Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis

Thèse de doctorat

Pour obtenir le titre de Docteur de l'Université de

VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS

Spécialité : Mécanique et Energétique

Présentée et soutenue le 28/01/2014 par Tanguy DAVIN

Ecole doctorale :
Sciences Pour l'Ingénieur (SPI)

Equipe de recherche, Laboratoire :
Dynamique des Fluides et Transferts Thermiques (DF2T)
Laboratoire de Thermique, Ecoulement, Mécanique, Mise en Production (TEMPO)

Refroidissement des moteurs électriques :

Exploration des solutions à huile de lubrification

JURY

Rapporteurs
- BERTIN Yves. Professeur à l'Université de Poitiers (Institut P')
- JAY Jacques. Professeur à l'Université de Lyon (CETHIL)

Examinateurs
- ABID Chérifa. Professeur à l'Université d'Aix-Marseille (IUSTI), Présidente du jury
- ESPANET Christophe. Professeur à l'Université de Franche-Comté (FEMTO)
- HARMAND Souad. Professeur à l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, Directrice de thèse (TEMPO)
- PELLE Julien. Maître de Conférences à l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis (TEMPO)

Membres invités
- YU Robert. Docteur-ingénieur de Recherche, RENAULT, Guyancourt
- LEFEBVRE Alain. Chef de l'UET Innovation et Performance Ingénierie, RENAULT, Guyancourt
- DESMET Bernard. Professeur à l'Université de Valenciennes (TEMPO)

Remerciements

Une thèse, c'est un peu comme un marathon. C'est un travail de longue haleine. Au début, il faut trouver ses marques. On tâtonne. Partir trop vite ne reviendrait qu'à s'essouffler, malgré toute la bonne volonté du monde. Et puis, plus ça va, plus c'est dur. La fatigue apparaît. Il est nécessaire de se satisfaire des étapes intermédiaires. Aucun kilomètre n'est inutile. En épreuve d'endurance, c'est l'accumulation qui compte.

La course se déroule rarement sans imprévu. Nous ne sommes jamais à l'abri d'un blocage, de l'incident technique ; et tout est au point mort. C'est à ce moment qu'il faut souffler, prendre du recul, analyser la situation pour savoir comment repartir. Toutes les cellules sont en ébullition.

La remise en cause a été douloureuse, mais la machine est revenue en état de marche. Le moment de souffrance perdure, les dernières encablures semblent s'éterniser, mais déjà la ligne d'arrivée semble se dessiner au loin. On la visualisait dès le départ, mais on ne voulait pas la voir. Dans un regain d'énergie, le doctorant court vers son destin.

Rassurez-vous, lors de l'épreuve, le sportif a tout de même pris plaisir. Outre son masochisme indéniable, ce plaisir est surtout procuré par la foule qui soutient notre homme et qui rend humaine et collective cette épreuve en solitaire. Une fois la ligne franchie, l'athlète éprouve le soulagement de l'accomplissement et remercie bien évidemment ses coachs et ses supporters.

Les présents résultats, d'ordre scientifique, sont le fruit d'une collaboration entre deux mondes que la thèse CIFRE rassemble. D'un côté, le laboratoire TEMPO de Valenciennes et de l'autre, la société RENAULT. Je tiens à remercier ces deux organismes pour leurs supports matériel et financier.

Je souhaite remercier en tout premier lieu Souad Harmand, Professeur des Universités et Vice-Présidente de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, pour avoir consacré son temps précieux à la direction de ma thèse et pour avoir su cerner les problématiques principales du sujet.

J'apporte également ma gratitude à Julien Pellé, Maître de Conférence à l'Université de Valenciennes pour ses apports scientifiques avisés et sa pédagogie.

Je tiens à remercier mon encadrant en entreprise Robert Yu, Docteur-Ingénieur chez RENAULT pour ses conseils et pour avoir partagé son expérience sur le sujet. Sa disponibilité et son implication dans mes travaux ont été très appréciables.

Je voudrais aussi remercier chaleureusement les membres de mon jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail. Merci en particulier à Yves Bertin et Jacques Jay d'avoir accepté d'être rapporteur de ce manuscrit.

Je tiens à remercier ensuite tous les collègues qui ont travaillé avec moi sur les machines électriques, notamment Thierry Laurent, Alain Lefebvre, et Mehdi Saheli. Merci aussi à tous les

membres de l'équipe Synthèse des Systèmes Energétiques et Thermiques de la Direction de la Recherche de Renault, pour leur aide pour leur sympathie.

Je remercie également ceux qui ont permis la réalisation du banc d'essais au laboratoire, en particulier Jean-Michel Dailliet et l'ENSIAME. Je pense aussi à tous les fournisseurs avec lesquels j'ai pu échanger, comme Novelté.

J'ai une pensée particulière pour mes camarades doctorants qui m'ont supporté mais que j'ai aussi dû supporter ces mois durant, tout particulièrement le Yücks, le Krab, Hadrien et Rogelio.

Enfin, je souhaite dire merci à tous ceux qui m'ont soutenu moralement et qui ont contribué à leur façon à l'aboutissement de ce manuscrit. Merci à mes proches, ma famille et à ma boréale.

SOMMAIRE

NOMENCLATURE **7**

INTRODUCTION GÉNÉRALE **9**

CONTEXTE 9
OBJECTIFS DE LA THÈSE 10
STRUCTURE DU MÉMOIRE 10

1 CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE, PROBLÉMATIQUES DE LA THERMIQUE DES MOTEURS ÉLECTRIQUES **13**

1.1 GÉNÉRALITÉS SUR LES MOTEURS ÉLECTRIQUES 13
1.2 PROBLÉMATIQUE THERMIQUE 24
1.3 SOLUTIONS GÉNÉRALES DE REFROIDISSEMENT DES MACHINES 26
1.4 COMPARATIF DES FLUIDES ET DE LEUR UTILISATION 47
1.5 MOYENS D'AMÉLIORATION DE LA CONVECTION SUR UNE PLAQUE 54

2 CHAPITRE 2 : MODÉLISATION NUMÉRIQUE, COMPORTEMENT THERMIQUE D'UNE MACHINE ÉLECTRIQUE ET DE SON REFROIDISSEMENT **71**

2.1 ETAT DE L'ART DES MODÈLES THERMIQUES 71
2.2 PRÉSENTATION DE LA MACHINE ET DU MODÈLE 78
2.3 ETUDE DE SENSIBILITÉ AUX ÉLÉMENTS DE REFROIDISSEMENT PASSIF 85
2.4 COMPARAISON DES SYSTÈMES DE REFROIDISSEMENT 97
2.5 CONCLUSIONS DE CES MODÉLISATIONS 116

3 CHAPITRE 3 : ETUDE EXPÉRIMENTALE, ESSAIS DE DIFFÉRENTS SYSTÈMES DE REFROIDISSEMENT À HUILE SUR LE CÔTÉ DE LA MACHINE **117**

3.1 PRÉSENTATION DU BANC D'ESSAI 117
3.2 MESURES ET INCERTITUDES 127
3.3 VISUALISATIONS DES ÉCOULEMENTS 133
3.4 MESURES THERMIQUES : RÉSULTATS BRUTS 140
3.5 CONCLUSIONS 155

4 CHAPITRE 4 : MÉTHODE INVERSE, TRAITEMENT DES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX AVEC LE MODÈLE THERMIQUE ET APPLICATION SUR MACHINE RÉELLE **157**

4.1 INTRODUCTION À LA MÉTHODE INVERSE 157
4.2 APPLICATION À LA MACHINE TESTÉE 159
4.3 RÉSULTATS DE L'IDENTIFICATION DES COEFFICIENTS D'ÉCHANGE 170
4.4 UTILISATION DES COEFFICIENTS IDENTIFIÉS SUR MACHINE RÉELLE 179
4.5 CONCLUSIONS SUR LA MÉTHODE INVERSE 183

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES **185**

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES **188**

PUBLICATIONS **200**

ANNEXE 1 : CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT SUR VÉHICULE **201**

ANNEXE 2 : MODÉLISATION LOCALE PAR VOLUMES FINIS : IMPACT SUR PLAQUE PLANE **203**

ANNEXE 3 : DONNÉES DE L'IDENTIFICATION DES COEFFICIENTS D'ÉCHANGE **211**

Nomenclature

Cp	Capacité thermique massique (J/kg.K)
$crit$	Critère d'écart entre la mesure et le calcul pour la méthode inverse (°C)
C_{th}	Capacité thermique d'un nœud (J/K)
d ou d_0	Diamètre de l'orifice, jet ou spray (m)
d_{32}	Diamètre référence des gouttelettes (*Sauter Mean Diameter*) (m)
D	Diamètre (m)
e	Espacement (m)
F_{th}	Fonction de transfert (W/K)
g	Gravité (m/s²)
G ou G_{th}	Conductance thermique (W/K)
G_{disque}	Espacement adimensionné (-)
Gr	Nombre de Grashof (-)
h	Coefficient de convection (W/m².K)
I	Courant électrique dans les bobines (A)
J	Matrice des sensibilités (K².m²/W)
K	Facteur de forme pour la conduction (m)
l	Echelle de longueur (m)
L	Longueur (m)
MG	Matrice des conductances (W/K)
nx	Nombre de nœuds d'un élément dans la direction x (-)
ny	Nombre de nœuds d'un élément dans la direction y (-)
nz	Nombre de nœuds d'un élément dans la direction z (-)
N_T	Nombre de points de mesure (-)
Nu	Nombre de Nusselt (-)
$\overline{Nu}$	Nombre de Nusselt moyen (-)
Nu_0	Nombre de Nusselt au point de stagnation (-)
P	Puissance (W) ou Pression (bar)
Pr	Nombre de Prandtl (-)
P_m	Périmètre mouillé (m)
q	Source de chaleur volumique (W/m³)
Q	Source de chaleur (W)
$\overline{Q"}$	Vitesse de référence (m/s)
Qv	Débit volumique (m³/s)
r	Longueur selon l'axe radial (m)
R	Rayon (m)
Re	Nombre de Reynolds (-)
R^{elec}	Résistance électrique des bobines (Ω)
R_{th}	Résistance thermique (K/W)
S	Surface (m²) ou Système (-)
t	Temps (s)
T	Température (°C)
U	Tension aux bornes des bobines (V)
v	Volume (m³)
V	Vitesse (m/s)
We	Nombre de Weber (-)
z	Distance de la buse à la surface d'impact (m)

α	Coefficient de température relative à la résistance électrique ($°C^{-1}$)
β_1	Facteur de forme d'un spray (-)
β	Angle d'inclinaison de paroi par rapport à l'axe horizontal (°)
ε	Facteur de variation pour le calcul des sensibilités (-)
ε_P	Erreur sur le bilan de puissance (-)
δ	Epaisseur de film (m)
δ_T	Epaisseur de couche limite thermique (m)
Γ	Couple (N.m)
λ	Conductivité thermique (W/m.K)
μ	Viscosité dynamique (kg/m.s)
ν	Viscosité cinématique (m^2/s)
ρ	Densité (kg/m^3)
ρ^{elec}	Résistivité électrique (Ω.m)
σ	Tension superficielle (N/m) ou Constante de Stefan-Boltzmann (W/m^2K^4)
Σ	frontière du domaine (m^2)
φ	Flux thermique surfacique (W/m^2)
Φ_{th}	Flux thermique (W)
Ψ	Rapport de forme (-)
ω	Vitesse du rotor (rad/s)

Abréviations

AC	Courant Alternatif
CHF	Flux thermique critique (*Critical Heat Flux*)
DC	Courant Continu
GMPe	Groupe Motopropulseur électrique
HVV03	Buse à jet plat
M8	Buse à cône plein
MRV	Machine à Réluctance Variable
MSAP	Machine Synchrone à Aimants Permanents
MSRB	Machine Synchrone à Rotor Bobiné
MCC	Machine à Courant Continu
MAS	Machine Asynchrone
VE	Véhicule Electrique
VEH	Véhicule Electrique Hybride
TC	Thermocouple

Indices et exposants

bob	bobines
c	culasse
calc	calcul
d	dent
e	eau ou position d'encoche
frot	frottements
h	huile
mes	mesure
ref	cas référence
res	résistant
theo	théorique
0	référence pour la résistance électrique
∞	air ambiant

Introduction générale

Contexte

Avec les problématiques environnementales, les constructeurs automobiles sont amenés à repenser les systèmes de traction. En effet, de nombreuses raisons suscitent une mutation des véhicules. Principalement, la raréfaction du pétrole et la pollution générée par les rejets remettent en cause l'utilisation des moteurs à combustion interne. En découlent l'action des gouvernements via des normes de plus en plus sévères pour réduire les émissions de CO_2 et des systèmes de malus/bonus écologiques. Les machines électriques sont depuis quelques années sérieusement de retour à l'étude dans le secteur automobile. La première application est le véhicule électrique hybride (VEH), où une motorisation électrique complète le moteur thermique. Cette hybridation est plus ou moins lourde ; les moteurs électriques utilisés ont une gamme très large de puissances : quelques kW à quelques dizaines de kW. Dans la deuxième application, toute la puissance est apportée par le moteur électrique : le véhicule 100 % électrique (VE).

Un moteur électrique est un transformateur de puissance, qui convertit la puissance électrique en puissance mécanique. Les moteurs électriques possèdent un rendement très satisfaisant qui, malgré la grande plage de couple et de vitesse que l'application implique, est souvent supérieur à 90 %. Cependant, cette conversion non parfaite donne lieu à des pertes sous forme de dissipations thermiques. De plus, les contraintes de coûts et de masse intrinsèques au secteur poussent à concevoir des moteurs de plus en plus compacts. Ceci implique le désagrément d'avoir de forts flux thermiques générés dans un volume relativement restreint.

Grâce à son rendement bien meilleur, le moteur électrique admet des niveaux de pertes bien plus bas que le moteur thermique. Mais des contraintes assez sévères sont imposées pour la tenue des éléments. Notamment, les isolants électriques protégeant les bobines et les aimants (présents seulement sur certains types de machines) perdent leurs propriétés, respectivement électriques et magnétiques au-delà d'une certaine température. Le refroidissement du cœur de la machine est donc nécessaire pour éviter la dégradation irréversible du moteur.

Pour limiter cette température maximale, on utilise un fluide caloporteur pour évacuer la chaleur générée par le moteur. Un refroidissement classique consiste à faire passer un écoulement d'eau ou d'air sur le carter qui entoure le stator. Ce système est toutefois limité car la chaleur générée par les bobines doit traverser des zones et des interfaces où la conduction thermique est très mauvaise. Nous avons donc besoin d'un échange efficace et d'un fluide relativement froid pour limiter la température des bobines.

Sur un véhicule électrique ou hybride, le moteur électrique se trouve généralement accolé à un réducteur de vitesse lubrifié à l'huile. Cette proximité pourrait être mise à profit pour le refroidissement. On peut trouver des systèmes où le moteur est intégré à la boite de vitesses. Dans ces cas, l'extraction des calories des bobines par l'huile en contact direct devient intéressante. Par ailleurs, les calories prélevées chauffent l'huile, ce qui permet d'augmenter le rendement du système de transmission, au moins au démarrage.

Objectifs de la thèse

Dans ce contexte, une collaboration a été engagée entre l'équipe de modélisation « Synthèse des systèmes énergétiques et thermiques », au sein de l'entreprise RENAULT et le laboratoire TEMPO (Thermique Ecoulement Mécanique Matériaux Mise en forme et PrOduction) de l'Université de Valenciennes. Ce travail, débuté en février 2011, se propose d'apporter des innovations sur les projets de machines électriques de l'entreprise tout en fournissant un contenu scientifique intéressant pour le milieu de la recherche.

L'objectif de la présente étude est d'abord d'avoir un bon aperçu du champ des possibles pour le refroidissement : quelles stratégies à adopter pour dissiper les pertes et quels moyens à mettre en œuvre pour y parvenir. Un travail plus abouti est demandé sur l'utilisation spécifique de l'huile comme fluide caloporteur. Dans cette démarche, le but est de conduire à une comparaison entre un refroidissement classique et des systèmes à l'huile qui représentent une rupture technologique.

Ce travail de recherche s'inscrit dans le cadre automobile. Les contraintes liées à l'intégration sur véhicule doivent être prises en compte. Ceci apporte un aspect multidisciplinaire car, si la thermique est bien entendu au cœur de l'étude, la mécanique des fluides, la mécanique, l'électrotechnique ou même l'acoustique ont été abordées. Cependant, l'intégration du refroidissement à l'huile n'est pas le principal objectif. Il ne s'agit pas de concevoir le circuit complet d'huile, mais bien d'apporter des réponses sur l'efficacité de telles solutions en s'assurant de leur pertinence et de leur faisabilité.

Enfin, un objectif d'application est aussi avancé. La thèse se positionne comme étude transverse d'un projet de recherche RENAULT. Il s'agit d'un projet visant à concevoir une machine électrique de moyenne puissance pour la traction d'un véhicule électrique urbain. La technologie retenue est la réluctance variable (MRV). La collaboration dans ce projet permet notamment de fournir des données et des hypothèses à nos modèles, mais aussi de comprendre mieux de nombreuses problématiques sur les machines et l'application automobile.

Structure du mémoire

Ce mémoire s'articule autour de 4 axes. Au préalable, un chapitre dresse un état de l'art relativement vaste sur les machines électriques. Il expose des généralités sur les moteurs, les principaux mécanismes des échanges thermiques et les solutions de refroidissement déjà existantes.

Le chapitre suivant concerne la modélisation des échanges thermiques à l'intérieur du moteur. Celle-ci nous permettra de dégager, par une étude de sensibilité, les pistes intéressantes pour l'évacuation des calories, que ce soit passivement ou activement.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude expérimentale des solutions à huile à développer, d'après les résultats du chapitre 2. Un banc d'essai a été spécialement conçu et réalisé. Nous présenterons le banc et analyserons les résultats de ces essais.

Le quatrième et dernier chapitre présente la méthode inverse appliquée au modèle introduit au chapitre 2. Cette méthode nous permet d'identifier les coefficients d'échange dans les conditions des essais du chapitre 3. Cette identification nous aide à mieux comprendre les phénomènes thermiques et à recaler le modèle. Nous serons ainsi en mesure de calculer la réponse thermique sur une machine réelle.

Enfin, nous conclurons notre étude et donnerons les perspectives après le travail réalisé.

Chapitre 1 : Etude Bibliographique,
Problématiques de la thermique des moteurs électriques

Comme il a été évoqué précédemment, les applications du secteur des transports et en particulier dans l'automobile, sont en pleine mutation vers l'électrique. Les constructeurs sont à la recherche de moteurs qui fournissent des caractéristiques de puissance mécanique (couple, vitesse) au moins équivalentes à celle des moteurs à combustion interne utilisés actuellement. L'objectif de ce chapitre est de donner un bon aperçu des moteurs qui peuvent correspondre à ce besoin et d'exposer les problématiques générales de l'utilisation dans un véhicule. Nous nous intéresserons ensuite à la problématique thermique commune et aux systèmes de refroidissement à l'heure actuelle.

Le cahier des charges d'un moteur destiné à la traction automobile est complexe et fait intervenir de nombreux domaine de l'ingénierie. Il existe un nombre important de technologies de machine, et chacune présente des avantages et des inconvénients. De plus, les perspectives économiques sont variables, notamment à travers le coût des matières premières. Ceci nous amène à ne négliger aucune technologie de moteur électrique.

1.1 Généralités sur les moteurs électriques

L'objectif de cette partie est de présenter les différentes technologies des machines électriques et d'en dresser la synthèse comparative. Seront abordées les machines synchrones, asynchrones, à réluctance variable et à courant continu.

1.1.1 Cahier des charges d'un moteur de traction

Pour un véhicule hybride (VEH), le moteur électrique est ajouté à la chaine de traction avec le moteur thermique. L'idée est de bénéficier des avantages du moteur électrique : réversibilité, fort couple à faible vitesse, consommation nulle à l'arrêt… On peut trouver de nombreuses configurations d'hybridation électrique, en série ou en parallèle, plus ou moins lourde, selon Chau et Wong [1]. Notons que pour un cas traditionnel en série, le moteur électrique seul génère la puissance mécanique délivrée aux roues, le moteur thermique chargeant la batterie par l'intermédiaire d'un générateur. Le moteur électrique doit donc être de puissance conséquente. Cette forme se rapproche alors du véhicule électrique (VE), duquel elle se distingue par l'alimentation électrique (dimensionnement de la batterie en conséquence). Le VE est généralement motorisé simplement en interposant un réducteur entre le moteur électrique et un arbre de traction. Plus rarement, les roues motrices peuvent être entrainées directement par un moteur chacune (Multon et Bonal [2] évoquent des problèmes du rapport couple/volume machine vu les faibles vitesses demandées). Les puissances et les niveaux de charge demandés au moteur électrique sont moins élevés pour un moteur hybride hormis en série.

Pour les moteurs des deux types de véhicule, la puissance et l'environnement sous capot changent, mais l'enveloppe du domaine couple/vitesse reste de même forme (Figure 1-1) : une zone où la vitesse augmente jusqu'à la vitesse dite de base pour un couple constant maximal ; et une zone de puissance constante où la vitesse augmente jusqu'à 3 à 5 fois la vitesse de base. On appelle ceci le défluxage ou la survitesse. Certains moteurs peuvent monter en très haute vitesse. Pour une application automobile, la vitesse maximale dépasse rarement les 12 000 tr/min. Au-delà, on rencontre notamment des problèmes de coût et de pertes aérauliques conséquentes et d'acoustique, comme le montre Soudry [3].

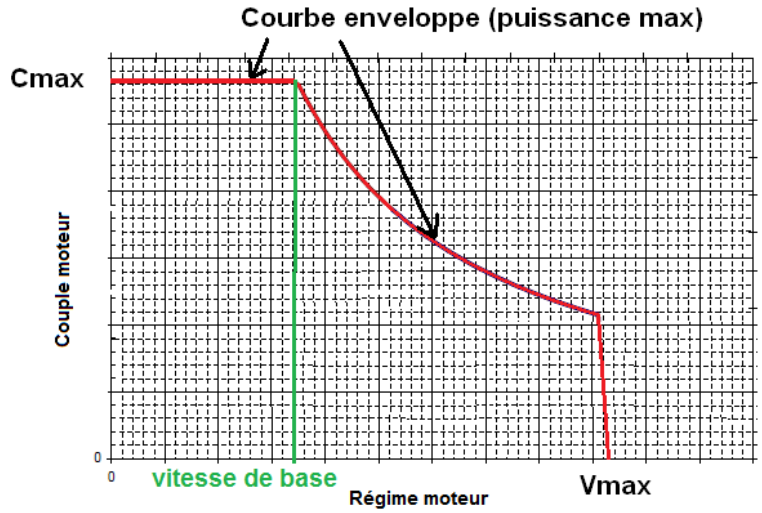


Figure 1-1 : Domaine d'utilisation d'un moteur électrique (Couple/Vitesse)

1.1.2 Principe de fonctionnement et composition des machines électriques

Le principe de base des moteurs électriques est de faire passer un courant dans des conducteurs et ainsi de créer un champ magnétique, responsable d'une mise en rotation d'une pièce (rotor) qui subit un moment magnétique. Si ce champ est invariant par rotation, on parlera de moment magnétique produit. Si le champ est fluctuant, on caractérisera le moment d'induit : c'est alors la variation de flux qui induit le couple électromagnétique.

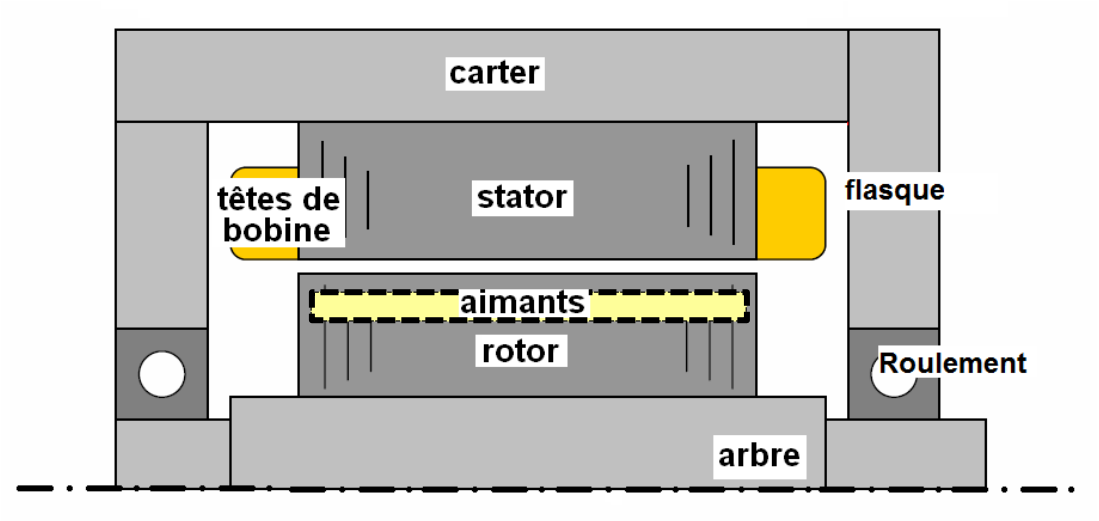


Figure 1-2 : Schéma d'un moteur électrique à flux radial

Pour chaque machine, l'interaction entre le stator et le rotor appelle un principe fondamental qui entraine le mouvement du rotor. On généralise ce principe pour les systèmes polyphasés, en procédant par un découpage en plusieurs étapes pour effectuer un tour de rotor. En insérant un plus grand nombre de paires de pôles diamétralement opposés (ce qui constitue une phase), on peut obtenir un découpage du mouvement, ce qui a l'intérêt de réduire les ondulations de couple. Le pilotage des courants des conducteurs est essentiel dans la conception.

La composition des différentes machines est assez similaire. La plupart des machines sont composées d'un rotor cylindrique tournant englobé dans un stator, ce qui est la configuration la plus simple (Figure 1-2). Il existe aussi des rotors autour d'un stator, mais la mise en œuvre est compliquée. Enfin, les machines discoïdes diffèrent avec un disque tournant à côté d'un disque statique, voire des configurations avec deux rotors/un stator et un stator/deux rotors. On retrouve donc presque toujours la même configuration au stator : des bobines insérées dans les encoches du fer qui sont connectées aux extrémités, formant les têtes de bobine. Autrement désignées développantes, on fait aussi référence au chignon pour parler de l'ensemble des têtes de bobine d'un côté du moteur. A noter, ce sont les mêmes éléments pour les machines discoïdes mais avec une orientation différente.

Autre dénominateur commun aux machines, les courants de Foucault – qui naissent de la variation au cours du temps du champ magnétique dans un matériau conducteur – forcent à utiliser un empilement de tôles laminées plutôt qu'une pièce unique, que ce soit au stator ou au rotor. Le champ magnétique est ainsi bloqué selon la direction de l'empilement, ce qui permet d'éviter de trop grandes pertes liées à ces déviations de champ néfastes. Grâce à ce travail sur le matériau du cœur du circuit magnétique, le rendement s'en trouve grandement amélioré selon les travaux de Dehlinger [4]. Seuls certains moteurs spéciaux n'utilisent pas de feuilletages comme les alternateurs à griffes (Albert [5]).

Les conducteurs ou brins formant les bobines peuvent avoir des formes diverses : section circulaire, carrée, rectangulaire. On peut les utiliser seuls ou en en regroupant plusieurs (multibrins), et les laisser en parallèle ou torsadés (fil de Litz). L'utilisation de ces fils spéciaux vise à réduire les pertes à cause des effets de peau. Pour leur assemblage, il existe aussi divers processus de bobinage, rangés dans 2 catégories : bobinage direct sur la dent ou enroulement préalable puis insertion sur la dent. Les bobinages font l'objet d'une synthèse intéressante réalisée par Saint-Michel [6]. Les différentes géométries de brins, associées aux processus de bobinages, permettent une optimisation du remplissage des encoches. On caractérise souvent ceci par le coefficient de remplissage : c'est le rapport de la section des conducteurs sur la section totale de l'encoche, sur une coupe radiale. Plus ce coefficient est élevé, plus on gagne en compacité. Le coefficient de remplissage peut tomber à 0,4 pour un bobinage réparti, alors qu'il se trouve généralement entre 0,6 et 0,8 pour un bobinage concentrique. Mais à cause de certains effets électromagnétiques néfastes (voir notamment les effets de peau étudiés dans les études de Cartensen et al. [7], [8], présentant l'efficacité des brins torsadés), il n'est pas forcément bon de remplir les encoches au maximum.

Dans une bobine, tous les brins sont isolés électriquement par une fine couche d'isolant, de l'émail, autour du conducteur en cuivre. La couche d'isolant, que l'on dispose dans les encoches

entre les bobines et le fer, a plutôt un rôle de tenue mécanique (notamment au rotor) et de protection de l'émail (Milauvre [9]).

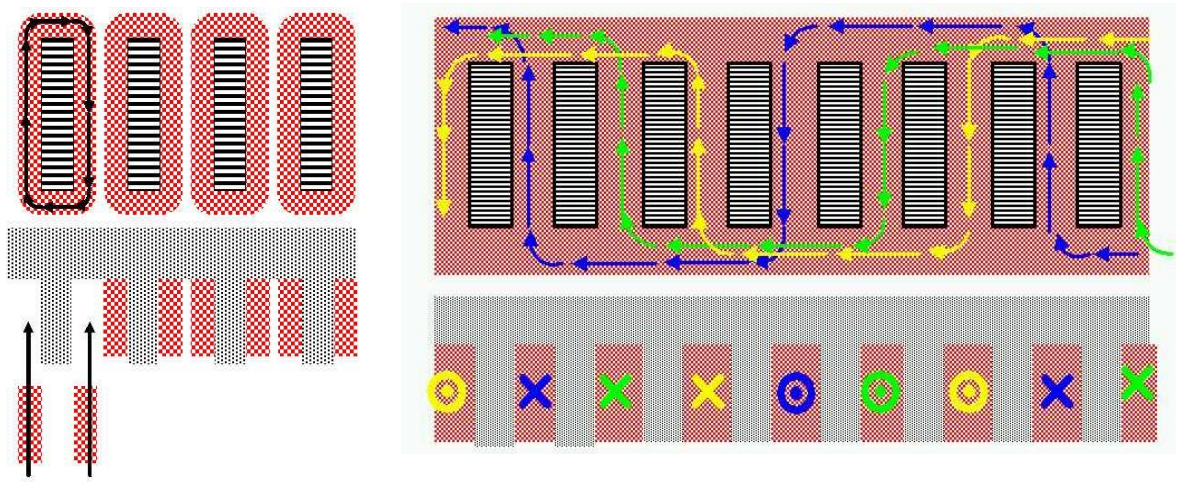


Figure 1-3 : Représentation du bobinage concentrique (à gauche) et bobinage réparti (à droite) [9]

Le bobinage est schématisé en rouge sur la Figure 1-3, les dents en gris et les bobines sont différenciées en bleu, vert et jaune (correspondant aux trois phases) pour le bobinage réparti. A savoir pour la conception électromagnétique, la commande électrique diffère beaucoup selon les machines : les courants d'excitation n'ont pas la même forme et la répartition des pertes est différente. Il est en effet indispensable de connaître la technologie de la machine pour choisir les composants qui permettront un rendement optimal.

1.1.3 Description des différentes technologies

1.1.3.1 Machine à courant continu (MCC)

Les conducteurs du stator sont parcourus par un courant fixe (DC) ; le rotor bobiné crée un courant inversé pour initier la répulsion des pôles favorable à la commande de mouvement. C'est la variation de tension qui pilote la vitesse du rotor.

La MCC est ainsi très facilement pilotable, elle a juste besoin de pôles de commutation pour rectifier le champ au-delà de quelques dizaines de kW, d'après Pertusa [10]. Ses caractéristiques électromécaniques sont adaptées à la traction, elle a d'ailleurs été utilisée pour les premières motorisations de VE autonomes en France (Amara [11]). Elle est cependant limitée par sa puissance massique moyenne, son entretien (système bague/balai avec frottement), et sa faible aptitude aux surcharges temporaires en comparaison des moteurs à courant alternatif. Les premiers véhicules électriques autonomes en France étaient propulsés par des MCC, mais leur utilisation devient obsolète.

De manière générale, un rotor bobiné implique des complications car il faut disposer d'un système d'alimentation des conducteurs (balais) et le refroidissement, au rotor tout du moins, est moins aisé qu'au stator.

1.1.3.2 Machine asynchrone ou à induction

Dans cette machine, le rotor, constitué de conducteurs en court-circuit, est soumis au flux tournant du stator. Ce flux fait apparaitre une force électromotrice induite dans les conducteurs

rotoriques. Ces courants sont responsables de l'apparition d'un flux au rotor, et dépendant de la vitesse de celui-ci. C'est finalement l'interaction entre les deux flux qui va créer le couple. Le rotor tend à s'opposer à la variation de flux, par application de la loi de Lenz. Il se met donc à tourner pour tenter de suivre le champ statorique. On caractérise l'asynchronisme par une vitesse de glissement (en rad/s ou en % si adimensionnée) qui est la différence entre la vitesse de l'excitation du stator et la vitesse du rotor. Pour un glissement nul, le couple s'annule puisque le champ magnétique ne varie pas dans le référentiel tournant.

A cause de ce fonctionnement indirect, le rendement des machines asynchrone est en général légèrement moins bon que pour les machines synchrones, en particulier à aimants permanents. Par contre, les machines asynchrones sont moins chères, ce qui peut être un très bon atout pour une industrialisation de masse.

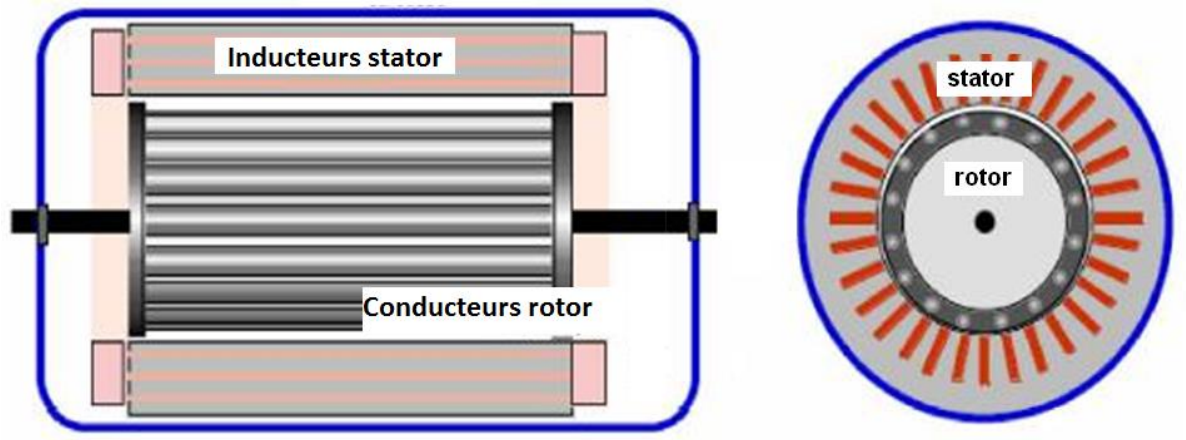


Figure 1-4 : Schématisation d'une machine asynchrone à cage à écureuil

1.1.3.3 Machines synchrones

Les courants alternatifs au stator (AC) créent un champ magnétique tournant dans le rotor constitué de pôles magnétiques. La vitesse du rotor est proportionnelle à la fréquence de l'alimentation électrique. C'est le principe de la boussole (qui, elle, voit un champ magnétique fixe) : le champ du rotor ne peut que tourner à la même vitesse que le champ du stator, « s'aligner » en permanence sur ce champ tournant. Les machines synchrones ont pour vitesse de rotation ω/p avec oméga la fréquence de pulsation du courant alternatif au stator et p le nombre de paires de pôles au rotor. Les machines synchrones ont besoin de systèmes de commande assez compliqués avec électronique parfois reliée à un capteur de position angulaire de l'arbre.

