée au milieu. Cela permet de ne pas laisser s'échauffer de manière excessive un côté de la machine plutôt qu'un autre. Cependant quand on insère plusieurs chemises d'eau, le choix n'est pas si trivial. C'est l'objet de la prochaine étude. Lorsqu'on utilise deux ou trois chemises, on s'intéresse à l'impact de leurs positions sur la température du bobinage et des têtes de bobines qui sont les points les plus fragiles de la machine. La position des chemises est prise par rapport à l'extrémité axiale de la machine. On exprime la position de la chemise par un ratio. Il s'agit du rapport entre la longueur comprise entre la chemise et l'extrémité axiale de machine et la longueur active totale de la machine. On obtient les résultats de la figure 3.33.

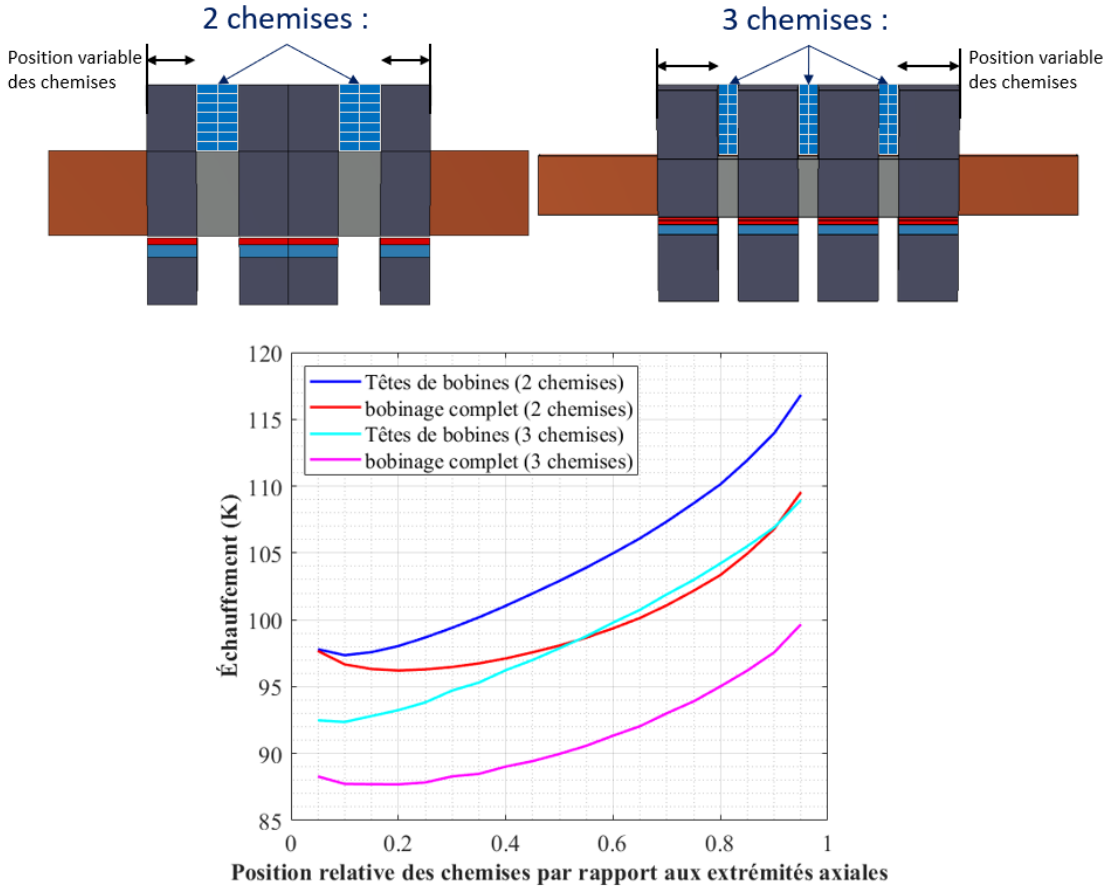


FIGURE 3.33 – Évolution des températures moyennes des têtes de bobines et du bobinage en fonction des positions des chemises d'eau (2 chemises à gauche, 3 à droite).

Il est intéressant de remarquer que la solution intuitive de répartir les chemises équitablement sur la longueur axiale de la machine n'est pas la meilleure. En effet, il est plus avantageux de rapprocher les chemises des extrémités afin de diminuer la distance entre les têtes de bobines et la source froide. Cependant il y un optimum. En effet, il

n'est pas non plus bénéfique de placer la chemise sur l'extrémité axiale de la machine. Auquel cas, on perd une des deux surfaces d'échange de la chemise et son effet est donc amoindri.

Pour conclure cette section, une dernière étude concernant l'utilisation de cette chemise d'eau à été menée. On s'est intéressé au potentiel qu'avait ce procédé de refroidissement pour absorber les surcharges thermiques. On considère la même machine électrique que précédemment mais refroidie uniquement par convection forcée avec une chemise d'eau radiale sur la surface extérieure de la culasse statorique. On considère un coefficient d'échange h de 1000 W.m^{-2}.K^{-1}. Les échauffements moyens calculés à l'aide des éléments finis sont respectivement de 162.7 K et 166.5 K pour le bobinage dans l'encoche et les têtes de bobines. L'idée de l'étude est de montrer si l'ajout de la chemise d'eau axiale permet à la machine de tenir une surcharge temporaire. Imaginons que la machine doit absorber 50 % de courant supplémentaire. Les pertes joules se trouvent donc multipliées par 2.25. On compare le transitoire thermique de la machine avec et sans l'utilisation de la chemise d'eau axiale. On considère que la machine fonctionne en régime permanent avant l'arrivée de la surcharge. On obtient les résultats présentés sur la figure 3.34.

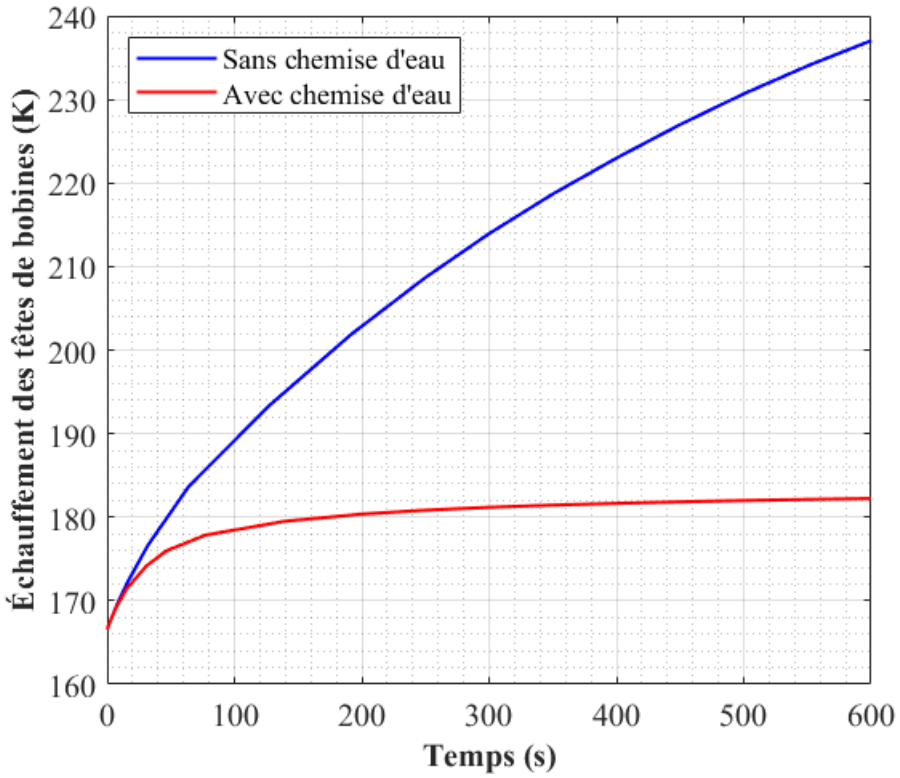


FIGURE 3.34 – Échauffement des têtes de bobines en fonction du temps pour deux modes de refroidissement de la machine en cas de surcharge temporaire.

Le résultat est flagrant, l'utilisation de la chemise d'eau lors de la surcharge permet de limiter fortement l'augmentation de la température. Dans le cas où l'échauffement doit rester inférieur à 180 K. Sans la chemise d'eau, la surcharge ne doit pas durer plus d'une cinquantaine de seconde. Alors qu'avec la chemise d'eau la surcharge peut être maintenue près de 4 minutes avant d'atteindre un échauffement de 180 K. On peut même constater qu'avec l'utilisation de la chemise d'eau additionnelle, L'échauffement moyen se stabilise aux alentours de 182∼183 K. L'ajout de la chemise permettrait donc même de fonctionner de manière permanente en surcharge. Ce fonctionnement est intéressant dans le cas où les applications nécessitent des surcharges prolongées.

3.4 Couplage des modèles et optimisation

3.4.1 Introduction

L'objectif final est de coupler les différents modèles (électromagnétique, mécanique et thermique), et de les inclure dans une démarche d'optimisation en vue de dimensionner une machine électrique. Cette section commence par présenter les interactions entre les différents modèles. Ensuite la formulation du problème d'optimisation est exposée. Enfin certains résultats sont mis en évidence.

3.4.2 Couplage des modèles

En premier lieu, le modèle électromagnétique permet de calculer les dimensions de la machine à partir du cahier des charges et des variables d'optimisation. Une fois les dimensions obtenues, ces dernières sont injectées dans les modèles mécanique et thermique. Le modèle mécanique permet de calculer les contraintes et le modèle thermique permet de calculer l'échauffement de la machine. Il n'y a aucune rétroaction entre le modèle mécanique et électromagnétique. Le couplage des modèles lié à la température est uniquement présent entre le modèle électromagnétique et thermique. En effet on ne tient pas compte des phénomènes thermiques pour le calcul des contraintes mécaniques. Cependant les pertes par effet Joule dépendent de la résistivité du cuivre qui est elle-même une fonction de la température. Au sein de notre algorithme, le couplage est réalisé à l'aide de contraintes d'optimisation. En effet, il n'y a pas de réelle rétroaction entre le modèle thermique et électromagnétique. Notre algorithme d'optimisation impose une température de bobinage comme variable d'optimisation. Avec cette information, les pertes cuivres sont calculées. Ensuite le modèle thermique calcule l'échauffement de la machine. Enfin, on vérifie une contrainte d'optimisation : la température imposée comme variable d'optimisation doit être égale à la température calculée par le modèle thermique. La figure 3.35 illustre les couplages entre les modèles.

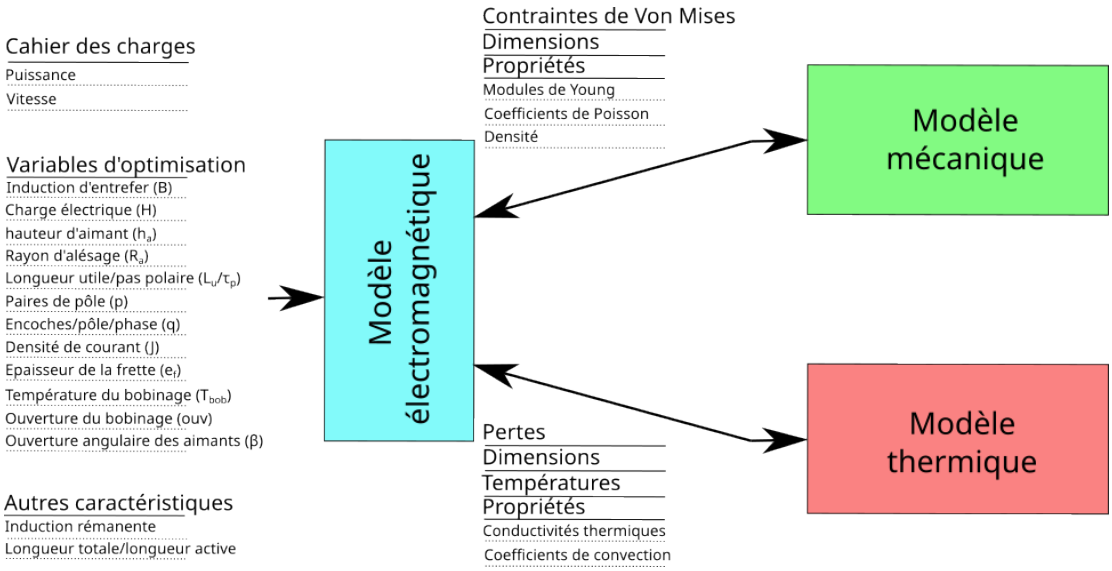


FIGURE 3.35 – Couplage des différents modèles.

3.4.3 Formulation du problème d'optimisation

Lorsque l'on souhaite formuler un problème d'optimisation, il est d'abord nécessaire de choisir un algorithme d'optimisation. Il en existe de nombreux. Pour cette thèse, le choix de l'algorithme s'est porté sur une méthode métaheuristique de type algorithme génétique. Il s'agit d'un algorithme stochastique d'optimisation globale. Ces algorithmes sont utilisés pour des problèmes avec peu de variables, moins d'une vingtaine [128], ce qui est notre cas. L'algorithme génétique utilisé est l'algorithme "ga" présent dans le logiciel MATLAB ®[129].

Lorsque l'algorithme est choisi, il convient de définir la fonction objectif. Nous choisissons de minimiser la masse de la machine. Comme la puissance est imposée par le cahier des charges, cela revient à maximiser la puissance massique. Ensuite, on définit les variables d'optimisation. Dans notre cas, nous retiendrons les paramètres d'optimisation montrés sur la figure 3.35. Ces onze variables d'optimisation forment le vecteur d'optimisation x :

$$x = (L_u/\tau_p \quad B \quad h_a \quad J \quad H \quad q \quad p \quad ouv \quad \beta \quad e_f \quad T_{bob}) \tag{3.67}$$

Paramètres	Valeurs minimales	Valeurs maximales
L_u/τ_p	0.5	10
B	0.5 T	0.8 T
h_a	1 mm	8 mm
J	1 A/mm^2	35 A/mm^2
H	40 kA/m	200 kA/m
q	1	6
p	1	2
ouv	1	$3q$
$beta$	0.2	1
e_f	2 mm	4 mm
T_{bob}	140 °C	200 °C

TABLEAU 3.22 – Intervalles de variation des paramètres à optimiser pour déterminer la masse minimale de la machine.

Le vecteur 3.67 est composé de neuf variables réelles et de deux variables entières. Il s'agit donc d'un problème d'optimisation mixte. Les paramètres d'optimisation peuvent varier dans les intervalles spécifiées par le tableau 3.22.

Le processus d'optimisation est un problème contraint. Afin de finir de formuler le problème, nous exprimons donc les contraintes présentes dans le tableau ci-dessous. En effet, la machine optimisée doit répondre à un certain nombre d'exigences. Par exemple, elle ne doit pas subir un échauffement supérieur à une certaine température pour préserver l'isolant des bobinages. Les contraintes mécaniques dans la frette doivent rester inférieures à la limite élastique de cette dernière. Maintenant que le problème d'optimisation est formulé, nous pouvons passer aux résultats.

Contraintes	Formulation
Largeur de dent minimale $l_{d,min} = 5$ mm	$l_{d,min} - l_d \leq 0$
Rendement minimum $\eta_{min} = 95$ %	$\eta_{min} - \eta \leq 0$
Épaisseur minimum de frette $e_{f,min} = 2$mm	$e_{f,min} - e_f \leq 0$
Longueur maximale $L_{u,max} = 10$ m	$L_u - L_{u,max} \leq 0$
Contrainte mécanique maximale $\sigma_{VM,max} = 2000$ MPa	$\sigma_{VM} - \sigma_{VM,max} \leq 0$
Température maximale du bobinage $T_{bob,max} = 200$ °C	$T_{bob} - T_{bob,max} \leq 0$
Rayon d'arbre minimum $R_{arbre,min} = 5$ mm	$R_{arbre,min} - R_{arbre} \leq 0$
Écart maximal induction imposée/calculée $\Delta B_{max} = 1$ %	$\Delta B - \Delta B_{max} \leq 0$
Écart max température imposée/calculée $\Delta T_{bob,max} = 5\%$	$\Delta T_{bob} - \Delta T_{bob,max} \leq 0$
fréquence maximale $f_{max} = 1000$ Hz	$f - f_{max} \leq 0$
THD maximal $THD_{E,max} = 5\%$	$THD_E - THD_{E,max} \leq 0$
Ouverture maximale du bobinage $ouv_{max} = 3q$	$ouv - ouv_{max} \leq 0$
Contrainte de forme (rapport diamètre/longueur utile)	$0.8D_{ext} - L_u \leq 0$

TABLEAU 3.23 – Contraintes du problème d'optimisation.

3.4.4 Résultats

Nous considérons pour l'étude que la machine est refroidie sur la périphérie externe du stator par une chemise d'eau radiale et par une ou plusieurs chemises d'eau axiales incorporées dans la machine. Pour les deux procédés de refroidissement, nous considérons un coefficient d'échange de chaleur h égal à 2000 W.m^{-2}.K^{-1} et une température pour l'eau T_{eau} égale à 60 °C. Nous considérons les parties ferromagnétiques de la machine composées de tôles Fer-Silicium NO27-1400H, dont les propriétés sont données par la documentation [87]. De plus, après les résultats obtenus avec le modèle électromagnétique, nous avons décidé de limiter l'induction magnétique à 1.3 T dans les dents, et à 1.2 T dans les culasses. L'objectif est de diminuer la saturation magnétique. Les algorithmes

génétiques ne sont pas déterministes. Afin de trouver la solution la plus optimisée à notre problème, chaque point de calcul est répété. Le meilleur résultat est ensuite conservé. Pour éviter des pertes fer trop importantes, nous avons limiter le nombre de paires de pôle pour la machine à 2. Tous les résultats d'optimisation présentés ci-dessous ont convergé vers ce nombre de paires de pôle. En effet, l'épaisseur des culasses est inversement proportionnel au nombre de paires de pôle. Augmenter le nombre de paires de pôle permet donc de réduire la masse de la machine.

La première étude porte sur l'optimisation de la masse de la machine en fonction de la température du fluide caloporteur. La figure 3.36 illustre les résultats obtenus pour cette étude. Les résultats montrent une augmentation quasiment linéaire de la masse en fonction de la température de l'eau. En effet, plus l'eau injectée est froide et plus elle abaisse l'échauffement de la machine. Il est donc possible d'augmenter la densité de courant et ainsi d'obtenir une machine avec une puissance massique plus importante.

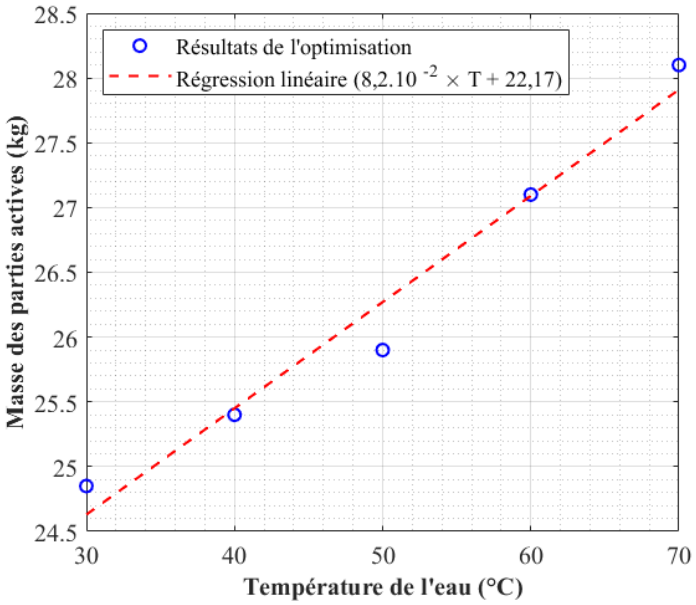


FIGURE 3.36 – Résultats obtenus à partir de l'algorithme d'optimisation : Masse des parties actives en fonction de la température de l'eau.