Le terme de machine synchrone regroupe en fait toutes les machines dont la vitesse de rotation de l'arbre de sortie est égale à la vitesse de rotation du champ tournant. On présente Figure 1-5 une classification donnée par Bianchi et al. [12]. Pour obtenir un tel fonctionnement, on opère soit par induction spécifique (MRV pour Machine à Réluctance Variable), soit par répulsion des pôles. Pour ce dernier type, le champ magnétique rotorique est généré soit par des aimants (MSAP : Machine Synchrone à Aimants Permanents), soit par un circuit d'excitation (MSRB pour Machine Synchrone à Rotor Bobiné). Néanmoins, la structure de ces deux machines est relativement proche. Les stators, notamment en forte puissance, sont identiques à ceux d'une machine asynchrone.

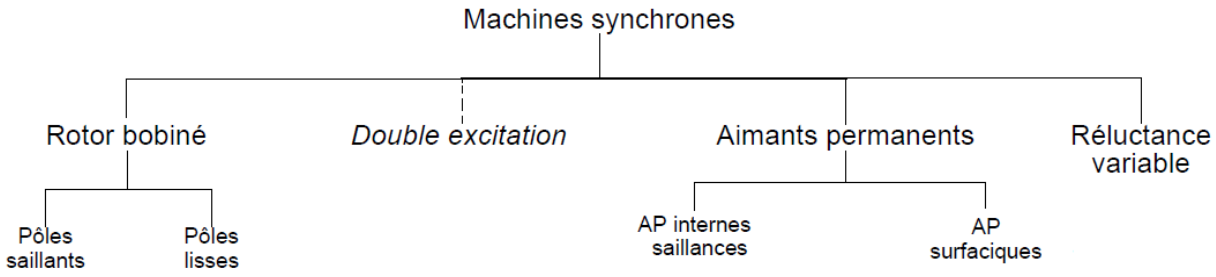


Figure 1-5 : Classification des machines synchrones [12]

La *Machine Synchrone à Rotor Bobiné* (MSRB) a une structure finalement très proche d'une MCC, seule la manière de commuter le courant diffère : mécaniquement pour la MCC, électroniquement pour la MSRB. Ceci permet d'imposer des lois de commande qui rendent possible l'optimisation du rendement sur un domaine plus grand de couple/vitesse. Cependant, les pertes Joule au rotor sont importantes donc le rendement est en général inférieur à celui des MSAP. Elles sont également moins compactes : à puissances égales, les MSRB sont environ 30 % plus lourdes, d'après Lajoie-Mazenc et Viarouge [13].

La *Machine synchrone à Aimants Permanents* (MSAP) est très semblable à la MSRB sauf que la polarisation au rotor ne se fait pas par des bobines alimentées en courant continu mais directement des aimants permanents. Ceux-ci peuvent être en surface ou enterrés, et disposés tangentiellement (aimantation radiale) ou radialement. Dans ce dernier cas, la machine est dite à concentration de flux. Une description précise des composantes de couple est donnée par Amara [11] pour les différents cas de positionnement des aimants.

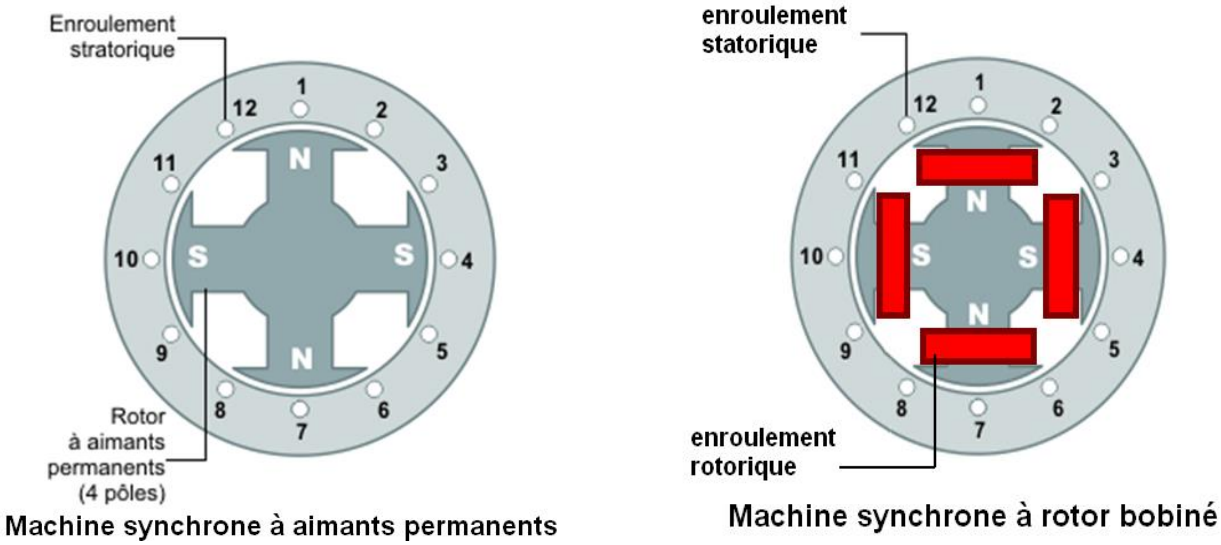


Figure 1-6 : Schéma des machines synchrones à moment magnétique produit (MSAP à gauche et MSRB à droite)

Même si l'absence de bobinage au rotor simplifie à priori la fabrication, les machines synchrones à aimants restent plus compliquées à assembler que les machines asynchrones et à réluctance variable. La tenue mécanique (forces centrifuges) peut exiger de fretter les aimants. A noter également, la polarisation ne pouvant être arrêtée comme en rotor bobiné, la perte de contrôle à haute vitesse peut être très gênante car des tensions très élevées se produiraient aux bornes des phases.

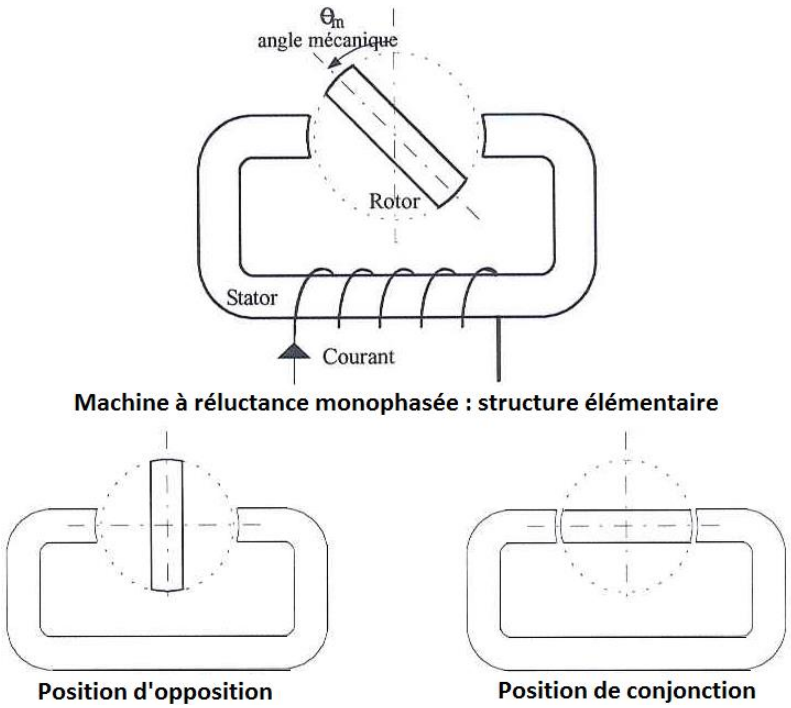


Figure 1-7 : Schéma de principe de la machine à réluctance (Hoang [14])

La *Machine Synchrone à Réluctance Variable* (plus simplement MRV) se base sur la capacité qu'a un circuit magnétique à s'opposer à la pénétration du champ : la réluctance. L'idée est de réaliser une géométrie de rotor de telle sorte que l'on puisse utiliser la variation de réluctance du circuit afin d'induire un couple électromagnétique. La Figure 1-7 présente le schéma de principe avec une structure monophasée. A savoir, les machines monophasées sont limitées à quelques kW, et pour nos applications, le nombre de pôles dépasse rarement la douzaine. Il y a deux états remarquables : une reluctance maximale (opposition) ou minimale (conjonction). Par induction du courant, le système tend à revenir en conjonction. On coupe le courant une fois qu'il n'est plus efficace pour arriver à la conjonction suivante. Dans une machine, la réluctance est caractérisée par le rapport de l'inductance suivant l'axe direct et l'axe en quadrature (Ld/Lq). Pour une machine « à pôles lisses », il n'y a pas d'effet de réluctance et ce rapport est égal à 1.

Il existe différentes formes de machines à réluctance variable :

- sinus (MRVS)
- commutée (MRVC) : c'est la plus connue et la plus répandue

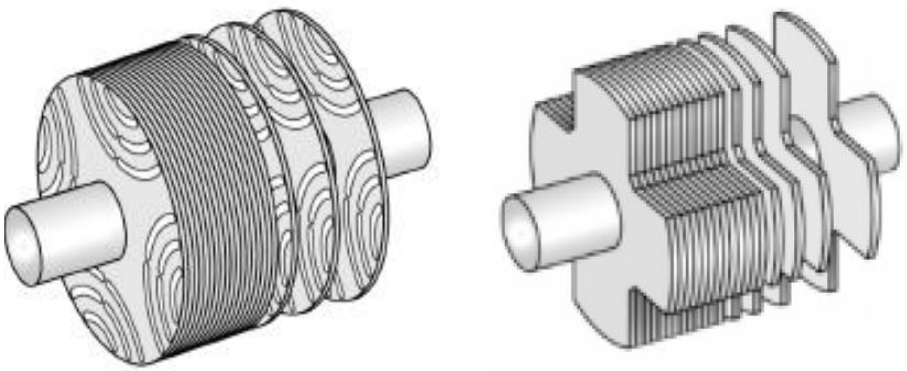


Figure 1-8 : Structure du rotor d'une MRVS (gauche) et d'une MRVC (à droite) [15]

Dans la *MRV Sinus* (MRVS), les tôles du rotor sont conçues de façon à guider le flux grâce à des cannelures. A noter, ce type de MRV est plus coûteux à cause de la fabrication des tôles, mais le rendement est relativement meilleur, même comparé à celui des machines asynchrones selon Moghaddam [15]. Ce type de machine a été relativement peu étudié jusqu'alors à cause de la mise en œuvre particulière de l'empilement de tôles.

La *Machine à Réluctance Variable Commutée* (MRVC) est munie de rotors à pôles saillants. Dans cette machine, le travail sur la géométrie est primordial, et notamment l'optimisation des angles des dents statorique et rotorique, d'après Multon [16]. Il s'agit de trouver un bon compromis entre une faible ondulation de couple aux basses vitesses et une large plage à puissance maximale constante. Le couple est naturellement oscillant, surtout à haute vitesse. On peut obtenir de faibles oscillations à basse vitesse, grâce à l'optimisation et à la régulation adaptative des ondes de courant d'alimentation. En régime de défluxage, ce problème ne peut être atténué que par une augmentation du nombre de phases. Grâce au fait qu'il n'y ait que des tôles au rotor, les moteurs ont une durée de vie assez longue. Ceci s'avère moins vrai depuis que l'amélioration de l'électronique de puissance permet de remédier à la lenteur relative des moteurs pas à pas (Multon [16] et Mouchoux [17]), les grandes vitesses réduisant la durée de vie.

Il est à noter que la MRV nécessite des entrefers très faibles, parfois en deçà de 0,5 mm. La fabrication des tôles avec ces degrés de tolérance est donc plus compliquée. A cause de l'entrefer réduit, le bruit acoustique est important, la culasse stator vibre. Les machines à plus de 4 phases ne sont d'ailleurs que très peu utilisées en raison du bruit. Par contre, comme il ne s'agit que de tôles au rotor, la MRV est peu coûteuse.

Nous étudierons plus en profondeur cette machine à travers le projet interne de Renault sur lequel s'est appuyée la thèse.

1.1.3.4 Variantes des machines synchrones

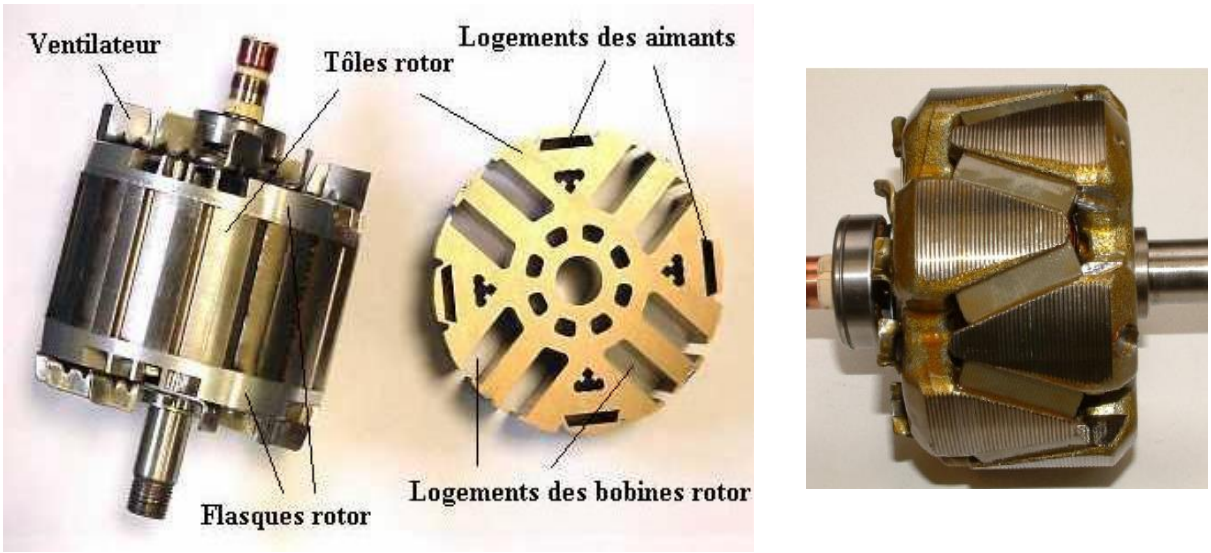


Figure 1-9 : Différents rotors d'une machine à double excitation : aimants enterrés (gauche) ou machine à griffe (droite)

La *machine synchrone à double excitation* combine les deux possibilités de mise en circuit du rotor grâce aux aimants et aux bobines. On additionne le flux électromagnétique produit au rotor et

on augmente ainsi la compacité de la machine. L'utilisation de ces deux systèmes d'aimantation complexifie la conception et augmente son coût, mais donne aussi des libertés quant à l'alimentation des bobines du rotor : annulation des flux des aimants si perte de contrôle et défluxage plus efficace. On trouve notamment les machines à griffes dans cette catégorie de machines.

Le couple électromagnétique d'une *MSAP*, produit grâce aux aimants, peut être augmenté en plus par des *effets de réluctance* (rapport des inductances différent de 1) notamment quand les aimants sont enterrés. On peut par exemple citer un moteur conçu par Toshiba, détaillé dans une publication de Takabatake et al. [18], qui combine l'efficacité d'une MSAP et la possibilité de monter en vitesse, caractéristique des MRV. On obtient jusqu'à 94 % de rendement pour le système avec inverseur, pour une compacité importante. En fait, le couple sur l'arbre est la somme de trois couples : le couple hybride, principal, dû à l'interaction des bobines et des aimants permanents ; le couple réluctant, lié à la variation de réluctance du circuit magnétique vu par le flux statorique (couple principal dans une MRV) et le couple de détente, dû à la variation de réluctance du circuit vu par le flux rotorique (nul en valeur moyenne mais peut faire apparaitre des ondulations de couple).

Pour la plupart des machines, on se trouve dans la configuration d'un rotor englobé dans un stator, laissant un entrefer cylindrique. Il existe des machines basées sur les mêmes principes technologiques, mais pour lesquelles le champ ne passe plus principalement radialement mais axialement. Ce sont les *machines discoïdes* (l'entrefer a une forme de disque) ou machines à flux axial (Bommé et al. [19]- [20]). Les encoches et les dents sont alors positionnées radialement, et il n'est pas rare de voir deux stators ou deux rotors pour l'équilibre mécanique de la machine. Elles ont plutôt des formes de type galette (Figure 1-10) : on trouve ici un exemple de MSAP discoïde. Les tôles ne sont plus empilées axialement mais radialement. Elles sont donc généralement enroulées « en escargot ». On utilise habituellement ce type de machines pour optimiser la masse et l'encombrement [2].

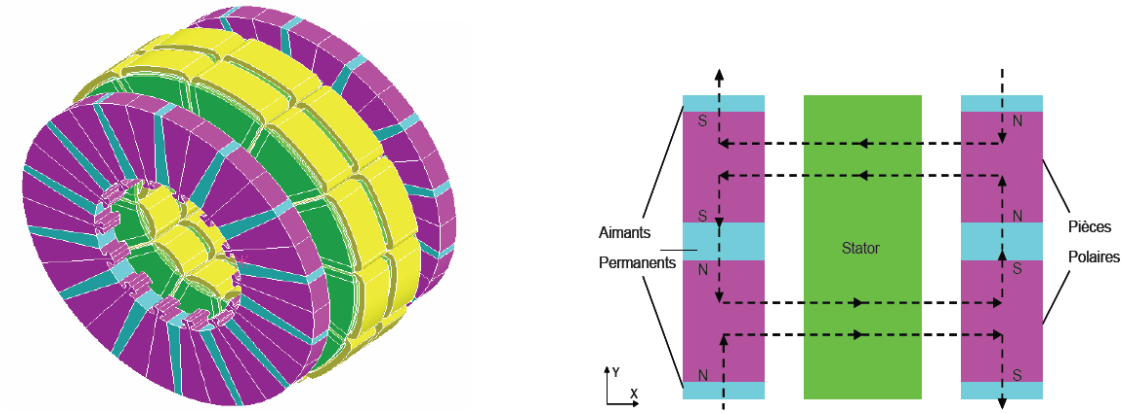


Figure 1-10 : Machine discoïde à aimants permanents : vue générale (gauche) et représentation des flux électromagnétiques (droite) [19]

On trouve de même des applications de machine discoïdes pour les machines à réluctance variable (Figure 1-11). On peut trouver beaucoup d'autres configurations de machines. Certaines sont même le résultat d'un découpage des éléments étonnant, notamment exposé par Chédot [21].

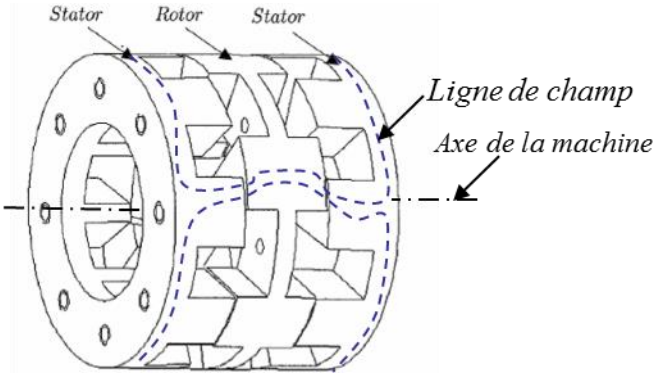


Figure 1-11 : Structure d'une MRV à flux axial

On peut dresser un tableau comparatif (Tableau 1) pour synthétiser les caractéristiques des machines. On s'est notamment aidé des explications données par différents auteurs ([10] [22] [14] [17] [16] [23]). Les machines les plus couramment utilisées et dont les applications à la traction automobile semblent pertinentes sont documentées. Les machines utilisant plusieurs technologies ne sont pas représentées, mais se caractérisent généralement par l'accumulation des avantages et des inconvénients des technologies et par ailleurs un rendement accru mais une fabrication plus complexe.

Techno machine	MSRB	MSAP	MSAP Discoïde	MAS	MRV (commutée)	MCC
Principe de fonctionnement	Dans la machine synchrone, le rotor bobiné tourne à la même vitesse que le champ du stator (AC). Les bobines sont alimentées en courant continu, ce qui le rend semblable à un aimant.	Le principe est le même que la MSRB sauf que la polarisation au rotor se fait par des aimants permanents.	C'est une machine synchrone à flux axial. Il peut y avoir un ou plusieurs disques (un de chaque côté du stator pour équilibrer par exemple).	Contrairement à la MS, le rotor "glisse" par rapport au champ statorique tournant, ce qui fait qu'il y a des phénomènes d'induction. Ainsi, la MAS tout comme la MRV fonctionne à moment magnétique induit et non produit (rotor en court-circuit). Les courants rotoriques s'opposent à la variation du champ magnétique (**moment magnétique induit**)	La réluctance n'étant pas uniforme suivant la position angulaire du rotor, l'excitation (tournante) par le courant AC au stator pousse le rotor vers une position de réluctance minimum. On peut aussi la qualifier de synchrone car le rotor a la même fréquence de rotation que l'excitation statorique (**moment magnétique induit**)	Le rotor comporte des conducteurs parcourus par un courant inversé pour initier la répulsion des pôles favorable à la commande de mouvement, induit par un champ fixe créé par les éléments du stator ; la variation de tension pilote la vitesse du rotor
Concept géométrique	La tôle n'a pas besoin d'être feuilletée au rotor mais doit l'être au stator car les courants varient temporellement.	AP: aimants périphériques ou aimants enterrés (préférés si bobinages sur dent), aimants avec pièces polaires. La tôle n'a pas besoin d'être feuilletée au rotor.	Stator avec dents radiales bobinées (pertes Joule diminuées), rotor(s) principalement à aimants enterrés. Le feuilletage des tôles se fait "en escargot"	Le rotor est constitué de conducteurs : des nappes cylindriques conductrices, formant le plus souvent une cage à écureuil.	Comporte des encoches au rotor et au stator pour accentuer la variation de réluctance (en opposition à la MRV synchrone pour laquelle des canaux d'air guident le flux).	Rotor et stator bobinés, courant DC
Puissances générées	Plutôt pour les fortes puissances	Jusqu'au moins quelques centaines de kW	Jusqu'à au moins 750 kW	Utilisée plutôt à partir de quelques kW jusqu'à des fortes puissances (quelques MW)	Au moins jusqu'à quelques centaines de kW	Maintenant utilisée de quelques W à quelques kW
Rendement	Bon	Très bon	Bon	Bon	Bon	Moyen
Avantages	Pas d'ondulation de couple			Peu d'entretien, faible coût (meilleur rapport puissance/prix pour les machines de puissance supérieure à quelques kW)	Robuste, survitesse facile, coût assez faible, bon coefficient de remplissage	Commande simple, survitesse facile
	Pas d'ondulation de couple, survitesse facile, large domaine d'exploitation grâce à la commande rotor	Pas d'ondulation de couple, mais machine plus simple que MSRB, bonne compacité, freinage simple, entretien facile	Pertes joule et fer optimisables, Bonne densité de puissance			
Inconvénients	Commande compliquée (+capteur de position), difficulté au démarrage			Pointe de courant au démarrage, dépendance entre la vitesse et la charge, pertes Joule importantes au rotor (refroidissement difficile), mauvais facteur de puissance	Entrefer plus difficile à réaliser (plus fin), bruit et vibrations, ondulation de couple, surdimensionnement de l'alimentation stator, commande compliquée	Puissance massique et compacité faible, besoin d'entretien (balais), chère, besoin de pôle de commutation à partir de quelques dizaines de kW, refroidissement rotor
	Structure plus coûteuse que la plupart des autres MS (fabrication), pertes au rotor (refroidissement difficile), système bague/balai	Difficultés en survitesse, coût et fragilité des aimants (limitations strictes en température)	Fabrication des tôles, coût et fragilité des aimants (limitations strictes en température)			
Remarques générales	Assez peu répandue	Compacte	Utilisée depuis une vingtaine d'années, encore peu connue	Alternateur très utilisés en site isolé (éolien, micro-hydroélectricité), robuste	Economique mais problèmes d'acoustique	Utilisation assez désuète (sinon plutôt production d'énergie)

Tableau 1 : Synthèse des technologies de machines électriques

1.2 Problématique thermique

1.2.1 Limitations thermiques

Comme nous l'avons dit précédemment, des contraintes assez sévères sont imposées pour la tenue des éléments. Ainsi, des températures, qui dépendent des classes données par le fabricant (voir les classes B, F, et H), ne doivent pas être dépassées localement. Les températures maximales sont généralement de :

- 180 °C pour le bobinage : isolants perdant leur fonction (émaux, résines, papier Nomex®)
- 140 °C aux aimants (Néodyme/fer/bore) si ils sont présents dans la machine étudiée. Au-delà de cette limite, les aimants se démagnétisent.
- 120 °C pour les roulements, la graisse perdant de son caractère lubrifiant en la chauffant trop. Ceci est en général un problème qui peut faire l'objet d'une étude particulière vu la variété de chaines cinématiques, environnements sous capot et types de roulements.

L'autre raison principale de la nécessité d'un refroidissement est que la thermique agit sur le rendement à travers la résistivité des conducteurs donc des pertes Joule. C'est pourquoi il est intéressant de faire en amont une estimation de l'effet de la température sur le circuit.

Enfin, il est relativement important de bien refroidir les machines car la dilatation thermique des matériaux est néfaste. Au niveau thermique, elle peut entrainer des jeux et donc des résistances de contact plus importantes, notamment si les températures sont très hétérogènes. De plus, les sollicitations mécaniques engendrées ne sont jamais favorables à la durée de vie.

1.2.2 Bilan énergétique des machines électriques

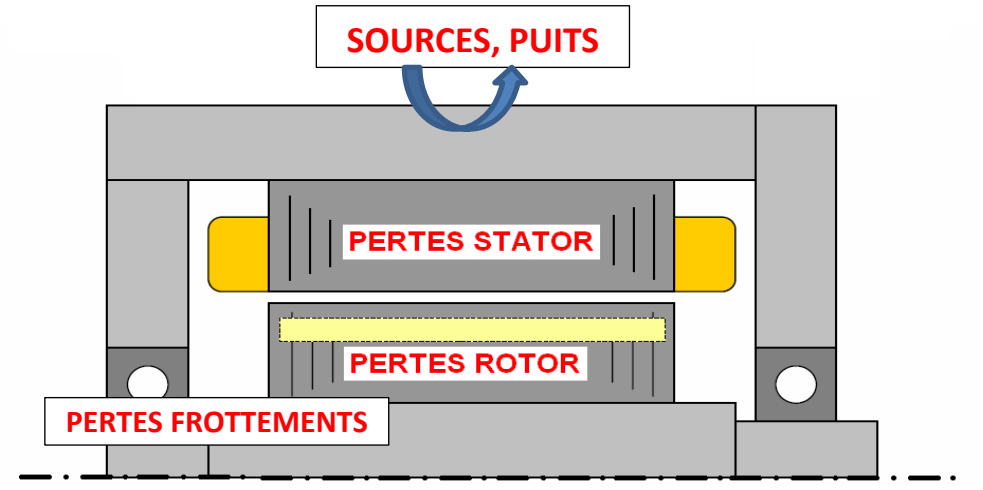


Figure 1-12 : Schéma d'une machine électrique classique vue comme système thermique

Dressons la liste de ce qui intervient dans le bilan des puissances thermiques, dont on a une représentation en Figure 1-12 :

- *Pertes électromagnétiques*, explicitées plus bas
- *Pertes par frottement* (aérauliques et roulements)
- *Sources de chaleur* (réducteur, moteur thermique accolé…)
- *Puits de chaleur* (fluides de refroidissement)

Les sources de chaleur et certains puits de chaleur apparaissent en général plus comme des contraintes que l'on subit de par l'environnement de la machine. Il en est de même pour les frottements mécaniques, qui sont intrinsèques à la rotation. Ces dernières sont généralement raisonnables à nos niveaux de vitesse, les moteurs ne dépassant que rarement 10 000 tr/min. Les puits de chaleur évoqués sont les moyens mis en œuvre pour le refroidissement, le cœur du sujet. Intéressons-nous d'abord aux pertes électromagnétiques.

Les *pertes électromagnétiques* sont dissipées sous forme de chaleur. Elles dépendent de la machine et de la configuration considérée (régime, couple et commande moteur). On les différencie en :

- *Pertes Joule*, qui se produisent dans les conducteurs. Elles sont grandement dépendantes des courants qui les parcourent, mais également de la température de celles-ci (environ 4 % de pertes Joule directes en plus pour une augmentation de 10 °C dans le cuivre). On les exprime souvent par le terme RI^2. Dans les machines à moment magnétique induit, les pertes Joule sont accrues par des courants induits (pas ceux d'excitation) qui se retrouvent dans les conducteurs : bobines et/ou cage à écureuil. A l'inverse des pertes Joule directes, une augmentation de température limite la circulation de courant de Foucault. L'échauffement n'est donc pas toujours synonyme d'augmentation des pertes.
- *Pertes fer* : ce sont d'autres pertes électromagnétiques présentes dans le circuit (rotor ou stator) à cause des champs magnétiques variables dans le temps. Elles regroupent les pertes issues d'un certain nombre de phénomènes (courants de Foucault, courants de fuite…). Elles sont assez peu dépendantes de la température du fer.
- *Pertes dans les aimants*, qui peuvent aussi apparaître lors de la magnétisation de ceux-ci. Il s'agit de pertes magnétiques similaires aux pertes fer mais dans un matériau différent.

Il est difficile de quantifier les pertes fer : ceci est dû en grande partie à la non-linéarité du phénomène. En effet, si le signal d'excitation d'induction (commande au stator) est composé d'une fondamentale et d'harmoniques, les pertes fer associées ne seront pas égales à la somme des pertes fer dues à chaque composante [14]. Les pertes fer dépendent :

- De la forme d'onde d'induction (commande des bobines au stator)
- De la géométrie et des matériaux (la valeur des coefficients dans le modèle)

Les pertes fer peuvent se décomposer en 2 sortes : les pertes par hystérésis et les pertes par courants de Foucault. Plusieurs expressions analytiques des pertes fer ont été établies, séparant ou non les origines des pertes. Cependant, d'après Mouchoux [17] et Carstensen [8] ces expressions sont très mal adaptées. Les calculs électromagnétiques réalisés pour le projet interne Renault auquel la présente étude est rattachée vont aussi dans ce sens : il y a un fort écart entre ces modèles analytiques et les pertes obtenues par logiciel (représentées Figure 2-7, page 79). Il est donc fortement conseillé d'évaluer les pertes par des simulations dans les configurations définies et possiblement de les vérifier expérimentalement.

Apportons quelques détails concernant les pertes de certaines machines, en particulier la MRV puisqu'elle retiendra notre attention pour une application approfondie.

Les pertes par effet Joule dans le rotor d'une *MAS* sont proportionnelles au glissement donc le pilotage se fait de manière à ce que celui-ci soit toujours faible : 2 % pour les machines les plus imposantes, 6 à 7 % pour les machines triphasées et jusqu'à 10 % dans les petites machines

monophasées. Le principe de fonctionnement asynchrone est pénalisant au niveau des pertes car il faut apporter de la puissance réactive pour magnétiser le fer, ce qui implique des courants et à fortiori des pertes Joule élevées au stator. Les pertes Joule au rotor (cage à écureuil) sont également importantes puisque des courants y sont induits. Comme il n'y a pas d'aimant, le risque est moins important, mais les pertes Joule augmentent toujours significativement avec la température. En comparaison, on constate beaucoup moins de pertes au rotor pour la *MSAP*, mais les transferts thermiques entre rotor et stator sont plus faibles. Surtout, les aimants sont moins accessibles (face à l'entrefer ou enterrés dans le fer) que la cage à écureuil d'une *MAS*.

La conception géométrique de la *MRVC* a fait l'objet de plusieurs études. Ces deux travaux montrent l'intérêt de dents trapézoïdales. Il est en effet intéressant d'incliner légèrement les flancs des pôles statoriques pour améliorer les performances : ondulations de couple, pertes Joule et pertes fer (Multon, [16]). L'étude de Medrea et Viorel [24] sur des dents rotoriques trapézoïdales montre également une amélioration sur les pertes. Par ailleurs, à cause des courants induits dans les conducteurs, les pertes Joules peuvent être nettement plus importantes en haut d'encoche (jusqu'à 6 fois plus) qu'en fond d'encoche. Cet effet est important dès les basses vitesses en MRV car la commande bas régime se rapproche du créneau. Les autres machines synchrones sont moins touchées par cet effet car leurs commandes sont sinusoïdales. Il est donc plus judicieux de remplir les conducteurs plus au fond, proche de la culasse [8]. Il y a un compromis à trouver pour garder un bon coefficient de remplissage.

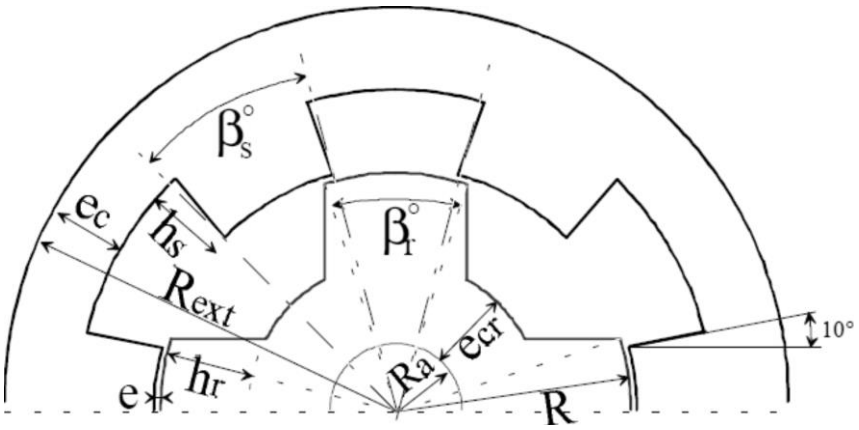


Figure 1-13 Travail de conception sur la géométrie d'une MRVC [16]

Enfin, on peut retenir que les pertes Fer se situent surtout dans le stator, et celles-ci sont plus importantes dans la culasse que dans les dents, au stator.