Cette étude présente cependant ses limites. En effet, seule la masse de la machine est calculée. Or, utiliser un liquide plus froid, nécessite un système de refroidissement plus performant. Le système de refroidissement serait composé au minimum d'une pompe pour la circulation de l'eau et d'un échangeur de chaleur pour évacuer l'énergie calorifique absorbée par l'eau. Il conviendrait d'utiliser un échangeur de chaleur avec une surface d'échange avec l'air extérieur plus importante pour refroidir l'eau. Il serait peut-être même obligatoire d'utiliser un groupe frigorifique selon les besoins pour conserver la température de l'eau à des températures relativement basses. De plus, il serait nécessaire d'utiliser une pompe plus puissante pour faire circuler l'eau, car la viscosité de cette

dernière augmente avec la diminution de la température. En conclusion, abaisser la température de l'eau permet d'augmenter la puissance massique de la machine, mais au détriment du système de refroidissement associé à la machine. Afin de mener cette étude jusqu'à son terme, il serait donc indispensable de réaliser une démarche d'optimisation pour l'ensemble machine et système de refroidissement et non pas de la machine seule.

La seconde étude menée consiste à déterminer la masse de la machine en fonction de la puissance qu'elle doit délivrer. Nous avons mené cette étude pour deux machines avec des moyens de refroidissement différents. Une machine est refroidie par une chemise d'eau radiale et une autre axiale insérée au milieu de cette dernière. La seconde machine est quant à elle refroidie par une chemise d'eau radiale et par trois chemises d'eau axiales. Parmi les trois chemises, une est disposée au centre, tandis que les autres sont placées aux endroits permettant de minimiser les températures des têtes de bobines comme illustré par la figure 3.33. La température de l'eau utilisée est constante et égale à 60 °C. Les masses calculées et présentées prennent en compte les masses des chemises ainsi que la masse de fluide les remplissant.

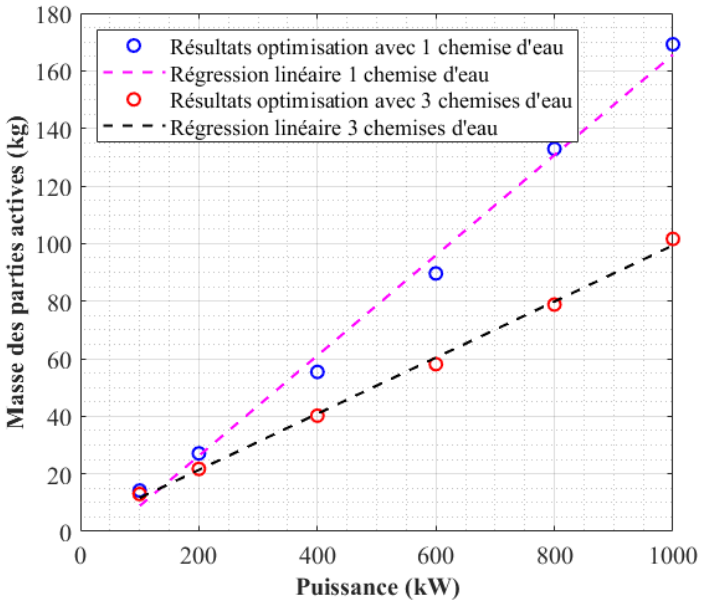


FIGURE 3.37 – Résultats obtenus à partir de l'algorithme d'optimisation : Masse des parties actives en fonction de la puissance de la machine.

Pour chacune des deux machines, la masse obtenue est quasiment une fonction linéaire de la puissance comme illustrée par la figure 3.37. Cependant les pentes de ces droites ne sont pas égales. En effet, plus la puissance augmente et plus il est avantageux de recourir au système de refroidissement utilisant trois chemises axiales. Effectivement, la longueur utile de la machine augmente proportionnellement avec la puissance. L'effet d'une seule chemise d'eau axiale devient donc limité si la longueur de la machine devient importante. Par ailleurs, plus la longueur de la machine s'accroît et plus l'unique chemise

d'eau centrale s'éloigne des têtes de bobines. Or, c'est à ces endroits que les échauffements sont les plus élevés. Recourir à plusieurs chemises axiales permet donc d'obtenir des surfaces d'échanges plus importantes afin de dissiper la puissance calorifique. Cela contribue également à rapprocher les sources froides des points chauds que sont les têtes de bobines.

Cependant, utiliser plusieurs chemises d'eau présente un inconvénient. On vient ajouter la masse des chemises et du fluide supplémentaires. Pour des puissances importantes, ce coût est rentable comme montré par la figure 3.37. Prenons l'exemple d'une machine ayant une puissance P de 1 MW. En utilisant trois chemises axiales, la masse totale de la machine (chemises inclues) est près de 40 % inférieure à celle obtenue avec une seule chemise. Par contre, pour des faibles puissances, utiliser plusieurs chemises axiales détériore la puissance massique. En effet, la masse ajoutée par le moyen de refroidissement ne compense pas le gain sur la masse des parties actives de la machine. Cette étude montre qu'il serait intéressant de réaliser une démarche d'optimisation en incluant comme paramètres d'optimisation le nombre de chemises et leurs positions.

On calcule à partir des résultats précédents la puissance massique de la machine, et on trace cette dernière en fonction de la puissance de la machine. La figure 3.38 illustre ces résultats. On remarque que les puissances massiques admettent un maximum pour chacun des procédés de refroidissement employés. Cependant, ces extremums ne sont pas localisés à la même puissance en fonction du moyen de refroidissement. Ce qui montre que suivant la puissance de la machine, il peut être plus intéressant d'utiliser une ou plusieurs chemises axiales.

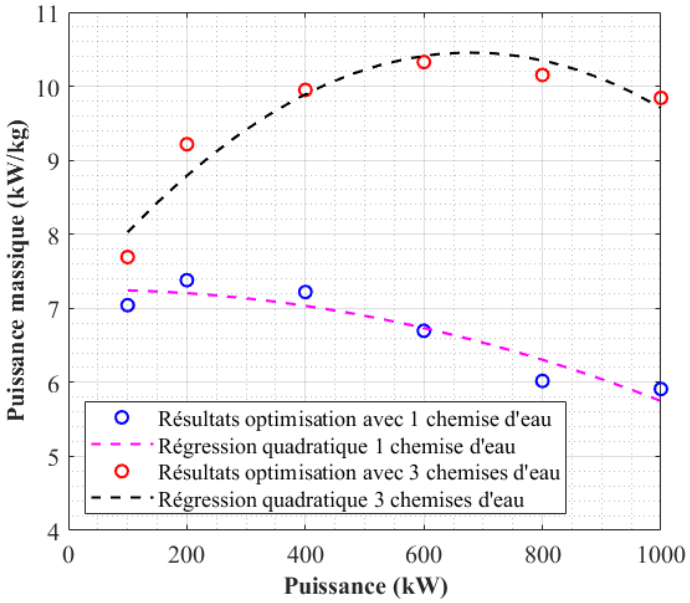


FIGURE 3.38 – Résultats obtenus à partir de l'algorithme d'optimisation : Puissance massique en fonction de la puissance de la machine.

Pour conclure cette section, nous allons comparer la masse de deux machines optimisées. Une machine est refroidie avec seulement une chemise d'eau radiale. Tandis que l'autre est refroidie avec deux chemises, une radiale et une axiale. L'objectif est d'observer si l'ajout de la chemise axiale permet un réelle gain sur une machine refroidie classiquement par une chemise d'eau radiale. La température de l'eau utilisée au sein des procédés de refroidissement est constante et égale à 60 °C. On réalise l'optimisation pour deux puissances : 200 kW et 1 MW. Le tableau ci-dessous compile les résultats obtenus.

Masses des machines optimisées (kg)	$P = 200$ kW	$P = 1$ MW
Machine avec chemise d'eau radiale uniquement	27	179.5
Machine avec chemise d'eau radiale et axiale	27.1	169.2

TABLEAU 3.24 – Masses obtenues suite à la démarche d'optimisation.

Pour des faibles puissances, il n'y a aucun intérêt à utiliser une chemise d'eau axiale. En effet, pour une machine de 200 kW, l'ajout de la chemise axiale augmente même légèrement la masse de la machine optimisée. Le gain en matière de refroidissement ne compense donc pas la masse rajoutée par la chemise axiale. À des puissances importantes, par contre, l'ajout d'une chemise axiale présente un léger gain. L'ajout de la chemise axiale permet d'obtenir une machine 5 % plus légère. Si l'on souhaite des gains vraiment plus importants, il est nécessaire d'utiliser plusieurs chemises axiales. Ce qui montre encore l'utilité de mener une analyse sur le nombre de chemises axiales à utiliser. Cette étude vient clore les résultats issus de l'algorithme d'optimisation et le chapitre sur les modèles multiphysiques.

3.5 Conclusion

Ce chapitre est venu détailler le développement des modèles physiques permettant l'étude et le dimensionnement d'une machine synchrone à aimants permanents montés en surface. Les modèles électromagnétiques ont permis le dimensionnement des parties actives de la machine. De plus, on a démontré pour notre cas d'étude, que nous pouvons négliger les pertes par courants induits dans les parties conductrices rotoriques. Ensuite, le modèle mécanique a été explicité. Ce dernier permet, une fois les dimensions du rotor obtenues à partir du modèle électromagnétique, de vérifier si ce dernier supporte les contraintes mécaniques liées au fonctionnement à haute vitesse. En complément de ces deux modèles, un modèle thermique de la machine a été créé. Ce modèle calcule les échauffements au sein de la machine. Il tient compte des dimensions et des pertes calculées par le modèle électromagnétique et de la caractérisation expérimentale du pro-

cédé de refroidissement effectuée lors du chapitre précédent. Enfin, ces trois physiques ont été couplées afin d'optimiser le dimensionnement d'une machine électrique. Les résultats obtenus suite à la démarche d'optimisation ont montré l'intérêt de l'utilisation d'un tel procédé de refroidissement. Néanmoins, les résultats montrent également que des études supplémentaires sont nécessaires. Effectivement, il serait intéressant d'étudier le nombre de chemises optimum en fonction de la puissance de la machine ainsi que leurs positionnements au sein de cette dernière. L'étude du nombre d'échangeur serait primordial, car on a montré que la densité de puissance de la machine admet un maximum en fonction de sa puissance. L'utilisation des chemises d'eau axiales est donc intéressante, mais le nombre de chemises à employer est dépendant de la puissance. Utiliser un trop grand nombre de chemises pour des machines de "petites puissances" serait même contre productif. De plus, l'étude thermique de la machine a montré que la solution intuitive de les répartir de manière équitable sur la longueur active n'est pas la solution la plus adéquate. Il est donc important d'étudier leurs positionnements au sein de la machine.

Conclusion générale

Au cours de ces travaux de recherches, nous avons mis en évidence les limites de conception d'une machine électrique à aimants permanents opérant à haute vitesse. L'examen de l'état de l'art a montré les performances actuelles des machines électriques. Ces dernières sont principalement limitées par des considérations d'ordre thermique et mécanique. En effet, à haute vitesse, les densités de pertes sont plus importantes par rapport à une machine conventionnelle, et les contraintes mécaniques sont également non négligeables. De multiples solutions technologiques existent pour palier ces contraintes de conception. Au sein d'une machine à aimants permanents, ce sont ces derniers les éléments les plus sensibles mécaniquement. Ils présentent notamment des résistances à la traction relativement limitées. L'ajout d'une frette permet de maintenir les aimants en compression et assure leur contact avec la culasse rotorique. Concernant les limites thermiques, on peut distinguer deux familles de solutions technologiques. La première famille de solutions concerne toutes les technologies capables de diminuer les pertes. C'est notamment le cas des fils de Litz qui permettent de limiter les pertes joules en courant alternatif ou la segmentation des aimants, qui diminuent les pertes par courants induits au rotor. Les autres solutions aux problèmes thermiques sont les procédés de refroidissement qui permettent d'évacuer la chaleur générée au sein d'une machine électrique lors de son utilisation. De nombreuses techniques de refroidissement employant l'air comme réfrigérant ou des fluides caloporteurs existent. L'idée à travers cette thèse a été de remplacer des canaux radiaux de ventilation par des chemises d'eau afin d'accroître l'extraction du flux de chaleur de la machine.

L'utilisation d'une nouvelle méthode de refroidissement nécessite l'étude et la caractérisation de cette dernière. Par conséquent, nous avons développé une méthode afin de déterminer les performances thermiques et hydrauliques de la chemise d'eau. Dans un premier temps, des corrélations empiriques déjà existantes sont appliquées afin de déterminer l'ordre de grandeur du coefficient d'échange thermique h et les pertes de charge ΔP. Ces corrélations sont généralement développées pour des systèmes différents du notre. Les résultats obtenus présentent alors une incertitude relativement importante. C'est pourquoi deux autres approches ont donc été développées afin d'étudier le procédé de refroidissement. En premier lieu, une méthode numérique basée sur la méthode des éléments finis a été développée. Ce modèle numérique couple la physique thermique de conduction dans les parties solides de la chemise avec la mécanique des fluides en régime turbulent. La modélisation numérique présente l'avantage d'être peu onéreuse.

Cependant elle présente plusieurs inconvénients. Tout d'abord, l'utilisateur devra faire le choix du modèle de turbulence. Ensuite, il est très compliqué de représenter parfaitement la géométrie réelle dans le modèle numérique. Une erreur de modélisation est donc existante. De plus, les temps de simulations sont très importants. Pour un calcul en régime stationnaire, le temps de simulation de la chemise d'eau était aux alentours de 40 heures. Afin de caractériser la chemise d'eau, des dizaines de points de calculs pour des températures de fluides et des débits différents sont nécessaires. Cela peut représenter un temps considérable. C'est pourquoi, nous avons développé un banc d'essai expérimental permettant de caractériser des procédés de refroidissement à l'eau. Le banc d'essai ainsi développé est composé d'un groupe frigorifique permettant la régulation de la température du fluide et sa circulation, d'instruments de mesures tels que des capteurs de pressions, débits et températures, ainsi que des cartes d'acquisitions. De plus, un système de chauffage à base de résistances chauffantes et d'alimentations fortes puissances a été monté. Ce procédé peut être utilisé pour caractériser des chemises employant comme fluide caloporteur, de l'eau ou un mélange eau/glycol. Notre banc d'essai peut tester le procédé de refroidissement, pour différents débits, températures du fluide, et flux de chaleur à dissiper. La pompe présente dans notre banc d'essai peut fournir une pression allant jusqu'à 3.2 bars et un débit de 37 L/min en cas de pertes de charge nulles. La température de travail du fluide peut être comprise entre -20 °C et 80 °C, et le flux de chaleur à dissiper peut être au maximum de 5000 W. À l'aide de ce banc d'essai expérimental, trois chemises d'eau ont été caractérisées. Nous avons pu déterminer des corrélations expérimentales concernant le calcul du coefficient d'échange convectif h, du coefficient d'échange global K_g et des pertes de charge ΔP pour les trois chemises d'eau. Les résultats ainsi obtenus sont ensuite utilisés au sein de la modélisation thermique de la machine.

Au sein du troisième chapitre de cette thèse, nous avons développé des modèles multiphysiques permettant le dimensionnement d'une machine synchrone à aimants permanents montés en surface de 200 kW fonctionnant à 30 000 tr/min. Les modèles électromagnétiques ont permis le dimensionnement des parties actives de la machine. De plus, l'étude des courants induits au rotor a montré dans notre cas d'étude, que les pertes par courants induits sont négligeables. Un modèle mécanique utilisant les dimensions calculées par le modèle électromagnétique a été développé. Ce dernier permet le calcul des contraintes mécaniques liées à la rotation de la machine et à la précontrainte de la frette sur les aimants. En complément de ces deux modèles, un modèle thermique de la machine a été créé. À l'aide de ce modèle, les échauffements au sein de la machine sont estimés en prenant en compte les dimensions et les pertes calculées par le modèle électromagnétique ainsi que la caractérisation expérimentale du procédé de refroidissement effectuée lors du second chapitre de ce mémoire. Enfin, ces trois modèles physiques ont été couplés afin d'optimiser les dimensions et la masse d'une machine électrique. Les résultats obtenus suite à la démarche d'optimisation ont montré l'intérêt de l'utilisation d'un tel procédé de refroidissement. En effet, deux machines sont comparées suite à la démarche d'optimisation. Nous comparons une machine refroidie par une unique chemise d'eau radiale placée sur la périphérie externe de la culasse statorique et une autre re-

froidie par cette même chemise d'eau radiale et une ou plusieurs chemises d'eau axiales. Les résultats ont montré un gain sur la masse de la machine optimisée dans le cas où on utilise plusieurs chemises d'eau axiales en complément d'une chemise d'eau radiale. En utilisant trois chemises axiales placées judicieusement, les résultats ont mis en évidence un gain en masse considérable. À titre d'exemple, pour une machine d'une puissance de 1 MW, l'étude a montré une diminution de 40 % de la masse.

Ces travaux de recherches présentent de nombreuses voies d'amélioration. Concernant la caractérisation expérimentale de la chemise d'eau, il serait intéressant de réaliser des variations sur la géométrie afin d'établir une corrélation plus générale prenant en compte des paramètres comme le rayon de courbure des canaux spiralés ou leurs diamètres hydrauliques par exemple. Il serait également pertinent de réaliser la chemise aux dimensions réelles de la machine optimisée, puis de caractériser cette dernière. Nous pourrions également améliorer le banc de caractérisation. En effet, nous pourrions utiliser des débitmètres offrant une meilleure précision dans notre plage d'expérimentation (0-37 l/min). De plus, nous pourrions également améliorer le système de chauffage, afin d'atteindre un flux thermique de 5 kW. La valeur de 5 kW est la valeur maximum que nous pourrions utiliser avec notre groupe frigorifique Lauda VC5000. L'amélioration du procédé de chauffe et des débitmètres permettraient de réduire les incertitudes sur la caractérisation des coefficients d'échange. Concernant les modèles multiphysiques, des améliorations sont également possibles. Il serait intéressant de développer un modèle électromagnétique prenant en compte la saturation des parties ferromagnétiques. Une approche par réseaux réluctants pourrait être un bon compromis entre temps de calcul et précision. Concernant le modèle mécanique, il serait pertinent de prendre en compte l'ouverture angulaire des aimants et leurs discontinuités dans le calcul des contraintes mécaniques. Par ailleurs, il serait également possible de raffiner le modèle thermique nodal. Enfin, il serait intéressant de réaliser réellement la machine optimisée avec ces procédés de refroidissement, afin de la tester dans des conditions réelles de fonctionnement et de valider nos différents modèles analytiques à l'aide de l'expérience. Ces expérimentations seraient envisageables par le développement du banc de test de machines rapides "forte puissance" qui est bientôt opérationnel au laboratoire GREEN. De plus, au vu de la géométrie de la chemise d'eau que l'on a caractérisée, des études et expérimentations sur des machines à flux axial seraient intéressantes. En effet la géométrie des culasses des machines à flux axial semble s'apparenter à celle de la chemise d'eau. Il serait également intéressant d'étudier le refroidissement de l'ensemble machine et convertisseur d'électronique de puissance. Notre chemise présente deux surfaces d'échange. Il serait intéressant d'étudier un système complet, comprenant l'électronique de puissance refroidie par une face de la chemise et une machine refroidie par l'autre côté. C'est d'ailleurs l'objet d'un article scientifique à paraître.