1.3 Solutions générales de refroidissement des machines

1.3.1 Introduction au refroidissement

En partant de cette problématique et au vu des nombreux travaux déjà réalisés dans le domaine, il apparait trois stratégies de refroidissement possibles. Le choix de la stratégie et du moyen doit être adapté à la machine à concevoir. Une étude de sensibilité est préconisée pour la conception. Sur les schémas suivants sont représentées ces stratégies sur une machine à flux radial. Les flux thermiques sont symbolisés par les flèches rouges. Ces schémas ne sont pas exhaustifs des technologies rencontrées. Les trois stratégies citées seront détaillées ainsi que les différents moyens pour ce faire. Les trois stratégies sont :

- Amélioration de la conduction vers le carter, plus simple à refroidir

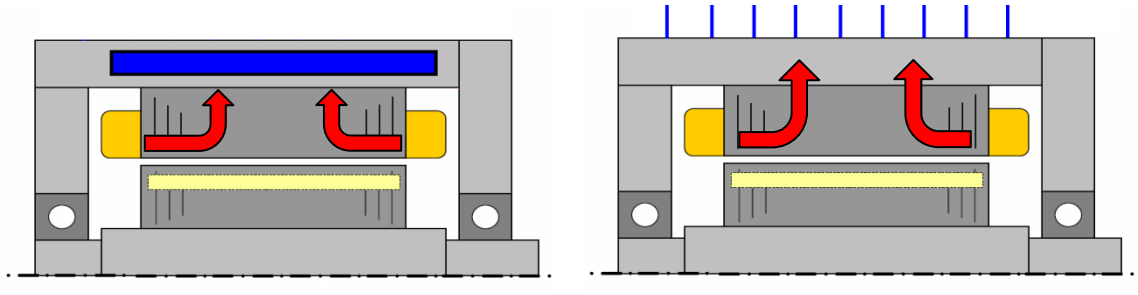


Figure 1-14 : Refroidissement conventionnel du carter, par circulation d'eau (gauche) ou ailettes (droite)

- Optimisation de la convection à l'intérieur du carter avec brasseurs

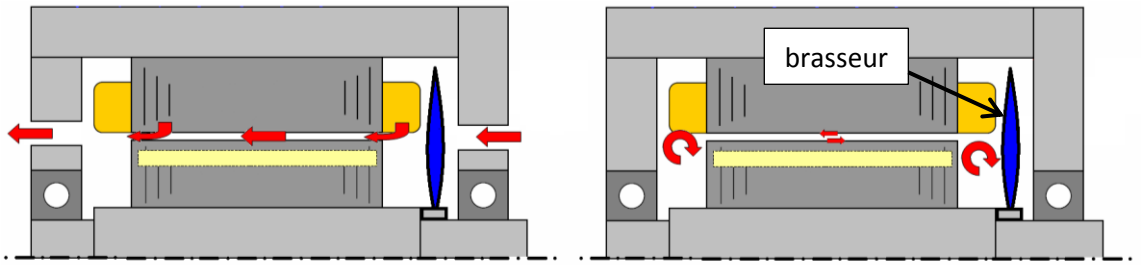


Figure 1-15 : Convection interne améliorée : carter ouvert pour évacuer la chaleur (gauche), fermé pour éviter les points chauds (droite)

- Mise en place d'un circuit de liquide passant dans des endroits stratégiques

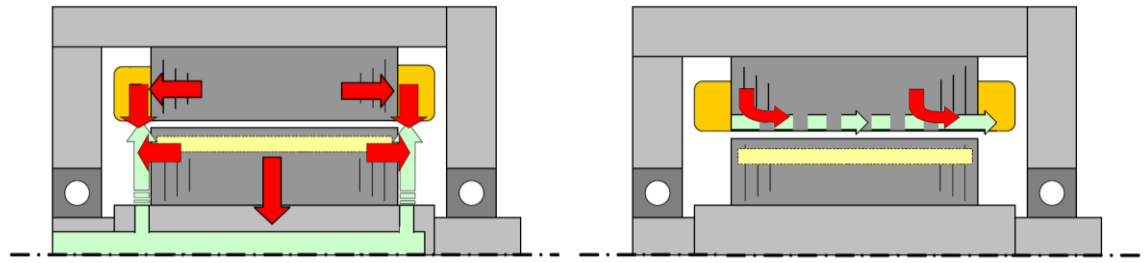


Figure 1-16 : Circulation de liquide diélectrique au cœur de la machine, par arbre creux sur les têtes de bobine (gauche) ou circulation d'huile dans les encoches (droite)

Il est à noter que la majorité des documents de la littérature se réfèrent au refroidissement du stator. Dans un rotor, l'évacuation se fait principalement par conduction par l'arbre de transmission et par convection sur les disques latéraux et dans l'entrefer. Il est préférable d'avoir le moins de pertes possible au rotor car le refroidissement est souvent tributaire de l'aspect mécanique (rotation). Des études (Martiny et al. [25], Thieblin [22]) ont montré que les pertes sont sujettes à des échauffements beaucoup plus importants au rotor qu'au stator. Pour une machine à aimants permanents de 15 kW, l'ajout de 100 W de pertes Joule stator implique une même augmentation de température aux aimants (3 °C) qu'une perte de 10 W au rotor. Vu la diversité de leur géométrie, des contraintes thermiques et mécaniques, le refroidissement du rotor est presque un sujet à part.

1.3.2 Amélioration de la conduction vers le carter (refroidissement conventionnel)

La manière la plus simple de dissiper la chaleur issue des pertes électromagnétiques est de refroidir la surface extérieure du moteur : le carter. En effet, cette surface est accessible et donne l'avantage de ne pas influer beaucoup sur la conception électrotechnique. Cependant, on rencontre quelques difficultés en choisissant ce mode de refroidissement.

1.3.2.1 Problèmes de conduction dans le stator

1.3.2.1.1 Propriétés des matériaux

L'idée est de laisser agir la diffusion de la chaleur générée, par conduction. Les bobines sont caractérisées par des pertes volumiques très élevées. Il est important de maximiser la conduction entre les conducteurs. Axialement, la conduction se fait très bien car le cuivre ($\lambda \sim 380$ W/mK) est continu sur toute la longueur : la conductivité équivalente s'apparente au taux de cuivre. Radialement, la conduction est très affaiblie par la présence d'émail et de vide. C'est pourquoi on injecte de la résine chassant l'air présent entre les brins, qui est très mauvais conducteur.

Une bonne synthèse des propriétés thermiques des matériaux (isolants, fils émaillés, résines, aimants, tôles, aluminium) est proposée par Milauvre [9]. L'utilisation des formules ou abaques pour calculer les conductivités équivalentes est courante. On voit sur la Figure 1-17 des courbes de conductivité radiale équivalente en fonction du taux de remplissage en cuivre. Malgré la mise en place de résine, la conductivité équivalente radiale se trouve généralement entre 0,5 et 3 W/mK (jusqu'à 6,5 pour Bertin [26], avec un bobinage réparti) pour un processus de bobinage industriel. Par ailleurs, on note que selon Randall [27], le processus de résinage est assez long et coûteux. Un traitement particulier comme l'injection de résine sous vide peut être nécessaire pour une meilleure pénétration de la résine entre les brins.

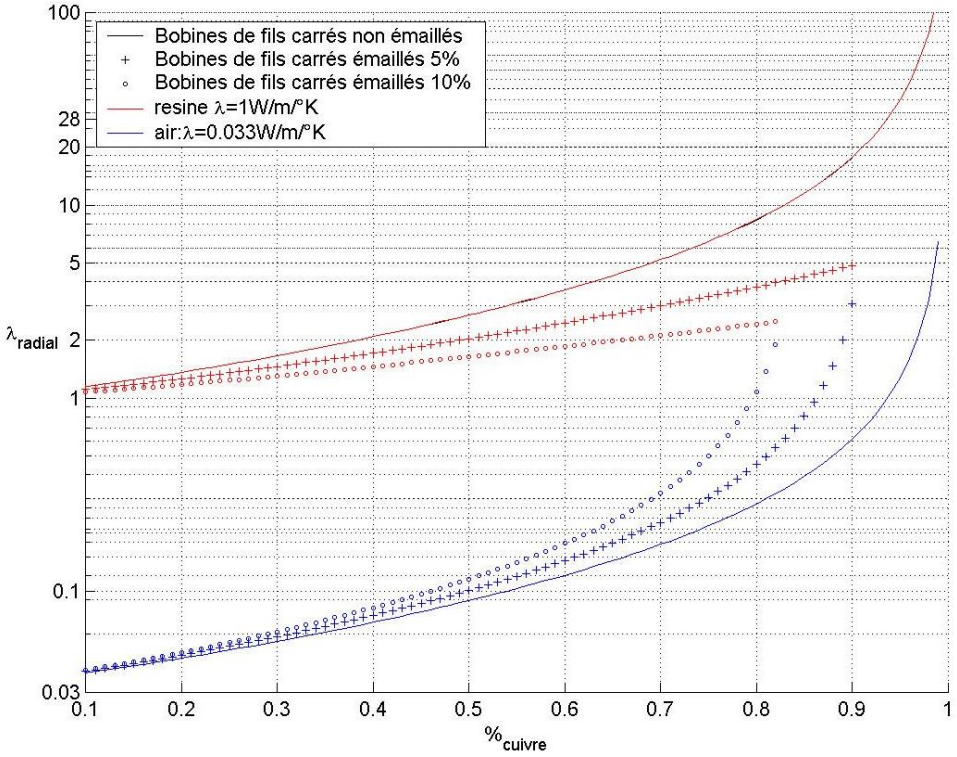


Figure 1-17 : Conductivité équivalente des bobines [9]

A cause des empilements des tôles (stator et/ou rotor), il y a de multiples résistances à la conduction. Les tôles sont vernies de polymères pour les isoler entre-elles, et le contact, qui n'est pas parfait, laisse des interstices d'air. On se trouve dans une configuration similaire aux bobines ; on considèrera des conductivités différentes pour les directions radiale et axiale. Les estimations, dans les études de Marlino [28] et Dejean et al. [29], font état d'une conductivité 10 fois plus faible axialement (environ 3 W/mK axialement contre 30 radialement).

Il est possible de choisir des matériaux ayant de meilleures propriétés conductrices. Les fournisseurs arrivent notamment à proposer des résines dont la conductivité monte jusqu'à 3 W/mK. De manière générale, il faut garder en tête que ces choix, bien que meilleurs pour la thermique, alourdissent le coût total des machines et peuvent allonger le temps de fabrication.

Pour avoir un exemple des propriétés thermiques et mieux comprendre les phénomènes particuliers de conduction dans une machine, on peut se référer au Tableau 3 (page 79), qui décrit les matériaux de la MRV étudiée plus en détail.

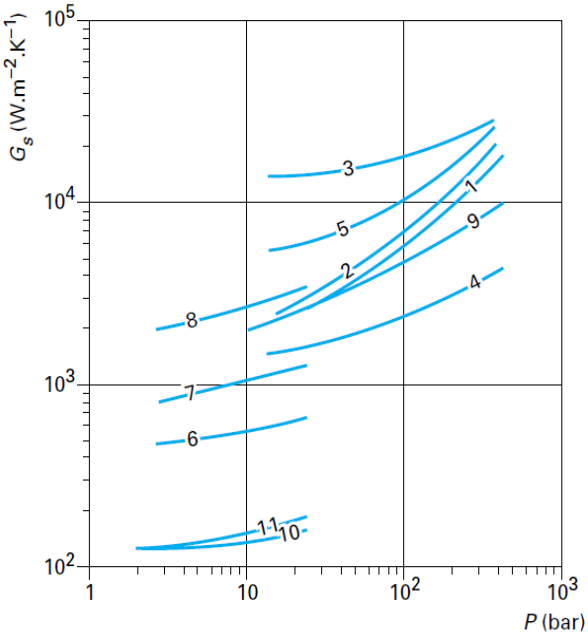
1.3.2.1.2 Résistances de contact

La chaleur passe naturellement par conduction dans les matériaux, mais les interfaces entre les éléments de la machines sont néfastes. Beaucoup d'auteurs ([22] [30] [31] [22] [32] [28] [33] [34] [35]) se sont intéressés aux résistances de contact entre les composants, ne serait-ce que pour paramétrer les modèles. Parmi ces résistances, on trouve les contacts : carter/tôles, bobines/tôles, flasques/carter et roulement/flasques. On s'intéresse généralement surtout aux deux premières, qui peuvent impacter plus sévèrement les températures et sur lesquels le processus de fabrication de la machine peut vraiment jouer un rôle.

Les résistances de contact varient principalement en fonction des rugosités des matériaux, des matériaux eux-mêmes et de la pression de contact entre eux. En effet, le contact peut être comparé à la présence d'une lame d'air dont l'épaisseur dépend premièrement de la hauteur de rugosité, mais qui peut être réduite par la pression exercée entre les deux matériaux. Ces blocages au flux de chaleur sont le plus souvent modélisés par des conductances équivalentes en W/K (ou résistances thermiques équivalentes, en K/W), facilement intégrables dans un modèle thermique nodal.

Le fluide présent à l'interstice est bien entendu très important. Par exemple, pour un contact entre deux parois d'aluminium, la conductance de contact avec de la graisse thermique peut être 10 fois plus importante qu'avec de l'air, selon Milauvre [9]. Les valeurs les plus importantes à retenir sont les conductances entre les tôles et les bobines et entre les tôles et le carter. Dans le cas d'un contact sec, les conductances de contact varient entre 1 500 et 2 000 W/m²K pour les contacts carter/tôles sans matériau interstitiel, et entre 15 000 et 20 000 W/m²K pour des contacts avec matériau interstitiel (condition $\lambda_{résine} > 0{,}2$ W/mK), selon ce même auteur.

Dans différentes études, on trouve des récapitulatifs des différentes résistances de contact selon les matériaux (Holman [36] ou Mills [37]). Egalement, la société General Electric [38] donne des courbes de résistances en fonction de la pression de contact, pour différents matériaux. Staton et al. [33] dressent un tableau des rugosités des matériaux et des lames d'air effectives. On remarque d'ailleurs que l'épaisseur effective peut être plus grande que la rugosité.



Couple de matériaux	Rugosité (µm)
1. Aluminium/aluminium fraisé	4,5
2. Aluminium/aluminium fraisé	3
3. Aluminium/aluminium fraisé	1,5
4. Acier/acier fraisé	7
5. Acier/acier	5,5
6. Acier/acier rouillé	2,5
7. Acier/acier rouillé	3
8. Acier/acier propre	3
9. Acier/aluminium	7,5 à 4,5
10. Tôles/tôles parallèles	…
11. Tôles/tôles perpendiculaires	…

Figure 1-18 : Conductances de contact par unité de surface en fonction des matériaux, leur état de surface et de la pression de contact [38]

Il apparait, toujours d'après Staton et al. [33], que la résistance de contact carter/tôles est bien plus importante que les valeurs typiques des résistances données entre l'acier et l'aluminium (facteur 10). Ceci est dû au processus d'empilement et d'insertion de l'empilement dans le carter. On voit, dans les deux figures suivantes, des ordres de grandeur des interfaces selon des moteurs de différentes puissances. Il n'apparait pas clairement de tendance selon la machine ou la puissance et les valeurs de conductances sont très disparates. Les valeurs de conductance de contact tôles/carter de la littérature récapitulées par Bertin [39] sont du même ordre. Ces valeurs restent plus faibles que celles données par Milauvre [9]. Dans la Figure 1-20, les résistances de contact à d'autres endroits de la machine sont aussi documentées.

Moteurs	Epaisseur d'air équivalente (mm)	Conductance équivalente (W/m²K)
4 kW TEFC MAS (M112M4)	0,042	786
7,5 kW TEFC MAS (M132M4)	0,076	434
15kW TEFC MAS (M160L4)	0,077	429
30kW TEFC MAS (M200L4)	0,016	2 063
55kW TEFC MAS (M250M4)	0,037	892
MSAP, carter aluminium moulé (diamètre 142 mm)	0,010	3 300
MAS (diamètre 335 à 500 mm)	0,015	2 200
MAS, carter aluminium (diamètre 130 mm)	0,020	1 650
Moyenne de ces machines	0,037	892



Figure 1-19 : Epaisseurs de lames d'air équivalentes pour le contact tôles/carter pour différentes machines asynchrones [33]

Type de contact	$G_{contact}$ W.m^{-2}.K^{-1}	Caractéristiques
Contact empilement de tôles du stator-carter	357	moteur fermé, 4 kW [35], carter en fonte
	400	moteur ouvert, 132 kW [17], carter en alliage d'aluminium
	1 428	moteur fermé, 30 kW [25], carter en alliage d'aluminium
	1 860	moteur fermé, 5,5 kW [51], carter en alliage d'aluminium
Contact empilement de tôles du rotor-cage d'écureuil en alliage d'aluminium	300	moteur ouvert [47]
	3 400	moteur ouvert 132 kW [17]
Contact feuille d'isolant de bobinage-empilement de tôles du stator	150	moteur fermé, 30 kW [25]
	1 100	moteur ouvert, 132 kW [17]

Figure 1-20 : Bilan des conductances de contact surfaciques pour différentes machines [39]

Une étude de sensibilité a été réalisée par Thieblin [22], en faisant varier la conductance de contact tôles/carter dans son modèle nodal de MSAP entre 400 et 10^5 W/m²K. Celle-ci montre clairement l'intérêt de la réduction de cette résistance thermique. Idéalement (en prenant l'hypothèse la plus favorable, 10^5 W/m²K), le gain sur la température des bobines serait de 17 °C et de 13 °C sur les aimants permanents alors que la conductance référence pour le moteur considéré n'est déjà pas si mauvaise (1 400 W/m²K).

On s'intéresse maintenant à la conduction entre les bobines et le fer (culasse et dent). Les isolants électriques entourent l'encoche. Ceux-ci sont aussi fortement isolants thermiquement. A cause de leur rigidité, de fortes résistances de contact sont occasionnées. La même étude [22] souligne la pertinence de la conception sur ces isolants. L'abaissement de chaleur serait potentiellement de 24 °C en négligeant la résistance de contact isolant/dent du stator (tout en gardant la mauvaise conduction dans l'isolant). Cette dernière hypothèse est discutable mais les gains sur la thermique semblent indéniables. On peut penser à un découpage plus précis des tôles, à une meilleure insertion de l'isolant, qui est en pratique semblant à une feuille cartonnée. Pour Broussely [40] et Thieblin [22], les résistances prises en compte pour des contacts dent/isolant sont élevées (environ 0,1 mm d'air soit 300 W/m²K). L'injection de résine pourrait diminuer cette résistance par 10.

Par ailleurs, on peut noter que la répartition des pertes fer au sein du stator est importante, puisque cette étude [22] montre que les bobines s'échauffent plus (+13 °C) quand les pertes fer sont générées aux dents plutôt que dans la culasse. Ceci est logique puisque la chaleur des bobines est en partie dissipée par les dents et que la culasse est plus proche du circuit d'eau. On note aussi les effets négatifs des pertes fer aux dents pour le rotor : la température des aimants permanents est plus de deux fois plus sensible aux pertes fer aux dents que les pertes en culasse.

1.3.2.2 Convection d'un fluide sur le carter

Nous avons vu les problèmes liés à la conduction dans la machine. Pour le refroidissement, il s'agit d'une part de maximiser les chemins de conduction, mais aussi d'augmenter la conductance globale entre le carter et la source froide, qui va dissiper les calories. Cela passe par la qualité de l'échange, à travers le coefficient de convection h et la surface totale S_{conv} :

$$\Phi_{th} = h.S_{conv}.(T_{paroi_carter} - T_{fluide_froid}) \quad (1)$$

Il est important de noter que refroidir le carter est plus efficace pour des rapports longueur/diamètre de stator grands (moteurs « saucisson »). Ceci est logique car la surface d'échange est plus grande par rapport au volume entouré. Ainsi, Langry et Sahraoui (étude

interne Renault, [41]) ont effectué des calculs sur différentes machines avec un volume ($D^2 * L$) constant – c'est-à-dire à puissance équivalente – et une chemise d'eau à performance convective équivalente. Une augmentation de 70 % de la longueur implique une élévation de la puissance dissipable (pertes admissibles) de 120 %.

1.3.2.2.1 Chemise autour du carter

L'idée est d'installer un canal de liquide (eau glycolée pour l'application automobile) dans le carter. Pour la réalisation, le carter est en général scindé en deux parties (cylindriques et coaxiales) pour éviter un moulage plus compliqué à fabriquer : le canal est creusé dans la première partie et le deuxième agit comme un couvercle.

La forme des canaux est diverse, le plus simple étant une nappe d'eau. Cependant, deux raisons poussent à rechercher d'autres géométries. La première est d'ordre acoustique (vibrations de la nappe comme un ballon de baudruche). La deuxième est d'ordre thermique. Le flux dissipé par convection peut être maximisé par deux choses : la qualité de la convection, à travers le coefficient h, et la surface d'échange S_{conv}. Dans le cas d'une nappe d'eau, les vitesses locales sont faibles, la surface est restreinte et le coefficient d'échange n'est pas spécialement bon. C'est pourquoi on trouve le plus souvent des chemises d'eau en serpentin. L'eau est guidée par de multiples parois qui viennent perturber l'écoulement et augmenter la turbulence. De plus la surface totale en contact avec l'eau peut être grandement augmentée. Le canal hélicoïdal est fréquemment choisi. On peut se référer aux corrélations de Gnielinski ([42] et [43]) pour le calcul du coefficient d'échange.

La circulation de fluide peut aussi être orientée axialement, avec des retours du fluide en bout de machine. Un brevet [44] propose une sorte de carter de fluide, pour un stator dont les tôles sont reliées entre elles par des barres régulièrement répartie sur la surface extérieure cylindrique. Cette fois-ci, il s'agit d'un ensemble de tubes en zigzag dans une carcasse incurvée. Les canaux sont déjà formés et peuvent facilement être insérés dans chaque espace entre les barres.

1.3.2.2.2 Carter muni d'ailettes

La stratégie reste la même lorsque l'on utilise cette fois l'air ambiant pour dissiper les calories sur les surfaces extérieures du carter. Dans le cas d'un refroidissement à air, le coefficient d'échange est bien moins important que pour l'eau. On essaye d'augmenter les deux facteurs h et S_{conv} comme pour l'eau. On doit profiter d'un flux d'air important, et cet air doit rester frais (renouvelé), pour garder un fort écart de température avec les surfaces chaudes. Pour augmenter la surface d'échange, le carter est en général pourvu d'ailettes, c'est-à-dire des prolongements du carter. On introduit la notion d'efficacité de l'ailette pour quantifier le gain thermique : il s'agit du flux thermique, cas avec ailette, rapporté au flux dissipé sans l'ailette. L'efficacité augmente grandement avec la longueur de l'ailette, mais arrive à une sorte de saturation à cause de la conduction dans l'ailette. Ajoutées à cela des contraintes d'encombrement, il est préférable de ne pas concevoir des ailettes très longues. Le refroidissement à air par le carter a donc des limites.

Néanmoins, on peut dire que ce type de refroidissement est très répandu grâce à l'utilisation « gratuite et simple » de l'air. La forme la plus courante est le *Totally Enclosed Fan Cooled* (TEFC). Il s'agit d'un brasseur solidaire de l'arbre qui pulse de l'air sur les ailettes longitudinales du

carter. Une coque est souvent ajoutée au côté du moteur pour la sécurité et le guidage de l'air, axialement. C'est un système robuste et peu cher. Quelques points thermiques sont à déplorer cependant, sur la qualité des échanges : le fonctionnement à basse vitesse et une diminution du coefficient d'échange le long des ailettes. On note aussi que les ailettes sont intéressantes pour un régime permanent, mais néfastes en surcharge temporaire, selon Gasc et Calegari [45].

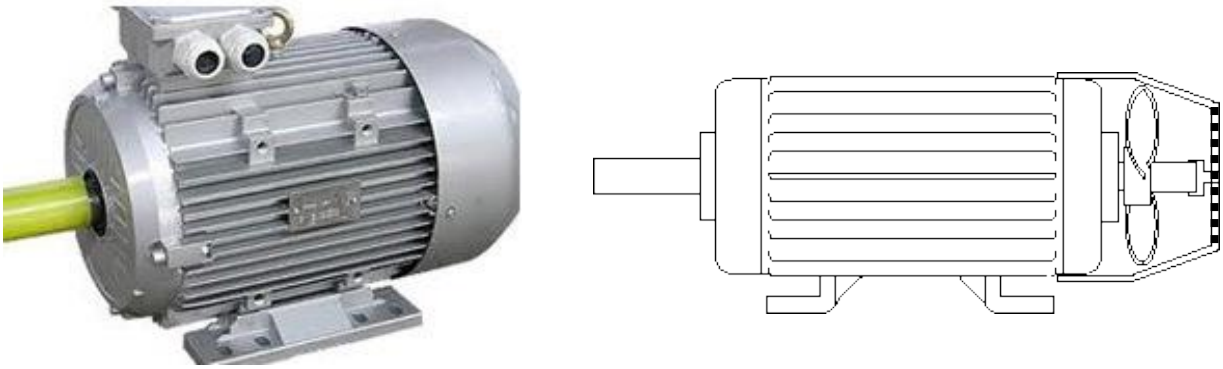


Figure 1-21 : Photographie et schéma d'un moteur TEFC

Un brevet [46] propose également un système proche, mais qui s'affranchit du carter. Une pale sur l'arbre du moteur dirige l'air extérieur vers des ailettes, mais c'est ici l'empilement des tôles qui forme les ailettes. La résistance de contact carter/tôles est supprimée, mais ce système peut présenter des risques électriques. D'après les tests sur une MAS de 60 kW, on obtient un gain de 17 °C sur la température des bobines par rapport à un stator lisse.

1.3.3 Optimisation de la convection interne de la machine

Nous avons vu que les barrières thermiques, dans le cas d'un refroidissement de l'extérieur de la machine, étaient multiples. Un refroidissement plus efficace à priori est d'extraire les calories directement aux endroits sensibles. Il semble ainsi intéressant de faire circuler un fluide caloporteur sur les conducteurs ou dans le rotor, s'il ne doit pas être surchauffé, mais il se doit d'être diélectrique. Commençons par nous intéresser à la convection due à l'air à l'intérieur de la machine.

L'optimisation de la convection interne passe d'abord par la compréhension des écoulements générés par la rotation : dans l'entrefer, qu'il soit radial ou discoïde, et les effets de bout de rotor. Ensuite, le passage dans une zone spécifique est aussi étudié.

1.3.3.1 Ecoulement entre un disque tournant et un disque statique

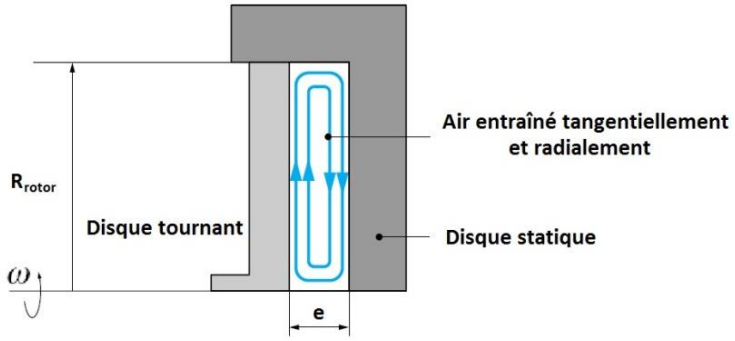


Figure 1-22 : Schéma de l'écoulement d'air entre deux disques dont un tournant [39]

Cette configuration intervient pour l'entrefer d'une machine discoïde ou bien entre les parties latérales d'un rotor conventionnel et les flasques (côté du carter). Ce qui change entre les deux configurations est l'espacement, que l'on définit de manière adimensionnée par la relation (2). Pour différentier ce nombre, traditionnellement noté *G*, d'une conductance thermique, on note G_{disque} cet espacement adimensionné. On rappelle la définition des autres nombres sans dimension : Nusselt, Reynolds et Prandtl.

$$G_{disque} = \frac{e}{R_{rotor}} \quad (2)$$

$$Nu = \frac{h.R_{rotor}}{\lambda} \quad (3)$$

$$Re = \frac{\omega.R_{rotor}^2}{\nu} \quad (4)$$

$$Pr = \nu.\frac{C_p}{\lambda.\rho} \quad (5)$$

où e est l'espace entre les deux disques et R_{rotor} le rayon extérieur du rotor,
h est le coefficient d'échange convectif,
λ *et* C_p sont la conductivité thermique et la capacité thermique massique de l'air,
ν et ρ sont la viscosité cinématique et la masse volumique de l'air

Quelques études (Boutarfa et Harmand [47], Pellé et Harmand [48] et [49]) résument les travaux antécédents. Les auteurs définissent parfois le nombre de Nusselt local en remplaçant le rayon R_{rotor} par r, qui quantifie l'échange convectif au rayon considéré.

Pour une configuration plus simple avec **écoulement sur un seul disque**, Dorfman [50] a proposé des corrélations locales. Ces travaux différencient le régime laminaire du régime transitoire. La transition se trouve pour Re ~ 2.10^5. Les lois empiriques se trouvent de la forme :

$$Nu = a.Re^b.Pr^c \quad (6)$$

Pour la configuration qui nous intéresse, avec **deux disques (un tournant et un statique)**, la fermeture du domaine impacte sur les écoulements et à fortiori les transferts. On se place donc dans la configuration fermée.

L'aspect aéraulique est déterminant pour les transferts de chaleur. Sur les deux parois, il se crée une couche limite. L'air adhère au disque tournant et sa vitesse contient deux composantes : une composante tangentielle suivant le mouvement et une composante radiale issue de l'effet centrifuge. On peut retenir que l'on a deux configurations possibles pour cet écoulement cisaillant :

- L'écoulement de *Batchelor*, pour lequel les deux couches limites sont disjointes. On observe qu'entre ces deux couches limites, le fluide au cœur de l'écoulement tourne à environ 0,4 ($\omega.r$).
- L'écoulement de *Stewartson* pour lequel les couches limites sont adjacentes.

De surcroit, l'écoulement est laminaire ou turbulent, ce qui caractérise 4 structures d'écoulements, selon Owen et Rogers [51] :

- Régime 1 et 3 : l'espacement est faible ($G_{disque} < 0{,}01$) et les couches limites sont confondues (Stewartson).
- Régime 2 et 4 : les deux couches limites sont détachées (pour un espacement intermédiaire, de l'ordre de $0{,}01 < G_{disque} < 0{,}06$). Il s'agit de la configuration de l'écoulement de Batchelor. Si l'espacement est suffisamment grand ($G_{disque} > 0{,}06$), on se retrouve dans la configuration du disque tournant seul.

On peut traduire ces constatations au niveau thermique. Plus le cisaillement est fort, plus il y a de transferts thermiques. Dans le cas de l'écoulement de Stewartson, les contraintes sont très fortes et la convection est nettement améliorée par rapport au cas sans disque statique. Plus l'entrefer est grand, moins les échanges sont bons. Dans le cas de Batchelor, le fluide tournant à une vitesse intermédiaire entre les deux disques diminue le cisaillement sur le disque tournant. Les échanges sur le rotor sont ainsi même moins bons qu'en l'absence du stator. Le Nusselt atteint donc un minimum qui correspond en turbulent au passage $3/4$ ou $1/2$ en laminaire (Stewartson vers Batchelor). Cet espacement critique (G_{disque}~ 0.01) est à éviter à tout prix ; il faut notamment faire attention pour les entrefers de machine à flux axial.

Ensuite, toujours en se plaçant dans la configuration de Batchelor, les échanges croissent avec G_{disque} asymptotiquement. On considère qu'il n'y a plus influence du disque statique à partir de (valeur se rapprochant de 0,06) :

$$G_{disque}^{crit} = 1{,}05 * Re^{-0.2} \quad \textbf{(7)}$$

Dans le cas de la convection sur le côté du rotor, les flasques étant généralement relativement éloignés, la prise en compte d'une corrélation concernant un disque tournant seul est donc justifiée.

Owen et Rogers [51] donnent les lois empiriques concernant les quatre régimes ($Pr = 1$). On peut noter que les échanges ne dépendent pas du nombre de Reynolds dans le régime 1.

$\overline{Nu} = {G_{disque}}^{-1}$ (petit espacement, écoulement laminaire : régime 1) **(8)**

$\overline{Nu} = \frac{1{,}85}{\pi} {G_{disque}}^{1/10} Re^{1/2}$ (gros espacement, écoulement laminaire : régime 2) **(9)**

$\overline{Nu} = \frac{0{,}040}{\pi} {G_{disque}}^{-1/6} Re^{3/4}$ (petit espacement, écoulement turbulent : régime 3) **(10)**

$\overline{Nu} = \frac{0{,}051}{\pi} {G_{disque}}^{1/10} Re^{4/5}$ (gros espacement, écoulement turbulent : régime 4) **(11)**

Pellé et Harmand ([52], [48] et [53]) ont récemment travaillé sur cette configuration, et particulièrement l'amélioration des échanges. Celle-ci peut s'obtenir par l'apport d'un jet central. Cependant, la hausse du coefficient de convection, bien que significative, reste relativement locale.

1.3.3.2 Echanges dans l'entrefer

L'écoulement entre deux cylindres tournants coaxiaux, dit de Taylor-Couette, est assez bien documenté dans la littérature. La configuration où le cylindre extérieur est statique (le cas de notre entrefer dans une machine radiale) est considérée dans la plupart des études. Deux articles relativement récents (Seghir-Ouali et al. [54] et Fénot et al. [55]) donnent un résumé de ces

travaux. En faisant varier la vitesse de rotation du cylindre intérieur, il apparait trois régimes. Ceux-ci sont caractérisés par un nombre adimensionné basé sur la vitesse de rotation, qui peut différer selon les auteurs : le nombre de Taylor ($Ta = \frac{\omega^2 R_{rotor}\ entrefer^3}{\nu^2}$), plus complexe, ou le nombre de Reynolds, défini de manière presque identique à la configuration précédente ($Re = \frac{2\omega R_{rotor}^2}{\nu}$).

- Régime laminaire (Nusselt constant), la rotation n'influe pas sur les transferts, jusqu'à environ $Re < 1\,000$
- Régime transitoire, succession de différentes formes d'instabilités. $Nu\ (Re, Gr)$ (nombre de Grashof caractérisant les forces de dilatation volumiques par rapport aux forces visqueuses)
- Régime de rotation prédominant, forcé N (Re), pour $Re > 10^4$ ou 10^5 selon les auteurs

Les deux études précédemment citées regorgent de corrélations (elles dressent des tableaux récapitulatifs avec les conditions d'essais), mais la plus adaptée à nos machines semble être celle de Becker et Kaye [56]. On peut ainsi donner des représentations suivant le régime, l'épaisseur d'entrefer et le rayon. Sur la Figure 1-23 est représenté le coefficient d'échange pour différents paramètres en fonction du régime (0 à 30 000 tr/min) : entre 0,1 et 1 mm d'entrefer, entre 25 et 75 mm pour le rayon d'entrefer. Les cassures montrent les changements de régime d'écoulement.

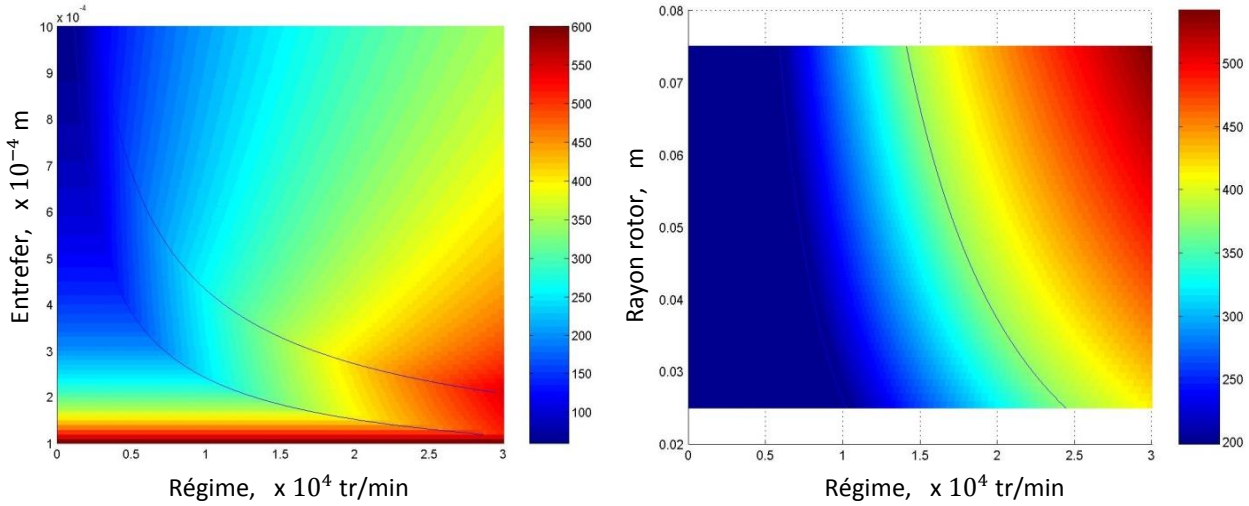


Figure 1-23 : Variation du coefficient d'échange (W/m²K) à l'entrefer en fonction de deux paramètres [9] : l'épaisseur d'entrefer et le régime, R_{rotor}= 50 mm (gauche) ; le rayon rotor et le régime, entrefer = 0,3 mm (droite)

Seghir-Ouali et al. [54] se sont intéressés à l'ajout d'un flux axial à la configuration initiale de l'écoulement d'entrefer. L'étude met en évidence qu'il existe différents régimes selon la vitesse de rotation caractérisée par le Re_r (*Re* défini comme le cas sans écoulement axial) et la vitesse de l'écoulement axial (caractérisée par Re_a). L'air qui vient de côté perturbe fortement l'écoulement, casse les structures et en fin de compte augmente les échanges. Ainsi, à faibles Re_r, l'ajout d'un flux axial est toujours bénéfique (voir Figure 1-24), mais il existe un certain Re_r critique pour lequel le courant axial n'est plus du tout efficace : c'est le régime de rotation prédominante.

Une autre configuration qui peut améliorer les transferts thermiques à l'entrefer a aussi été explorée : la présence de côtes ou de rainures sur les écoulements au rotor ou au stator (représentation des encoches). Les études sur le sujet sont nombreuses (Raspo et Crespo [57],

Becker et Kaye [56], Gardiner et Saberski [58], Tzer-Ming et al. [59], Bouafia et al [60]). Elles montrent pour certaines une influence quasi nulle. Pour d'autres, l'efficacité de ces perturbateurs est prouvée (+40 % pour [59], côtes au rotor ; +85 % pour [60], rainures au stator), mais ces améliorations sont à modérer par le fait qu'elles n'interviennent pas sur toute la plage de rotation évaluée. De plus, il est à noter que les études considèrent seulement des petites côtes ou rainures de taille de l'ordre de l'entrefer, ce qui ne conviendrait pas à de grosses saillances comme au rotor d'une MRV.

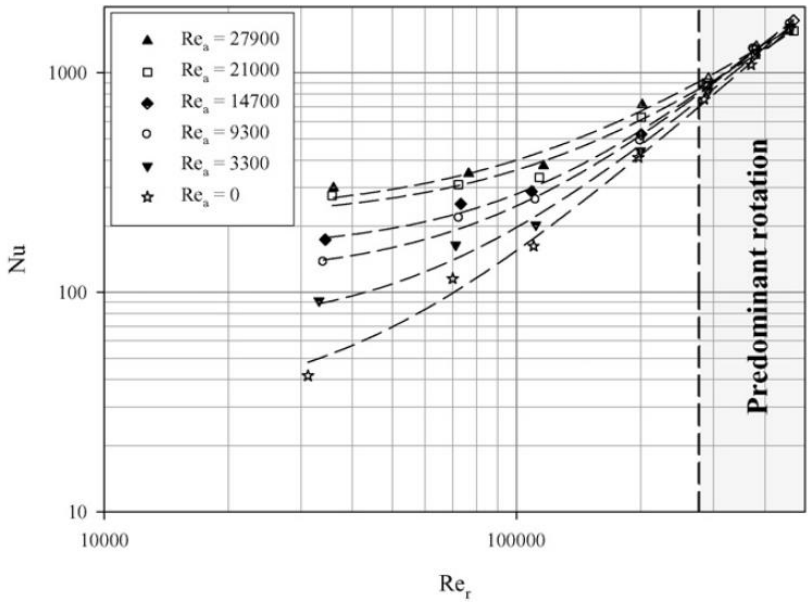


Figure 1-24 : Evolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds de rotation (Re_r) [54]

On peut noter quelques résultats d'une étude aéraulique Renault par Soudry [3] visant à caractériser les pertes dues aux frottements d'un rotor cannelé (grosses saillances). Celle-ci a mis en évidence l'ajout d'un moment de pression important, responsable d'environ 85 % du couple résistant contre 15 % par cisaillement dans la zone de faible entrefer. Ainsi, le couple de frottement du rotor lisse est sensiblement moins important que dans le cas du rotor cannelé (facteur 2,6 pour les deux rotors testés), mais l'ajout de disques sur chaque côté du rotor stabilise nettement l'écoulement et le couple résistant se rapproche plus du rotor lisse (facteur 1,5). Les échanges thermiques sont susceptibles de suivre la même tendance.

1.3.3.3 Autres systèmes proposant un passage d'air spécifique

Hors de ces deux configurations bien documentées et à géométries relativement simple, il existe une réelle difficulté à modéliser le reste des échanges internes à la machine. On souligne l'importance de l'échange convectif sur les têtes de bobine, comme le montre l'étude paramétrique (étude de sensibilité des températures) de Bertin [26]. En effet, la baisse de températures des bobines peut être significative avec l'intensification de la convection.

Quelques travaux ont considéré la convection de l'air interne sur les différentes parties du côté de la machine : flasques, chignons, intérieur du carter, côtés du stator. L'écoulement dépend de la taille et la forme des têtes de bobine, d'un potentiel brasseur interne, de la nature (saillances, rugosités) du côté du rotor, et bien évidemment de la vitesse de rotation. Un travail intéressant de Staton et al. [33] regroupe les coefficients de transferts sur les têtes de bobine selon la vitesse locale de l'air, identifiés dans six études différentes (Figure 1-25). Il s'agit de lois simples. Les

conditions de l'obtention de ces coefficients ne sont pas précisées. Dans la même idée, on peut se rapporter aux travaux de Oslejsek [61] qui exprime le Nusselt sur les têtes de bobine en fonction du Reynolds et d'un paramètre de forme.

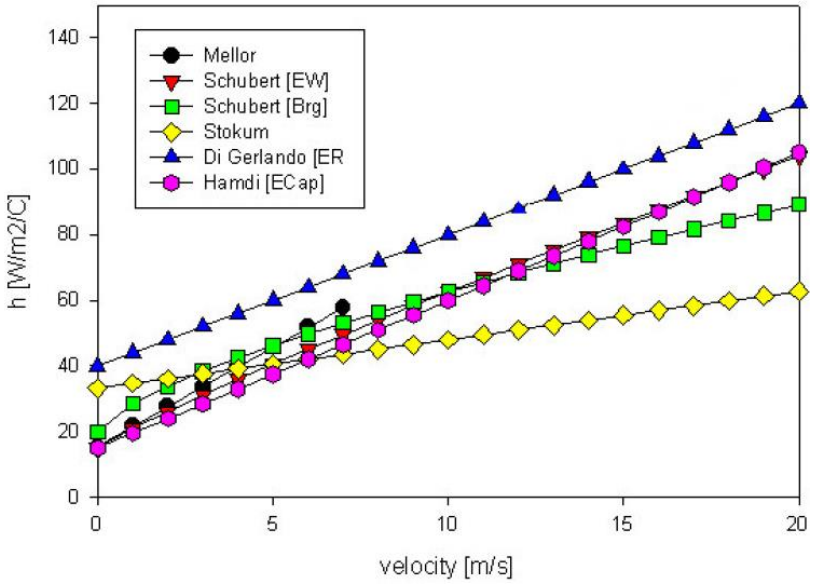


Figure 1-25 : Corrélations générales relatant la convection sur les têtes de bobine en fonction de la vitesse [33]

L'auteur de ces comparaisons a étudié un peu plus tard (Staton et al. [34]) plus en détail l'effet des pales internes fixées au rotor d'une cage à écureuil, pour une machine fermée mais aussi pour une machine ouverte. Le coefficient d'échange étudié est considéré identique sur toutes les surfaces internes du côté de la machine : flasques et têtes de bobine. Dans la configuration de base (sans pale interne), le coefficient d'échange interne ne semble pas être grandement influencé par la rotation. L'ajout de pales au rotor améliore de manière intéressante les transferts, et les mêmes pales en carter ouvert augmentent considérablement les échanges. On donne ici les coefficients estimés pour différentes configurations de brassage. Les valeurs absolues des coefficients sont à nuancer car les résultats sont établis grâce à un modèle nodal très simplifié. On relève des coefficients en convection naturelle étonnamment élevés, de l'ordre de 35 W/m²K.

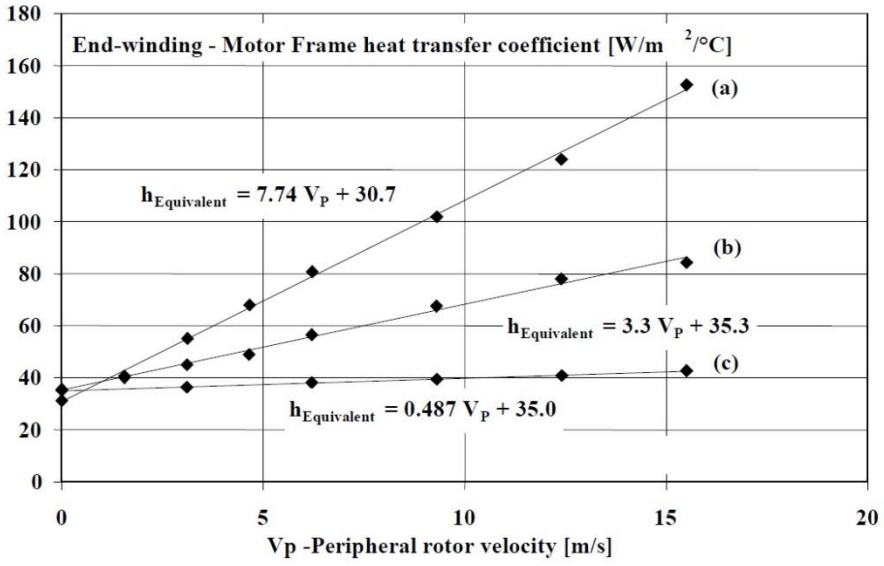
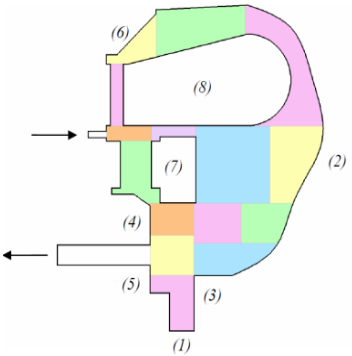


Figure 1-26 : Estimation des coefficients pour différentes configurations : (a) Carter ouvert et pales internes, (b) Carter fermé et pales internes, (c) Carter fermé sans pale interne [34]

Lors d'une thèse, Fasquelle [62] a utilisé la modélisation pour comprendre ce qui se passe à l'intérieur de la machine. Il s'agit d'un moteur asynchrone avec canaux rotoriques, et brasseurs internes. Le domaine a été découpé en plusieurs zones pour identifier la disparité des échanges convectifs (Figure 1-27). La température de référence est définie comme la température moyenne à proximité de la paroi dans la zone considérée. Les échanges convectifs sont quantifiés pour le cas sans (modélisation 2D) et avec (3D) brasseur. Une autre thèse, de Micallef [63], a concentré ses recherches sur les têtes de bobine, avec une géométrie similaire. Les échanges le long des têtes, calculés numériquement, donnent un peu plus de précision que la source précédente. L'auteur conseille de réduire au maximum le rayon des pièces tournantes pour éviter les pertes aérauliques. Il faut aussi positionner les surfaces tournantes au plus proche des têtes et des flasques pour améliorer les échanges sur les deux surfaces.



Vitesse de rotation	1500 tr/min	2200 tr/min	4000 tr/min
Arbre *(1)*	16,5	22,1	27,2
Flasque *(2)*	33,8	36,5	60,8
Flasque à proximité du roulement *(3)*	43,0	48,3	83,9
Pièces de maintien du rotor (partie supérieure aux canaux) *(4)*	45,6	84,4	101,9
Pièces de maintien du rotor (partie inférieure aux canaux) *(5)*	39,5	54,3	77,5
Pièces de maintien du stator *(6)*	51,1	110,8	322,8
Cuivre rotorique *(7)*	22,5	103,9	139,4
Développantes *(8)*	153,2	226,3	147,4

Figure 1-27 : Tableau du nombre de Nusselt sur différentes surfaces du côté de la machine (sans brasseur) [62]

Hay et al. [64] se sont proposés d'optimiser expérimentalement l'écoulement d'air traversant une MAS (machine ouverte) de moyenne puissance. Le diamètre du rotor est de 31 cm mais la machine ne tourne pas très vite : 1500 tr/min en moyenne. Les coefficients d'échange à cette vitesse se trouvent entre 50 et 450 W/m²K. L'air arrivant d'une conduite est radialement pulsé vers les têtes de bobine et passe axialement dans des canaux rotoriques. Il est intéressant de voir que :

- Il existe une disparité entre les coefficients de transferts sur les têtes de bobine amont et aval (moitié moins en aval).
- L'ajout d'un guide autour de la tête de bobine amont est très bénéfique en faisant circuler l'air sur toute la surface de la tête amont (+30 % de transferts pour 30 % de moins de débit). De plus, les transferts sont améliorés à l'aval également et la répartition des températures est plus homogène.

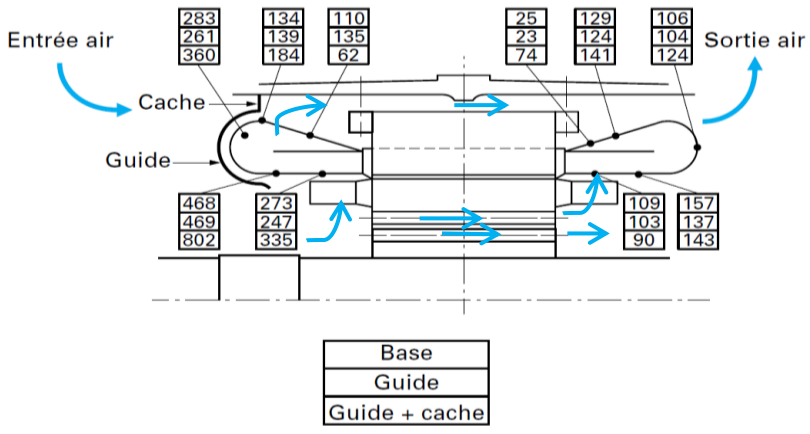


Figure 1-28 : Optimisation de la convection interne (coefficients *h*) par ajout d'une pièce guidant le flux axial [64]

Cette étude aborde aussi l'influence de la longueur des pales. Les transferts augmentent avec la longueur des pales jusqu'à un certain seuil ou l'influence semble plus modérée. Pour prendre en compte la taille des pales, un *fanning factor* est introduit dans l'étude de Staton et al. [34]. La vitesse locale est ainsi corrigée par rapport à la vitesse de la périphérie du rotor de référence.

La convection améliorée sur les têtes de bobine (du rotor ou stator) fait l'objet de nombreux brevets. Certains visent à élaborer des formes géométriques favorables à la circulation de l'air et donc propice à plus d'échanges thermiques ([65] et [66]). Les bobinages guident l'air en spirale entre les conducteurs rectangulaires. L'idée est de profiter passivement de la rotation grâce à la forme du bobinage en épingle.

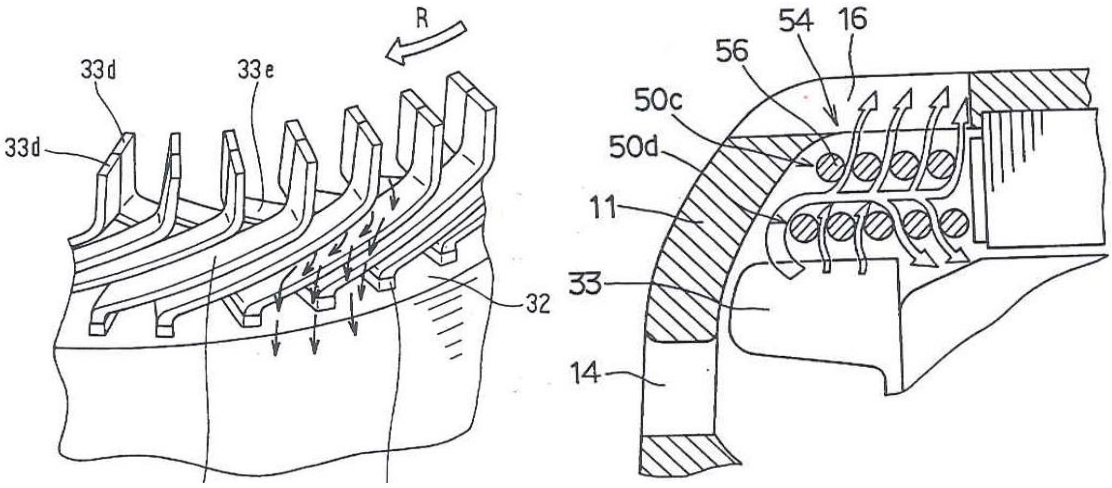


Figure 1-29 : Brevets déposé sur des structures des têtes de bobine favorables à l'écoulement d'air ([65] et [67])

On peut aussi observer la conception de brins (à section circulaire) des bobines écartés pour une circulation d'air et une convection favorisées. Dans ce brevet [67], des pales sur rotor soufflent de l'air sur les brins qui se répartit ensuite entre une ouverture du carter (flux radial) et l'entrefer (flux axial). Les transferts thermiques dans le cas de tubes alignés ou en quinconce ont largement été étudiés et corrélés, on peut s'y référer pour choisir la forme des brins. Des formes de pales relativement complexes sont proposées par quelques brevets ([68], [69], [70]).

Autrement, des études ont été menées sur les *canaux à l'intérieur du rotor*. Parmi elle, deux thèses se sont intéressées à cet écoulement (Baudoin [71], expérimentale et Fasquelle [62], numérique). Dans cette dernière étude utilisant la *CFD*, on observe des tourbillons dans ces canaux excentrés. Il y a une zone avec des effets d'entrée (tourbillons d'entrée), puis des tourbillons mieux établis. L'autre thèse donne des corrélations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Rossby, défini par le rapport vitesse axiale/vitesse radiale. L'amélioration des échanges peut se faire par changement d'excentricité et de la forme du canal.

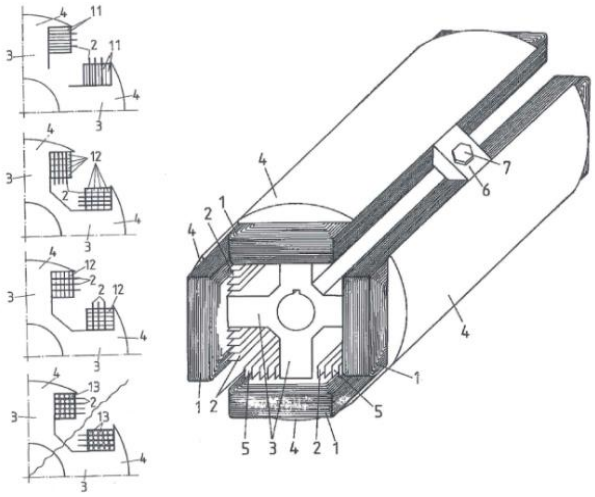


Figure 1-30 : Représentation d'un rotor bobiné avec système d'ailettes-conducteurs entre les brins [72]

Enfin, on peut également évoquer un système breveté [72] assez particulier pour les rotors bobinés. Des ailettes-conducteurs sont placés entre les brins des bobines. Des tôles de cuivre, préférablement, de l'épaisseur équivalente au diamètre des brins, sont intercalées toutes les vingtaines de couches de bobinages, dépassant de 20 % environ de l'épaisseur des bobines dans un canal entre les saillances du rotor. Ces conducteurs agissent comme pont thermique entre le cœur des bobines au rotor et l'air qui circule dans la machine.

1.3.4 Refroidissement aux endroits stratégiques

De nombreux moteurs électriques ont fonctionné dans l'huile ou subissent une pulvérisation d'huile sur les endroits les plus échauffés (d'après une note technique Renault par Berrié [73] ou un brevet de Di Pietro et al. [74]). Des firmes comme Delphi ou Westinghouse ont conçu de tels systèmes, mais le coût a dissuadé le développement. Utiliser l'huile du réducteur (en la filtrant) relance le débat. A noter, de nombreux alternateurs de l'aéronautique utilisent ce système de jet sans gicleur, utilisant simplement la force centrifuge (assez élevée puisque fortes vitesses de rotation) dans une cavité de l'arbre creux. Cependant, l'utilisation dans notre application est un peu différente car le moteur a besoin d'être refroidi même au repos et la vitesse de rotation est loin d'être constante.

1.3.4.1 Liquide sur les têtes de bobine

Les têtes de bobine ne sont qu'une petite partie de la totalité des éléments conducteurs, pouvant chauffer abondamment ; le transfert de chaleur, comme il est plus local (surface relativement petite), doit être important. Mais celles-ci sont accessibles facilement, c'est pourquoi plusieurs investigations ont exploré le transfert par circulation de fluide.

Pour le jet d'huile directement sur les bobines de tête, on note qu'en pratique, il faut restreindre les vitesses de l'huile (environ 7 à 10 m/s) pour éviter la détérioration des trous de l'injecteur (érosion – corrosion) et des têtes de bobine. Une fois impacté sur la paroi et chargé de calories, le liquide est collecté par simple gravité, filtré, refroidi (radiateur) puis redirigé vers la pompe.

Lors d'une étude interne, Hollande [75] a déjà testé expérimentalement le refroidissement des têtes de bobine par jets d'huile, pour un moteur asynchrone de moyenne puissance. L'étude comportait aussi la modélisation simplifiée de la thermique des jets, mais les résultats sont assez loin des corrélations. Ceci est attribué au manque de corrélations sur la plage du Reynolds considéré, et la différence de géométrie avec l'impact de jet sur plaque plane, considéré pour la modélisation de la convection sur têtes de bobine. De cette étude, on note aussi la disparité de la convection selon la position angulaire à cause des effets gravitationnels : les coefficients sur les têtes se trouvent environ à 2 000 W/m²K en haut contre 5 000 W/m²K en bas. L'enchevêtrement des couches des bobines (bobinage imbriqué) et le transfert de chaleur sur les « pattes de bobine » compliquent la modélisation et donc l'identification du coefficient d'échange.

Les conclusions de l'étude sont :

- Une pression plus importante engendre un débit, des vitesses de jet et des transferts thermiques plus importants.
- Une augmentation du nombre de trous à pression donnée ne diminue pas la vitesse des jets mais augmente le débit et améliore les échanges thermiques.

- Des trous plus gros à pression donnée induisent une vitesse plus faible, mais un débit et des transferts plus importants.

Les machines de traction de la Prius 2 (moteur et générateur) sont intéressantes pour leur refroidissement. Un rapport de Marlino [28] tente de décrire les transferts thermiques. Le moteur électrique présente un circuit d'eau autour du stator, mais a la particularité de comporter également un brouillard d'huile à l'intérieur du carter. En fait, les pertes sont dissipées par deux mécanismes : par conduction dans le stator vers l'eau du carter et autrement par convection vers l'huile et de l'huile au carter (puis à l'eau). Aux extrémités du rotor se trouve une pièce protubérante torique. Celle-ci se retrouve en vis-à-vis radial avec les têtes de bobine qui dépassent également de la longueur active. Sur cette partie est projetée l'huile par effet centrifuge. A 900 tour/min (1 200 en vitesse de base), la valeur de h qui convient le mieux à la comparaison du modèle thermique et les relevés expérimentaux est de 25 W/m²K. La température de référence est la mesure unique en bas de moteur. Il s'agit d'un coefficient faible au vu de l'étude précédemment citée, mais assez peu de détails sont donnés dans ce rapport.

Un film d'huile continu se retrouve également dans l'entrefer, ce qui augmente très fortement les échanges rotor/stator par des cisaillements très forts (ce n'est pas du barbotage). Une sorte de cage entourant le rotor permet de restreindre les pertes hydrodynamiques.

Toujours conçu par Toyota, un système entier moteur/réducteur [76] utilise un circuit d'huile sans pompe. L'arbre du rotor est couplé à un engrenage du réducteur. Le tout baigne dans l'huile (le niveau d'huile est plus bas que le bas du rotor). Placé plus bas, la roue du réducteur barbotte dans l'huile et envoie de l'huile vers le haut du circuit fermé. L'huile passe à travers des orifices, coule sur les bobines et les refroidit, rejoignant finalement le bain d'huile par gravité. Le niveau de l'huile est à contrôler pour qu'il n'y ait pas barbotage par le rotor.

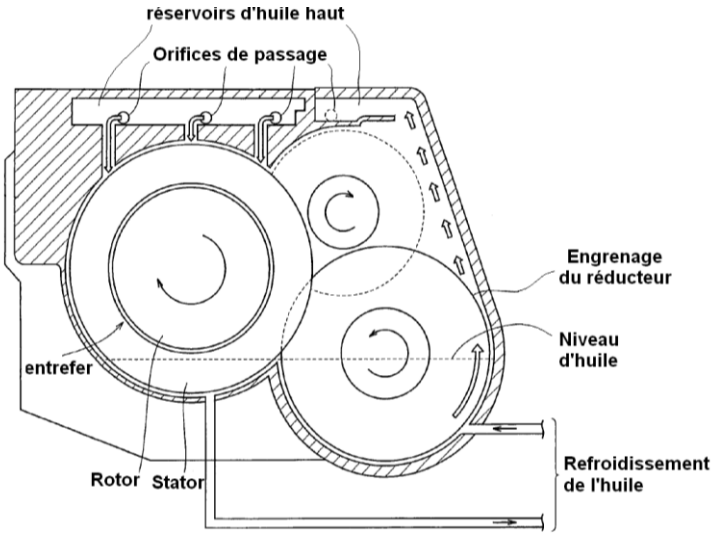


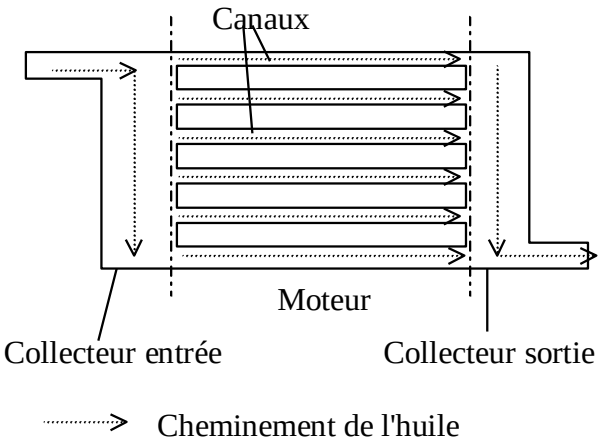
Figure 1-31 : Principe de fonctionnement de couplage entre la transmission et le moteur électrique [76]

Les travaux de Roulet [77] ont considéré la modélisation thermique d'une boite de vitesse. L'auteur a établi des corrélations du nombre de Nusselt pour les échanges dus au barbotage des engrenages, avec de l'huile de lubrification. Le cas étudié est assez loin de notre étude puisqu'une bonne partie de la boite baigne dans l'huile. Les coefficients de convection à l'huile dans cette étude sont bien plus intéressants, de l'ordre de 500 à 1 000 W/m²K prenant comme référence la température moyenne du bain.

Un système breveté [78], ingénieux mais plutôt anecdotique, que l'on ne peut pas véritablement appeler caloduc, fait appel au changement de phase. Un fluide adapté est placé dans une chambre hermétique (joint étanche) entourant les têtes de bobine. Le liquide au contact des bobines est vaporisé et retourne ensuite sous phase vapeur au contact du carter qui, lui, est parcouru par un circuit de refroidissement peu contraignant. L'espace de la chambre est rempli par de la matrice poreuse (matériau tissé, mailles, feutre, éponge cellulaire, perles, pellets ou particules) qui permet au liquide et au gaz de circuler dans les différentes directions, pour échapper partiellement à la contrainte gravitationnelle.

1.3.4.2 Refroidissement au cœur, dans les encoches

Le refroidissement sur les têtes de bobine présente un désavantage pour les moteurs plus longs : la température au cœur du stator, même si la conduction axiale des bobines est bonne, risque de s'élever de manière significative. Certains ont analysé la possibilité de faire circuler un fluide directement dans les encoches (les rainures des conducteurs). Il faut pour cela que le fluide soit isolant (fluide diélectrique) s'il est en contact direct avec les brins de bobine. Les fluides diélectriques ont souvent une faible conductivité, ce qui leur confère aussi de faibles taux de transfert thermique. Contrairement au refroidissement à eau, la résistance thermique entre le liquide de refroidissement (ici, l'huile) et la paroi est le poste principal de la résistance thermique totale. L'amélioration des échanges convectifs est donc primordiale. Au niveau pratique, le passage de liquide dans les encoches nécessite des dispositifs d'étanchéités : cales dans les encoches et collecteurs aux deux côtés de la machine.



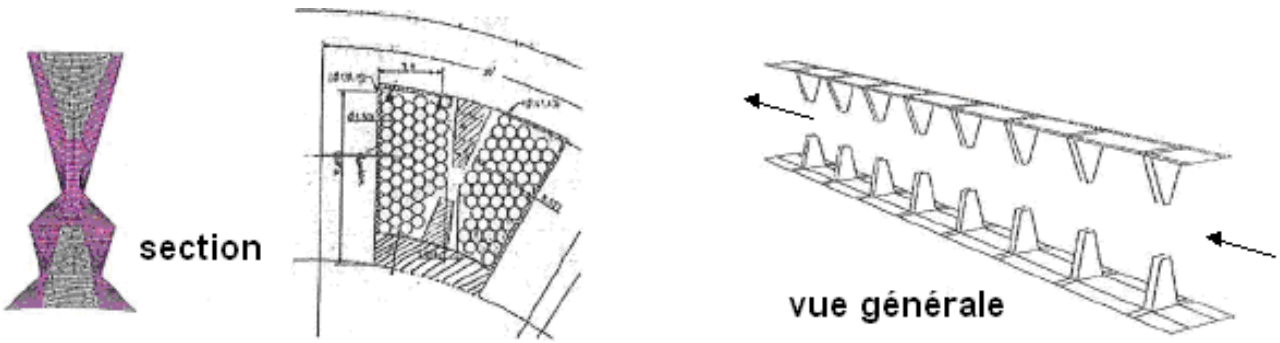


Figure 1-32 : Canal d'huile dans les encoches avec perturbateurs, étude numérique [79]

La circulation d'huile dans les encoches a fait l'objet d'une étude Renault par Yu et Milauvre [79], qui a ensuite donné lieu à un brevet [80]. Elle propose d'abord une modélisation 3D de

l'écoulement dans le canal des encoches et autour des têtes de bobine. Cet écoulement est laminaire, mais relativement proche de la transition turbulente. Les calculs jouent sur le débit, la forme de la bobine et la température d'huile. On voit malheureusement le coefficient d'échange sur les parois de la bobine chuter après le début de la conduite (effet d'entrée). Les transferts peuvent être améliorés par l'insertion de perturbateurs (Figure 1-32 en bas) qui modifient la couche limite du fluide. L'étude sur la forme de ces perturbateurs a permis de maximiser le coefficient d'échange moyen en limitant l'augmentation de la perte de charge. La perturbation de l'écoulement diminue nettement la chute des transferts convectifs après l'entrée du canal (augmentation de 48 % sur le coefficient moyen).

Des essais viennent appuyer les résultats. Les transferts thermiques mesurés sont au-delà des valeurs obtenues par le calcul (environ +50 %). Cela s'explique par un potentiel déclenchement de la turbulence précoce en Reynolds, notamment grâce aux perturbateurs. Les résultats d'essais, comparés avec le refroidissement à eau, sont présentés dans la partie 1.4.2.

Un brevet de Nissan [81] se place dans la même configuration de refroidissement. Le système ajoute une plaque au milieu de l'encoche (entre les deux bobines) pour diminuer la section de passage. De ce fait, la vitesse est augmentée mais les surfaces actives de refroidissement sont conservées (le cœur de l'encoche où le fluide n'agit pas sur les bobines est supprimé). Les échanges sont plus efficaces que sans cette plaque.

Des brevets ([82] et [83]) se basent sur la même idée, mais en insérant un tube dans les encoches dans lequel circule un fluide caloporteur. Le tube est noyé dans un composite isolant et de bonne conductivité pour assurer une bonne conduction avec les bobines. Le fluide choisi n'est pas forcément diélectrique. Un autre brevet [84] très proche présente des canaux aller/retour, une paroi séparant les deux sens de circulation avec virage en épingle en bout de stator. Le brevet couvre également un système de collecteur assez simple sur les côtés. Suivant une autre forme d'encoche, plus en longueur, on recense le brevet [85] où les canaux de liquide de refroidissement sont au fond de l'encoche (proche culasse), insérés avant les bobines.

D'après Thieblin [22], l'ajout d'un circuit de convection (à eau dans cette étude) dans les encoches du stator serait très efficace (- 44 °C pour les chignons, -22 °C sur les aimants du rotor), en complément du refroidissement en carter d'eau déjà existant.

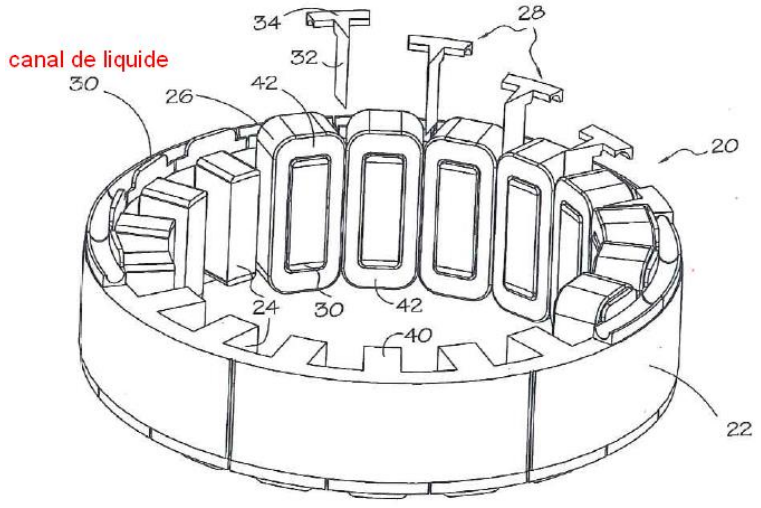


Figure 1-33 : Insertion de pièces faisant office de pont thermique dans les encoches [27]

Un autre brevet [27] se base sur des éléments très conducteurs thermiquement placés entre les bobinages (dans les encoches), à l'intérieur du stator ou du rotor. Ces pièces fonctionnent en pont thermique entre les côtés de la bobine (encoche) et une zone hors du circuit magnétique (parties latérales, proche des têtes de bobine). Elles peuvent ainsi transmettre la chaleur dans un fluide caloporteur qui circule sur le côté de la machine. De tels éléments peuvent aussi se placer entre le bout de dent et la tête de bobine. On voit une représentation sur la Figure 1-33. On trouve parfois des têtes de bobine enduites dans de la résine de surmoulage, qui peuvent être différente de celle d'imprégnation en encoche. Grâce au couplage thermique avec le carter et les flasques renforcé, la dissipation des pertes est améliorée si le carter est refroidi.