Annexes

1 Annexe A : Incertitudes sur les mesures de température

Température (°C)	Tolérances (± °C)				
	Classe B	Classe A	1/3 DIN	1/5 DIN	1/10 DIN
-200	1.30	0.55	0.44	0.26	0.13
-100	0.80	0.35	0.27	0.16	0.08
0	0.30	0.15	0.10	0.06	0.03
100	0.80	0.35	0.27	0.16	0.08
200	1.30	0.55	0.44	0.26	0.13
300	1.80	0.75	0.60	0.36	0.18
400	2.30	0.95	0.77	0.46	0.23
500	2.80	1.15	0.94	0.56	0.28
600	3.30	1.35	1.10	0.66	0.33
650	3.60	1.45	1.20	0.72	0.36
700	3.80	-	-	-	-

Tableau 1 – Incertitudes de mesures par sonde platine PT 100.

Type	Domaine et tolérances	Classe de tolérance		
		1	2	3
K	Domaine	-40°C à 375°C	-40°C à 333°C	-167°C à 40°C
	Valeur de tolérance	± 1.5°C	± 2.5°C	± 2.5°C
T	Domaine	-40°C à 125°C	-40°C à 133°C	-67°C à 40°C
	Valeur de tolérance	± 0.5°C	± 1°C	± 1°C
J	Domaine	-40°C à 375°C	-40°C à 333°C	-
	Valeur de tolérance	± 1.5°C	± 2.5°C	-
N	Domaine	-40°C à 375°C	-40°C à 333°C	-167°C à 40°C
	Valeur de tolérance	± 1.5°C	± 2.5°C	± 2.5°C
E	Domaine	-40°C à 375°C	-40°C à 333°C	-167°C à 40°C
	Valeur de tolérance	± 1.5°C	± 2.5°C	± 2.5°C
R	Domaine	0°C à 1100°C	0°C à 600°C	-
	Valeur de tolérance	± 1°C	± 1.5°C	-
S	Domaine	0°C à 1100°C	0°C à 600°C	-
	Valeur de tolérance	± 1°C	± 1.5°C	-
B	Domaine	-	-	600°C à 800°C
	Valeur de tolérance	-	-	± 4°C

Tableau 2 – Incertitudes de mesures par thermocouple.

2 Annexe B : Caractérisation des chemises

2.1 Points de mesures de températures pour le canal en serpentin

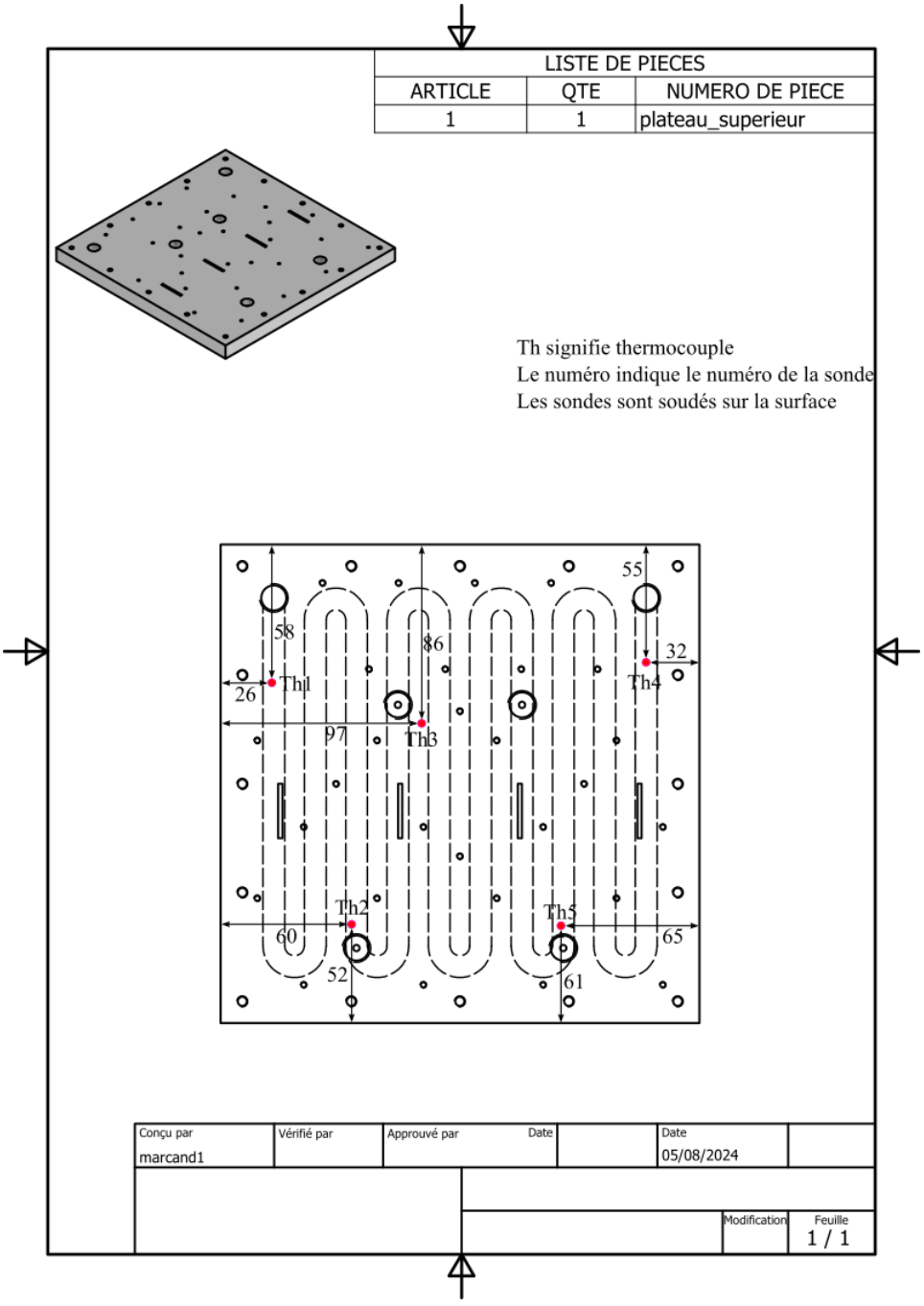


FIGURE 1 – Dispositions spatiales des thermocouples.

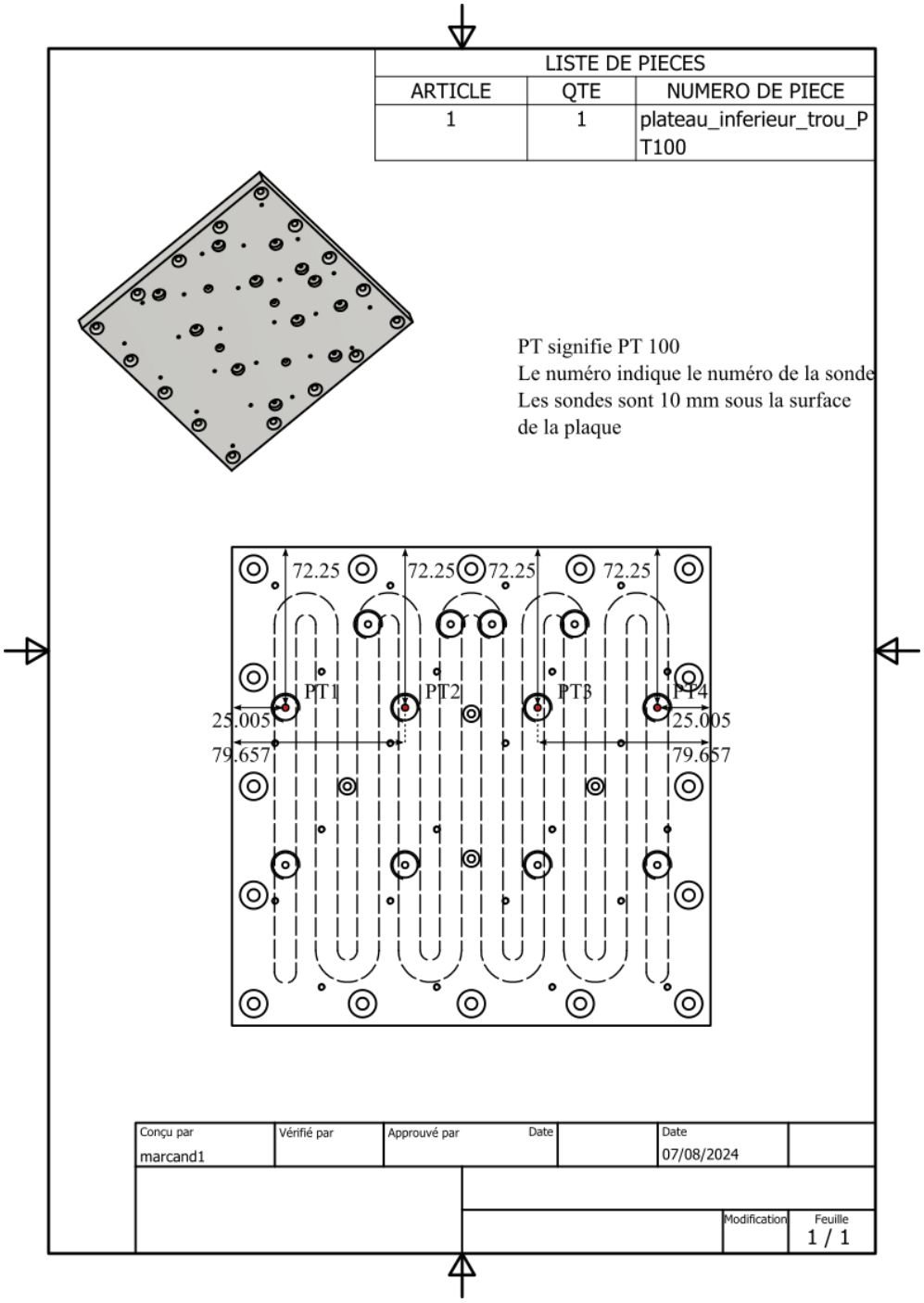


FIGURE 2 – Dispositions spatiales des sondes PT 100.

2.2 Calcul des incertitudes

La méthode consiste de prime abord à évaluer les incertitudes des grandeurs directement mesurées. Les incertitudes sont évaluées à l'aide des différentes documentations techniques.

2.2.1 Incertitude sur la mesure de courant

$$\Delta I = \frac{1.5}{100} I_{mes}$$

Où ΔI, et I_{mes} sont respectivement l'incertitude de mesure du courant et le courant mesuré.

2.2.2 Incertitude sur la mesure de courant

$$\Delta U = \frac{2}{100} U_{mes}$$

Où ΔI, et I_{mes} sont respectivement l'incertitude de mesure de la tension et la tension mesurée.

2.2.3 Incertitude sur la mesure du débit

$$\Delta Q = \frac{5}{100} MW + \frac{5}{1000} MEW$$

Où ΔQ, MW et MEW sont respectivement l'incertitude de mesure du débit, la valeur mesurée et la valeur maximale mesurable.

2.2.4 Incertitude sur les mesures par de températures thermocouples

$$\Delta T_{th} = 0.5 \check{r} C$$

$$\Delta T_{NIth} = 0.1 \check{r} C$$

$$\Delta T_{tot_th} = \Delta T_{th} + \Delta T_{NIth} = 0.6 \check{r} C$$

Où ΔT_{th}, ΔT_{NIth} et ΔT_{tot_th} sont respectivement l'incertitude propre au thermocouple, l'incertitude propre à la carte d'acquisition et l'incertitude totale de la chaîne de mesure par thermocouples.

2.2.5 Incertitude sur les mesures de températures par sondes PT 100

$$\Delta T_{PT} = 0.03 \check{r}C + \frac{1}{100} T_{mes}$$

$$\Delta T_{NIPT} = 0.2 \check{r}C$$

$$\Delta T_{tot_PT} = \Delta T_{PT} + \Delta T_{NIPT} = 0.23 \check{r}C + \frac{1}{100} T_{mes}$$

Où ΔT_{PT}, ΔT_{NIPT} et ΔT_{tot_PT} sont respectivement l'incertitude propre à la sonde, l'incertitude propre à la carte d'acquisition et l'incertitude totale de la chaîne de mesure par sondes PT 100. Les expressions données précédemment ne sont valable que pour des températures comprises entre -100 et 200°C

2.2.6 Incertitude sur la mesure de pression

$$\Delta Pre = \frac{5}{1000} MEW$$

Où ΔPre, et MEW sont respectivement l'incertitude de mesure de la pression, et la valeur maximale mesurable.

A l'aide de ces résultats, nous allons pouvoir estimer les incertitudes des grandeurs que nous allons calculer, en respectant les lois de propagation d'incertitudes [**?**].

2.2.7 Incertitude sur le flux thermique injecté

$$\Delta \Phi = \Phi(\frac{\Delta U}{U} + \frac{\Delta I}{I})$$

Où Phi est le flux thermique

2.2.8 Incertitude sur la chute de pression

$$\Delta P_{ch} = \Delta Pre_{ent} + \Delta Pre_{sor}$$

Où ΔP_{ch}, ΔPre_{ent} et ΔPre_{sor} sont respectivement les incertitudes concernant les pertes de charge, la pression en entrée et en sortie.

2.2.9 Incertitude sur l'évaluation du coefficient d'échange

$$\Delta h = h(\frac{\Delta \Phi}{\Phi} + \frac{\Delta T}{dT})$$

Avec :

— Δh est l'incertitude concernant le coefficient d'échange

— h est le coefficient d'échange

— $\Delta\Phi$ est l'incertitude concernant le flux thermique injecté
— Φ est le flux thermique
— ΔT est l'incertitude sur la différence de température entre la température de la paroi et du canal $\Delta T = \Delta T_{paroi} + \Delta T_{fluide}$
— dT est la différence de température paroi/fluide $dT = T_{paroi} - T_{fluide}$
— T_{paroi} est la valeur moyenne de la température de la paroi
— T_{fluide} est la valeur moyenne de la température du fluide
— ΔT_{paroi} est l'incertitude sur la température moyenne de la paroi
— ΔT_{fluide} est l'incertitude sur la température moyenne dufluide

2.3 Caractérisation expérimentale de la chemise en forme de serpentin

2.3.1 Coefficients d'échange thermique h et K_g

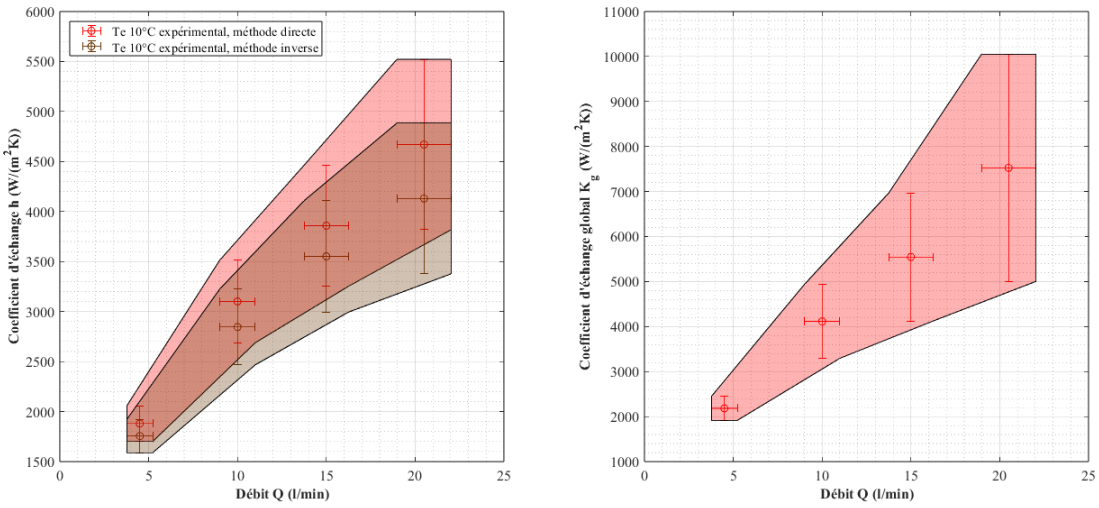


FIGURE 3 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 10°C.

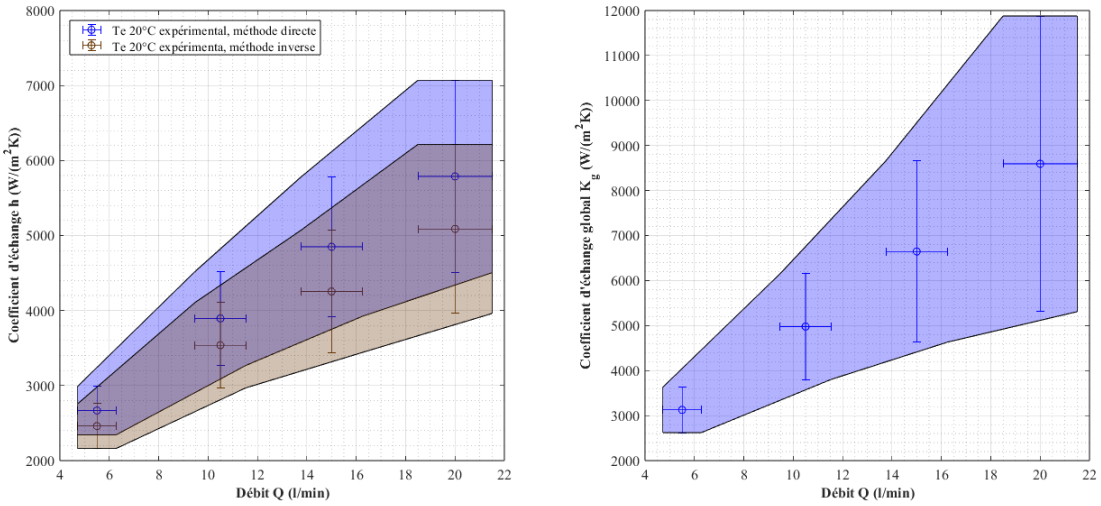


FIGURE 4 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 20°C.

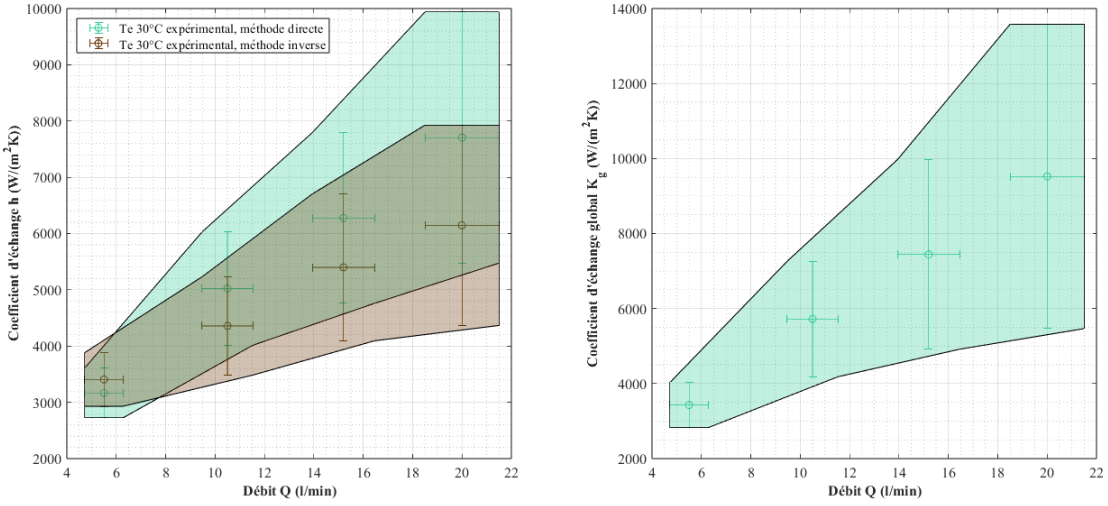


FIGURE 5 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C.

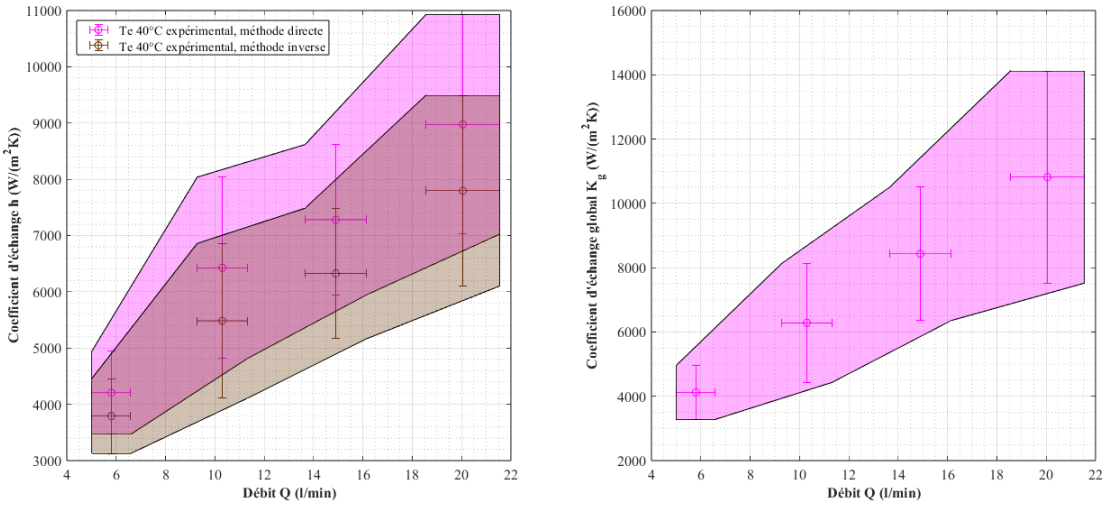


FIGURE 6 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

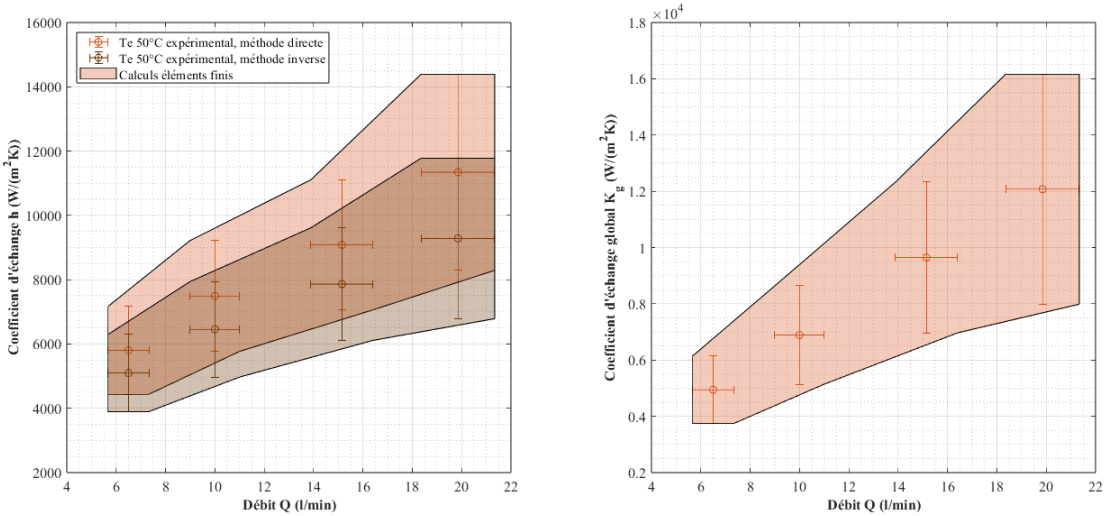


FIGURE 7 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C.

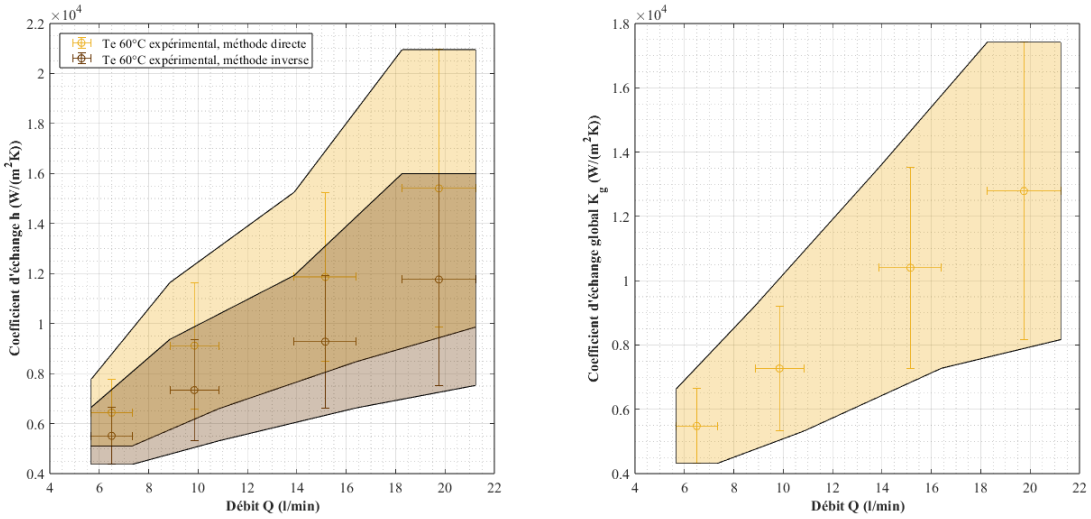


FIGURE 8 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C.

2.3.2 Pertes de charge ΔP

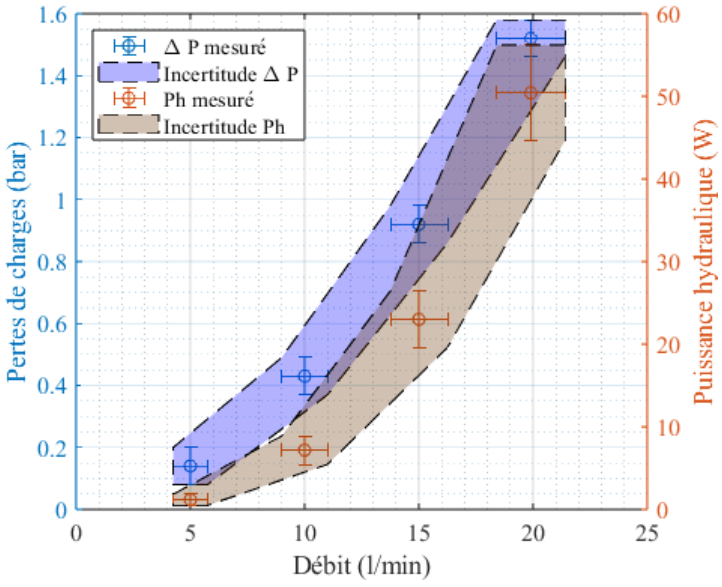


FIGURE 9 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 10°C.

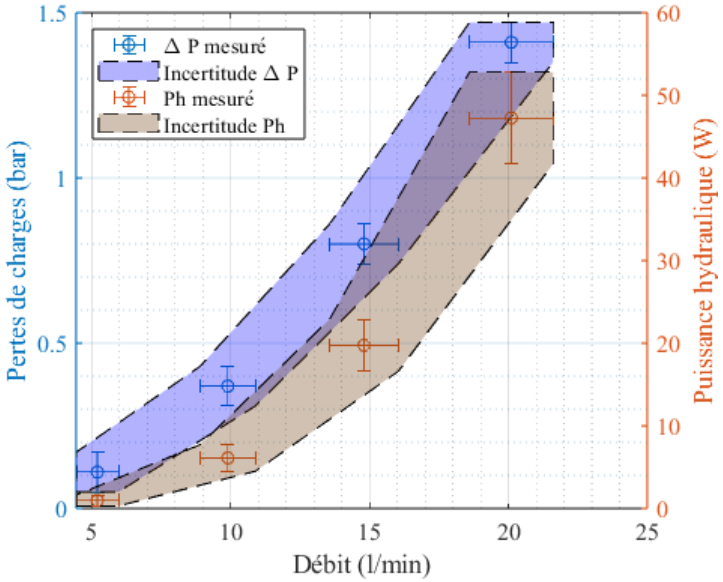


FIGURE 10 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 20°C.

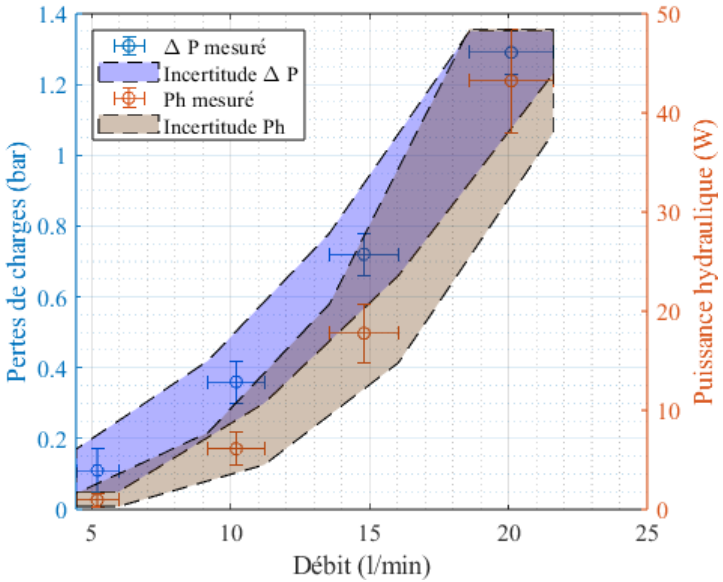


FIGURE 11 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C.

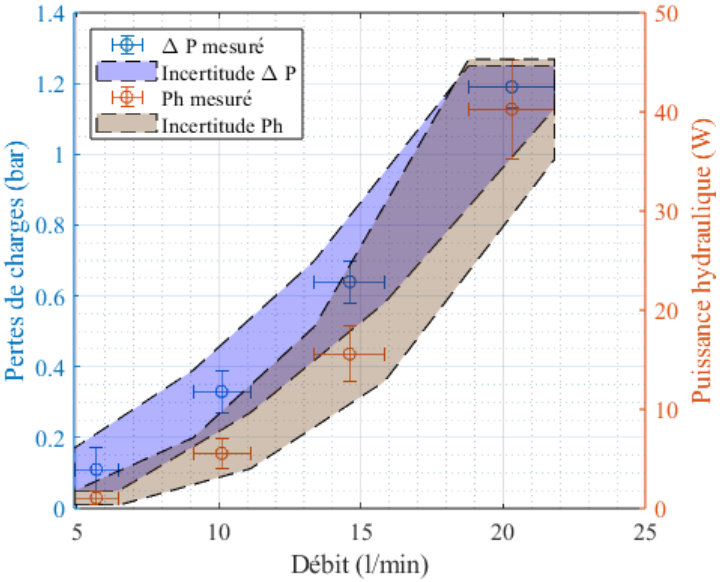


FIGURE 12 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

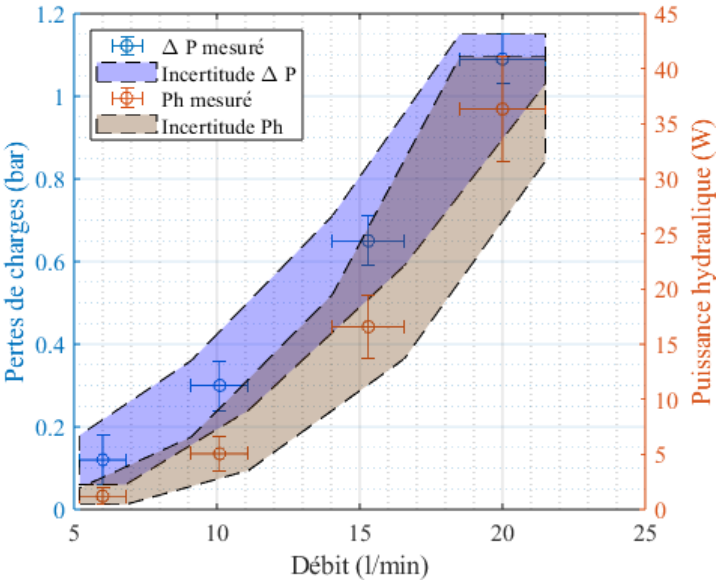


FIGURE 13 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C.

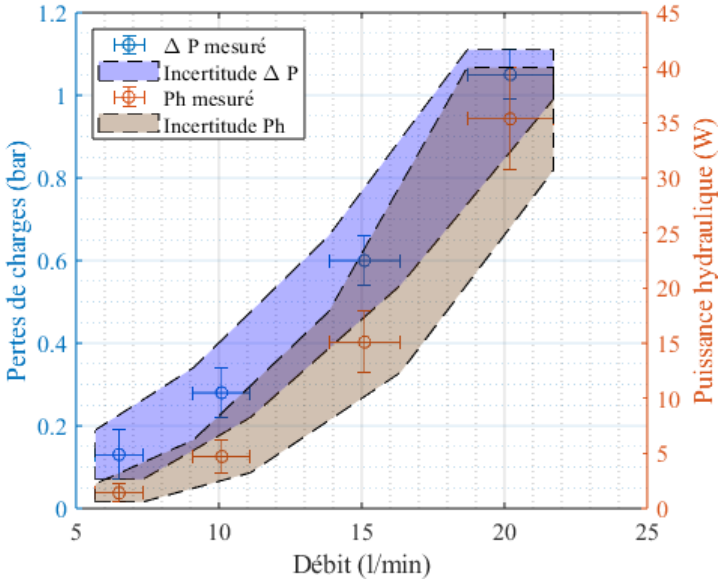


FIGURE 14 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C.

2.4 Points de mesures de températures pour la spirale lisse

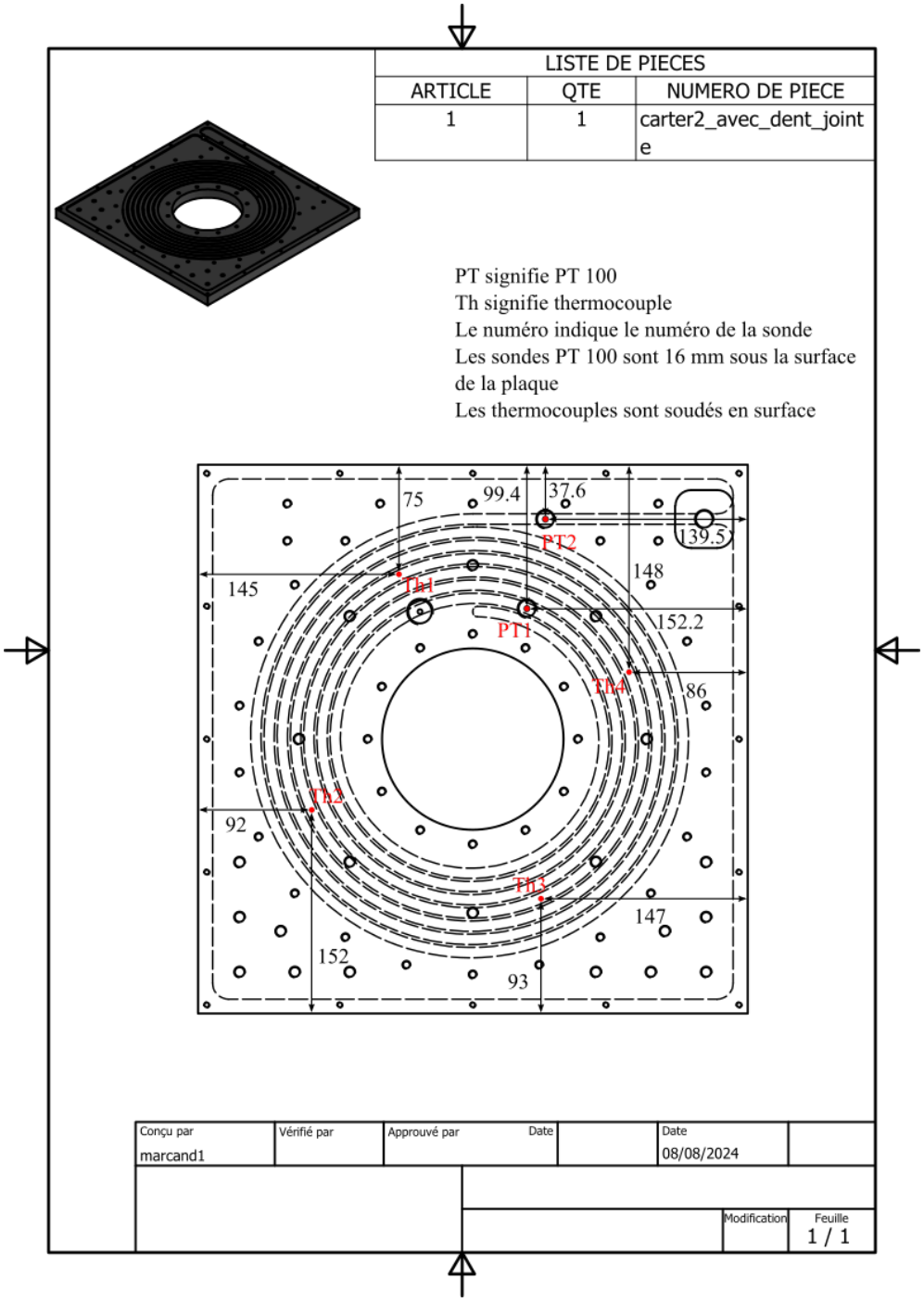


FIGURE 15 – Dispositions spatiales des sondes de températures.

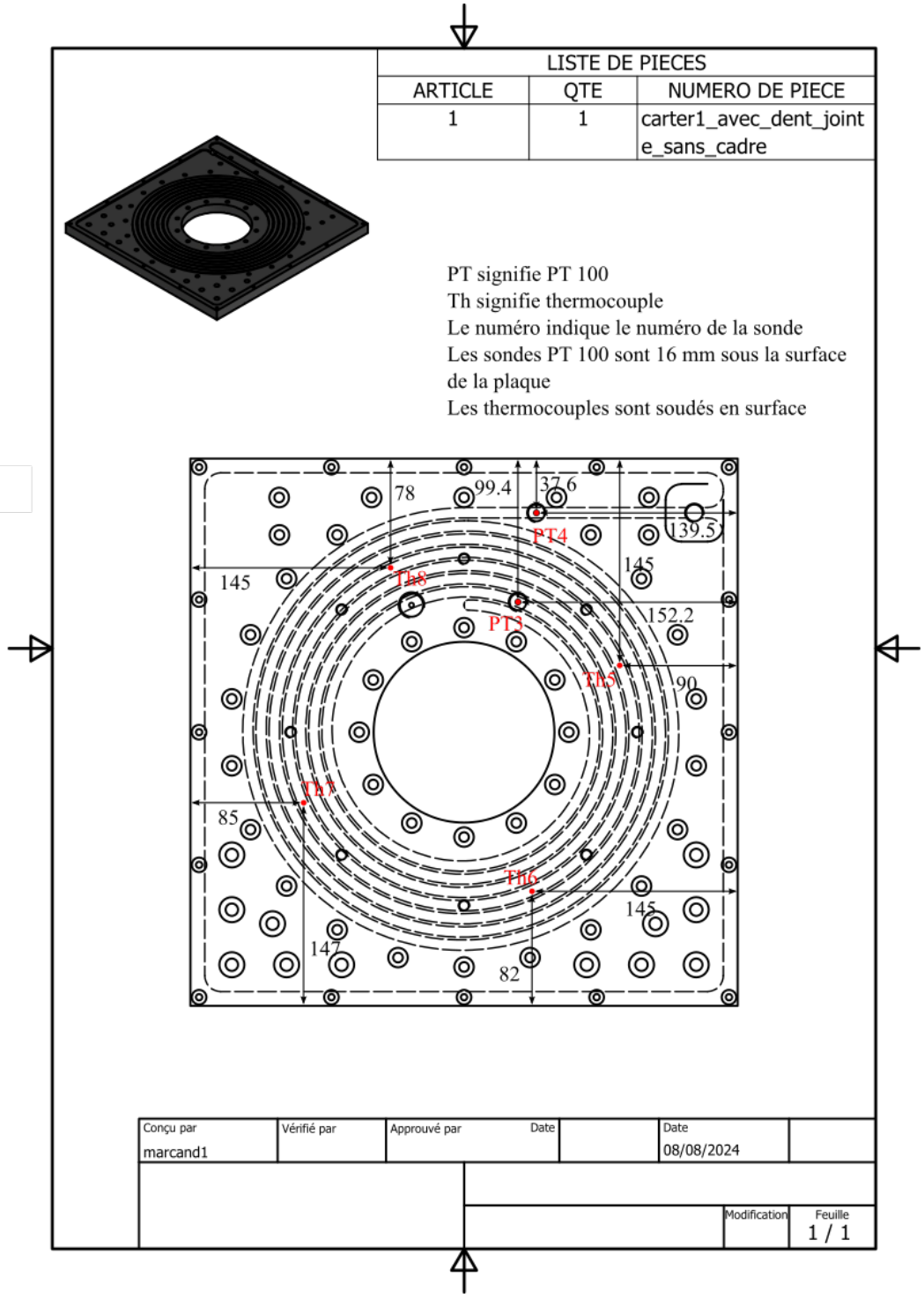


FIGURE 16 – Dispositions spatiales des sondes de températures.