La thèse de Ghayoub [86] sur une machine de forte puissance, environ 1 MW, propose un écoulement d'eau passant directement dans les conducteurs, complété par une sorte de chemise d'eau plus conventionnelle dans le carter. Le brevet [27] remarque que faire passer du liquide de refroidissement dans les conducteurs est plus applicable aux grandes puissances (quelques mégawatts), à cause du coût d'encapsulation du fluide et d'isolation. Cette technique a néanmoins été appliquée à des machines de plus faibles puissances dans le brevet [87] : les conducteurs en méplats comportent des cavités où circule de l'huile (voir Figure 1-34).

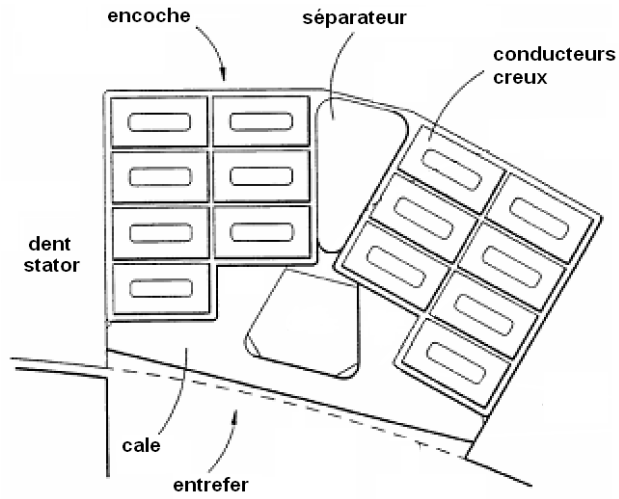


Figure 1-34 : Conducteurs creux pour le passage de liquide caloporteur [87]

1.3.4.3 Circuit creusé dans les éléments

Des études ont aussi été faites sur des circuits de refroidissement dont les canaux sont creusés dans le fer stator (thèse de Ghayoub [86]). C'est une solution alternative entre la circulation directe dans les encoches et la circulation dans le carter. On n'échappe cependant pas aux problèmes d'isolation.

Certains ont choisi de réaliser un circuit passant par le stator et le rotor [88], mais pas dans les parties actives. Ce brevet présente un circuit fermé passant dans une cavité de l'arbre creux, puis dans un carter entourant le stator. Un tube injecte le liquide (eau ou huile par exemple) dans l'arbre creux, puis ce liquide est propulsé par un système de pompe par rotation de l'arbre vers un conduit allant au stator (besoin d'un joint d'étanchéité tournant). Les calories sont évacuées par ailettes à l'extérieur du carter. A noter, la légère force axiale engendrée stabilise le rotor au niveau des vibrations et la différence importante de température entre le stator et le rotor, qui peut être préjudiciable mécaniquement pour les roulements notamment, est évitée. Un système

assez similaire est implanté dans le véhicule électrique *model S* de Tesla. D'autres systèmes ont un circuit au rotor et au stator [89], ici avec de l'huile. En plus d'une circulation dans l'arbre creux et dans le carter, de l'huile est pulvérisée sous forme de brouillard à partir de l'arbre creux, par force centrifuge.

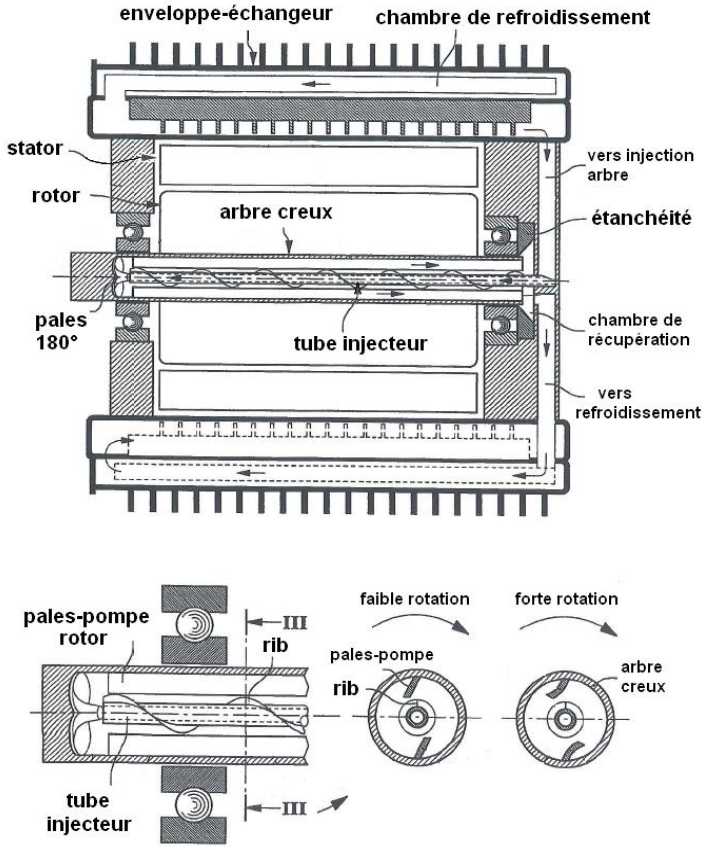


Figure 1-35 : Circuit de liquide de refroidissement rotor et stator [88]

La technique du rotor creux peut aussi être utilisée par caloduc (Bricard et Chaudourne [90]). Le principe est d'utiliser l'énergie de changement de phase dans une enceinte fermée, avec une zone chaude, l'évaporateur et une zone froide, le condenseur. Cela permet d'obtenir des transferts bien supérieurs à la conduction dans un matériau même très conducteur. Ici, la machine est ouverte et la condensation du liquide se fait par l'air frais (rotor brassant l'air). Le liquide une fois condensé revient vers les zones plus chaudes du rotor par force centrifuge, en jouant sur l'excentricité de la cavité. Cette technologie s'appliquerait plutôt à des rotors dégageant un fort niveau de pertes (rotor bobiné, cage à écureuil, aimants). Corman et al. [91] préconisent les caloducs quand l'accès est possible, au rotor et au stator. On peut remarquer que l'action des caloducs est très locale et qu'ils peuvent coûter assez cher, avec une mise en œuvre industrielle délicate.

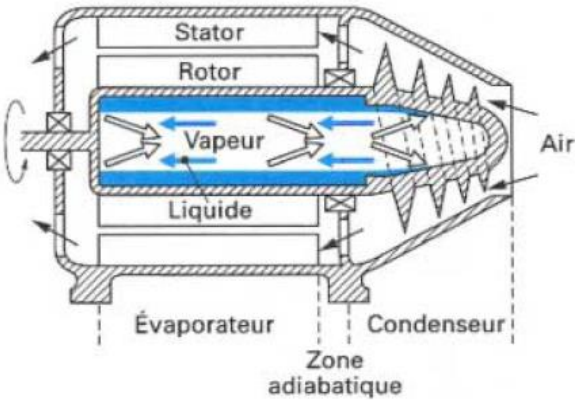


Figure 1-36 : Schéma d'un système de refroidissement de rotor par caloduc [90]

1.4 Comparatif des fluides et de leur utilisation

On a vu les différents emplois que l'on pouvait faire des fluides de refroidissement. Principalement, l'air, l'eau (parfois glycolée) et l'huile sont utilisés. On donne ici quelques éléments de réponse quant à la comparaison de ces fluides, au niveau thermique.

1.4.1 Propriétés thermiques des fluides et coefficients d'échange

Sur la Figure 1-37, on retrouve les propriétés thermiques des fluides de refroidissement considérés. On visualise la dégradation des caractéristiques thermiques de l'eau en ajoutant du glycol (mélange à 40 % généralement utilisé dans l'automobile). On remarque également que si la conductivité et la capacité thermique sont des fonctions relativement constantes de la température, la viscosité, elle, varie nettement plus. Au vu de ces propriétés, on comprend mieux la hiérarchisation des niveaux d'échange thermique évoquée plus tôt.

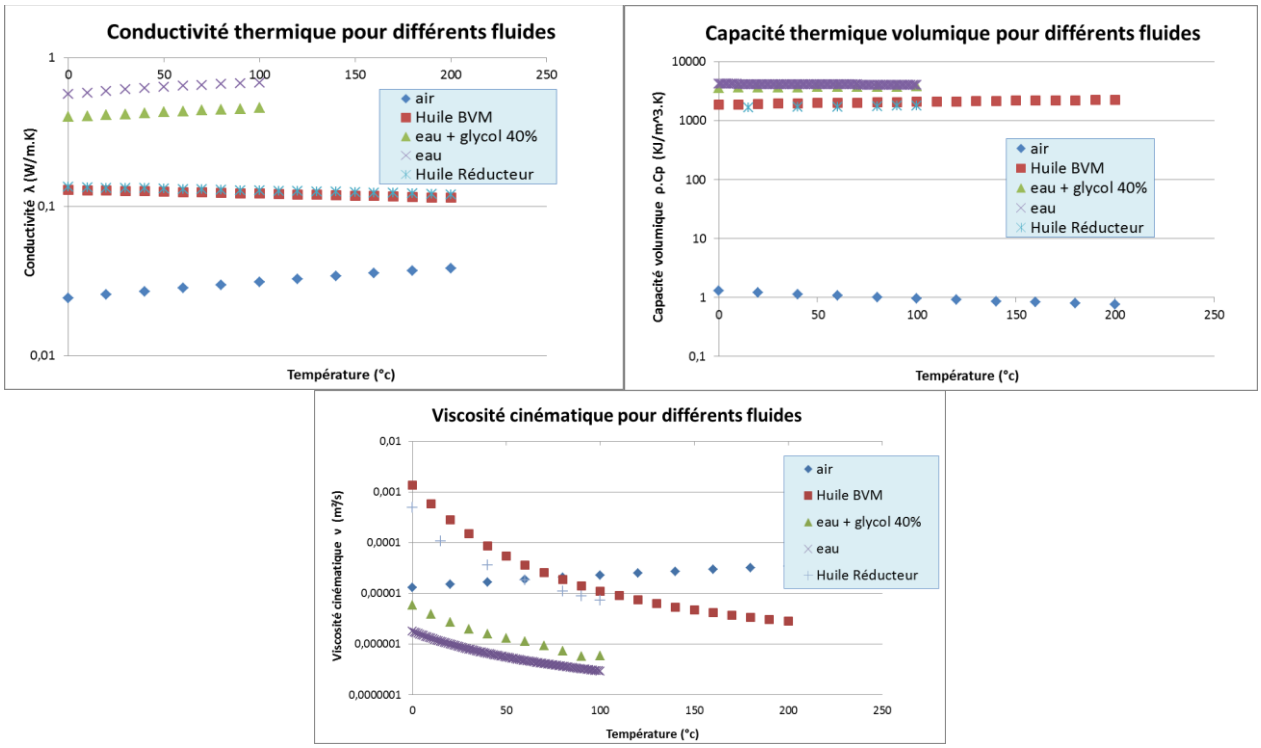


Figure 1-37 : Propriétés thermiques des fluides considérés

Pour notre application, l'huile est intéressante de par sa proximité, dans le réducteur. Il s'agit de l'huile de lubrification. On trouve une variété très importante de lubrifiants selon la composition. On remarque notamment la légère différence sur le graphique précédent entre une application pour réducteur ou pour Boîte de Vitesse Manuelle (BVM). Pour plus d'informations sur les huiles, on peut se reporter à deux documents sur les lubrifiants, de Castrol [92] et de Mermond et al. [93]. On retiendra surtout :

- Les lubrifiants sont formés principalement d'hydrocarbures (75 à 98 %) et d'additifs améliorant les diverses propriétés.
- La température maximale de fonctionnement, 150 à 160 °C avant son oxydation et la formation de *sludges*, très mauvais si on vaporise cette huile (bouchons).
- A priori, le phénomène d'évaporation de l'huile à notre niveau de température est assez peu important.

Pour avoir un ordre de grandeur du coefficient d'échange pour les différents fluides à notre disposition dans le véhicule, voici un petit graphe des possibilités pour l'air, l'eau pure et l'huile. On observe une hiérarchie des niveaux d'échange thermique. Du moins efficace au plus efficace, on trouve l'air, puis l'huile et enfin l'eau.

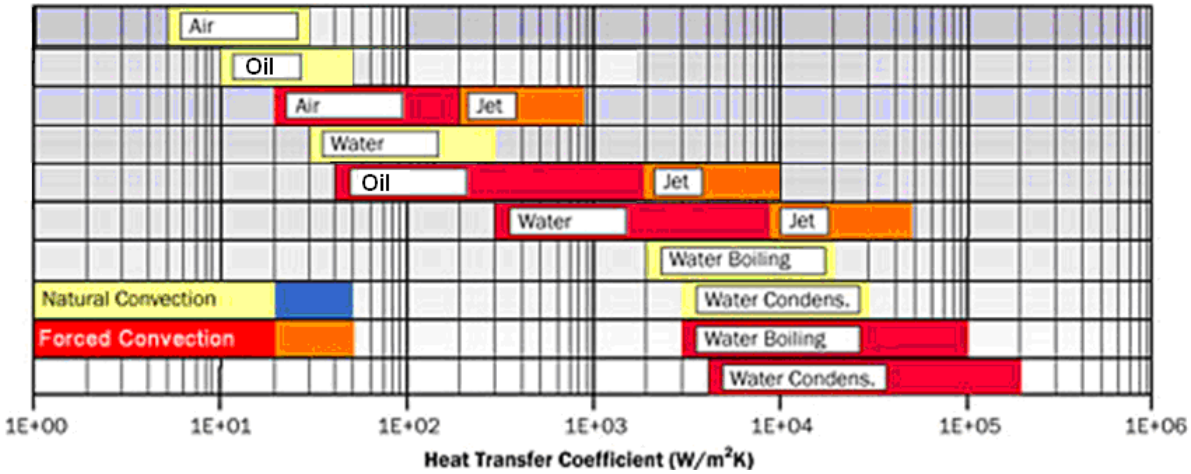


Figure 1-38: Ordres de grandeur des coefficients de transfert pour différents fluides

L'eau glycolée (à 50 % de glycol) a des propriétés assez nettement différentes de l'eau et est moins efficace. A 45 °C, elle est 35 % moins conductrice, a une capacité thermique 20 % moins importante et est 200 % plus visqueuse [22]. En termes de coefficient d'échange, il y a un facteur 2,5 environ entre les deux, pour un calcul de serpentin dans un carter.

1.4.2 Comparaison de l'efficacité de refroidissement des machines selon les fluides

Une comparaison rapide des refroidissements à air et à eau est faite sur un moteur asynchrone conçu pour un mini-véhicule électrique, par Cheng et al. [94]. Dans les deux cas, le refroidissement est actif sur le carter, avec ailettes pour l'air et avec serpentin en spirale pour l'eau. Sur un point de fonctionnement stabilisé, l'augmentation de la température est environ deux fois supérieure pour le carter à ailettes.

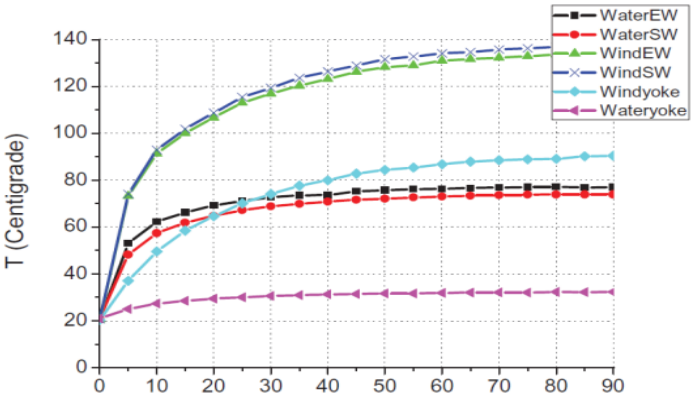


Figure 1-39 : Comparaison de refroidissement par carter, eau et air [94]

Takabatake et al. [18] présentent un moteur de moyenne puissance. Le document n'est pas très détaillé et on ne connait pas les conditions réelles. Mais par la comparaison de deux systèmes de refroidissement, la chemise d'eau classique et les gicleurs d'huile par rotor creux sur les têtes de bobine (voir Figure 1-40), on voit que l'on peut évacuer 60 % de la puissance thermique maximale (non tenable en permanent) produite avec l'huile contre 40 % pour l'eau. On peut noter également qu'un refroidissement à l'huile permet de réduire le diamètre équivalent puisque l'on s'affranchit des canaux dans le carter (ou on peut augmenter la puissance à même diamètre).

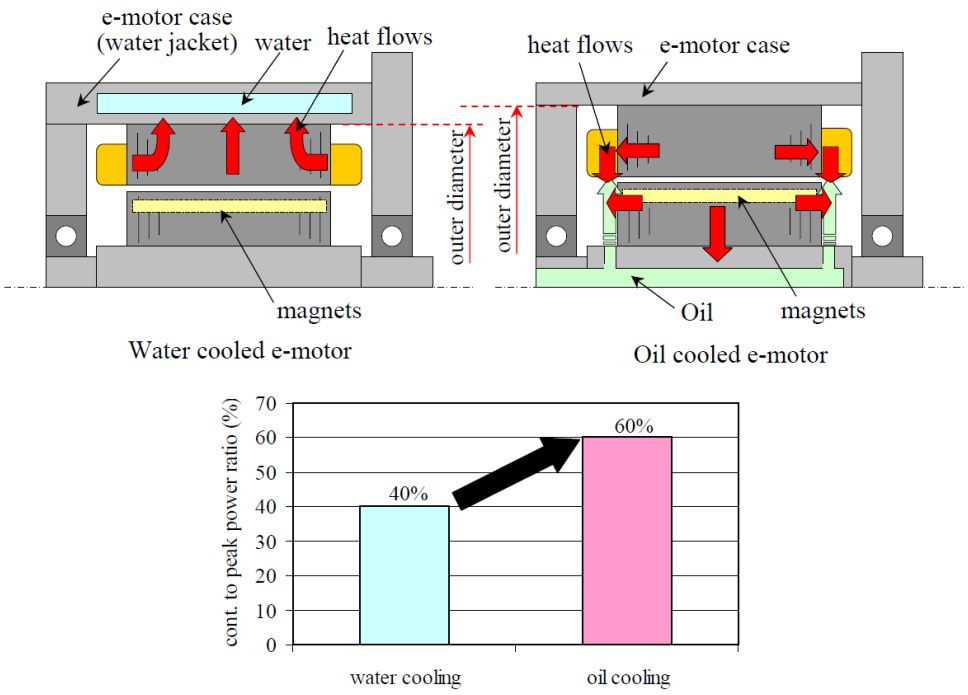


Figure 1-40 : Comparaison de refroidissement : carter d'eau et projection d'huile par arbre creux [18]

Un brevet de Chen et al. [95] (application automobile, pas de technologie de machine spécifiée) justifie aussi l'intérêt d'un refroidissement par jet de liquide sur les têtes de bobine en quantifiant le gain en température des bobines et en coefficients de convection. Pour l'air, sont exposés la convection naturelle et forcée, par l'ajout de pales internes et de jets sur les têtes de bobine. La convection forcée à air présente une efficacité intermédiaire, avec une préférence pour les jets plutôt que pour de l'air pulsé par pales.

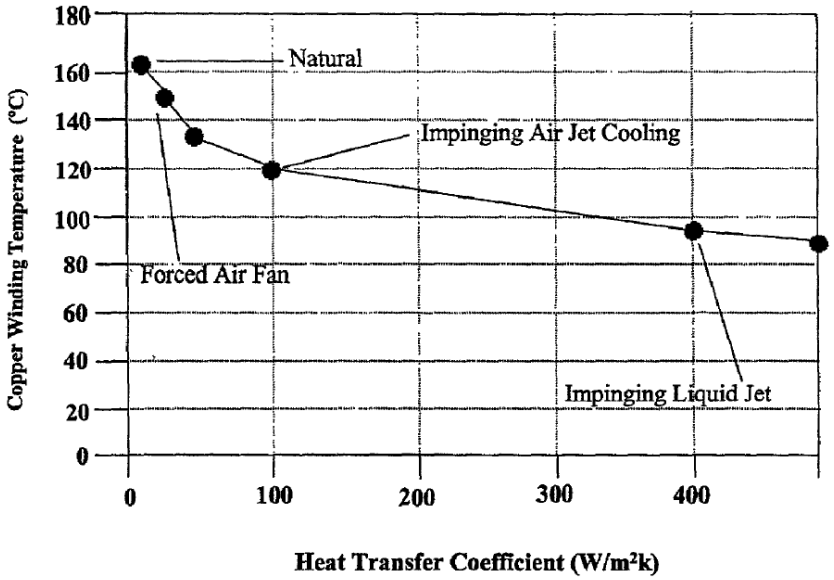


Figure 1-41 : Effet du refroidissement sur la température des bobines [95]

Des travaux ont été menés par Renault sur le refroidissement des MRV il y a une dizaine d'année. La comparaison expérimentale a été faite pour un moteur à réluctance variable dont la vitesse de rotation pouvait atteindre 30 000 tr/min et un couple maximal à bas régime de 80 Nm. Deux machines quasi-identiques ont été prototypées, l'une avec le stator noyé dans la résine et

refroidi par un serpentin à eau et l'autre avec un stator comprenant des encoches dans lesquels ont été insérés des perturbateurs. Deux notes techniques internes documentent les essais (Yu et Milauvre [79], Olivier et al. [96]).

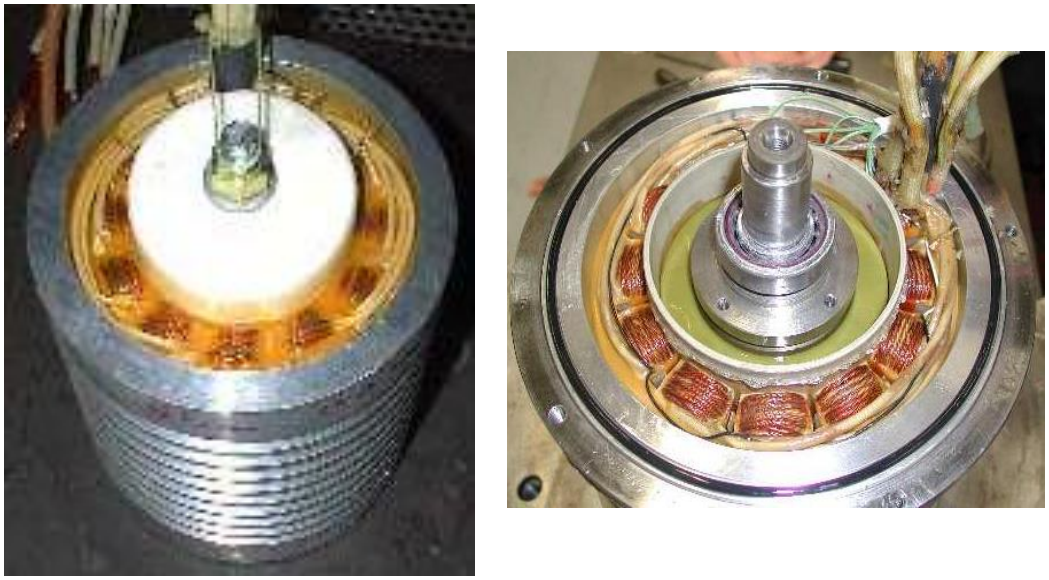


Figure 1-42 : Machines de comparaison de refroidissement à eau (à gauche) et à huile (à droite)

Les essais exploités ici ont été réalisés pour une température de bobine d'environ 170 °C. Au lieu d'utiliser les valeurs absolues de température, les auteurs ont travaillé sur l'écart entre la température moyenne des bobines et celle du liquide de refroidissement. Les résistances ou conductances thermiques totales des deux moteurs peuvent être calculées suivant la formule :

$$G_{th}^{global} = \frac{1}{R_{th}^{global}} = \frac{Pertes\ totales}{\Delta T} \qquad (12)$$

$$avec \quad \Delta T = \overline{T_{bobines}} - T_{fluide_froid} \qquad (13)$$

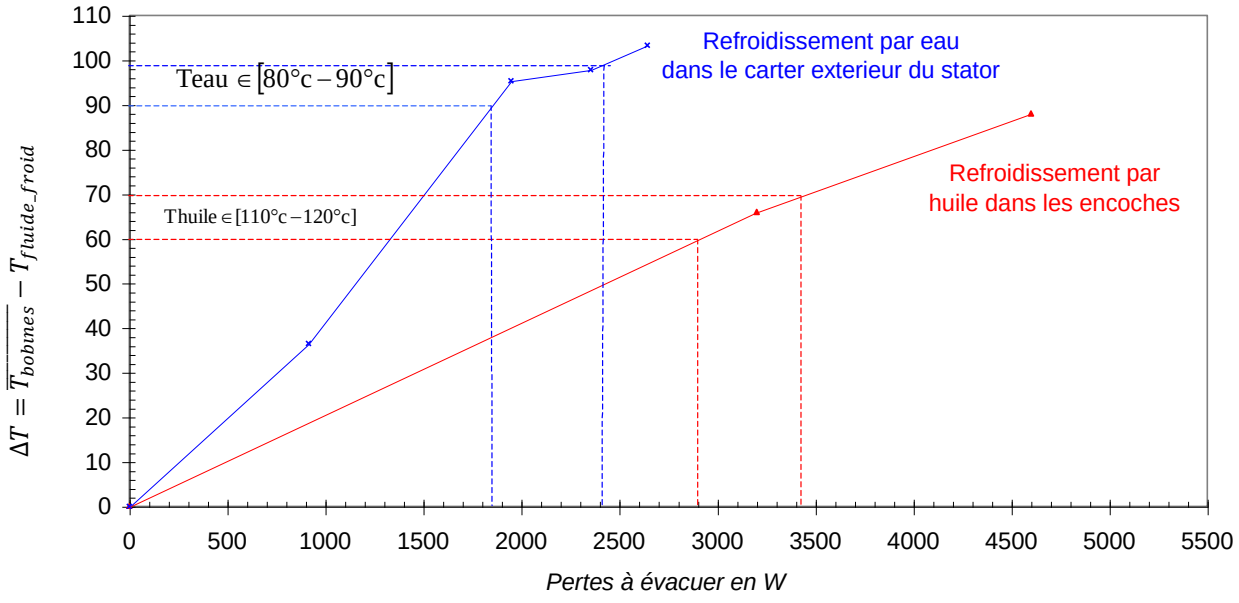


Figure 1-43 : Ecart de température en fonction des pertes dissipées [79], carter d'eau et huile en encoche

Cette conductance thermique représente l'efficacité globale du système de refroidissement. En principe, la conductance est constante si la source froide est unique et si certaines conditions ne varient pas : répartition des pertes et caractéristiques d'écoulement. Les lois $\frac{\text{Pertes dissipées}}{\Delta T}$, exposées dans la Figure 1-43, sont relativement linéaires ; les conductances globales sont assez constantes. La conductance globale du refroidissement à huile, pour ces tests, est bien plus importante que celle du refroidissement à eau, d'un facteur environ 2,5. Bien sûr, il faut garder en mémoire la correspondance avec le fluide utilisé.

Des essais en transitoire ont aussi été réalisés, à forte puissance. La machine et le liquide de refroidissement sont initialement à 20 °C. La durée pour que la température maximale des bobines de la machine refroidie à eau monte à 140 °C est en moyenne trois fois plus courte que pour le refroidissement à huile.

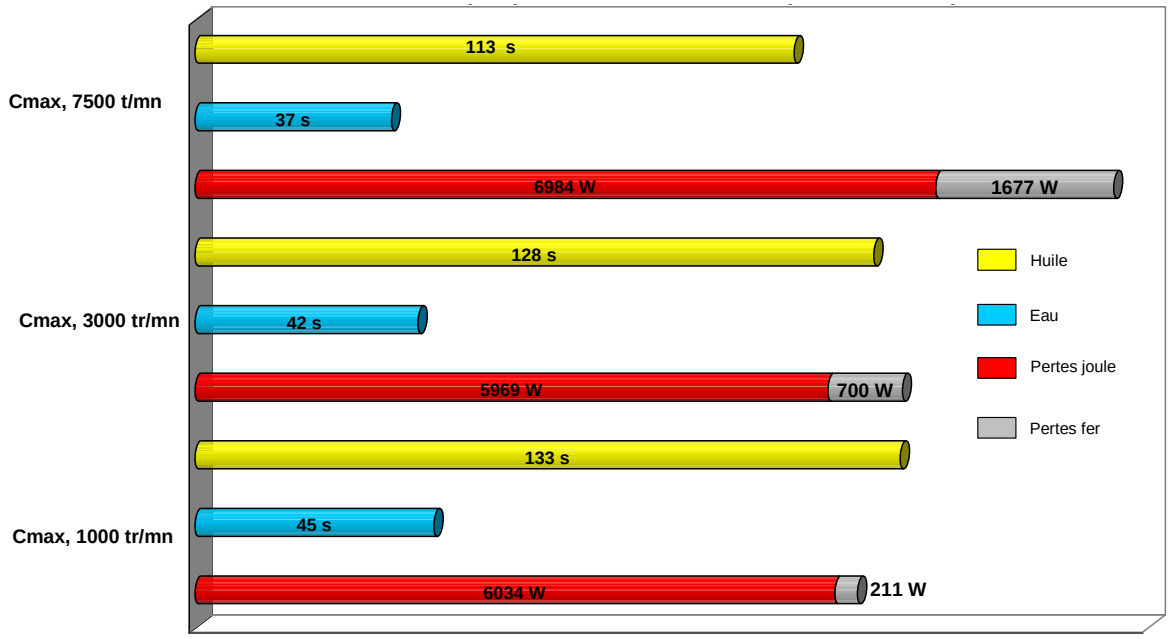


Figure 1-44 : Durée de montée à la température maximale des bobines selon les conditions [79]

1.4.3 Tendance d'utilisation des fluides

Dressons le rapide bilan des applications apparues sur le marché. Celui-ci est non exhaustif, bien sûr, mais tente de transcrire la tendance d'utilisation des fluides pour le refroidissement. L'idée de cette sous-partie est de lister les technologies de refroidissement par puissance pour une technologie donnée. Ainsi, ces graphes se basent sur les références comportant la puissance nominale du moteur, sa technologie de machine et le fluide utilisé pour le refroidissement.

Pour la MAS, le refroidissement à air semble suffisant sauf à très forte puissance. Pour la MSAP, l'utilisation d'un liquide semble conseillée : dès 30 kW, il n'y a plus que des systèmes de refroidissement à eau ou à huile. Ceci est sans doute dû à la fragilité des aimants face à la tenue thermique. L'huile est plus utilisée à plus forte puissance (centaine de kW), possiblement choisie à cause de son caractère diélectrique. Même s'il n'y a pas assez de données, la MRV a la même tendance de transition air/eau/huile avec la croissance de la puissance.

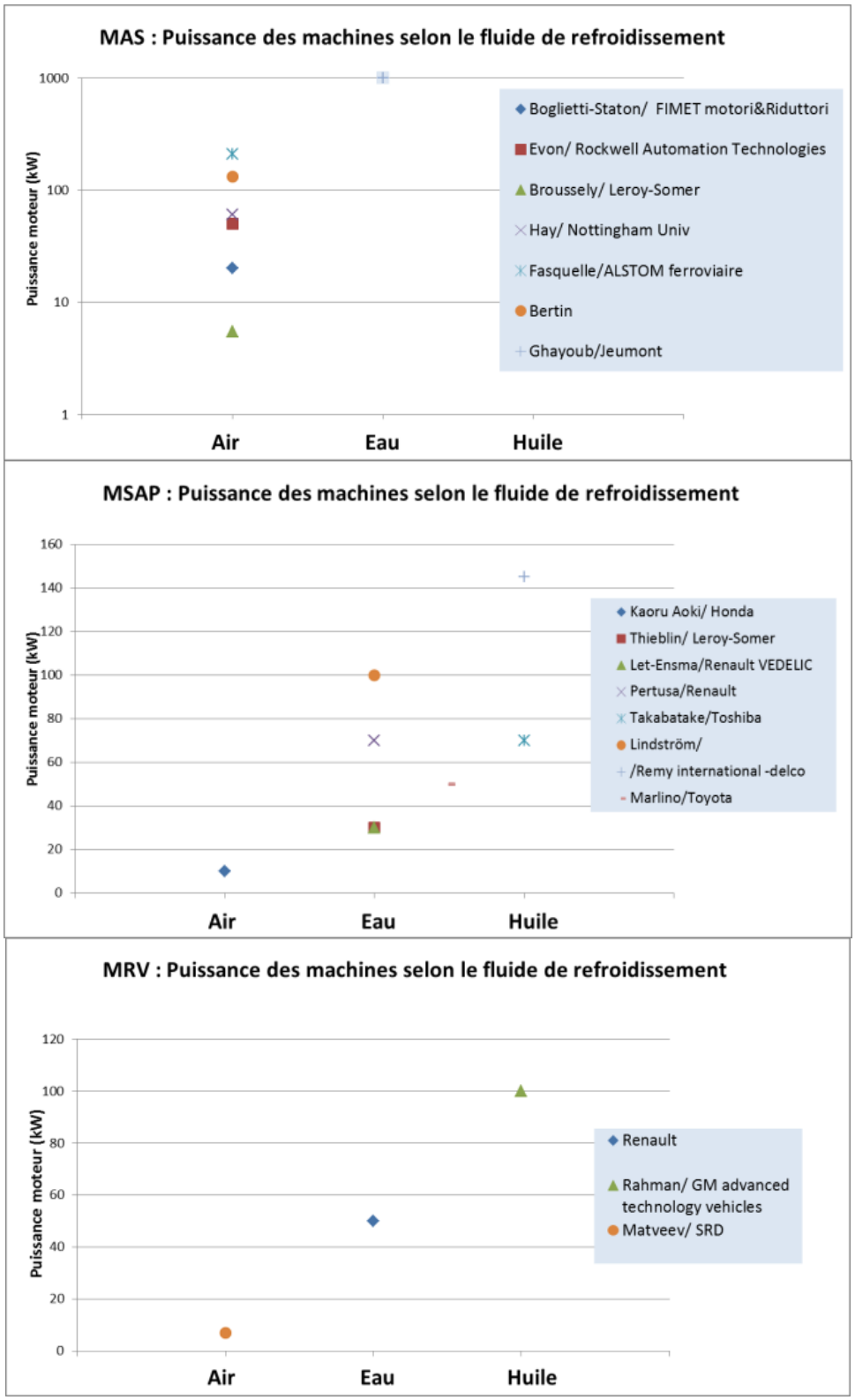


Figure 1-45 : Tendance de l'utilisation des fluides de refroidissement par rapport à la puissance des machines (MRV, MAS et MSAP)

Enfin, on rappelle que le choix d'un fluide de refroidissement impacte beaucoup l'architecture sous capot d'un véhicule. La mise en œuvre des circuits de refroidissement au niveau système complet complique ce choix. Cette intégration des systèmes de refroidissement sur véhicule n'est pas le principal objectif de nos recherches, mais nous donnons en annexe un aperçu des architectures que l'on peut rencontrer.

1.4.4 Conclusions sur le refroidissement des machines

Nous avons listé un certain nombre de points d'amélioration thermique des machines électriques. Certains se heurtent à des limites intrinsèques de la machine. Le refroidissement du carter présente une résistance globale importante du fait que la chaleur générée dans les bobines doivent traverser un long chemin thermique jusqu'à la source froide : faible conductivité thermique radiale des bobines, isolant d'encoche, lame d'air du contact isolant/tôles, lame d'air du contact tôles/carter ; la conduction est bonne seulement dans le carter et radialement dans les tôles.

Le refroidissement à air interne permet de dissiper directement les calories des bobines, mais les faibles coefficients d'échange rendent le système moins efficace. Les températures sont sensibles au coefficient de convection sur les zones internes, et surtout les têtes de bobine, en particulier si l'air est renouvelé (Bertin [26]).