2.5 Caractérisation expérimentale de la chemise d'eau en spirale

2.5.1 Coefficients d'échange thermique h et K_g

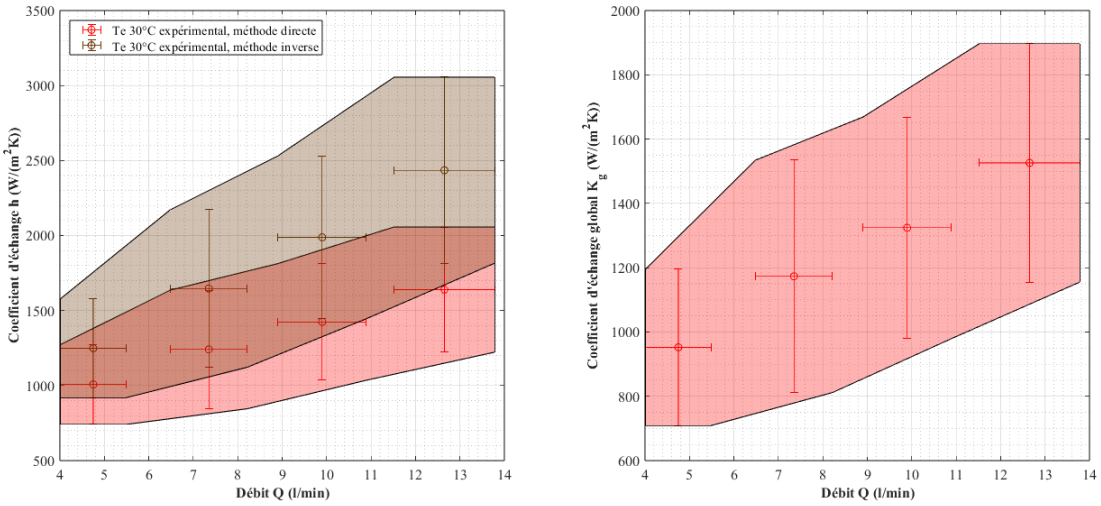


FIGURE 17 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C.

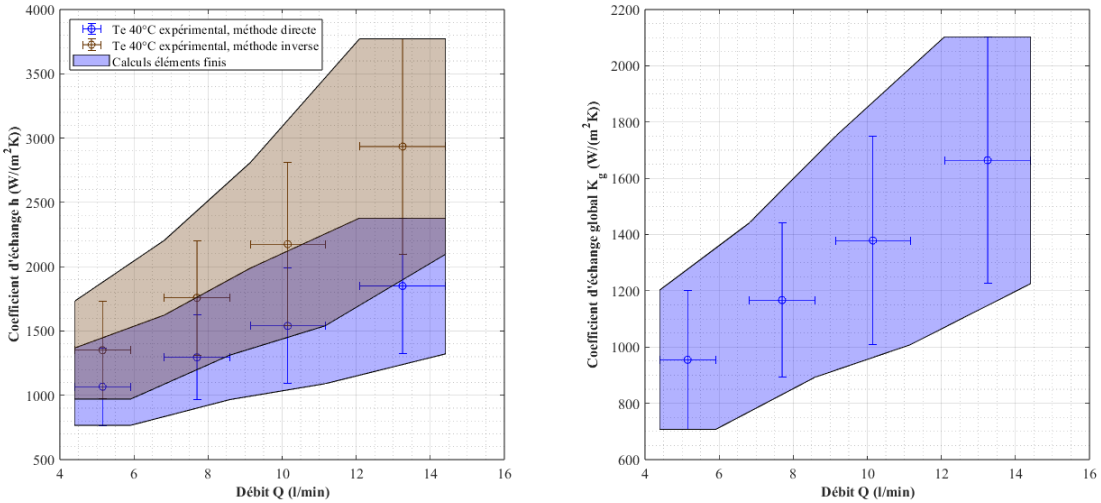


FIGURE 18 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

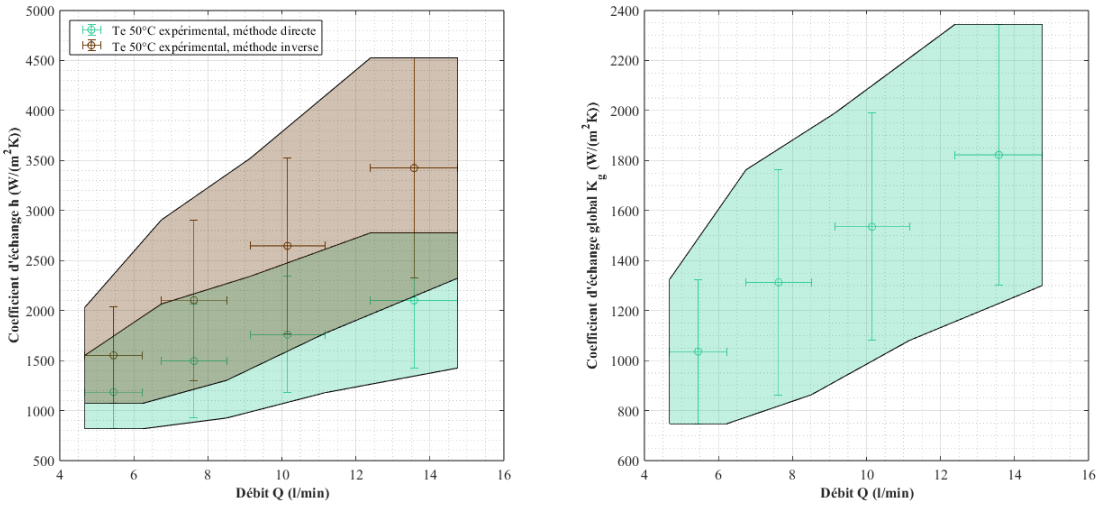


FIGURE 19 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C.

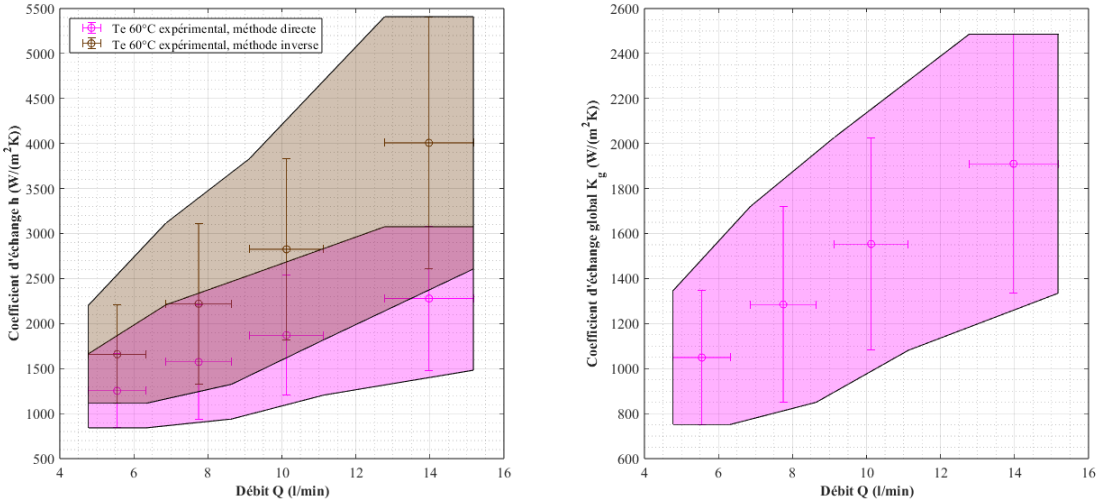


FIGURE 20 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C.

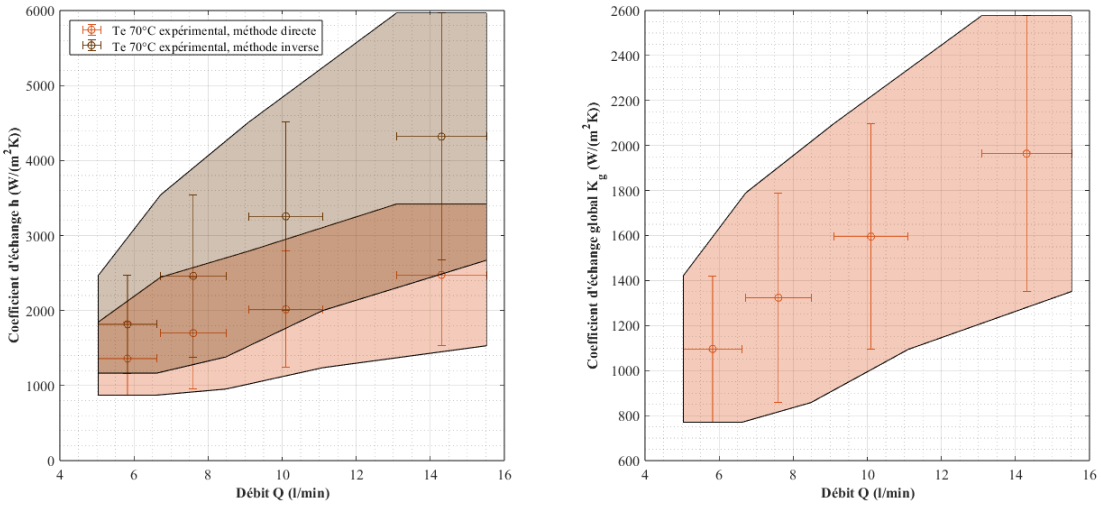


FIGURE 21 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 70°C.

2.5.2 Pertes de charge ΔP

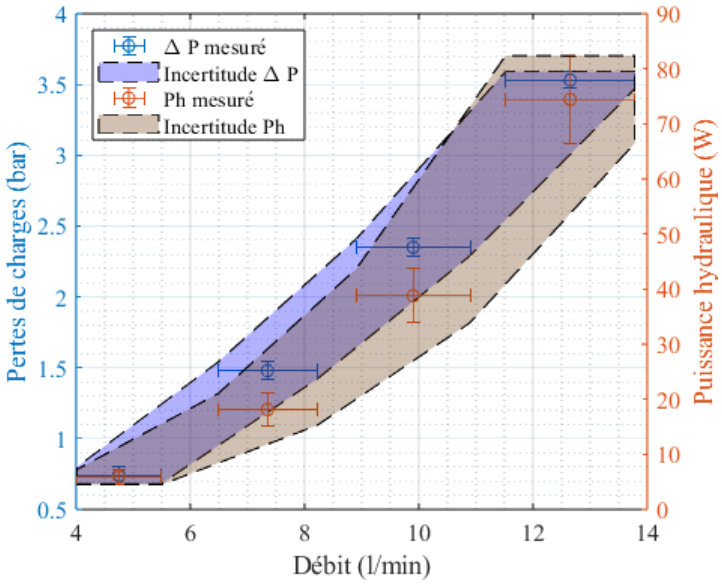


FIGURE 22 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C.

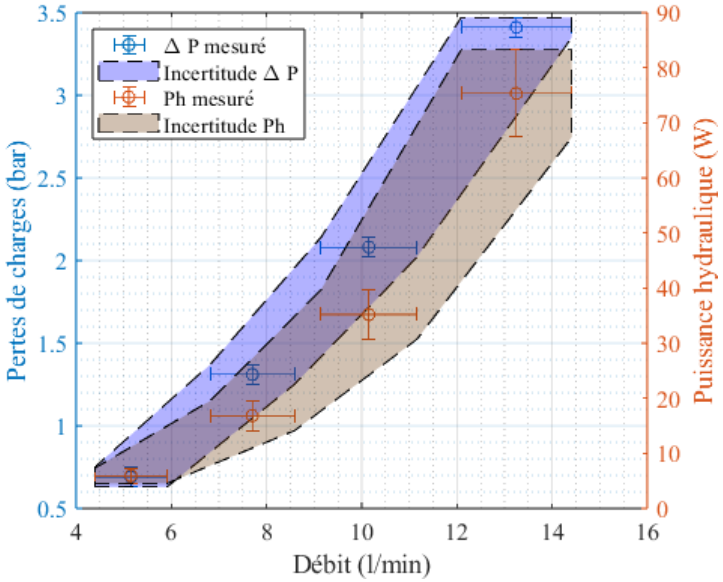


FIGURE 23 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

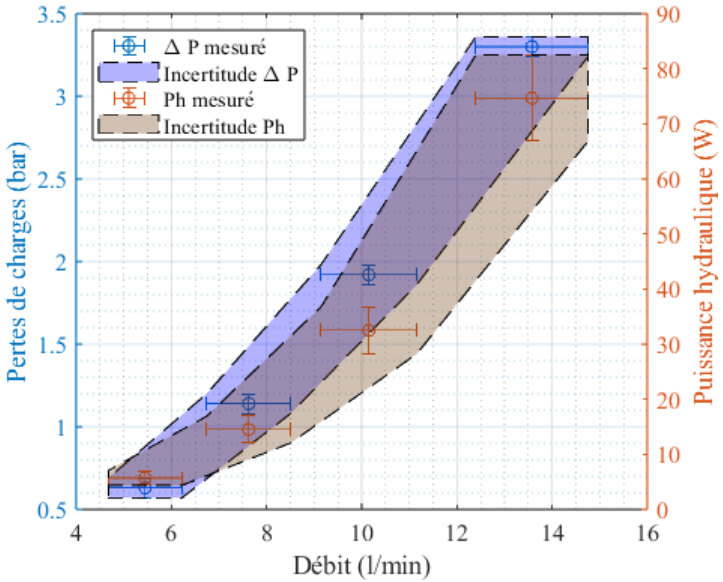


FIGURE 24 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C.

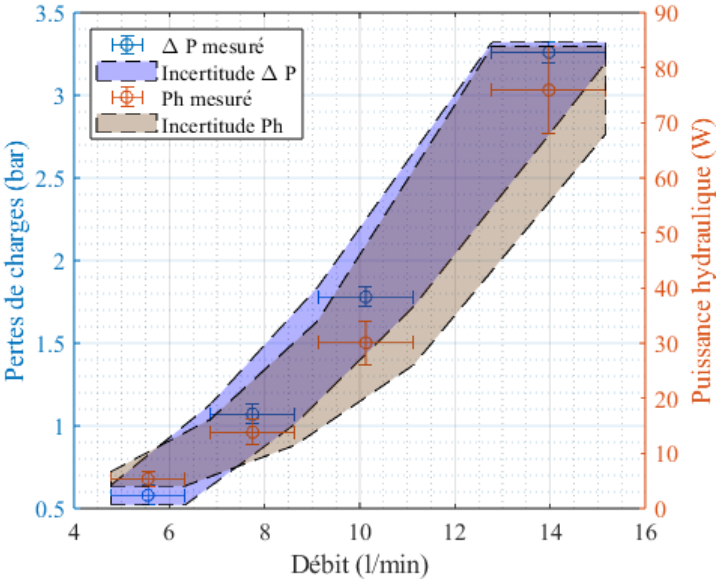


FIGURE 25 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C.

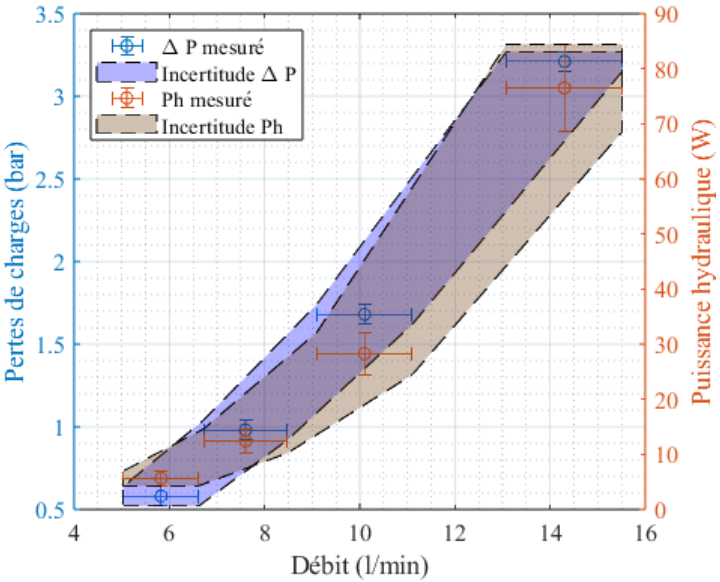


FIGURE 26 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 70°C.

2.6 Points de mesures de températures pour la spirale avec obstacles

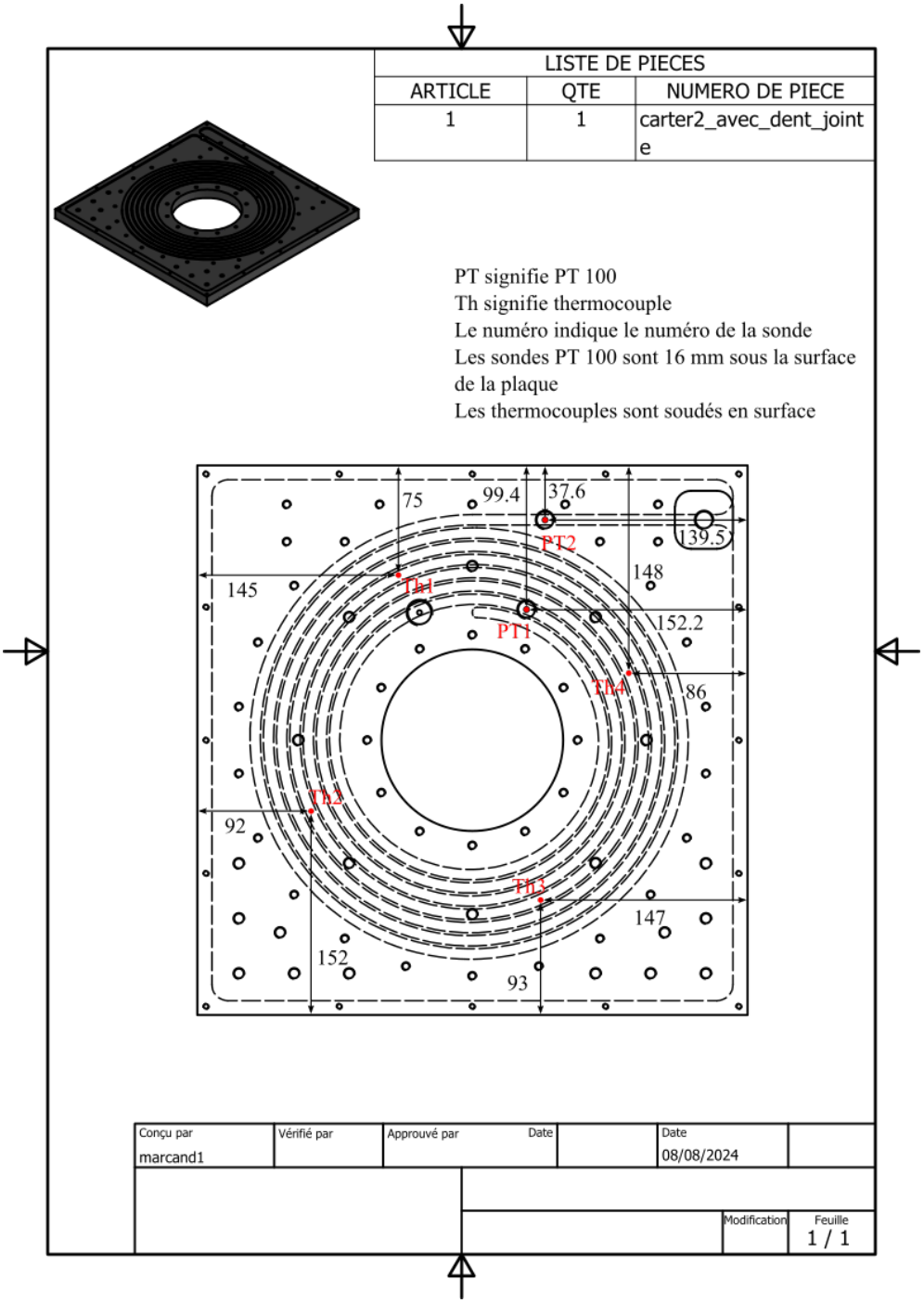


FIGURE 27 – Dispositions spatiales des sondes de températures.

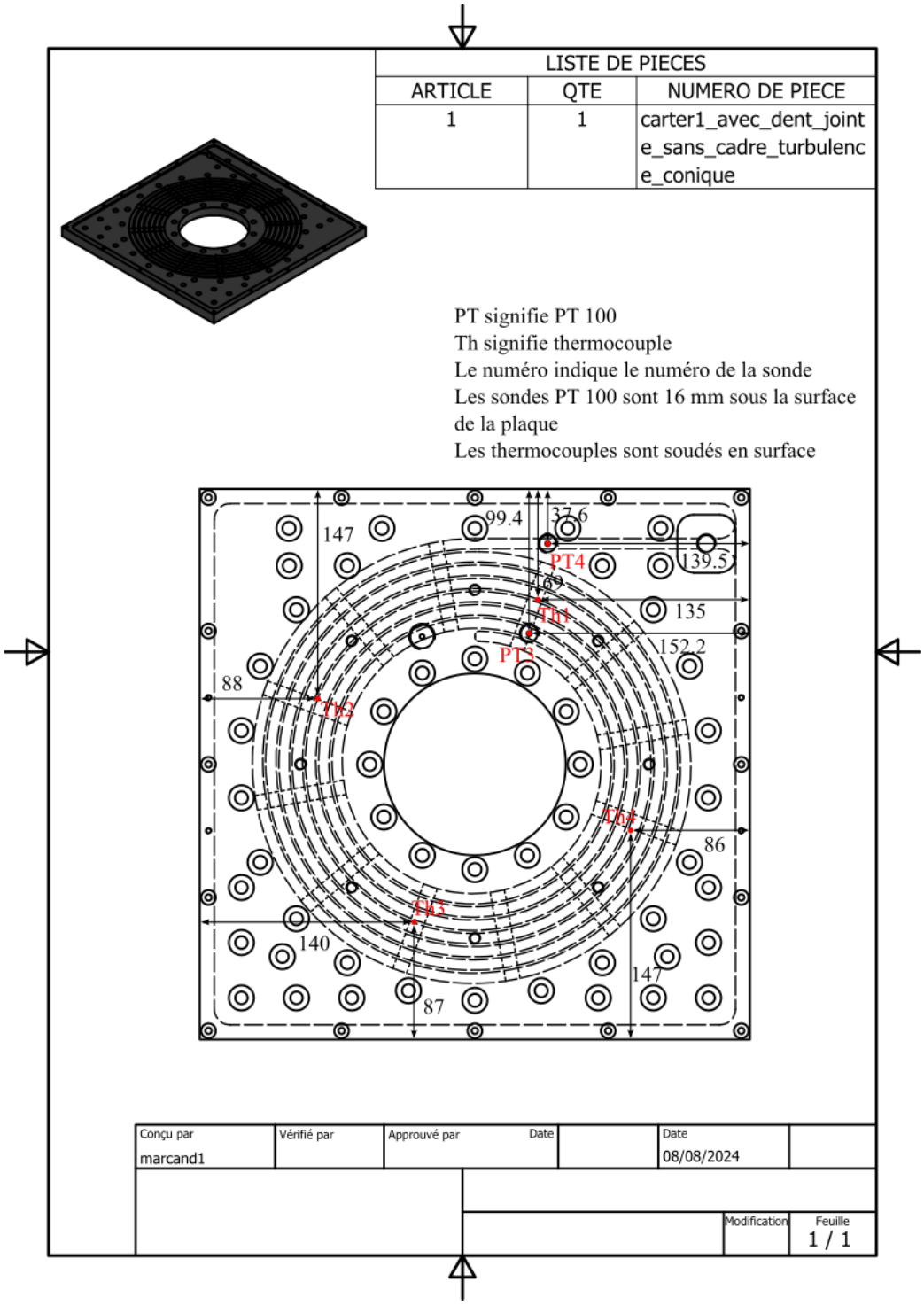


FIGURE 28 – Dispositions spatiales des sondes de températures.

2.7 Caractérisation expérimentale de la chemise spiralée avec obstacles

2.7.1 Coefficients d'échange thermique h et K_g

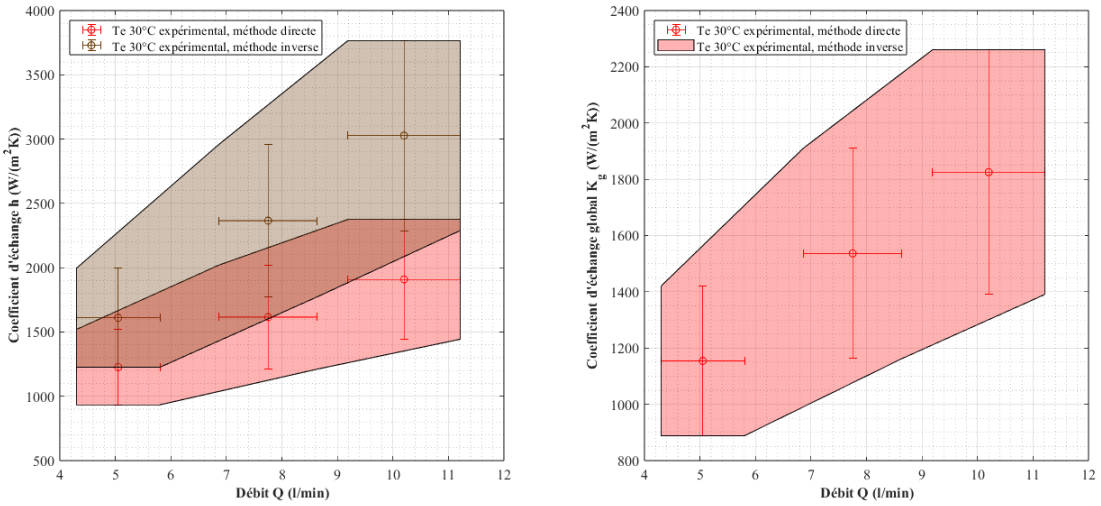


FIGURE 29 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C.

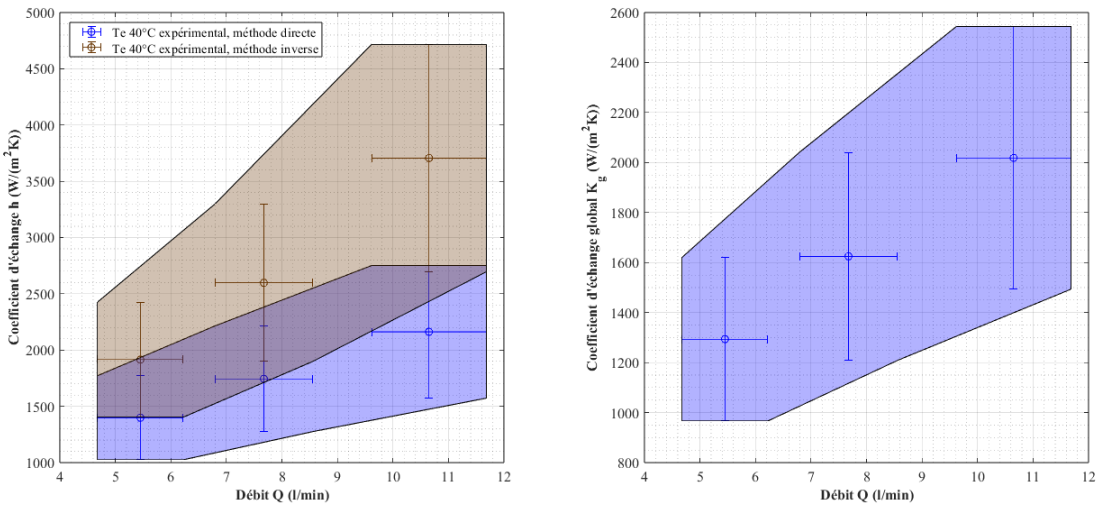


FIGURE 30 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

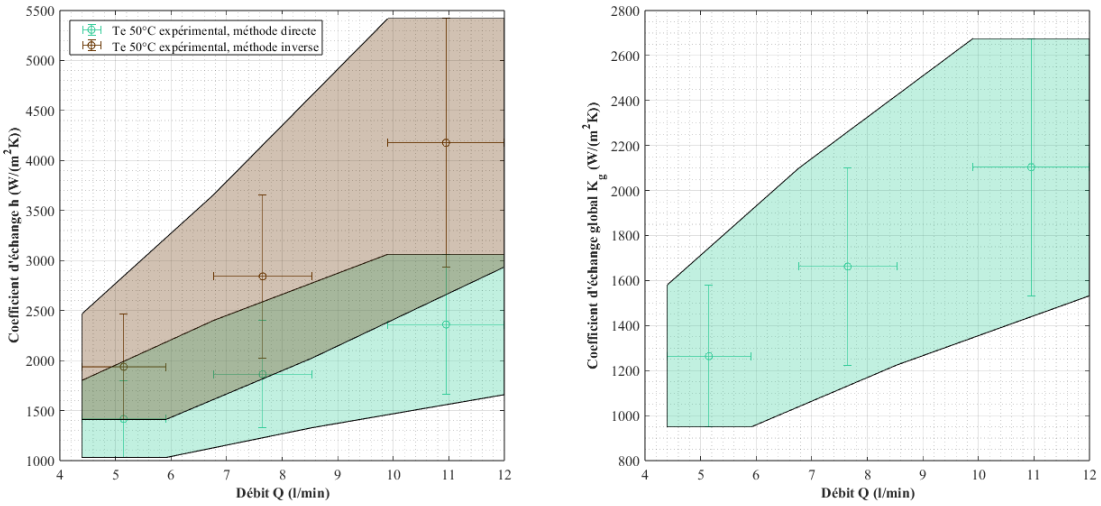


FIGURE 31 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C.

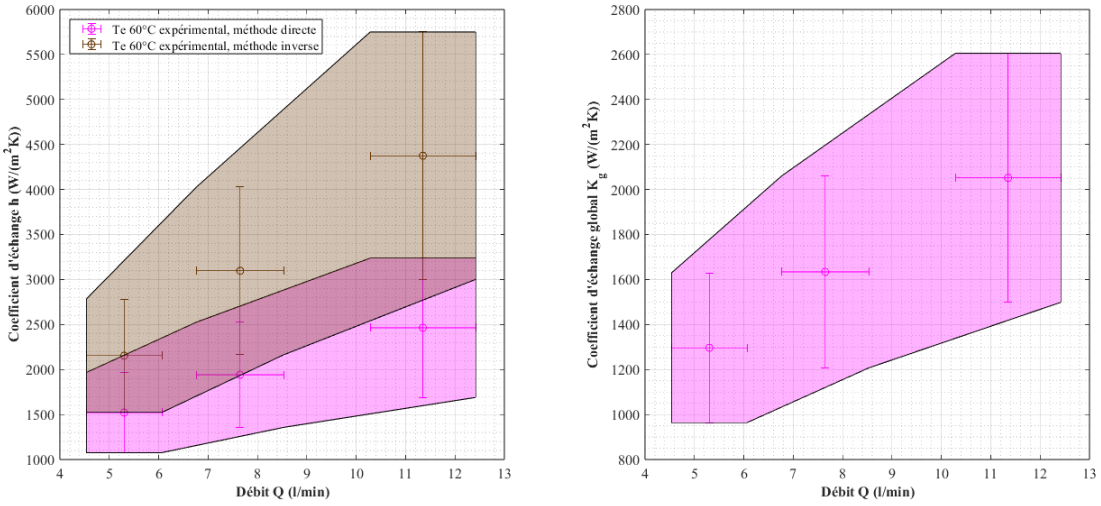


FIGURE 32 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C.

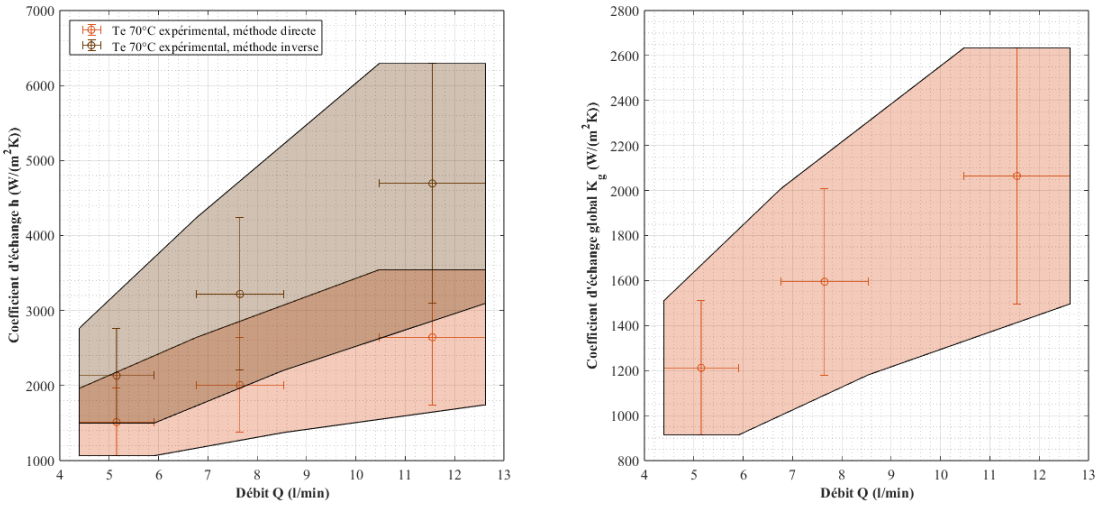


FIGURE 33 – Coefficient d'échange convectif h et coefficient d'échange global K_g obtenus expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 70°C.

2.7.2 Pertes de charge ΔP

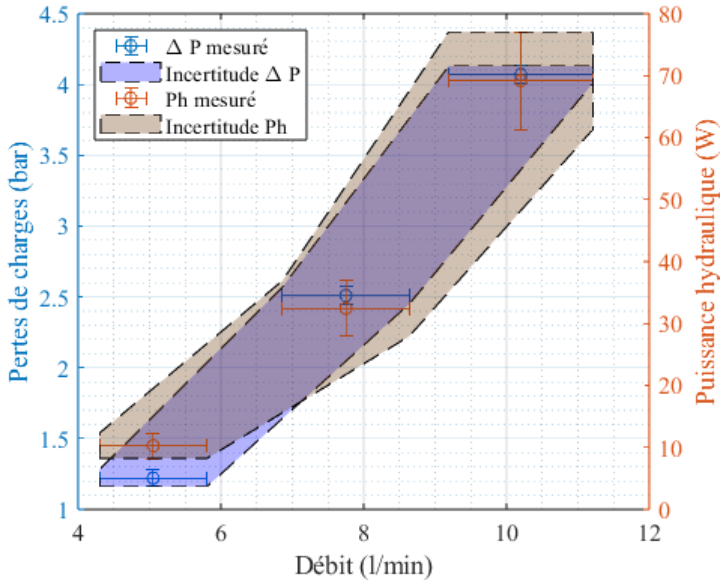


FIGURE 34 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 30°C.

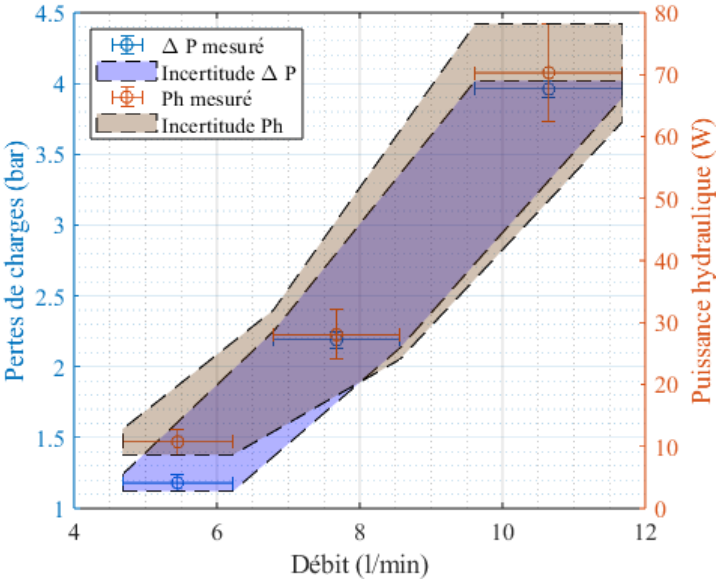


FIGURE 35 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 40°C.

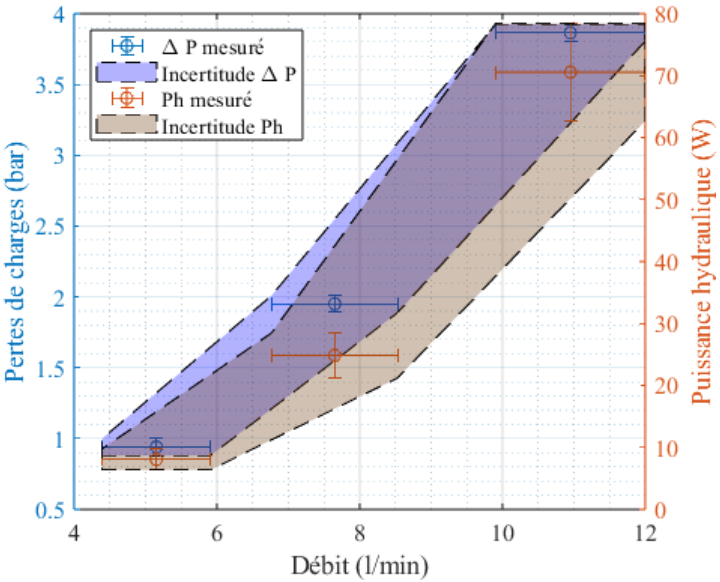


FIGURE 36 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 50°C.