Un refroidissement direct des bobines par liquide diélectrique (huile) permettrait d'éliminer les inconvénients du refroidissement à eau (résistances intermédiaires) et du refroidissement à air (coefficient de convection limité). Nous allons donc étudier plus en détail les solutions de refroidissement à huile : circulation dans les encoches ou bien sur les têtes de bobine. Si la première solution a déjà été bien documentée, en particulier en projets internes, la deuxième solution n'a pas encore été explorée en détail.

C'est dans cette optique que l'on considère les transferts de chaleur convectifs que l'on peut obtenir sur une plaque plane, avec de l'huile. Les forts taux de transfert générés par les jets et les sprays nous poussent à étudier ces moyens. Cette partie de l'étude bibliographique complètera nos connaissances utiles à la modélisation du refroidissement des machines.

1.5 Moyens d'amélioration de la convection sur une plaque

Nous nous plaçons donc dans un cas d'étude volontairement simplifié pour apporter des réponses quant aux moyens d'amélioration des échanges internes avec un liquide de refroidissement : la convection sur une plaque chaude.

1.5.1 Cas du jet simple

1.5.1.1 Description du jet

L'impact d'un jet sur une plaque plane est un cas bien connu. On retrouve cette configuration dans divers travaux, notamment avec la prise en compte de l'aspect thermique. On peut se référer à Incropera et Ramadhyan [97] qui introduisent les aspects fondamentaux et précisent quelques quantifications des échanges. Pour ce qui est de l'écoulement, on retrouve d'amont en aval : la zone du jet libre, la zone de stagnation ou d'impact et enfin la zone de jet de paroi. S'il s'agit d'un jet à surface libre, la première zone est assez peu perturbée à la sortie de jet. Au centre du jet se trouve un point de stagnation (vitesse nulle). Dans la zone de stagnation, la vitesse axiale diminue peu à peu au profit de la vitesse radiale ; le liquide colle à la paroi, d'où le nom de la zone suivante. Deux couches limites se forment : une thermique et une dynamique. Les deux se développent et gagnent en épaisseur le long de l'axe radial, jusqu'à ce qu'elles rejoignent la surface libre. La zone de jet de paroi peut donc se découper en une région laminaire, une région turbulente, et une zone de transition entre les deux. Dans le cas de notre huile, l'écoulement en sortie de jet est toujours laminaire, dans les conditions de projection raisonnables. La transition turbulente est décrite par Liu et al. [98], r étant la distance du point d'impact et d le diamètre du jet.

$$\frac{r_{critique}}{d} = 1200.Re^{-0,422} \qquad \textbf{(14)}$$

$$où \quad Re = \frac{V_{jet}.d}{\nu} \; (aussi\ noté\ Re_d)$$

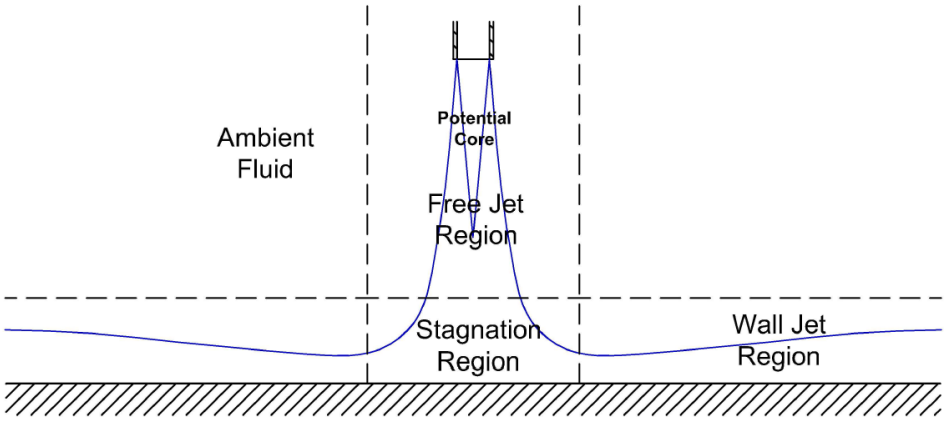


Figure 1-46 : Structure d'un jet sur plaque plane

Pour un diamètre de jet d de 1 mm, la transition turbulente en zone de jet de paroi n'apparait pas avant 55 mm pour une vitesse de 10 m/s et une température de 100 °C, avec notre huile de réducteur. On peut faire l'analogie avec un écoulement sur plaque plane, sauf que la vitesse diminue en s'éloignant de la zone d'impact. On note qu'avec cette diminution de vitesse, plus on s'éloigne du point d'impact, plus les effets autres qu'inertiels se ressentent (notamment la

gravité générant un ressaut, étudiés par Baonga et al. [99]). Selon Incropera et Ramadhyan [97], la couche limite dynamique atteint la surface libre avant la couche thermique si Pr >1.

Dans ses études de refroidissement de composés électroniques de puissance par jet d'huile, Rouaud [100] regroupe une grande quantité de corrélations de jets (libres, immergés, simples ou multiples, différents fluides) sur plaque plane chaude. L'auteur dresse un tableau récapitulatif intéressant avec les conditions de validité. Beaucoup d'études ont une approche globale, et assez peu s'intéressent à ce qui se passe localement. Les corrélations qualifient les transferts par différentes références du nombre de Nusselt : Nu_0 , $\overline{Nu}$ ou Nu. Il s'agit du nombre de Nusselt au point de stagnation (maximal), moyen et local.

$$Nu = \frac{h(r).d}{\lambda} \qquad \textbf{(15)}$$

Quelques études se sont portées sur des fluides à fort nombre de Prandtl. Des jets d'huile ont été testés par Pais et Chow [101] afin de refroidir des éléments d'électronique de puissance. Les conditions pourraient convenir à notre application.

- Nozzle diameter: 510 μm < d < 840 μm
- Oil temperature: 30 °C < T_{Fluid} < 87 °C
- Flow rate: 0.04 gpm to 0.08 gpm
- 160 < Re_d < 2000; 90 < Pr < 450
- Radius of test surface R = 6 mm

Table 1: Forced convection conditions (d_h = 2.7 mm)

Flow rate [gpm]	Equivalent Fin [gpm]	Nu_{dh} * 10^3	h_{fc} [W/cm².K]
2.5	0.18	1.99	0.1
6.5	0.47	3.09	0.16
10	0.74	3.72	0.2

Table 2: Jet impingement conditions (d = 0.79 mm; R = 6 mm)

Flow rate [gpm]	Equivalent jet [gpm]	Nu_R	h_j [W/cm².K]
2.5	0.015	81.5	0.2
6.5	0.039	145	0.34
10	0.06	188	0.44

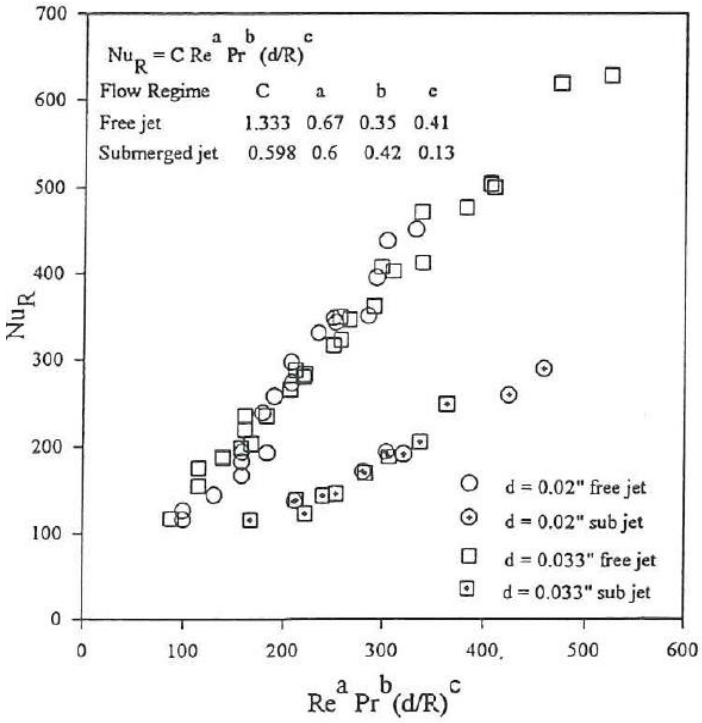


Figure 1-47 : Essais réalisés par [101] : Conditions (haut gauche), comparaison convection forcée/jet (bas gauche) et corrélation du nombre de Nusselt moyen (droite)

La corrélation du Nusselt moyen se fait par le Reynolds, le Prandtl, mais aussi le ratio des diamètres : celui du jet sur celui du disque d'impact. Ils comparent également les transferts moyens entre un ensemble de jets immergés et confinés et de la convection d'huile forcée, pour les mêmes débits. Il s'agit dans le deuxième cas d'un canal d'huile avec ailettes. Avec les jets, les auteurs obtiennent des améliorations par un facteur environ 2. De plus, on augmente aussi les échanges d'un facteur environ 2 avec un jet libre par rapport au jet immergé. Sur la surface considérée (disque de 6 mm de rayon), les coefficients d'échange moyens obtenus varient entre 2 000 et 10 000 W/m²K.

Ma et Zheng [102] ont testé expérimentalement un jet libre d'huile de transformateur par l'approche locale. Les conditions d'essais sont 183 < Re < 2 600 , 82 < Pr < 337 et $r < 15\,d$. Les auteurs ont corrélé les résultats au point de stagnation :

$$Nu_0 = C\,Re^m\,Pr^{1/3} \qquad \text{avec } m \sim 0.5 \tag{16}$$

Puis sur le reste du domaine suivant trois autres méthodes :

- Localement, une seule loi :

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{1}{1+a(r/d)^p}(k\,Re)^{1\,(r/d)} \quad \text{for } -10 < r/d < 10 \tag{17}$$

- Localement, 3 zones pour une solution un peu plus précise :

$$\begin{aligned} Nu &= Nu_0 && \text{for } r/d < 1 \\ Nu/Nu_0 &= 0.777(r/d)^{-0.5} && \text{for } 1 < r/d < r_v/d, \quad r_v/d = 0.177Re^{1/3} \\ Nu/Nu_0 &= 1.85Re^{-1/6}\left[\frac{25.7}{Re}(r/d)^3 + 0.857\right]^{-2/3} && \text{for } r_v < r/d \end{aligned} \tag{18}$$

- Globalement, en moyennant le Nusselt (r est le rayon du disque d'intégration)

$$\frac{\overline{Nu}}{Nu_0} = \frac{1}{1+a_1(r/d)^{p_1}}(k_1\,Re)^{l_1(r/d)} \quad \text{for } -10 < r/d < 10 \tag{19}$$

Toutes les constantes sont indiquées dans le tableau ci-dessous.

Pipe $C = 1.27,\ m = 0.495$
Orifice $C = 0.967,\ m = 0.510$

Nozzle type	a	p	k	l
Pipe	0.236	1.90	1.85×10^{-3}	5.82×10^{-2}
Orifice	0.138	2.14	2.25×10^{-3}	7.37×10^{-2}

Nozzle type	a_1	p_1	k_1	l_1
Pipe	0.168	1.65	1.37×10^{-3}	5.38×10^{-2}
Orifice	0.0709	2.00	1.80×10^{-3}	5.30×10^{-2}

Figure 1-48 : Tableau de valeurs des coefficients pour les corrélations de Ma et Zheng [102]

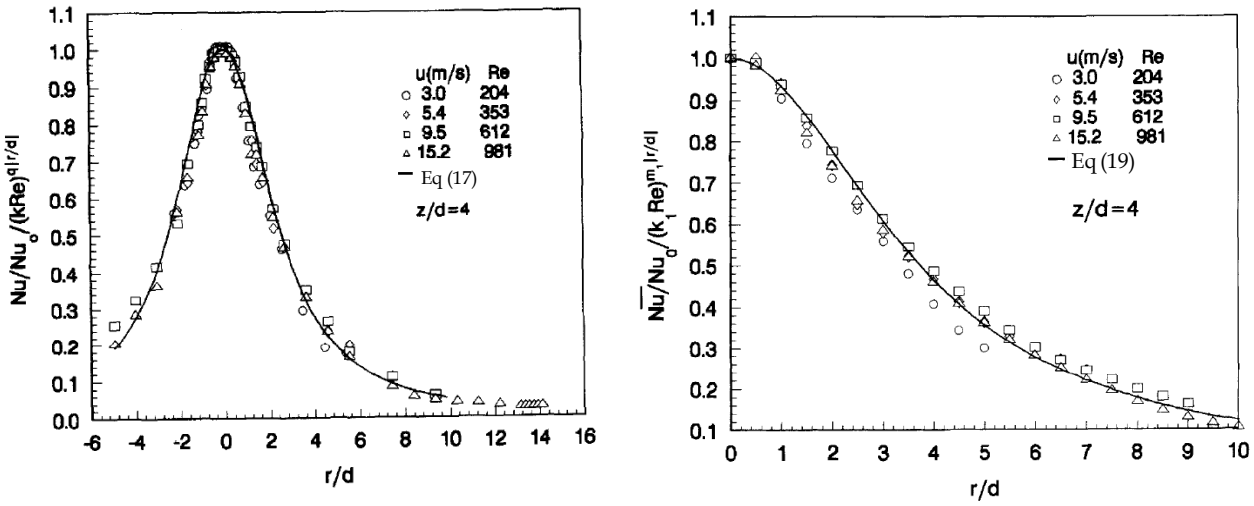


Figure 1-49 : Profil du nombre de Nusselt pour un jet-orifice : Nu local (gauche) et $\overline{Nu}$ intégré (droite) [102]

Si nous calculons le coefficient d'échange, nous pouvons obtenir un niveau de transfert très important dans la zone d'impact (> 20 000 W/m²K pour notre huile de réducteur et notre vitesse limite de 7 m/s). Cependant, le coefficient d'échange diminue drastiquement si l'on s'éloigne de ce point. On voit ci-dessus des profils du nombre de Nusselt (valeurs relatives) pour différentes conditions d'écoulement. A $\frac{r}{d} = 7$, les échanges sont 10 fois moins importants qu'au point de stagnation. Globalement, le profil est bien entendu plus évasé mais on a toutefois une nette diminution des échanges moyens selon le rayon de la zone considérée.

Les corrélations semblent être fiables car elles ont été vérifiées pour plusieurs fluides et les constantes des corrélations changent très peu pour les différentes études, même numériques (Ma et al. [103], [104], [105], [106]).

1.5.1.2 Forme de l'orifice de sortie

Les constantes sont données pour deux formes de jet : en tube (*pipe*) ou en trou circulaire (*orifice*). On observe d'ailleurs une diminution du Nu au point de stagnation de 18 % en utilisant un jet par orifice, ce qui est dû à une turbulence plus prononcée à la sortie du jet par tube. Par contre, si on regarde plus loin de ce point ou le Nusselt moyen, les transferts sont comparables. Whelan et Robinson [107] ont étudié la mise en forme de l'orifice de sortie d'un jet, avec de l'eau. L'étude montre des augmentations de transfert par la modification (chanfrein droit ou circulaire) de l'orifice. Pour les plus gros débits, on obtient jusqu'à 15 % de plus pour le coefficient d'échange. La perte de charge ne change que légèrement mais pas forcément de façon négative, en fonction de la forme de l'orifice.

1.5.1.3 Température du liquide et viscosité

L'effet de la viscosité est très important dans l'étude. Les corrélations font très souvent intervenir la viscosité, via les nombres de Reynolds et de Prandtl. Les corrélations du Nu (comme les équations précédentes), donnent en général respectivement des exposants proches de 0,5 et 0,33 pour les nombres de Reynolds et Prandtl (Ma et al. [103], [105], [106]). Pour Zhou et Ma [103], avec un jet submergé, l'exposant du Reynolds s'approche de 0,5 en laminaire, mais se rapproche de 0,8 en turbulent. Pour l'étude de Shi et al. [108] concernant un jet rainuré turbulent avec une forte variation du nombre de Prandtl (0,7 < Pr < 71, 12 fluides testés), les auteurs trouvent un exposant au nombre de Prandtl égal à 0,43 pour Pr > 1. S'il s'agit de notre application à l'huile, on rappelle que la variation de viscosité est importante. Le nombre de Prantdl, pour une huile de réducteur entre 40 et 100 °C, varie entre 100 et 500. Les corrélations en laminaire comme celle de Ma et Zheng [102] donnent une augmentation des échanges de 31 % entre une huile à 40 et 100 °C.

On retrouve un facteur compris entre 2 et 3 dans l'étude de Rouaud [100] pour des essais sur plaque de multi-jets d'eau (glycolée à 40 %) et d'huile à 25 °C (l'huile utilisée est un peu plus visqueuse que celle utilisée dans les réducteurs). Par le calcul, on obtient un facteur de 2,3. Ci-dessous, on observe aussi l'influence forte de la température d'huile sur les échanges moyens. Les échanges peuvent presque être doublés entre une température d'huile de 25 et 70 °C.

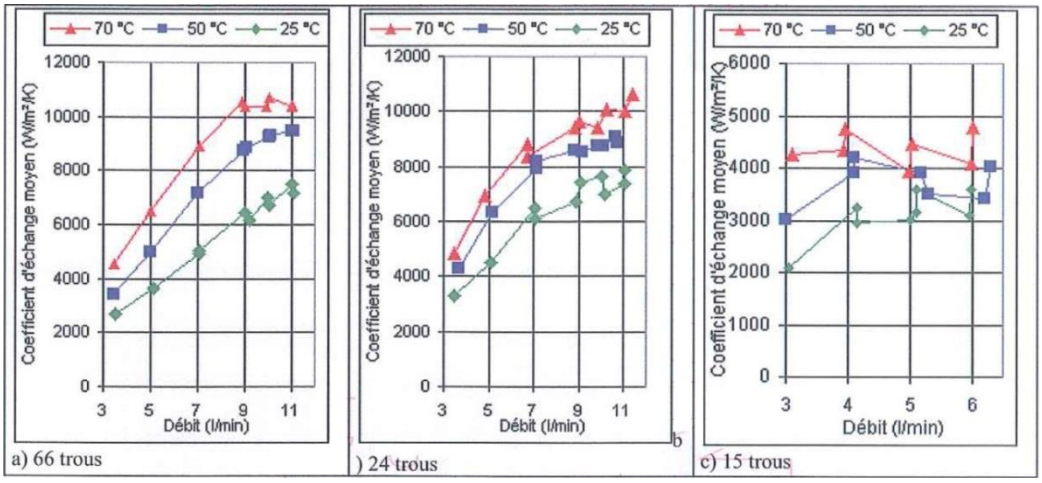


Figure 1-50 : Effet de la température d'huile pour des essais de multi-jets, pour 3 configurations de perçage [100]

1.5.1.4 Distance du jet à la surface d'impact et inclinaison

Concernant le jet libre, il y a peu d'influence de la distance entre la buse et la surface d'impact et pas du tout d'influence dans le cas laminaire (Elison et Webb [109] ; Ma et Zheng [102]). Les forces de cisaillement sont quasi nulles à la surface libre. Dans le cas du jet immergé, c'est différent. On caractérise un espacement $\frac{z}{d}$ critique au-delà duquel le jet perd de son intensité. Cette valeur dépend du liquide utilisé : 4,5 pour le R113, 6 pour l'eau (Zugari et al. [110]) et 8 pour l'eau glycolée et l'huile (Ma et Bergles [111]).

Concernant l'inclinaison du jet par rapport à la normale, on peut voir, dans les recherches de Ma et al. [106] et Lyons et al. [112], la déformation des profils du nombre de Nusselt. On a toujours un maximum au point de stagnation. Mais plus on augmente l'angle, plus la décroissance des échanges semble brutale d'un côté et plus douce du côté où l'écoulement est favorisé.

1.5.1.5 Jets multiples

Comme en jet simple, les transferts diminuent rapidement en s'éloignant du point d'impact, l'idée est de multiplier les impacts de liquide (forts échanges) et de choisir un intervalle raisonnable pour éviter les zones de faible échange. On peut ainsi rehausser le Nusselt moyen et refroidir des surfaces plus importantes.

Le champ dynamique de l'écoulement a été observé par Marie [113] pour des multi-jets d'eau, pour $5\,000 < Re_d < 10\,000$. Les visualisations mettent en évidence des zones d'interaction des jets (*cross flow*). Pour un fort débit, les zones d'interaction sont restreintes : de fines pellicules de liquide se forment à équidistance des injecteurs, où se produit l'évacuation par gravité. Dans ce cas, on pourrait utiliser la corrélation du simple jet en local et obtenir le Nusselt moyen par intégration du Nu sur la surface d'un module de symétrie. Si l'on regarde le profil du Nusselt identifié, on remarque bien qu'il décroit avec l'éloignement, comme dans le cas d'un jet simple, mais on observe un autre maximum au niveau de la zone d'interaction. Ces observations ont été faites également par Pan et Webb [114], qui proposent des corrélations mais il s'agit également de nombre de Reynolds relativement élevés.

Les études internes Renault (Rouaud [100], Poulin [115] et Marie [113]) proposent un élément troué (l'injecteur) pour la formation de jets d'huile. Les études ont considéré les multi-jets pour des surfaces relativement étendues ; les essais ont été réalisés avec des jets (entre 24 et 66 orifices

avec $0{,}6 < d < 1$ mm) sur une plaque plane de 100x60 mm². La pression de la pompe, le diamètre et le nombre de trous sont pris en compte pour obtenir le meilleur échange possible. Les différents essais en multi-jets donnent des coefficients moyens de 2 000 à 10 000 W/m²K pour l'huile. On voit l'influence première du débit, celle de la répartition des trous étant moins nette.

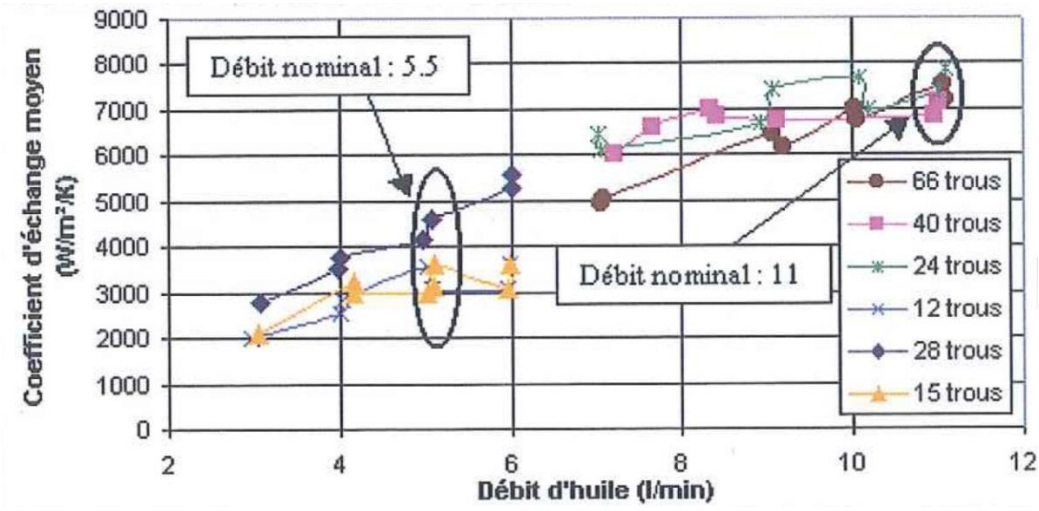


Figure 1-51 : Coefficients d'échange moyens sur une plaque 60x100 mm² avec des jets à l'huile à 25 °C [100]

L'évacuation du liquide semble influente, avec ces zones d'interaction entre les jets. L'inclinaison du système est un facteur important à cause de la gravité, pour les multi-jets à surface libre. Pour des multi-jets confinés, Meyer et al. [116] ont établi une corrélation faisant apparaître le Re_d mais aussi le Re_c , caractérisé par les dimensions des canaux d'évacuation.

1.5.1.6 Rugosité de la surface d'impact

Des surfaces améliorées ont été testées pour tenter d'amplifier la convection par impact de jet. Incropera et Ramadhyani [97] présentent certaines d'entre-elles. Pour l'impact de jets rectangulaires de FC-77, la présence de micro-rainures a augmenté les échanges jusqu'à un facteur 4, d'après les expériences de Wadsworth et Mudawar [117]. D'autres surfaces ont amené à un facteur 1,5 ou 1,8 pour Womac et al. [118]. On remarque néanmoins que ces rugosités ne sont en général pas présentes à la zone d'impact, pour préserver le bon échange à cet endroit. On note aussi qu'il s'agit toujours d'études en écoulement à fort nombre de Reynolds.

1.5.2 Cas du spray

1.5.2.1 Formation d'un spray

Un spray se produit quand on force un liquide (pression de l'ordre de 5 bars dans beaucoup d'études) à passer à travers un petit orifice ; la dispersion de fines gouttelettes en résulte. On trouve, à côté de cette configuration plus simple, des sprays atomisés, principalement par air. On peut obtenir des gouttelettes encore plus petites et les échanges peuvent encore améliorés mais la mise en œuvre est plus lourde et est moins indiquée pour du refroidissement. On utilise plutôt ce genre de spray dans l'industrie chimique ou appliqué à la dispersion de carburant.

Pour ce qui est de la forme de l'écoulement, l'angle du jet est plus ou moins écarté. Les gouttelettes arrivent sur la plaque et viennent s'écraser, formant un film liquide.

On peut évoquer les avantages du spray : haut niveau et homogénéité des transferts sur la surface, vitesse d'impact des gouttelettes faible (comparé au jet simple). Pour les désavantages, on trouve principalement les besoins de mise en pression et de filtration. On trouve différentes formes de spray : circulaire, carré, ovale, plat, creux ou plein. Un document bibliographique de référence réalisé par Kim [119] peut être consulté.

1.5.2.2 Effets d'évaporation

Une grande partie des recherches sur les sprays impactant une surface chaude s'intéresse à l'évaporation. En effet, beaucoup d'énergie est dissipable grâce à la chaleur latente de vaporisation en plus des effets de convection simple-phase. Presque toutes les études montrent les données sous la forme d'un graphe du flux thermique fonction de la température de paroi (Figure 1-52). Dans un premier temps, en augmentant la température de la surface à refroidir, on a un régime de convection liquide standard. Le flux dissipé est proportionnel à l'écart de température entre la paroi et le liquide. Ensuite, en dépassant la température de saturation du fluide utilisé, on se rend compte que du fait du mouvement des nouvelles gouttelettes froides qui facilitent la circulation, ce régime de convection simple-phase se poursuit : le liquide est évacué avant qu'il puisse être chauffé assez pour générer une bulle. On retrouve le même phénomène en ébullition par convection (naturelle ou forcée). L'augmentation de la température de la plaque finit par faire apparaître les premiers signes d'évaporation. Ici, on voit un écart d'environ 10 °C entre la température de saturation et la température du changement de régime. On voit qu'en entrant dans le régime à deux phases, le flux de chaleur est nettement amélioré jusqu'à assèchement progressif de la plaque. On a affaire à un flux de chaleur critique (CHF pour *Critical Heat Flux*) pour lequel tout le liquide s'est évaporé. Cependant, les régimes d'écoulement peuvent changer et il faut potentiellement prendre en compte l'évaporation partielle. Par exemple, dans l'étude d'Abbasi et al. [120], la surface impactée n'est pas chauffée à plus de 60 °C (ébullition du fluide à 56 °C) pour rester en simple-phase. Dans les courbes de flux d'Estes et Mudawar [121], on voit les premiers effets non linéaires à partir de 70 ou 80 °C pour de l'eau.

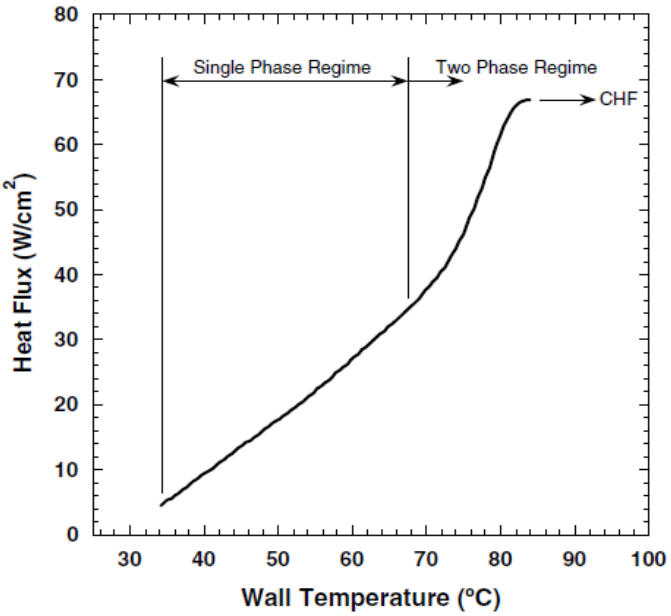


Figure 1-52 : Courbe-type de l'évolution des transferts en fonction de la température (ici avec le fluide FC-72 pour lequel $T_{sat} = 57°C$ [118]

1.5.2.3 Différentes approches pour quantifier les échanges dans la littérature

Nous pouvons trouver différentes corrélations de simple-phase dans la littérature. La longueur de référence pour la définition du nombre de Reynolds change selon les auteurs. La vitesse de référence pour l'adimensionnement est elle aussi variée, mais elle est toujours proportionnelle au débit. La section de passage pour revenir à la vitesse est soit la surface impactée, soit la surface de sortie de la buse.

Dans différentes études de Mudawar ([122]et [121] notamment), le Reynolds et le Nusselt sont basés sur le *Mean Sauter Diameter* d_{32}. Il s'agit du diamètre de gouttelettes de rapport équivalent au volume total sur la surface totale. Le diamètre d_{32} est corrélé en faisant apparaître le nombre de Weber : celui-ci apparait au paragraphe 1.5.2.5 dans la relation (24). Cheng et al. [123] font apparaître le nombre de Weber directement dans la corrélation du Nusselt. Ici, la vitesse de référence est définie comme le rapport débit/surface impactée.

$$Nu_{d_{32}} = 4.70 Re_{d_{32}}^{0.61} Pr_{\mathrm{f}}^{0.32} \quad (20)$$

On remarque que l'exposant correspondant au Prandtl est du même ordre que pour les jets, celui du Reynolds se trouve entre l'exposant utilisé pour le jet laminaire et celui du jet turbulent. Ces corrélations doivent être vérifiées pour différents fluides (ici, seuls le FC72 et l'eau ont été utilisés, i.e. $Pr \sim 10$). Pour Oliphant et al. [124], la définition du Reynolds prend comme référence le diamètre de la zone d'impact. L'exposant relatif au nombre de Reynolds est 0,51. Ceci est contradictoire avec les travaux de Graham et Ramadhyani [125] qui n'ont pas mis en évidence une nette amélioration des transferts avec le débit.

Selon Shedd [126], le transfert de chaleur augmente avec le débit pour plusieurs raisons. D'abord, la vitesse de l'écoulement est plus élevée, et la couche limite thermique est rétrécie, comme pour les jets. En effet, l'impact des gouttelettes dans le film liquide désépaissit localement cette couche limite, et crée de la turbulence. L'approche pour exprimer les flux est différente, basée sur le film de liquide à la paroi. Le film à la paroi se compose d'une couche turbulente au-dessus d'une sous-couche visqueuse. Cela amène à la relation suivante :

$$h = \beta_1 c_p \rho \overline{Q}''^{0.5} \mathrm{Pr}^{0.5} \quad (21)$$

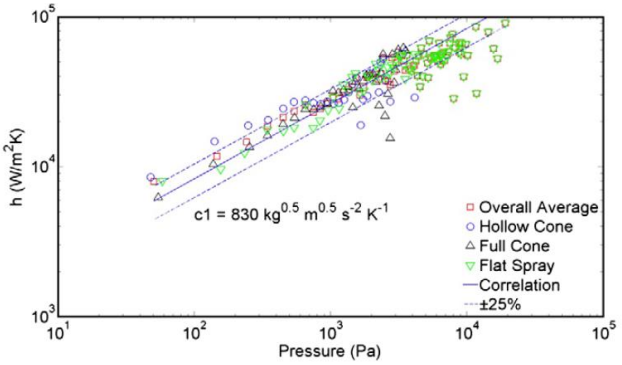
β_1 fonction de la géométrie du spray, $\overline{Q}''$ vitesse de référence (débit/surface d'impact)

Pour Abbasi et al. [120], les transferts de chaleur sont reliés à la pression locale exercée par les gouttelettes, et des propriétés du fluide. La relation est très simple :

$$h = C_1 P^{1/2} \quad (22)$$

avec $C_1 = C \rho^{1/2} c_p \mathrm{Pr}^a$, caractérisant les propriétés du fluide

La dépendance à l'énergie cinétique se traduit par la pression P exercée normalement sur la surface impactée. Les conditions de l'étude, qui reste en simple-phase, sont : 1,5 à 7 bars pour la pression en amont de la buse (à ne pas confondre avec la pression locale), PF-5060 pour le fluide utilisé (Pr~12), et la vitesse des gouttelettes a été mesurée entre 12 à 30 m/s. Cette étude compare localement la pression (qui ne dépasse pas 2 000 Pa) et les transferts convectifs sur la surface impactée, indifféremment des autres paramètres (espacement, pression amont, débit, diamètre de gouttelettes). On voit que les profils de pression et de coefficient de convection sont concordants. La précision est finalement assez bonne pour une seule variable dynamique de référence car la plupart des points locaux reste dans un écart de 25 %, et le paramètre C_1 est peu variable pour différentes formes de spray. Pour les pressions normales plus fortes (spray plan), les résultats sont moins bien corrélés. On note que la corrélation semble mieux adaptée pour le cône plein que pour le cône vide.



Spray nozzle	$C_1\left[\frac{kg^{1/2}-m^{1/2}}{s^2-K}\right]$	Pressure range (kPa)
Hollow cone	830	0–5000
Full cone	850	0–5000
Flat fan	810	0–5000
Flat fan	710	0–20,000

Figure 1-53 : Relation entre transferts thermiques et pression normale pour différentes buses de spray [120]

Les auteurs ont donc différentes façons d'aborder le problème. On donne les conditions des auteurs selon leur approche pour obtenir un h constant.

Auteurs	Condition pour h constant	Précisions
Rybicki et Mudawar [122]	$\frac{\overline{Q''}^{0.61}}{d_{32}^{0.39}} \propto N^{0.61} d_{32}^{1.44} V_{droplet}^{0.61}$ constant	N est la concentration de gouttelettes $V_{droplet}$ vitesse des gouttelettes
Shedd [126]	$\overline{Q''} = \frac{\pi d^3}{6} N V_{droplet}$ constant	Diamètre d des gouttes supposé uniforme
Abbasi et al. [120]	P constante	P pression normale exercée sur la surface (attention, approche locale)

Tableau 2 : Différentes approches pour l'expression du coefficient d'échange par impact de spray

L'intérêt de cette dernière méthode est qu'en mesurant localement la pression, on peut obtenir directement une valeur des échanges thermiques locaux. L'inconvénient est que pour avoir une valeur globale, les mesures doivent être assez nombreuses. En tout cas, il serait intéressant de conforter les deux premières corrélations avec d'autres fluides et d'autres configurations (on semble s'affranchir du problème avec l'approche de l'énergie cinétique).