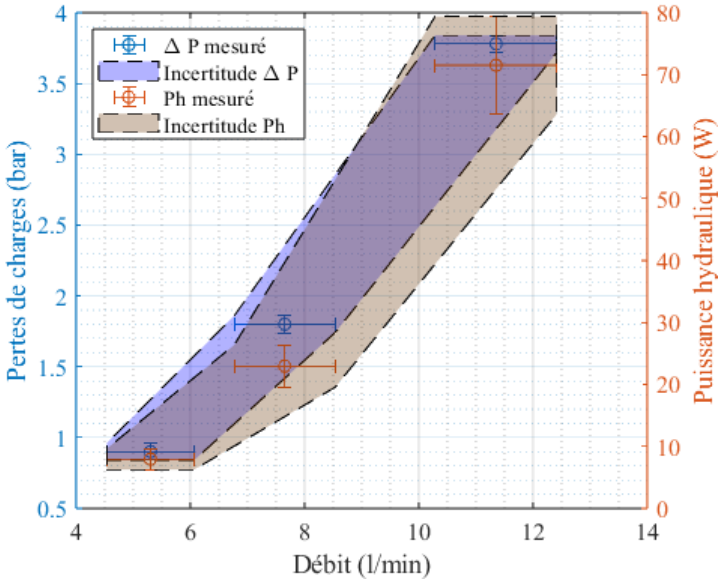


FIGURE 37 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 60°C.

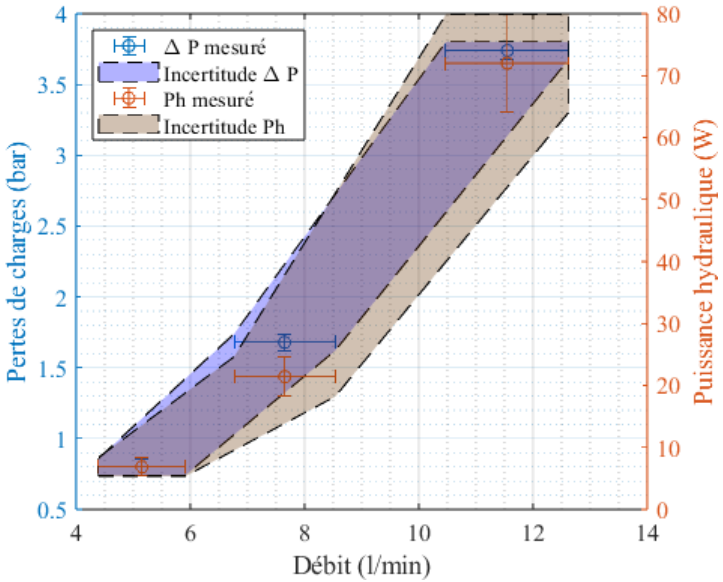


FIGURE 38 – Pertes de charge ΔP et puissance hydraulique P_h obtenues expérimentalement pour une température d'entrée du fluide de 70°C.

3 Annexe C : Ressources utilisées pour le dimensionnent électromagnétique

3.1 Valeurs usuelles de l'induction crête au sein de différentes machines électriques

	Induction (T)			
	Machines asynchrones	Machines synchrones à pôles saillants	Machines synchrones à pôles lisses	Machine à courant continu
Entrefer	0.7 - 0.9	0.85 - 1.05	0.8 - 1.05	0.6 - 1.1
Culasse statorique	1.4 - 1.7	1.0 - 1.5	1.1 - 1.5	1.1 - 1.5
Dent	1.4 - 2.1 (stator) 1.5 - 2.2 (rotor)	1.6 - 2.0	1.5 - 2.0	1.6 - 2.0 (bobinage de compensation) 1.8 - 2.2 (enroulements de l'induit)
Culasse rotorique	1 - 1.6 (1.9)	1.0 - 1.5	1.3 - 1.6	1.0 - 1.5
Pièces polaires	-	1.3 - 1.8	1.1 - 1.7	1.2 - 1.7
Pôles de commutations	-	-	-	1.3

TABLEAU 3 – Valeurs usuelles des inductions crêtes au niveau de l'entrefer et des parties ferromagnétiques pour différents types de machines électriques [22].

3.2 Valeurs usuelles du champ magnétique H et de la densité de courant J pour différentes machines électriques

	Machines asynchrones	Machines synchrones saillantes ou PMSM	Machines synchrones pôles lisses			Machine à courant continu
			Refroidissement			
			indirect		direct	
			Air	Hydrogène	eau	
H	30 - 65	35 - 65	30 - 80	90 - 110	150 -200	25 - 65
	Bobinage statorique	Enroulements de l'induit	Enroulements de l'induit			Enroulements de l'induit
J	3 - 8	4 - 6.5	3 - 5	4 - 6	7 - 10	4 - 9
	Bobinage rotorique, cuivre	Bobinage d'excitation				Bobinage d'excitation
J	3 - 8	2 - 3.5				2 - 5.5
	Bobinage rotorique, Aluminium	Multi-couches	Bobinage d'excitation			Bobinage de compensation
J	3 - 6.5	2 - 4	3 - 5	3 - 5	6 - 12	3 - 4
		Simple couche				

TABLEAU 4 – Valeurs efficaces usuelles de la charge linéique H (kA/m) et de la densité de courant J (A/mm^2) pour différents types de machines électriques [22].

3.3 Valeurs usuelles du rapport entre la longueur utile et le rayon d'alésage

p (paires de pôles)	1	2	3	4
$\lambda = L_u/\tau_p$	0.6 - 1	1.2 - 1.8	1.6 - 2.2	2 - 3
L_u/R_a	1.9 - 3.2	1.8 - 2.8	1.7 - 2.3	1.6 - 2.4

TABLEAU 5 – Rapport longueur active L_u sur pas polaire τ_p pour une machine électrique [86].

4 Annexe D : Expression des constantes

4.1 Calcul de l'induction générée par les aimants

4.2 Cas p $\neq$ 1

$$K_4 = \frac{4B_r}{n\pi\mu_0\mu_r} sin(n\beta\frac{\pi}{2}) \frac{1}{1-(np)^2} A \tag{1}$$

$$A = \frac{\frac{R_m^{2np}(1-\mu_r)+(1+\mu_r)R_a^{2np}}{R_{cr}^{np-1}} - R_m^{np+1}(1-np\mu_r) - \frac{R_m^{-np+1}}{R_a^{-2np}}(1+np\mu_r)}{(1+\mu_r)(1-(\frac{R_a}{R_{cr}})^{2np}) + (1-\mu_r)((\frac{R_m}{R_a})^{-2np} - (\frac{R_m}{R_{cr}})^{2np})} \tag{2}$$

$$K_3 = -K_4 R_{cr}^{-2np} - \frac{4B_r}{n\pi\mu_0\mu_r} sin(n\beta\frac{\pi}{2}) \frac{1}{1-(np)^2} \frac{1}{R_{cr}^{np-1}} \tag{3}$$

$$K_2 = \frac{R_m^{np+1}}{2} B \tag{4}$$

$$B = (K_3 R_m^{np-1}(1-\mu_r) + K_4 R_m^{-np-1}(1+\mu_r) + \frac{4B_r}{n\pi\mu_0\mu_r} sin(n\beta\frac{\pi}{2}) \frac{1}{1-(np)^2}(1-np\mu_r)) \tag{5}$$

$$K_1 = -K_2 R_a^{-2np} \tag{6}$$

4.3 Cas p = 1

$$K_4 = \frac{2B_r}{\pi\mu_0\mu_r} sin(\beta\frac{\pi}{2})\frac{C+D}{E} \tag{7}$$

$$C = -R_m^2(\mu_r + ln(R_m)(1-\mu_r)) - R_a^2(ln(R_m)(1+\mu_r) - \mu_r) \tag{8}$$

$$D = ln(R_{cr})(R_m^2(1-\mu_r) + R_a^2(1+\mu_r))) \tag{9}$$

$$E = (1+\mu_r)(1-(\frac{R_a}{R_{cr}})^2) + (1-\mu_r)((\frac{R_m}{R_a})^{-2} - (\frac{R_m}{R_{cr}})^2) \tag{10}$$

$$K_3 = -K_4 R_{cr}^{-2} - \frac{2B_r}{\pi\mu_0\mu_r} ln(R_{cr}) sin(\beta\frac{\pi}{2}) \tag{11}$$

$$K_2 = \frac{R_m^2}{2}(K_3(1-\mu_r) + K_4 R_m^{-2}(1+\mu_r) + \frac{2B_r}{\pi\mu_0\mu_r} sin(\beta\frac{\pi}{2})(\mu_r + ln(R_m)(1-\mu_r))) \tag{12}$$

$$K_1 = -K_2 R_a^{-2} \tag{13}$$

4.4 Calcul des contraintes au sein de la frette orthotrope

$$A = \frac{E_r}{\nu_{r\theta}\nu_{\theta r} - 1} \tag{14}$$

$$B = \frac{E_\theta \nu_{r\theta}}{\nu_{r\theta}\nu_{\theta r} - 1} \tag{15}$$

$$C = \frac{E_r \nu_{\theta r}}{\nu_{r\theta}\nu_{\theta r} - 1} \tag{16}$$

$$D = \frac{E_\theta}{\nu_{r\theta}\nu_{\theta r} - 1} \tag{17}$$

$$E = \frac{Q\omega^2}{h-9} \tag{18}$$

$$F = \frac{A\sqrt{h}R_{fe}^{-\sqrt{h}-1} - BR_{fe}^{-\sqrt{h}-1}}{A\sqrt{h}R_{fe}^{\sqrt{h}-1} + BR_{fe}^{\sqrt{h}-1}} \tag{19}$$

$$G = R_{fe}^2 \frac{3A+B}{A\sqrt{h}R_{fe}^{\sqrt{h}-1} + BR_{fe}^{\sqrt{h}-1}} \tag{20}$$

$$H = FR_{fi}^{\sqrt{h}-1}\left(-A\sqrt{h} - B\right) + R_{fi}^{-\sqrt{h}-1}\left(A\sqrt{h} - B\right) \tag{21}$$

$$I = GR_{fi}^{\sqrt{h}-1}\left(A\sqrt{h} + B\right) - R_{fi}^{2}\left(3A + B\right) \tag{22}$$

$$K_2 = \frac{-p_2 - EI}{H} \tag{23}$$

$$K_1 = K_2F - EG \tag{24}$$

Bibliographie

[1] Johan Driesen and Ronnie Belmans. Specific Problems of High-Speed Electrical Drives.

[2] Taha El Hajji, Sami Hlioui, François Louf, Mohamed Gabsi, Guillaume Mermaz-Rollet, and M'Hamed Belhadi. Optimal Design of High-Speed Electric Machines for Electric Vehicles : A Case Study of 100 kW V-Shaped Interior PMSM. *Machines*, 11(1) :57, January 2023.

[3] David Gerada, Abdeslam Mebarki, Neil L. Brown, Chris Gerada, Andrea Cavagnino, and Aldo Boglietti. High-Speed Electrical Machines : Technologies, Trends, and Developments. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(6) :2946–2959, June 2014.

[4] P. Ramesh and N. C. Lenin. High Power Density Electrical Machines for Electric Vehicles—Comprehensive Review Based on Material Technology. *IEEE Transactions on Magnetics*, 55(11) :1–21, November 2019.

[5] Gaetano Dilevrano, Paolo Ragazzo, Simone Ferrari, Gianmario Pellegrino, and Timothy Burress. Magnetic, Thermal and Structural Scaling of Synchronous Machines. In *2022 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, pages 1–8, Detroit, MI, USA, October 2022. IEEE.

[6] Xing Luo, Jihong Wang, Mark Dooner, and Jonathan Clarke. Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation. *Applied Energy*, 137 :511–536, January 2015.

[7] Westwind Air Bearings. "M321 – Automatic Tool Change (ATC)". [online] (consulté le 09/05/2024). disponible :. "https ://www.celeramotion.com/westwind/products/light-industrial-precision-machining-spindles/m321-automatic/".

[8] R. Lateb, J. Enon, and L. Durantay. High speed, high power electrical induction motor technologies for integrated compressors. In *2009 International Conference on Electrical Machines and Systems*, pages 1–5, Tokyo, Japan, November 2009. IEEE.

[9] K. Y. Bell and S. Abel. Optimization of WWTP aeration process upgrades for energy efficiency. *Water Practice and Technology*, 6(2) :wpt2011024, June 2011.

[10] Michal Kovacik, Pavol Rafajdus, and Stefan Kocan. Comparison of Various PMSM

Rotor Topologies for High-speed Drives in Automotive Applications. *Transportation Research Procedia*, 55 :995–1002, 2021.

[11] Dmitry Golovanov, Luca Papini, David Gerada, Zeyuan Xu, and Chris Gerada. Multidomain Optimization of High-Power-Density PM Electrical Machines for System Architecture Selection. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 65(7) :5302–5312, July 2018.

[12] Edison Gundabattini, Arkadiusz Mystkowski, Adam Idzkowski, Raja Singh R., and Darius Gnanaraj Solomon. Thermal Mapping of a High-Speed Electric Motor Used for Traction Applications and Analysis of Various Cooling Methods—A Review. *Energies*, 14(5) :1472, March 2021.

[13] Tanguy Davin. Refroidissement des moteurs électriques : exploration des solutions à huile de lubrification. page 217.

[14] Vasile Mihaila, Quan Nguyen, Stéphane Duchesne, Velu Gabriel, Daniel Roger, David Malec, and Jean-Pascal Cambronne. Solutions d'isolation électrique pour les machines fonctionnant à hautes températures. 07 2014.

[15] Marco Satrústegui-de Legarra. Thermal and hydraulic design of water-based cooling systems for electrical machines. 2018.

[16] F. Magnussen and C. Sadarangani. Winding factors and Joule losses of permanent magnet machines with concentrated windings. In *IEEE International Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03.*, volume 1, pages 333–339, Madison, WI, USA, 2003. IEEE.

[17] Laporte Bernard. *Machines électriques tournantes : conception, dimensionnement, fonctionnement électrotechnique / Bernard Laporte,...* Technosup. Ellipses, Paris, 2007.

[18] Taha El Hajji, Sami Hlioui, François Louf, Mohamed Gabsi, Anouar Belahcen, Guillaume Mermaz-Rollet, and M'hamed Belhadi. AC Losses in Windings : Review and Comparison of Models With Application in Electric Machines. *IEEE Access*, 12 :1552–1569, 2024.

[19] Claudio Bianchini, Mattia Vogni, Ambra Torreggiani, Stefano Nuzzo, Davide Barater, and Giovanni Franceschini. Slot Design Optimization for Copper Losses Reduction in Electric Machines for High Speed Applications. *Applied Sciences*, 10(21) :7425, October 2020.

[20] Silong Li, Yingjie Li, Wooyoung Choi, and Bulent Sarlioglu. High-Speed Electric Machines : Challenges and Design Considerations. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 2(1) :2–13, March 2016.

[21] COMSOL AB. Comsol multiphysics® v. 5.6.

[22] J. Pyrhonen, T. Jokinen, and V. Hrabovcova. *Design of Rotating Electrical Machines*. Wiley, 2009.

[23] G. Bertotti. General properties of power losses in soft ferromagnetic materials. *IEEE Transactions on Magnetics*, 24(1) :621–630, January 1988.

[24] Mircea Fratila. *CONTRIBUTION A LA PRISE EN COMPTE DES PERTES FER DANS LA MODELISATION DES MACHINES ELECTRIQUES PAR ELEMENTS FINIS*. Theses, Université des Sciences et Technologie de Lille - Lille I, December 2012.

[25] Andreas Krings. Iron Losses in Electrical Machines - Influence of Material Properties, Manufacturing Processes, and Inverter Operation.

[26] M Emura, F.J.G Landgraf, W Ross, and J.R Barreta. The influence of cutting technique on the magnetic properties of electrical steels. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 254-255 :358–360, January 2003.

[27] Waqas M. Arshad, Thomas Ryckebush, Freddy Magnussen, Heinz Lendenmann, Juliette Soulard, Bengt Eriksson, and Bo Malmros. Incorporating Lamination Processing and Component Manufacturing in Electrical Machine Design Tools. In *2007 IEEE Industry Applications Annual Meeting*, pages 94–102, New Orleans, LA, USA, September 2007. IEEE. ISSN : 0197-2618.

[28] A J Moses, N Derebasi, G Loisos, and A Schoppa. Aspects of the cut-edge e!ect stress on the power loss and #ux density distribution in electrical steel sheets. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2000.

[29] K Kawahara. Characteristics of Silicon Steel.

[30] AFNOR. Matériaux magnétiques - méthodes de mesure des propriétés magnétiques à fréquences moyennes des tôles et feuillards magnétiques en acier [en ligne]. nf en 10252. afnor, 1997, disponible sur : https ://cobaz-afnor-org.bases-doc.univ-lorraine.fr/notice/norme/nf-en-10252/fa022076 ?rechercheid=22941896searchindex=1activetab=all (consulté le 18/04/2024).

[31] A. Boglietti, A. Cavagnino, L. Ferraris, and M. Lazzari. The annealing influence onto the magnetic and energetic properties in soft magnetic material after punching process. In *IEEE International Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03.*, volume 1, pages 503–508, Madison, WI, USA, 2003. IEEE.

[32] A Schoppa, J Schneider, C.-D Wuppermann, and T Bakon. Influence of welding and sticking of laminations on the magnetic properties of non-oriented electrical steels. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 254-255 :367–369, January 2003.

[33] Precision Pressing Manufacturers. "Slinky Stator". [online]. disponible :. `http://www.ppm.co.in/processes/helical-winding.`

[34] A Schoppa and J Schneider. Influence of the manufacturing process on the magnetic properties of non-oriented electrical steels. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2000.

[35] Ivanov-Smolenskii Aleksei Vladimirovich and Kolimeev V. *Machines électriques [Texte imprimé] / A. Ivanov-Smolenski ; traduit du russe par V. Koliméev.* Technique soviétique. Mir, Moscou, 1983.

[36] TATA STEEL. "NO10-1270N Data sheet". [online] (consulté le 26/04/2024). disponible :. `https://www.tatasteeleurope.com/sites/default/files/tata-steel-hi-lite-electrical-steel-no10-1270n-datasheet-en.pdf`.

[37] voestalpine. "isovac 270-35A". [online] (consulté le 26/04/2024). disponible :. https://www.voestalpine.com/isovac/en/Product-overview/Data-sheets.

[38] voestalpine. "isovac 470-35A". [online] (consulté le 26/04/2024). disponible :. https://www.voestalpine.com/isovac/en/Product-overview/Data-sheets.

[39] Vacuumschmelze. "PERMENORM 5000 H2 / V5". [online] (consulté le 26/04/2024). disponible :. https://vacuumschmelze.com/03_Documents/Brochures/PERMENORM%205000%20V5%20H2%20Strip.pdf.

[40] Vacuumschmelze. "MEGAPERM 40L". [online] (consulté le 26/04/2024). disponible :. https://vacuumschmelze.com/03_Documents/Brochures/MEGAPERM40L.pdf.

[41] Vacuumschmelze. "Vacodur 49". [online] (consulté le 26/04/2024). disponible :. https://vacuumschmelze.com/03_Documents/Brochures/Flyer%20VACODUR%2049.pdf.

[42] Vacuumschmelze. "Vacoflux 48". [online] (consulté le 26/04/2024). disponible :. https://vacuumschmelze.com/03_Documents/Brochures/Flyer%20VACOFLUX%2048.pdf.

[43] Frederic Bloch, Thierry Waeckerle, and Herve Fraisse. The use of iron-nickel and iron-cobalt alloys in electrical engineering, and especially for electrical motors. In *2007 Electrical Insulation Conference and Electrical Manufacturing Expo*, pages 394–401, Nashville, TN, October 2007. IEEE.