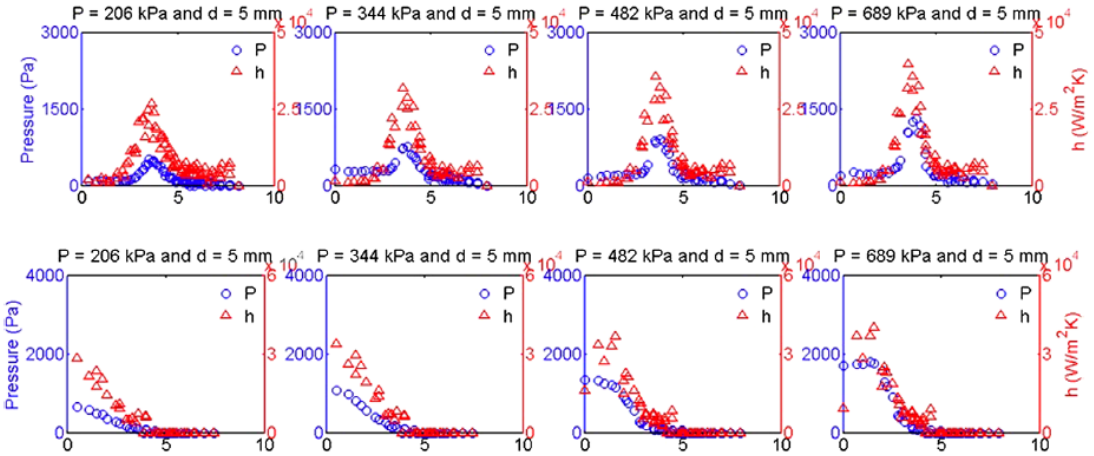


Figure 1-54 : Profils – position radiale en abscisse – de la pression locale et du coefficient d'échange pour le cône creux (haut) et cône plein (bas) [120]

Abbasi et al. [120] se sont donc intéressés aux transferts locaux pour les relier à la pression locale. On observe sur la Figure 1-54 des profils des deux grandeurs pour le cône plein et le cône creux. En augmentant la pression en amont de la buse (à ne pas confondre avec la pression locale) et à fortiori le débit, les échanges augmentent.

On recense une autre approche locale par Freund et al. [127], utilisant du FC-72 avec une ou plusieurs buses à cône plein. L'étude utilise les champs 2D des températures sur une plaque, reconstitués grâce à la thermographie IR, pour en déduire le champ du coefficient d'échange, pour un seul spray et pour 4 sprays en interaction. L'étude présente la méthode mais pas de corrélation.

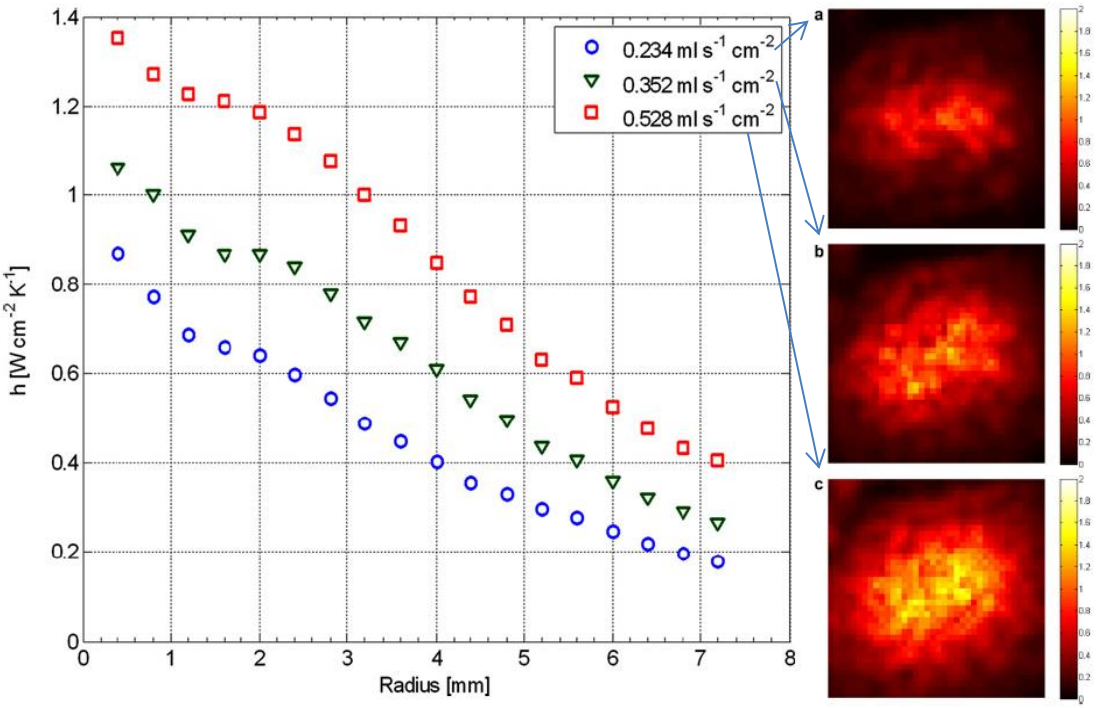


Figure 1-55 : Profils et représentation du champ 2D du coefficient d'échange pour trois débits spécifiques par unité de surface différents [127]

Paramètres de dépendance :

Les paramètres sont plus nombreux que dans le cas des jets, et surtout sont plus difficilement maitrisables ; on pourra ainsi se reporter à l'étude de Oliphant et al. [124] pour les problèmes de répartition de taille et la vitesse de gouttelettes. On obtient plus de dispersion dans les résultats que dans les études sur jets continus. On peut néanmoins admettre par l'ensemble des études que le débit de liquide est le facteur principal impactant les transferts thermiques.

1.5.2.4 Angle d'impact

Cet effet a fait l'objet des recherches expérimentales (essais avec du PF-5060) de Li et al. [128]. En simple spray, l'inclinaison de la buse a peu d'influence jusqu'à un angle d'environ 40 ° par rapport à la normale de la plaque. Quand le spray est plus tangent, les échanges diminuent assez fortement.

Silk et al. [129] ont testé l'inclinaison de sprays multiples (2x2). On observe plus de 20 % d'amélioration du CHF pour l'inclinaison entre 15 et 30 ° par rapport à l'impact droit, mais une

influence est très réduite pour les sprays simple-phase. Les auteurs ont observé beaucoup de zones de stagnation lors de la configuration avec un axe des buses vertical. L'amélioration des échanges peut s'expliquer par la forme des zones d'interaction entre les zones d'impact (on remarque des mini bassines ou colonnes de liquide). L'étude montre que si la surface comporte de grosses rugosités, l'angle d'impact, même faible, peut jouer un rôle plus important, notamment en simple-phase.

1.5.2.5 Sprays multiples

De manière générale, il semble intéressant de drainer au maximum le fluide stagnant dans le cas de jets ou de sprays multiples. On voit dans l'étude de Freund et al. [127] l'interaction des sprays. Comme pour le cas multi-jets, la zone d'impact n'est pas vraiment perturbée, mais les zones d'interaction sont relativement importantes. On les remarque sur la Figure 1-56.

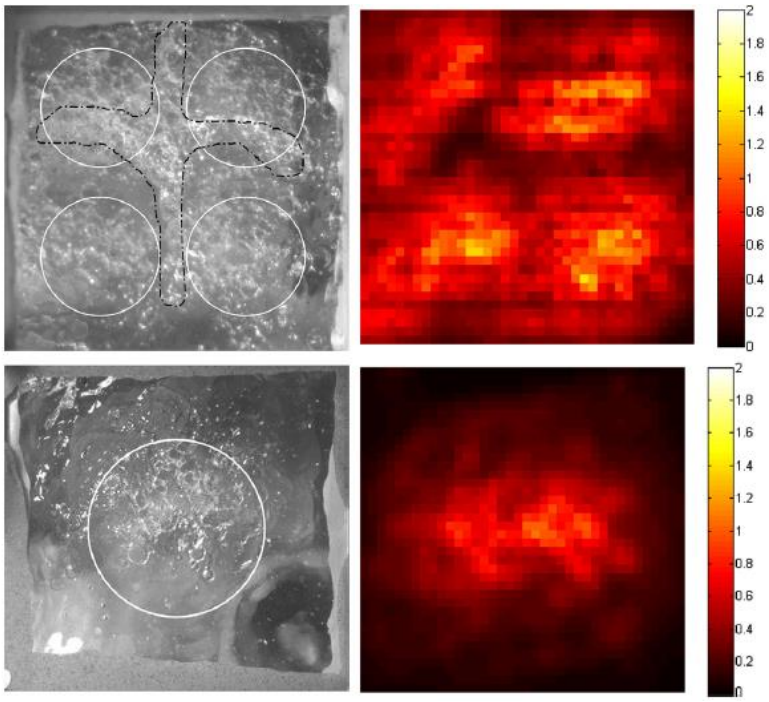


Figure 1-56 : Comparaison de l'écoulement produit par une seule buse et un ensemble de 4 buses et champ du coefficient d'échange (W/cm²K) [127]

Sakamoto et al. [130] ont proposé, dans le cadre d'un refroidissement de multiples buses de sprays à cône creux, double-phase, avec du FC-72, une méthode pour obtenir le flux thermique dissipé par plusieurs buses, en considérant des zones de symétries. On peut en effet calculer ce flux comme étant égal au simple spray dans la zone de non interaction, mais comme la somme des deux flux voisins dans la zone d'interaction (comme s'ils ne se croisaient pas) : on voit apparaître un maximum local entre les deux zones d'impact. On peut ainsi prédire le flux relativement correctement. On obtient un modèle plus fiable localement en introduisant des fonctions polynomiales.

Pour Pereira et al [131], qui ont étudié plusieurs sprays à cône plein d'eau côte à côte, le premier paramètre est le débit ; viennent ensuite le rapport de forme, le diamètre et la vitesse des gouttelettes, puis la tension de surface. Les auteurs remarquent qu'il suffit d'une pression raisonnable pour obtenir de bons coefficients. Pour un écoulement simple-phase, avec une surface d'impact relativement large, une corrélation prend en compte l'interaction des sprays. La

loi utilise un rapport de forme Ψ défini comme le rapport du rayon de portée du spray sur la distance entre deux buses (pour un chevauchement ou non des sprays).

$$Nu = 5.51e^{-1/31.4\psi}Re^{0.773}Pr^{0.609}$$, avec *Re* et *Nu* basés sur la surface impactée **(23)**

On note que la plupart des études réalisées l'ont été pour des surfaces restreintes. Lin et al. [132] ont réalisé des tests sur une surface de 19 cm², avec 48 buses de spray, mais aussi sur une surface de 2 cm² avec 8 buses, en conditions similaires. Les résultats montrent que le flux surfacique critique (CHF) est 30 à 34 % plus élevé pour la surface réduite. L'analyse explique cela, mais sans certitude, par l'interaction négative entre les gouttelettes arrivant et le flux à évacuer (flux de vapeur et excès de liquide). A noter cependant, pour une plaque verticale, le CHF est diminué de 5% par rapport à une plaque horizontale. Ces deux constatations peuvent sembler contradictoires mais l'écoulement est complexe et assez différent pour des plaques plane et horizontale ; les effets double-phase peuvent aussi perturber les conclusions. Dans l'étude en simple-phase de Shedd [126], les échanges surfaciques sont réduits de 14 % en utilisant 4 buses de spray au lieu d'une seule sur une surface plus petite. Les échanges thermiques peuvent donc être fortement perturbés par les interactions entre sprays et l'évacuation du fluide après impact.

1.5.2.6 Diamètre des gouttelettes

Estes et Mudawar [121] ont testé trois différentes buses de sprays à cône plein pour de l'eau, du FC-87 et FC-72, caractérisés par des tensions de surface différentes mais des nombres de Prandtl similaires. Les auteurs apportent une corrélation du diamètre moyen d_{32} (*Sauter mean diameter*) décrite dans l'équation (24). Lefebvre [133] propose une corrélation semblable pour les buses à cône creux. Avec une augmentation de température, on peut réduire de manière importante la taille des gouttelettes, via une diminution de la viscosité et de la tension de surface.

$$\frac{d_{32}}{d_o} = 3.67[We_{d_o}^{1/2}Re_{d_o}]^{-0.259} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} We_{d_o} = \dfrac{\rho_g(2\Delta P/\rho_f)d_o}{\sigma} \\ Re_{d_o} = \dfrac{\rho_f(2\Delta P/\rho_f)^{1/2}d_o}{\mu_f} \end{cases} \quad \textbf{(24)}$$

f caractérisant le liquide de travail et *g* le gaz (l'air)

ΔP pression relative en amont de la buse et σ tension de surface entre le liquide et le gaz

La corrélation fait apparaitre le nombre de Weber : il s'agit du rapport des forces dynamiques sur les forces de surface. Le nombre de Reynolds est défini par la pression en amont de la buse. Ces relations servent au calcul des échanges convectifs (équation (20)). Selon Oliphant et al. [124], la taille des gouttelettes varie beaucoup en fonction des débits d'air et d'eau, dans le cas de l'atomisation. La non-prise en compte de la taille et de la vitesse des gouttelettes est peut-être à l'origine de la dispersion relative observée dans les données.

D'après l'étude bibliographique de Kim [119], il y a moins d'intérêt à porter au diamètre des gouttelettes pour le refroidissement. L'effet serait plus important pour les surfaces lieu de réaction comme le spray en combustion que pour les autres applications du spray. En fait, en double-phase, toutes les courbes de flux en fonction de ΔT ($T_{paroi} - T_{liquide}$) se rejoignent et l'effet de perturbation de la couche limite n'est pas intéressant par rapport au changement de phase. Par contre, en simple-phase, le diamètre des gouttelettes n'est pas complètement négligeable, même si le débit semble être de plus grande influence.

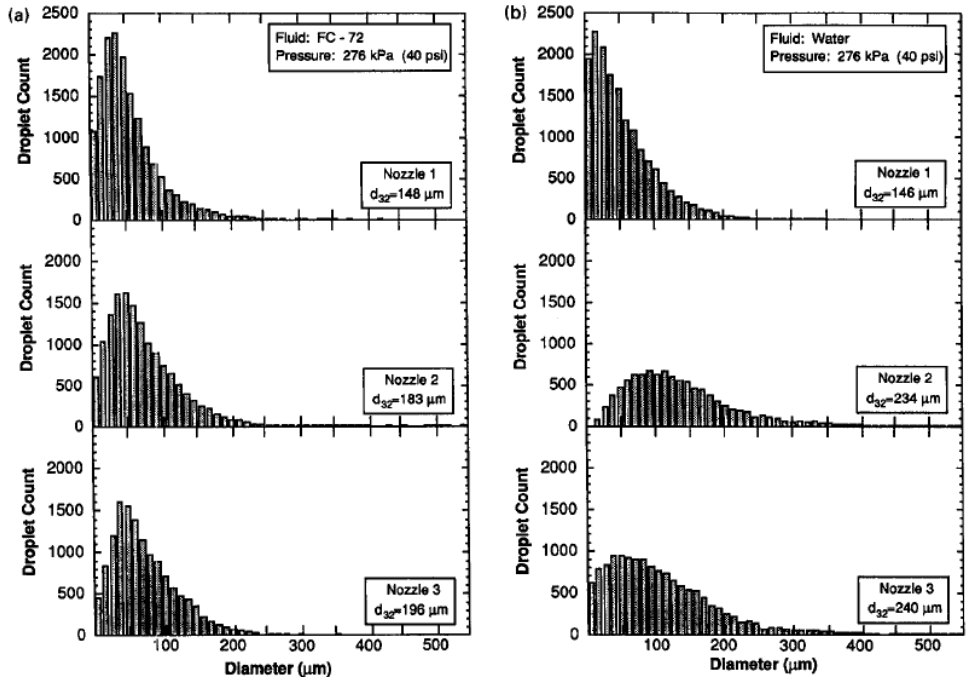


Figure 1-57 : Distributions en diamètre des gouttelettes pour trois buses différentes avec du FC-72 (gauche) et de l'eau (droite) [121]

Dans l'étude d'Estes et Mudawar [121], on trouve des distributions de la taille des gouttelettes. On voit Figure 1-57 la répartition par diamètre des gouttelettes pour plusieurs buses et pour les deux fluides, à une pression donnée. La forme de buse affecte grandement cette répartition. On retrouve également dans cette étude un graphe (Figure 1-58) représentant l'influence du diamètre des gouttelettes sur les transferts thermiques. Plus les gouttelettes sont petites, plus le flux est important. L'augmentation de ce flux est ici montrée par les flèches vertes.

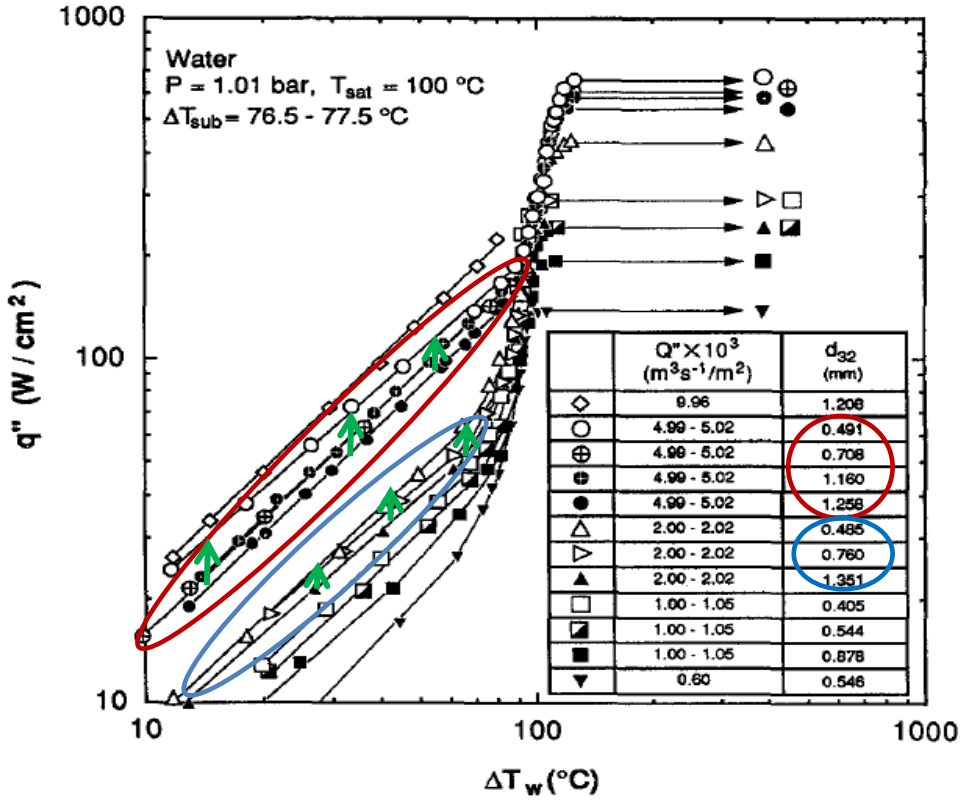


Figure 1-58 : Courbes de flux pour différents diamètres de gouttelettes et différents débits [121]

On note que du fait des effets de tension de surface ajoutés, les effets de la viscosité sont plus difficilement identifiables.

1.5.2.7 Vitesse d'impact

Chen et al. [134] ont réussi à faire varier la vitesse des gouttelettes en gardant des conditions similaires (débit et taille des gouttelettes). L'étude s'occupe des effets double-phase, et regarde l'influence sur le CHF. La vitesse des gouttelettes est très importante, suivi par le flux de gouttelettes (débit) : il vaudrait mieux avoir un spray moins dense et plus rapide. Ces conclusions sont contradictoires avec les travaux antérieurs. Pour ce qui est des transferts en simple-phase, Shedd [126] ne remarque pas d'influence notable de la vitesse des gouttelettes.

On peut trouver des corrélations de la vitesse de gouttelettes en fonction des conditions (pression et vitesse amont) de buse et des propriétés du liquide (tension de surface, masse volumique) par Abbasi et al [120].

1.5.2.8 Distance entre la buse et la plaque

L'influence de ce paramètre est forcément plus importante que pour les jets car il s'agit en général de cônes évasés, et il vaut mieux que le spray soit totalement développé pour impacter la plaque. La surface d'impact conditionne en premier lieu le choix de la buse (*nozzle*), qui doit avoir un espacement préconisé. On rappelle que généralement les études se font pour de très petites surfaces (< 1 cm^2). Dans l'étude d'Abbasi et al. [120], on observe sur les profils du coefficient d'échange un pic relativement étroit lorsque la buse est proche (sans doute pas aussi étroit que pour un jet). En éloignant la buse, on augmente la surface impactée mais cela diminue les échanges au point d'échange maximal, qui se trouve au centre pour une buse à cône plein contrairement à la buse à cône creux.

1.5.2.9 Rugosité de la surface d'impact

Pour essayer d'intensifier les échanges, Silk et al. [129] ont réalisé des essais en changeant la géométrie de la surface impactée. Différentes configurations ont été testées (ailettes cubiques, pyramidales et longitudinales) et les ailettes longitudinales (*straight fins*) sont les plus performantes. Plus les extrusions sont hautes, plus les échanges augmentent, jusqu'à une saturation (environ 5 mm). L'augmentation est due au fait qu'il y a plus de surface mouillée et que le fluide impacté plus en amont peut se retrouver en aval. Comme on le voit sur la Figure 1-59, on peut générer un CHF jusqu'à 50 % plus important. Il est difficile de quantifier l'amélioration en simple-phase car les rugosités amènent aussi à une évaporation plus précoce. Néanmoins, l'amélioration est notable. La combinaison des ailettes et de l'inclinaison du jet amène aussi des résultats intéressants.

Pour ce qui est des rugosités plus petites, les quelques études qui ont porté sur le sujet sont assez contradictoires ; l'effet n'est pas certain, mais l'augmentation des transferts semble se préciser pour des rugosités plus grandes que l'épaisseur du film liquide, notamment en double-phase : la température critique peut être réduite et le CHF peut être augmenté (Kim [119]).

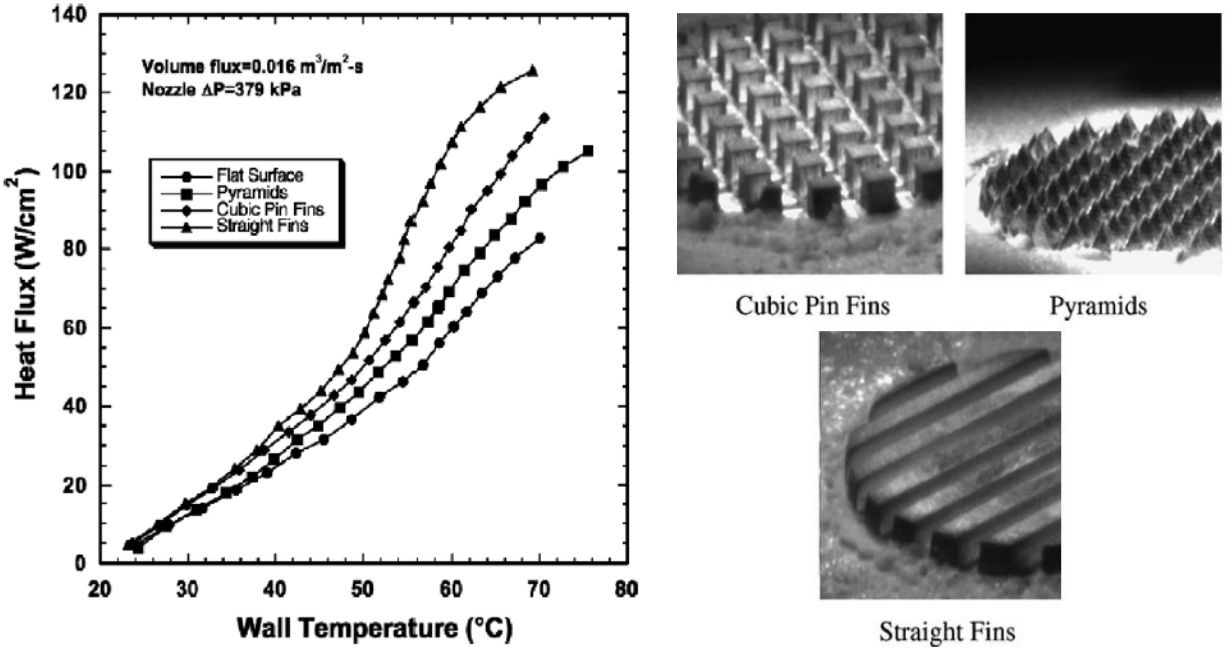


Figure 1-59 : Influence de grosses rugosités de la surface d'impact sur les échanges [129]

1.5.3 Comparaison jet/spray :

Nous avons vu que, uniquement pour les sprays, la formulation du nombre de Reynolds posait des problèmes car les auteurs n'avaient pas tous les mêmes références. Il est donc difficile de se référer à un nombre de Reynolds pour la comparaison du jet et du spray. Lyons et al. [112] présentent une approche locale pour un spray d'eau atomisé. Les auteurs tentent de comparer le spray atomisé avec un jet d'air seul à même Reynolds, mais mettent en évidence la difficulté pour la longueur référence, car le classement de l'efficacité entre le jet d'air et le jet atomisé change selon cette référence. Il est donc préférable d'utiliser le débit de liquide pour paramètre de référence.

Oliphant et al. [124] ont fait la comparaison d'un spray d'eau atomisée par air avec un ensemble de jets. Le nombre de Reynolds des jets se trouve dans la plage $3\,000 < Re < 11\,000$, et la comparaison est faite pour les échanges moyens sur un petit disque (diamètre 19 mm). Les transferts sont presque comparables pour des débits nettement inférieurs dans le cas du spray (facteur environ 5, voir la Figure 1-60).

Cette étude donne deux effets explicatifs pour les relativement bons transferts par spray. Le premier est la différence de couche limite, plus perturbée dans le cas d'un spray. De plus, l'épaisseur du film de liquide dans le cas du spray peut être jusqu'à 10 fois moins importante (la couche s'épaissit avec l'augmentation du débit) et la nature instationnaire et interrompue sont les principales explications de l'efficacité du spray comparé aux jets. Le deuxième effet est l'évaporation. Cet effet semble secondaire selon l'auteur, mais peut intervenir à plus basse température (10 à 50 °C sous la température d'ébullition).

L'étude de Karwa et al. [135] conduit aux mêmes conclusions. Un facteur 3 est cette fois-ci avancé pour le rapport de débit pour atteindre un niveau d'échange équivalent. Les auteurs remarquent aussi que le spray est préférable aux multi-jets car les transferts sont moins homogènes dans ce dernier cas.

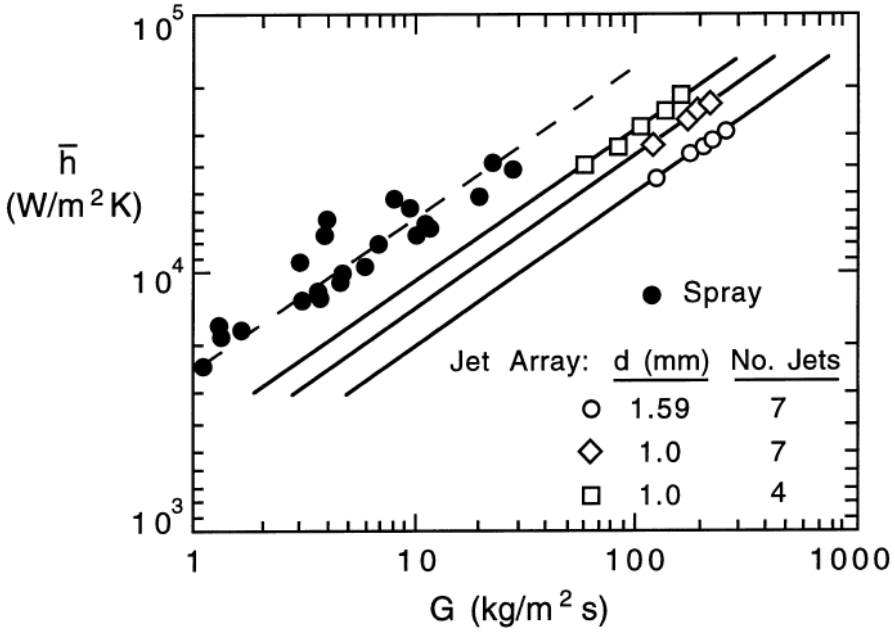


Figure 1-60 : Comparaison entre les transferts d'un spray et ceux d'un réseau de jets, en fonction du débit spécifique d'eau [124]

Une autre étude (Siwon [136]) fait la comparaison expérimentale d'un seul jet d'eau et d'un spray d'eau atomisée par air, mais peu de précisions sont apportées. La conclusion principale est que le spray permet des performances équivalentes au jet avec des débits bien inférieurs. Le débit d'eau utilisé pour le spray est 7 fois moins important que pour le jet. Cette étude ne met pas en évidence la répartition plus homogène du coefficient de convection, mais plutôt le contraire.

Si on essaye de comparer les études avec approche locale, on observe un pic bien moins étriqué avec un spray à cône plein (Abbasi et al. [120]) qu'avec un jet d'huile (Ma et Zheng [102]). Les transferts apparaissent donc plus homogènes avec le spray, bien que le pic soit encore présent. Ceci est à vérifier vu les propriétés particulières de l'huile, la viscosité importante notamment.

1.5.4 Conclusions de cette étude spécifique

Pour conclure sur notre application, qui se ferait plus en simple-phase, on note tout de même que l'impact par spray présente l'avantage de meilleures performances de refroidissement par rapport au jet pour un débit identique. Les coefficients de convection moyens sont multipliés par 2 à 5 par estimations avec les corrélations à même débit ; ou équivalents à un débit environ 3 fois moins important. En outre, les moyens à mettre en œuvre (pression élevée et débit faible) sont adaptés à l'utilisation d'une pompe volumique, habituellement choisie sur véhicule. Il faut toutefois se prémunir contre l'usure des buses et des bobines, ce qui pourra amener à ajouter des dispositifs de filtration ou modifier l'huile.

Il reste des incertitudes sur le fait que le spray soit plutôt utilisé sur de très petites surfaces. De plus, la manière d'évacuer le liquide, dans le cas du jet comme du spray, risque d'être influente sur les échanges.

Chapitre 2 : Modélisation numérique, Comportement thermique d'une machine électrique et de son refroidissement

Cette étude a pour but de **mettre en évidence les principaux facteurs impactant sur la thermique** des machines électriques par la modélisation numérique.

L'étude se base sur un outil de calcul codé sous Matlab® existant, modifié pour répondre à nos besoins. Ce modèle utilise la méthode nodale pour représenter en 3D différents types de machines électriques. Nous nous sommes appuyés sur la géométrie de la machine à réluctance variable commutée pour VE du projet Renault auquel notre étude est rattachée. La machine est présentée dans la partie 2.2.

Une étude de sensibilité a été réalisée en modélisant différentes options de refroidissement : carter d'eau en serpentin, projection d'huile sur les têtes de bobine, circulation d'huile dans les encoches. Les paramètres analysés sont les coefficients de convection (air à l'entrefer ou sur le côté de la machine ; huile sur les têtes de bobine ou dans les encoches), la conductivité (résine, tôles)... Ainsi, cette étude permet de quantifier l'intérêt des différents axes de travail pour le refroidissement, et de comparer les systèmes de refroidissement entre eux. L'étude s'intéresse aussi à la modélisation de l'environnement thermique de la machine et notamment au couplage thermique avec le réducteur. Cette étude de sensibilité a été réalisée à travers des calculs en régime permanent.

2.1 Etat de l'art des modèles thermiques

Nous abordons ici les différents types de modélisation pour lesquels on peut opter pour représenter la thermique des machines électriques.

2.1.1 Modélisation fluidique type CFD

La résolution de l'équation de la chaleur est relativement simple quand nous avons affaire à un domaine solide (même anisotrope). Cela devient beaucoup plus compliqué lorsqu'il s'agit d'un domaine fluide, car les transferts de chaleur sont liés à plusieurs phénomènes. Au sein d'un fluide, le transport de masse gouverne principalement le transport d'énergie. Les échanges thermiques entre un fluide et une paroi sont régis par la conduction dans les zones laminaires (sans écoulement transverse), notamment en proche paroi. Dans les zones turbulentes, la convection prédomine, liée au transport de masse. La détermination des échanges convectifs nécessite donc la connaissance du champ de vitesse. Celle-ci est déduite de la résolution des équations décrivant l'écoulement. Il s'agit des équations non linéaires de Navier-Stokes (équations aux dérivées partielles décrivant la pression et les composantes de la vitesse), l'équation de conservation et, dans le cas où le champ thermique est l'objet de l'étude, l'équation d'énergie. Plusieurs méthodes proposent de résoudre ces équations par discrétisation du

domaine en petits volumes : la méthode des éléments finis, des différences finies et, la plus utilisée pour la modélisation des fluides, la méthode des volumes finis. Dans certains problèmes, des équations supplémentaires sont nécessaires à la caractérisation de l'écoulement.

Beaucoup d'études numériques ont eu pour application le domaine interne d'une machine électrique. Quelques-unes se sont intéressées au domaine interne en entier (Fasquelle [62] et Micallef [63]). Dans ces études, des conditions limites sont données aux surfaces des solides. Dans la première étude, les résultats des calculs sont utilisés pour fournir les conditions aux limites d'un code nodal représentant la thermique des zones solides de la machine. Ce genre de couplage est une méthode approuvée par Bornschlegell [137] ou Glises [138].

On peut donc caractériser des écoulements et la thermique par la résolution fine de l'ensemble des équations du mouvement appliquées aux fluides. Cependant, les résultats présentent des écarts parfois importants avec l'expérimental. De plus, la mise en œuvre est compliquée et les temps de calculs peuvent être très longs, surtout si on modélise des écoulements complexes. Dans une configuration de machine électrique, la modélisation doit rendre compte des hypothèses de rotation, voire d'effets diphasiques. Le passage en régime transitoire ajoute énormément en temps de calcul. Pour des systèmes où les paramètres sont nombreux, il est intéressant de simplifier les modèles.

2.1.2 Modélisation par la méthode nodale

La machine électrique est assez complexe dans sa géométrie et on cherche une méthode de modélisation simplifiée. La méthode nodale attire notre attention vu les avantages qu'elle procure :

- Prise en compte des transferts thermiques dans les 3 dimensions
- Représentation thermique fine mais temps de calcul faible
- Fonctionnement en régime permanent ou transitoire
- Intégration possible dans un modèle multi-physique pour optimisation des différents paramètres de la machine
- Interaction possible avec les autres éléments (électronique de puissance, batterie …) pour une approche système

2.1.2.1 Principe du modèle

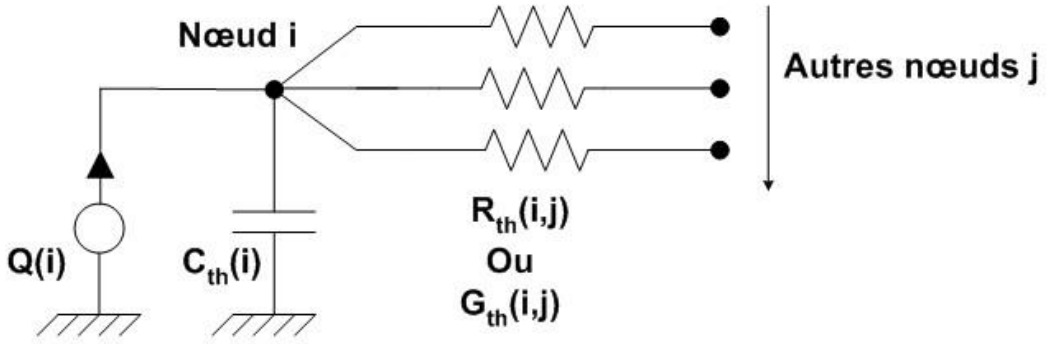


Figure 2-1 : schéma de la méthode nodale, analogie aux réseaux électriques

La modélisation thermique d'un système par méthode nodale consiste à découper le système en plusieurs éléments représentés par des nœuds. A chaque nœud sont associés une capacité thermique, une source de chaleur, et un ou plusieurs autres nœuds par le biais de résistances thermiques.