[44] Markus Henke, Gerrit Narjes, Jan Hoffmann, Constantin Wohlers, Stefan Urbanek, Christian Heister, Jörn Steinbrink, Wolf-Rüdiger Canders, and Bernd Ponick. Challenges and Opportunities of Very Light High-Performance Electric Drives for Aviation. *Energies*, 11(2) :344, February 2018.

[45] C. Zwyssig, S.D. Round, and J. Kolar. Analytical and Experimental Investigation of a Low Torque, Ultra-High Speed Drive System. In *Conference Record of the 2006 IEEE Industry Applications Conference Forty-First IAS Annual Meeting*, volume 3, pages 1507–1513, Tampa, FL, October 2006. IEEE. ISSN : 0197-2618.

[46] Guillaume Burnand, Douglas Martins Araujo, Christian Koechli, and Yves Perriard. Validation by measurements of a windage losses model for very-high-speed machines. In *2017 20th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, pages 1–4, Sydney, Australia, August 2017. IEEE.

[47] Yiguang Chen, Baiqi Zang, Haitian Wang, Hongxu Liu, and Haoran Li. Composite pm rotor design and alternating flux density harmonic component analysis of a 200 kw high-speed pmsm used in fess. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 59(2) :1469–1480, 2023.

[48] NTN Corporation Roulements à billes et à rouleaux. [online] (consulté le 15/05/2024). disponible :. "https ://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2022-09/Ball-and-roller-bearings-2203E.pdf".

[49] Analysis and M. J. H. W. (Author). 2011 design of aerodynamic gas bearings for micro turbo machinery, Nabuurs.

[50] M Zeisberger and W Gawalek. Losses in magnetic bearings.

[51] D. Staton, A. Boglietti, and A. Cavagnino. Solving the More Difficult Aspects of Electric Motor Thermal Analysis in Small and Medium Size Industrial Induction Motors. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 20(3) :620–628, September 2005.

[52] Pedram Shahriari Nasab, Roberto Perini, Antonino Di Gerlando, Giovanni Maria Foglia, and Mehdi Moallem. Analytical Thermal Model of Natural-Convection Cooling in Axial Flux Machines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 67(4) :2711–2721, April 2020.

[53] Xiang Shen, Barrie Mecrow, Xu Deng, Christopher Donaghy-Spargo, Richard Whalley, and Nilanjan Chakraborty. Direct Air Cooling of High-Power Permanent Magnet Machines. In *2019 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, pages 5637–5644, Baltimore, MD, USA, September 2019. IEEE.

[54] Pedram Asef, Ramon B. Perpina, and M.R. Barzegaran. An innovative natural air-cooling system technique for temperature-rise suppression on the permanent magnet synchronous machines. *Electric Power Systems Research*, 154 :174–181, January 2018.

[55] Fnu Nishanth, Martin Johnson, and Eric L. Severson. A Review of Thermal Analysis and Management of Power Dense Electric Machines. In *2021 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, pages 1–8, Hartford, CT, USA, May 2021. IEEE.

[56] Stefan Ulbrich, Jeanette Kopte, and Jens Proske. Cooling Fin Optimization on a TEFC Electrical Machine Housing Using a 2-D Conjugate Heat Transfer Model. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 65(2) :1711–1718, February 2018.

[57] M.A. Valenzuela and J.A. Tapia. Heat Transfer and Thermal Design of Finned Frames for TEFC Variable-Speed Motors. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 55(10) :3500–3508, October 2008.

[58] Robert J Christie, Arthur Dubois, Joby Aviation, Santa Cruz, and Joseph M Derlaga. Cooling of Electric Motors Used for Propulsion on SCEPTOR. 2017.

[59] Aldo Boglietti and Andrea Cavagnino. Analysis of the Endwinding Cooling Effects in TEFC Induction Motors. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 43(5) :1214–1222, 2007.

[60] D Staton, A Boglietti, and A Cavagnino. Solving the more difficult aspects of electric motor thermal analysis in small and medium size industrial induction motors. *IEEE TRANSACTIONS ON ENERGY CONVERSION*, 20(3), 2005.

[61] Mario Vukotić, Stefan Lutovski, Nina Šutar, Damijan Miljavec, and Selma Čorović. Thermal Effects in the End-Winding Region of Electrical Machines. 2023.

[62] Xiong Bin, Gu GuoBiao, Ruan Lin, Li ZhenGuo, Fu DePing, Cao Rui, Guo ShuQin, and Gao JinShui. Studies on the structure of radial ventilation channel to improve the cooling capacity of large turbo generator stator. In *2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, pages 354–357, Hangzhou, China, October 2014. IEEE.

[63] Xiaofeng Yang, Alireza Fatemi, Thomas Nehl, Lei Hao, Wei Zeng, and Scott Parrish. Comparative Study of Three Stator Cooling Jackets for Electric Machine of Mild Hybrid Vehicle. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 57(2) :1193–1201, March 2021.

[64] Arda Tuysuz, Francesca Meyer, Mathis Steichen, Christof Zwyssig, and Johann W. Kolar. Advanced Cooling Methods for High-Speed Electrical Machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 53(3) :2077–2087, May 2017.

[65] Christopher Beck, Jürgen Schorr, Harald Echtle, Jasmin Verhagen, Annette Jooss, Christian Krüger, and Michael Bargende. Numerical and experimental investigation of flow phenomena in rotating step-holes for direct-spray-cooled electric motors. *International Journal of Engine Research*, 22(5) :1731–1740, May 2021.

[66] Chuan Liu, Zeyuan Xu, David Gerada, Jing Li, Chris Gerada, Yew Chuan Chong, Mircea Popescu, James Goss, David Staton, and He Zhang. Experimental Investigation on Oil Spray Cooling With Hairpin Windings. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 67(9) :7343–7353, September 2020.

[67] Dmitry Golovanov, David Gerada, Giacomo Sala, Michele Degano, Andrew Trentin, Peter H. Connor, Zeyuan Xu, Antonino La Rocca, Alessandro Galassini, Luca Tarisciotti, Carol N. Eastwick, Stephen J. Pickering, Pat Wheeler, Jon Clare, Mykhaylo Filipenko, and Chris Gerada. 4-MW Class High-Power-Density Generator for Future Hybrid-Electric Aircraft. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 7(4) :2952–2964, December 2021.

[68] Chuan Liu, David Gerada, Zeyuan Xu, Yew Chuan Chong, Melanie Michon, James Goss, Jing Li, Chris Gerada, and He Zhang. Estimation of Oil Spray Cooling Heat Transfer Coefficients on Hairpin Windings With Reduced-Parameter Models. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 7(2) :793–803, June 2021.

[69] S. Andrew Semidey and J. Rhett Mayor. Experimentation of an Electric Machine Technology Demonstrator Incorporating Direct Winding Heat Exchangers. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(10) :5771–5778, October 2014.

[70] Pia M Lindh. Direct Liquid Cooling in Low-Power Electrical Machines : Proof-of-Concept. *IEEE TRANSACTIONS ON ENERGY CONVERSION*, 31(4), 2016.

[71] Jamshid Khorshidi and Salman Heidari. Design and Construction of a Spiral Heat Exchanger. *Advances in Chemical Engineering and Science*, 06(02) :201–208, 2016.

[72] Warren M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and Young I. Cho, editors. *Handbook of heat transfer*. McGraw-Hill handbooks. McGraw-Hill, New York, 3rd ed edition, 1998.

[73] Sreenivas Jayanti. Bends, flow and pressure drop in. In *Thermopedia*. Begel House Inc., 2011.

[74] Arcane Industrie. "THERMOLIQUID MPG". [online] (consulté le 26/04/2024). disponible :. https ://www.arcane-direct.com/fr/166-antigel-mpg-dilue-thermoliquid-16c-25c-31c.html.

[75] Mounir Bennajah and Naoil Chaouni. *Échangeurs de chaleur : technologie, calcul et design / Mounir Bennajah, Naoil Chaouni*. Sciences de l'ingénieur. Editions Technip, Paris, 2014.

[76] Yann MARCHESSE Modélisation de la turbulence. [online] (consulté le 20/05/2024). disponible :. http://yann.marchesse.free.fr/Site/Enseignements_files/CFD.pdf.

[77] Traoré Philippe, Amiroudine Sakir, and Philippe Traoré. *Simulation numérique en mécanique des fluides . [Tome 1], Principes de base et mise en oeuvre de la méthode des volumes finis en CFD / Philippe Traoré, Sakir Amiroudine*. Cépaduès-Éditions, Toulouse, 2e édition edition, 2022.

[78] Heat Transfer Module User's Guide. [online] (consulté le 15/06/2024). disponible :. https://doc.comsol.com/5.4/doc/com.comsol.help.heat/HeatTransferModuleUsersGuide.pdf.

[79] CFD Module User's Guide. [online] (consulté le 15/06/2024). disponible :. https://doc.comsol.com/5.4/doc/com.comsol.help.cfd/CFDModuleUsersGuide.pdf.

[80] Yves Jannot Théorie et pratique de la métrologie thermique. [online] (consulté le 20/05/2024). disponible :. "http ://www.thermique55.com/principal/metrologiethermique.pdf".

[81] TC Direct Tolérance de sortie des Thermocouples. [online] (consulté le 20/05/2024). disponible :. "https ://www.tcsa.fr/thermocouple-reference/tolerance-des-thermocouple.html".

[82] Thermométrie par résistance platine. [online] (consulté le 20/05/2024). disponible :. "https ://physique.ens-lyon.fr/sites/default/files/2023-06/PT100.pdf".

[83] Rahul Kharat, Nitin Bhardwaj, and RS Jha. Development of heat transfer coefficient correlation for concentric helical coil heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(12) :2300–2308, 2009.

[84] Mohamed H. Mousa, Nenad Miljkovic, and Kashif Nawaz. Review of heat transfer enhancement techniques for single phase flows. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 137 :110566, March 2021.

[85] Susanna Cimina, Chenglong Wang, Lei Wang, Alfonso Niro, and Bengt Sunden. EXPERIMENTAL STUDY OF PRESSURE DROP AND HEAT TRANSFER IN A U-BEND CHANNEL WITH VARIOUS GUIDE VANES AND RIBS. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 22(1) :29–45, 2015.

[86] Ion Boldea and Syed Abu Nasar. *The induction machines design handbook / Ion Boldea, Syed A. Nasar*. «The »electric power engineering series. CRC Press/Taylor Francis, Boca Raton (Fla.), 2nd edition edition, 2010.

[87] TATA STEEL. "NO27-1400H Data sheet". [online] (consulté le 15/07/2024). disponible :. https://www.tatasteeluk.com/sites/default/files/tata-steel-hi-lite-electrical-steel-no27-1400h-datasheet-en.pdf.

[88] D Meeker. Femm : Finite element method magnetics. ver. 4.2. user manual. 2015.

[89] David Meeker Rotor Motion using an (Anti)Periodic Air Gap Boundary Condition. [online] (consulté le 22/08/2024). disponible :. "https ://www.femm.info/wiki/RotorMotion".

[90] Z.Q. Zhu, Kristi Ng, N. Schofield, and D. Howe. Improved analytical modeling of rotor eddy current loss in brushless machines equipped with surface mounted permanent magnets. *Electric Power Applications, IEE Proceedings* -, 151 :641 – 650, 12 2004.

[91] Akbar Rahideh and T. Korakianitis. Analytical magnetic field distribution of slotless brushless permanent magnet motors - part i. armature reaction field, inductance and rotor eddy current loss calculations. *Electric Power Applications, IET*, 6 :628–638, 11 2012.

[92] Daoud Ouamara and Frédéric Dubas. Permanent-magnet eddy-current losses : A global revision of calculation and analysis. *Mathematical and Computational Applications*, 24(3), 2019.

[93] Flavia Ferrucci, Marko Merdzan, Fabio Giulii Capponi, and Elena Lomonova. Evaluation of eddy current losses in the cooling sleeve of a toroidal high speed permanent magnet machine. pages 125–130, 10 2020.

[94] K. Atallah, D. Howe, P.H. Mellor, and D.A. Stone. Rotor loss in permanent magnet brushless ac machines. In *IEEE International Electric Machines and Drives Conference. IEMDC'99. Proceedings (Cat. No.99EX272)*, pages 60–62, 1999.

[95] Altair Engineering Inc. Altair flux 2d, 2021.

[96] Aleksandar Borisavljevic. *Limits, Modeling and Design of High-Speed Permanent Magnet Machines*. Springer Theses. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2013.

[97] Yu.M. Rabinovich, V.V. Sergeev, A.D. Maystrenko, V. Kulakovsky, S. Szymura, and H. Bala. Physical and mechanical properties of sintered NdFeB type permanent magnets. *Intermetallics*, 4(8) :641–645, January 1996. Publisher : Elsevier BV.

[98] A. Binder, T. Schneider, and M. Klohr. Fixation of buried and surface-mounted magnets in high-speed permanent-magnet synchronous machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 42(4) :1031–1037, July 2006. Publisher : Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE).

[99] Dingwang Xu, Xiuhe Wang, and Guanqun Li. Optimization design of the sleeve for high speed permanent magnet machine. In *2016 IEEE 11th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA)*, pages 2531–2535, Hefei, China, June 2016. IEEE.

[100] Simon M. Barrans, Mahir M. J. Al-Ani, and Jeff Carter. Mechanical design of rotors for permanent magnet high-speed electric motors for turbocharger applications. *IET Electrical Systems in Transportation*, 7(4) :278–286, December 2017. Publisher : Institution of Engineering and Technology (IET).

[101] W.U. Nuwantha Fernando and Christopher Gerada. High speed permanent magnet machine design with minimized stack-length under electromagnetic and mechanical constraints. *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, 46(1) :95–109, September 2014. Publisher : SAGE Publications.

[102] Guillaume Burnand, Douglas Martins Araujo, and Yves Perriard. Very-high-speed permanent magnet motors : Mechanical rotor stresses analytical model. In *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, pages 1–7, Miami, FL, USA, May 2017. IEEE.

[103] André Bazergui, Thang Bui-Quoc, and André Biron. *Résistance des matériaux / André Bazergui,... Thang Bui-Quoc,... André Biron,... [et al.].* Éditions de l'École polytechnique de Montréal, Montréal, 2e édition edition, 1993.

[104] Samuel Avec le concours de Michel Amestoy Forest. Paris : Presses des Mines, Presses des MINES - TRANSVALOR, 2022 60, boulevard Saint-Michel - 75272 Paris Cedex 06 - France, 2022.

[105] ECLIPSE MAGNETICS. "Samarium Cobalt Magnets, SmCo Magnets Datasheet". [online] (consulté le 15/07/2024). disponible :. `https://www.eclipsemagnetics.cn/site/assets/files/2418/samarium_cobalt_magnets_datasheet.pdf`.

[106] Guillaume Paul-André Burnand. *Small scale very high speed slotless permanent magnet motors.* Thèse de doctorat, EPFL, 2020. Disponible à `https://infoscience.epfl.ch/entities/publication/c475fafb-2f72-45e0-be13-9b93804c714a/thesisdetails`.

[107] Tp Sathishkumar, S Satheeshkumar, and J Naveen. Glass fiber-reinforced polymer composites – a review. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 33(13) :1258–1275, July 2014.

[108] Youde Xiong. *Toute la résistance des matériaux : formulaire pratique, méthodes de calcul, exemples aide-mémoire / Xiong Youde.* Xiong Youde, Orléans, 2006.

[109] Dassault Systèmes Simulia Corp. Abaqus cae 2025, 2025.

[110] Fengge Zhang, Guanghui Du, Tianyu Wang, Guangwei Liu, and Wenping Cao. Rotor Retaining Sleeve Design for a 1.12-MW High-Speed PM Machine. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 51(5) :3675–3685, September 2015. Publisher : Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE).

[111] Smail Mezani. *Modélisation électromagnétique et thermique des moteurs à induction, en tenant compte des harmoniques d'espace.* Theses, Institut National Polytechnique de Lorraine, July 2004.

[112] Mathieu Kirouac. DÉVELOPPEMENT DE MODÈLES ANALYTIQUES THERMIQUES POUR DES MACHINES À AIMANTS PERMANENTS.

[113] David A. Howey, Peter R. N. Childs, and Andrew S. Holmes. Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 59(3) :1367–1375, March 2012.

[114] Raynal Glises. Machines électriques tournantes - Simulation du comportement thermique. *Conversion de l'énergie électrique*, November 1998.

[115] P.H. Mellor, D. Roberts, and D.R. Turner. Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design. *IEE Proceedings B Electric Power Applications*, 138(5) :205, 1991.

[116] Sarah Touhami, Yves Bertin, Yvan Lefèvre, Jean-Francois Llibre, Carole Henaux, and Matthieu Fenot. Lumped Parameter Thermal Model of Permanent Magnet Synchronous Machines.

[117] BJORN ANDERSSON. Lumped parameter thermal modelling of electric machines, analysis of an interior permanent magnet synchronous machine for vehicle applications. 2013.

[118] J. Emily Cousineau, Kevin Bennion, Douglas DeVoto, and Sreekant Narumanchi. Experimental characterization and modeling of thermal resistance of electric machine lamination stacks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 129 :152–159, February 2019.

[119] Yves Bertin. Refroidissement de machines électriques tournantes. *Techniques de l'ingénieur, ref : D3460*, 1999.

[120] Mehmet Caglar Kulan, Samet Sahin, and Nick J. Baker. An Overview of Modern Thermo-Conductive Materials for Heat Extraction in Electrical Machines. *IEEE Access*, 8 :212114–212129, 2020.

[121] Sabrina Ayat, Haipeng Liu, Mehmet Kulan, and Rafal Wrobel. Estimation of Equivalent Thermal Conductivity for Electrical Windings with High Conductor Fill Factor. In *2018 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, pages 6529–6536, Portland, OR, USA, September 2018. IEEE.

[122] Haipeng Liu, Sabrina Ayat, Rafal Wrobel, and Chengning Zhang. Comparative study of thermal properties of electrical windings impregnated with alternative varnish materials. *The Journal of Engineering*, 2019(17) :3736–3741, June 2019.

[123] Andrew Woodworth, William A. Sixel, Ryan Edwards, Ralph Jansen, Sean McCormick, Malcolm Robbie, Andrew Smith, Paria Naghipour, and E. Eugene Shin. Thermal Analysis of Potted Litz Wire for High Power Density Aerospace Electric Machines. In *AIAA Propulsion and Energy 2019 Forum*, Indianapolis, IN, August 2019. American Institute of Aeronautics and Astronautics.

[124] R. Aziz, G. J. Atkinson, and S. Salimin. Thermal Modelling for Permanent Magnet Synchronous Machine (PMSM). *International Journal of Power Electronics and Drive Systems (IJPEDS)*, 8(4) :1903, December 2017.

[125] Lin Li, Weili Li, Dong Li, Jinyang Li, and Yu Fan. Research on Strategies and Methods Suppressing Permanent Magnet Demagnetization in Permanent Magnet Synchronous Motors Based on a Multi-Physical Field and Rotor Multi-Topology Structure. *Energies*, 11(1) :40, December 2017.

[126] Zlatko Kolondzovski. THERMAL AND MECHANICAL ANALYSES OF HIGH-SPEED PERMANENT-MAGNET ELECTRICAL MACHINES.

[127] thyssenkrupp Magnettechnik. "Samarium-Cobalt magnets". [online] (consulté le 15/07/2024). disponible :. `https://ucpcdn.thyssenkrupp.com/_binary/UCPthyssenkruppBAMXSchulteMicrositeMagnettechnik/en/downloads/link-thyssenkruppMagnettechnik-Factsheet-samarium-cobalt-magnets.pdf`.

[128] Julien Fontchastagner and Frédéric Messine. Conception par optimisation des actionneurs électromécaniques - Aspects méthodologiques. page D3415, February 2023.

[129] The MathWorks Inc. Matlab version : R2021a, 2021.