La capacité thermique C_{th} d'un nœud représente l'inertie thermique, la masse thermique équivalente de l'élément considéré. Il s'agit de la quantité de chaleur nécessaire pour augmenter la température de l'élément de 1 °C.

La source de chaleur Q allouée à chaque élément caractérise les dissipations de chaleur dans cet élément. Il s'agit de la puissance thermique directement apportée autrement que par un nœud en contact. Pour une machine, les sources de chaleurs sont les différentes pertes.

Les résistances thermiques R_{th} ou les conductances thermiques G_{th} caractérisent les couplages entre les différents éléments nodaux d'un système et modélisent les différents types de transfert de chaleur existants : conduction, convection, rayonnement ou transfert par débit de fluide. L'ensemble de ce maillage forme un réseau nodal analogue aux modèles représentant les circuits électriques.

2.1.2.2 Systèmes d'équations du modèle

Voyons maintenant comment nous obtenons ce genre de modèle simplifié. L'équation de la chaleur appliquée à n'importe quel volume v d'un système de frontière Σ s'exprime de la manière suivante.

$$\int_t \left(\iiint_v \rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dv \right) \cdot dt = \int_t \left(\iint_\Sigma \lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}T} \cdot \vec{n} \cdot dS + \iiint_V q \cdot dv \right) \cdot dt \qquad \textbf{(25)}$$

La méthode consiste à découper notre domaine en un nombre fini de mailles, et d'appliquer l'équation de la chaleur à chaque maille. On attribue aux nœuds les grandeurs précédemment citées. Pour un système S que l'on découpe en un ensemble de nœuds i, l'équation (25) peut ainsi être discrétisée en une équation appliquée à chaque élément nodal i :

$$C_{th}(i)\frac{\partial T(i,t)}{\partial t} = \sum_{j \neq i} \left[G(i,j) \cdot \left(T(j,t) - T(i,t) \right) \right] + Q(i,t) \qquad \forall i \in S \qquad \textbf{(26)}$$

Avec $C_{th}(i) = \rho(i).Cp(i).\mathrm{v}(i)$ la capacité thermique du noeud
Et $G(i,j)$ la conductance thermique entre lenoeud i et le noeud j

Les conductances sont explicitées dans le paragraphe 2.1.2.3. L'écriture de cette équation en chaque nœud permet d'obtenir un système d'équations algébro-différentielles que l'on résoudra de manière différente en régime stabilisé et en régime transitoire.

2.1.2.2.1 Calculs en régime permanent

En régime stabilisé, le terme temporel à gauche de l'équation disparaît et les températures des éléments d'un système S vérifient l'équation :

$$\sum_{j \neq i} \left[G(i,j) \cdot \left(T(j,t) - T(i,t) \right) \right] + Q(i,t) = 0 \qquad \forall i \in S \qquad \textbf{(27)}$$

Ces équations peuvent être mises sous forme matricielle :

$$MG \cdot [T] + [Q] = 0 \tag{28}$$

$$\text{Tel que} \begin{cases} MG(i,j) = MG(j,i) = G(i,j) \quad \forall i \in S \text{ et } j \in S \\ MG(i,i) = -\sum_{j \neq i} G(i,j) \qquad \forall i \in S \\ [T] \text{ est le vecteur contenant les températures des N éléments.} \\ [Q] \text{ est le vecteur contenant les sources de chaleur des N éléments.} \end{cases} \tag{29}$$

MG est la matrice carrée de taille N égale au nombre d'éléments du système contenant les conductances G entre les nœuds. On distingue ensuite, parmi les N éléments, les N_1 éléments de l'ensemble S_1 dont les températures sont à calculer et les N_2 éléments de l'ensemble S_2 dont les températures sont imposées (conditions aux limites). On a :

$$MG_1 \cdot [T]_1 + MG_2 \cdot [T]_2 + [Q]_1 = 0 \tag{30}$$

$$\text{Tel que} \begin{cases} MG_1 \text{ est la matrice MG sans les lignes et les colonnes relatives aux éléments de } S_2 \\ MG_2 \text{ est la matrice MG sans les lignes relatives aux éléments de } S_2 \text{ et} \\ \text{sans les colonnes relatives aux éléments de } S_1 \end{cases}$$

Les températures de l'ensemble S_1 peuvent être ainsi calculées à partir de :

$$[T]_1 = \text{inv}(MG_1) \cdot \left(-MG_2 \cdot [T]_2 - [Q]_1\right) \tag{31}$$

où inv(MG_1) est la matrice inverse de MG_1

Selon les hypothèses, il existe donc des nœuds où la température sera calculée et d'autres (conditions aux limites) où l'on imposera une température et qui ne rajoutent pas de ligne dans notre système matriciel.

2.1.2.2.2 Calculs en régime transitoire

Les températures des éléments d'un système modélisé par méthode nodale vérifient l'équation de la chaleur (26), mais cette fois-ci nous devons prendre en compte le terme de gauche. D'une façon analogique à la résolution en permanent, les nœuds représentant le système peuvent être classés dans 3 sous-ensembles. Le mode de calcul de leurs températures est différent. On retrouve les éléments du sous-ensemble des conditions aux limites aux températures, noté cette fois-ci S_1. Les températures sont imposées à chaque instant (ces conditions peuvent varier au cours du temps) :

$$T(i,t) = T_{limite}(t) \qquad \forall\, i \in S_1 \tag{32}$$

Les éléments du sous-ensemble S_2 font l'hypothèse d'une inertie nulle ou négligeable. Les températures de ces éléments sont calculées directement à partir des températures des éléments voisins. Le terme temporel de l'équation (26) disparaît et le calcul des températures équivaut à un calcul stationnaire. Dans le cas où les éléments de cet ensemble ne sont pas couplés entre eux, le calcul est direct. Par contre, lorsqu'il existe des couplages entre ces nœuds, il est nécessaire de résoudre un système d'équations à plusieurs inconnues.

$$\forall i \in S_2 \quad j \neq i \quad j \notin S_2 \qquad \begin{cases} C_{th}(i) \cong 0 \\ T(i,t) = \dfrac{Q(i,t) + \sum\limits_{j \neq i;\, j \in S} G(i,j) \cdot T(j,t)}{\sum\limits_{j \neq i;\, j \in S} G(i,j)} \end{cases} \tag{33}$$

Le sous-ensemble S_3 regroupe tous les autres éléments, à inertie non négligeable. Les températures sont calculées par intégration de leurs dérivées par rapport au temps, à partir de l'équation (26) :

$$\forall i \in S_3 \quad j \neq i \qquad \begin{cases} \dfrac{\partial T(i,t)}{\partial t} = \dfrac{\sum\limits_{j \neq i} [G(i,j) \cdot (T(j,t) - T(i,t))] + Q(i,t)}{C_{th}(i)} \\ T(i,t+\Delta t) = T(i,t) + \int_{t}^{t+\Delta t} \dfrac{\partial T(i,t)}{\partial t} dt \end{cases} \tag{34}$$

Dans le cas où les différents paramètres dépendent des températures, comme les propriétés des fluides, ou des conditions de fonctionnement, il est nécessaire de les recalculer à chaque pas de temps.

2.1.2.3 *Calcul des conductances (G ou G_{th})*

Explicitons maintenant les liens entre les différents nœuds. Les transferts se font soit par conduction, soit par convection, soit par débit de fluide, soit par rayonnement. Les résistances thermiques apparaissent dans la définition du flux entre deux nœuds :

$$\Phi_{th} = \frac{T_1 - T_2}{R_{th}} = G_{th}(T_1 - T_2) \tag{35}$$

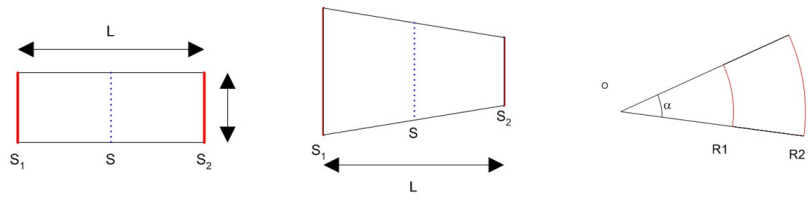
Le flux de conduction dans une barre de section S (Surface et non plus Système) de longueur L dans un matériau de conductivité λ s'exprime par :

$$\Phi_{th} = \frac{\lambda . S}{L}(T(0) - T(L)) \tag{36}$$

Concernant la conduction dans un matériau pour une section qui peut être non constante, on définit la conductance en introduisant un facteur de forme K :

$$G_{th} = \frac{1}{R_{th}} = \lambda . K \tag{37}$$

Plusieurs facteurs de formes sont répertoriés. Les facteurs de formes K sont établis par intégration de la loi de Fourier entre deux surfaces supposées isothermes et ont été déterminés pour plusieurs formes simples (Figure 2-2).



Facteur 1:

Poutres de section constante pour n'importe quelle forme de section :

$$K_1 = \frac{S}{L}$$

Facteur 2 :

Formes pyramidales pour n'importe quelle forme de section : $K_2 = \dfrac{\sqrt{S_1 \cdot S_2}}{L}$.

Facteur 3

Formes cylindriques :

$$K_3 = \frac{\alpha \cdot H}{ln\left(R_2 / R_1\right)} \quad R_2 > R_1$$

H : hauteur du cylindre

Figure 2-2 : Expressions du facteur de forme pour la conduction

Pour caractériser la conduction entre deux éléments solides A et B ayant une frontière commune AB, la résistance thermique est la somme de la résistance entre les surfaces S_A et S_{AB}, et de la résistance entre S_{AB} et S_B, plus une éventuelle résistance caractérisant un contact imparfait au niveau de la surface S_{AB} (résistance de contact, voir partie 1.3.2.1) ou due à un matériau mince.

$$G_{th_{AB}} = \frac{1}{R_{th_A} + R_{th_B} + R_{th_{AB}}} \quad (38)$$

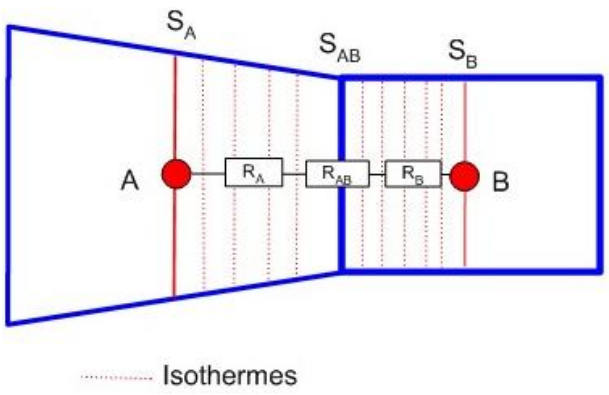


Figure 2-3 : Schéma d'une résistance de conduction

Le flux de convection est caractérisé par la section et le coefficient h qui quantifie la qualité de l'échange et un écart de température. On prend comme référence la température du fluide en amont (éloigné de la paroi) et la température de la paroi.

$$\Phi_{th} = h.S\,(T_{paroi} - T_{fluide}) \quad (39)$$

On définit donc la conductance thermique de convection par :

$$G_{th} = \frac{1}{R_{th}} = h.S \quad (40)$$

Dans le cas d'un élément solide A en contact avec un élément fluide B séparés par une surface d'échange AB, la résistance thermique entre les deux éléments est la somme d'une résistance de conduction entre S_A et S_{AB} et d'une résistance de convection entre la surface S_{AB} et le cœur du fluide B en écoulement.

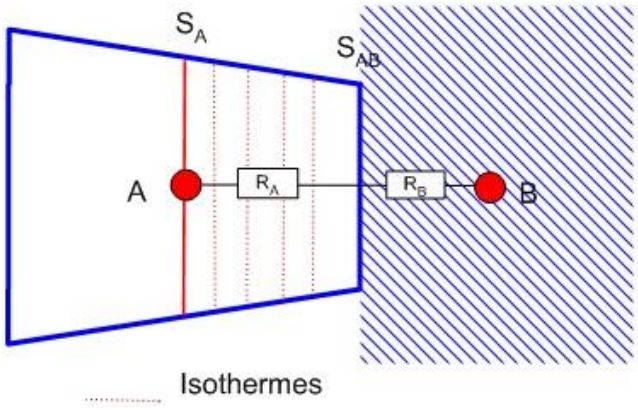


Figure 2-4 : Résistance mixte de conduction et de convection

Le couplage entre deux nœuds de fluide est possible si l'on connait le débit transitant entre les deux. En effet, le flux de chaleur est exprimé selon la formule :

$$\Phi_{th} = \rho . Q_v . Cp\ (T_a - T_b) \quad (41)$$

On obtient donc une conductance thermique de débit de la forme :

$$G_{th} = \frac{1}{R_{th}} = \pm \rho . Q_v . Cp \quad (42)$$

On insiste sur le fait que cette conductance puisse être négative ou positive. En effet, le flux dépend directement du débit algébrique. De ce fait, la matrice MG_1 n'est plus symétrique. De plus, si une des mailles est en lien avec une condition aux limites (entrée de fluide), il faut rajouter dans le système matriciel deux termes : un premier dans la matrice des conductances MG_2, et un second dans la matrice des sources Q.

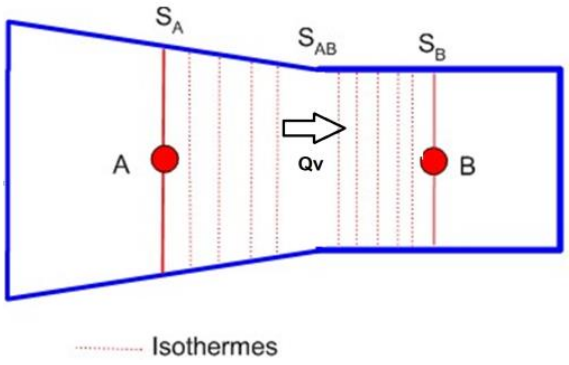


Figure 2-5 : Résistance de débit entre deux nœuds de fluide

Le rayonnement d'un corps est défini par la surface, la température et l'émissivité de celui-ci, avec σ constante de Stefan-Boltzmann :

$$\Phi_{th} = \varepsilon . S . \sigma T^4 \quad (43)$$

Dans notre cas d'application, la température n'atteint pas des niveaux très élevés et les surfaces sont relativement restreintes. Après quelques estimations des flux de rayonnement, nous avons négligé ce phénomène. La prise en compte de ce phénomène est d'ailleurs plus compliquée vu la non-linéarité du phénomène. Lorsqu'il est pris en compte, la conductance peut être exprimée par une approximation linéaire si la gamme des températures aux nœuds concernés n'est pas trop grande.

2.1.2.4 Modélisations nodales dans la littérature

De nombreuses études ([86], [26], [22], [40], [139], [34], [140]et [141]) utilisent la méthode nodale (autrement nommée 0D - 1D) car celle-ci est simple et donne une bonne approche pour avoir le champ de température dans toute la machine. Dans certaines études, le réseau de la machine ne compte pas plus d'une dizaine de nœuds. Pour des modèles assez détaillés, les écarts avec les essais sont en général faibles, de l'ordre de 10 °C. Il y a principalement deux objectifs différents selon les auteurs : le premier est de recaler un modèle en utilisant des données expérimentales, et le deuxième est d'identifier des paramètres d'après un modèle déjà éprouvé. Sur la modélisation des machines électriques par les réseaux nodaux et les paramétrages, on peut aussi se référer à la synthèse de Gasc et Calegari [45].

2.2 Présentation de la machine et du modèle

2.2.1 Présentation de la machine d'étude

La machine considérée est celle d'un projet de conception Renault. L'application visée est une machine de traction pour un véhicule citadin. La réluctance variable commutée a été choisie notamment pour son coût réduit. Le projet s'intéresse aussi à la transmission vers les roues. Une petite enceinte placée entre le moteur et le réducteur abrite un élément pour améliorer l'agrément, pour pallier aux vibrations caractéristiques de la réluctance variable. La puissance de la machine est d'une quarantaine de kilowatts et la vitesse maximale est d'environ 10 000 tr/min. Pour les caractéristiques architecturales de la machine, elle est composée de :

- 12 saillances au stator, autour desquelles sont insérées des bobines concentriques
- 8 saillances au rotor (seulement un empilement de tôles, avec un disque de fermeture aéraulique de chaque côté : entrefer quasi-clos)
- Dans la configuration actuelle, un carter en aluminium est fretté sur les tôles stator et contient un circuit d'eau.

L'aspect de la machine est « ni galette ni saucisson ». Ceci signifie que le moteur n'est donc pas franchement plus favorable à un refroidissement sur l'extérieur du carter que sur les côtés de la machine. La comparaison des systèmes parait ainsi plus objective.

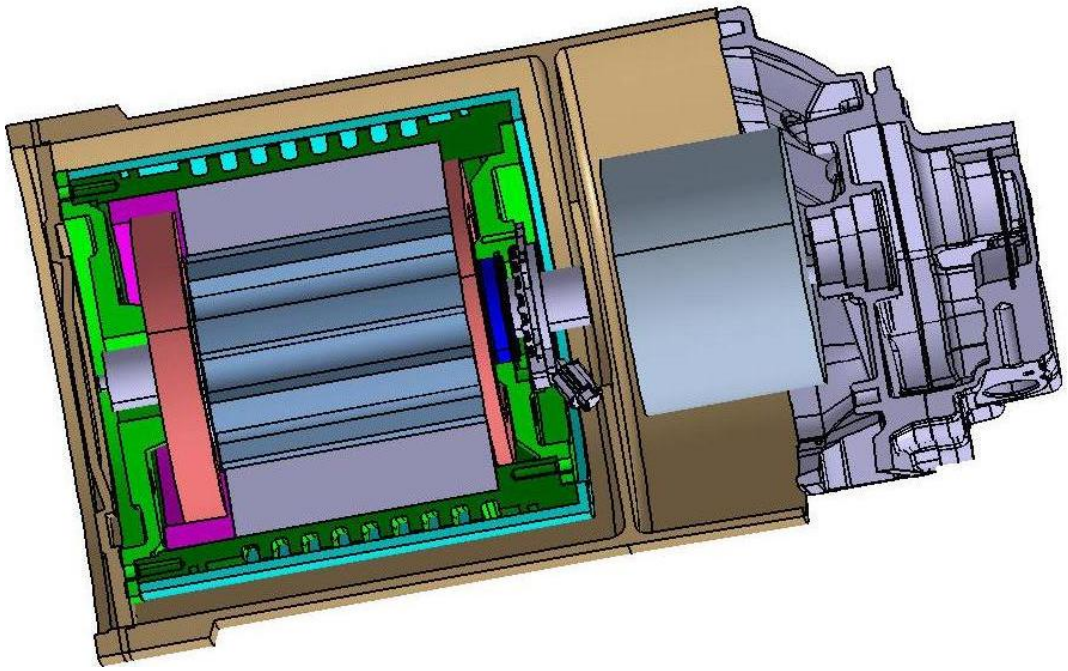


Figure 2-6 : Géométrie de l'ensemble moteur/réducteur du projet

Le cahier des charges transcrit l'objectif de performance que l'on veut atteindre avec un moteur. Pour garantir thermiquement la machine dans son fonctionnement, on définit des conditions de couple et de vitesse à tenir pendant un certain temps. Différentes courbes limites sont définies pour lesquelles la machine ne doit pas surchauffer. Plus le temps de tenue est long, plus on baisse la demande en puissance. Pour un fonctionnement de 60 minutes (proche de l'état permanent), la demande est proche de la puissance maximale.

Ceci est à mettre en relation avec les pertes générées. Malheureusement, comme il s'agit d'un moteur en cours de développement, les données ne sont disponibles que pour la courbe enveloppe (puissance maximale). De plus, même la valeur des pertes pour ces conditions n'est pas validée expérimentalement. On voit ici les données des pertes Joule et des pertes fer modélisées dans une première approche.

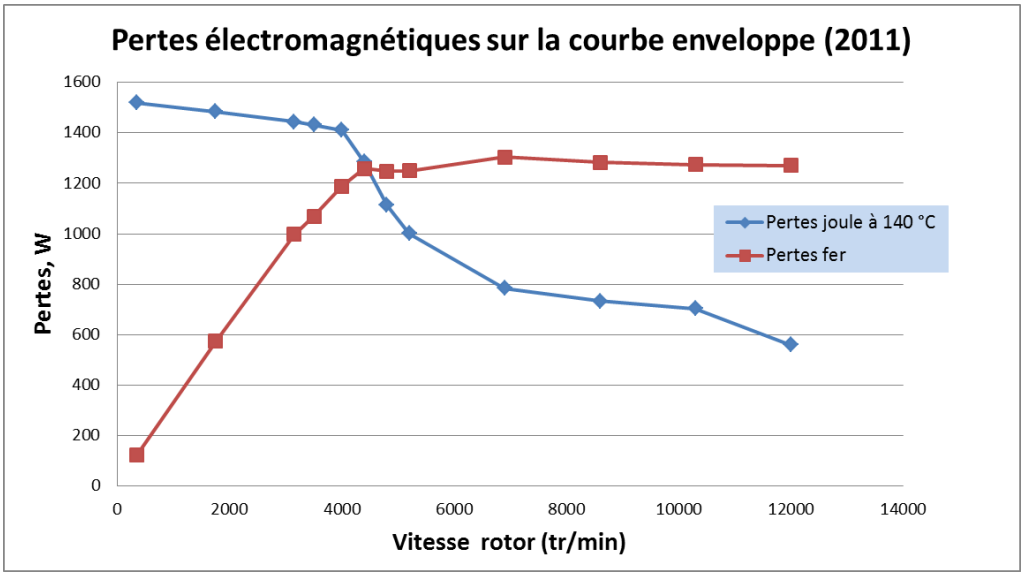


Figure 2-7 : Répartition des pertes sur la courbe enveloppe

On note qu'un deuxième calcul de pertes a été fourni après cette étude de sensibilité. Pour ces résultats, les pertes fer restent quasi-inchangées, mais la prise en compte des courants induits augmente de façon non négligeable les pertes Joule. Ces courants agissent de plus en plus sévèrement par augmentation du régime. On note aussi que l'échauffement des bobines accroit la résistance (donc les pertes DC dominante à basses vitesses) mais limite la circulation de courants de Foucault (donc les pertes AC dominantes à hautes vitesses). Ainsi, en dessous de 7 000 tr/min, les pertes totales dans les bobines baissent avec la température. Il est alors bénéfique d'avoir une température la plus faible possible. Mais au-delà, les pertes AC sont dominantes et la somme des pertes augmente avec une élévation de température des bobines.

Enfin, on donne les propriétés thermiques équivalentes des matériaux. On note que deux types de conducteurs ont été considérés dans l'étude. D'abord, il s'agissait d'un ensemble de brins en méplat (section rectangulaire) pris en compte dans cette étude de sensibilité. Ensuite, ceux-ci ont été remplacés par 3 brins à section circulaire en parallèle. La conductivité radiale équivalente est presque la même puisqu'elle passe de 1,32 pour ce premier bobinage à 1,4 W/mK pour le triple brin.

Éléments	Masse volumique (kg/m^3)	Chaleur massique (J/kg.K)	Conductivité thermique (W/m.K)	Conductivité thermique (sens axial) (W/m.K)
Bobines	7044	584	1,32	270,4
Tôles laminées	7650	460	27	2,8
Arbre	7800	460	35	35
Carter	2700	900	160	160
Flasques	2700	900	160	160
Isolants d'encoche	1200	900	0,2	0,2

Tableau 3 : Propriétés thermiques des éléments de la machine

2.2.2 Particularités du modèle nodal utilisé

2.2.2.1 Interfaces et structure

Nous avions plusieurs modèles déjà existants à disposition. Nous avons privilégié un modèle codé sous Matlab/Simulink® qui a pour avantages principaux une géométrie modulable pour différentes technologies et surtout un maillage adaptable pour tenter de représenter finement la thermique. Le code se compose d'un ensemble de routines pour la modélisation de plusieurs types de machines. Le code d'origine a été validé expérimentalement lors d'études antérieures. Il a fallu adapter un certain nombre de ces routines pour convenir à nos hypothèses.

Au niveau de la structure, un certain nombre de paramètres est renseigné pour former le réseau nodal avec toutes les conductances constantes : il s'agit de l'étape d'initialisation, faite sous Matlab. Ensuite, on peut opter pour un calcul permanent ou transitoire. Pour un calcul permanent, l'interface utilisée reste Matlab ; les paramètres constants des conditions limites sont renseignés, puis le calcul stationnaire est lancé. L'équation matricielle (31) est résolue jusqu'à convergence (les conditions comme les pertes et les coefficients d'échange sont réactualisés en fonction de la température). On obtient un champ de température, et on peut aussi calculer les flux à travers les conductances. Ainsi, la structure du code peut être schématisée comme ci-dessous. L'étude de sensibilité consiste à faire varier les paramètres (flèches jaunes).

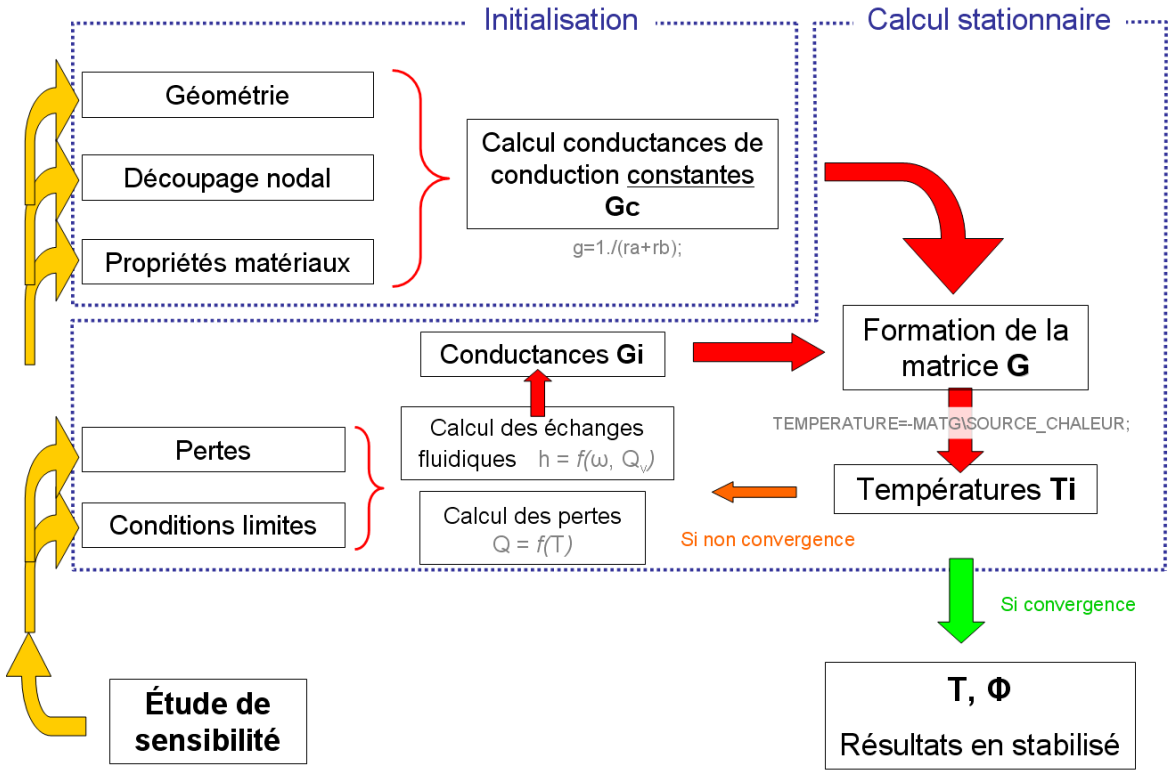


Figure 2-8 : Schéma du modèle permanent pour l'étude de sensibilité

Pour un calcul transitoire, après l'initialisation, une *Sfuction* doit être lancée. L'interface utilisée est Simulink. Les conditions limites peuvent être cette fois renseignées soit comme constantes soit par des fichiers décrivant des cycles. On pourra se référer à la note technique interne Renault sur ce modèle nodal (Davin [142]).

2.2.2.2 *Utilisation des symétries*

Ce que l'on appelle symétrie correspond à une hypothèse de flux nul ; c'est ce qu'il se produit lorsque l'on a affaire à une géométrie et des conditions thermiques – donc un champ de température – symétriques. Dans le cas des machines électriques, du fait des symétries géométriques et thermiques observées par le rotor et le stator, la modélisation de l'ensemble du moteur est simplifiée : pour le stator, le domaine de calcul peut se réduire à une demi-encoche. Cela fait une portion angulaire de $360°/2n$ où n est le nombre de dents au stator. Il en va de même pour le rotor avec une portion angulaire de $360°/2m$ où m est le nombre de dents au rotor.

Lorsque l'on a affaire à un bobinage réparti, les bobines sont enchevêtrées. Les transferts conductifs au sein des bobines sont moins aisés à prendre en compte, puis qu'il y a des interactions entre les différentes bobines. Comme la modélisation n'était pas assez fidèle, Hollande [75] s'est proposé d'intégrer dans son modèle trois dents, pour la machine triphasée concernée.

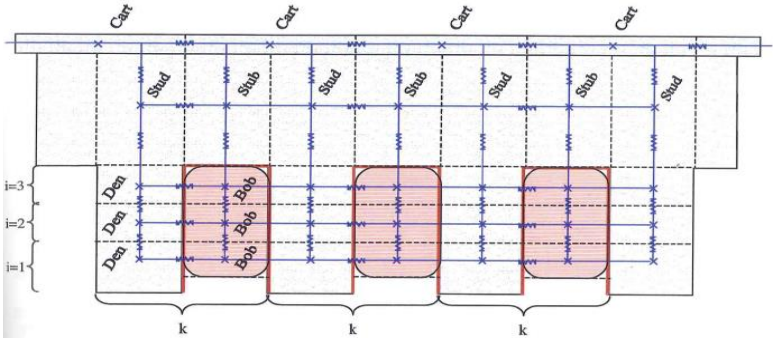


Figure 2-9 : Modélisation de plusieurs dents [75]

Une autre symétrie peut être appliquée en supposant que les deux côtés de la machine ont un comportement thermique similaire. Pour prendre en compte une disparité possible, notamment pour la circulation d'huile ou pour la prise en compte du réducteur sur un côté, cette symétrie, originalement implantée dans le modèle, a été retirée. Le code a été modifié en conséquence.

Les symétries étant différentes sur le stator et le rotor, il est nécessaire de coupler ces deux parties via des nœuds de liaison : le premier nœud de liaison correspondant à l'entrefer de la machine, le second correspond aux roulements (via l'arbre pour le rotor et via le carter et les flasques pour le stator).

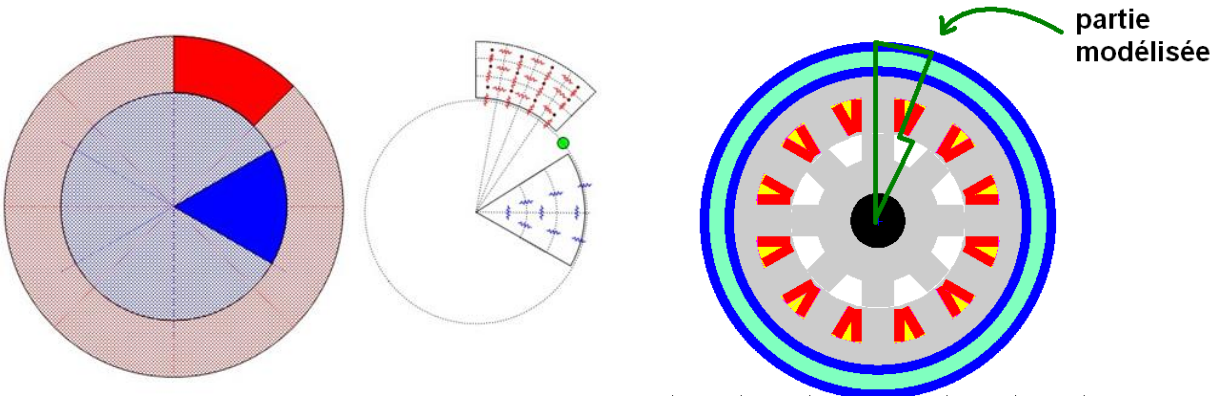


Figure 2-10 : Représentation des symétries d'une machine (gauche) et application à notre MRV (droite)

La figure schématise le couplage d'un stator et d'un rotor possédant des symétries différentes. Pour tenir compte de l'ensemble du système, les inerties thermiques (capacités) des nœuds sont multipliées par un nombre correspondant aux symétries : $2n$ pour le stator et par $2m$ pour le rotor. De même, ces coefficients multiplicatifs sont appliqués aux conductances liées à chacun de ces nœuds, notamment celles entre le stator (ou le rotor) et l'entrefer (symbolisé en vert).

Le point clé dans notre modèle est que l'on peut choisir le découpage des éléments, et ce dans les différentes directions. Nous observons ci-dessous le maillage d'une coupe radiale du stator du moteur MRVC étudié. Une seule demi-dent est représentée, avec en gris la tôle, en rouge la bobine et en jaune la résine d'imprégnation dans le milieu de l'encoche.

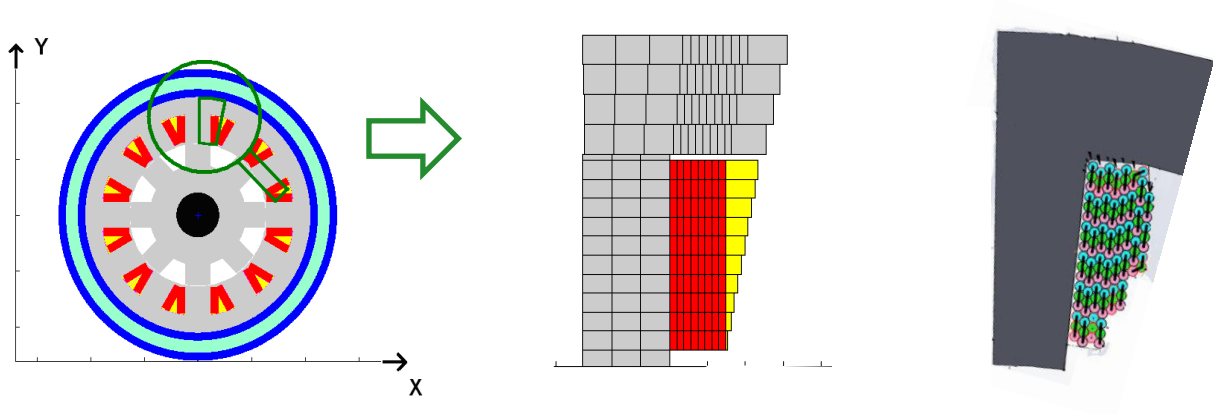


Figure 2-11 : Coupe radiale du réseau nodal d'une demi-dent stator (gauche) et géométrie réelle (droite)

2.2.2.3 *Autres hypothèses*

L'entrefer de notre machine d'étude comporte de grosses saillances. Faute de corrélations proposées dans cette configuration, la corrélation de Becker et Kaye [56], pour trouver le coefficient h en entrefer lisse, est adoptée. Ce coefficient est utilisé pour toutes les surfaces du stator et du rotor voyant l'entrefer. Comme les études menées sur les petites saillances semblent montrer l'amélioration des échanges (voir paragraphe 1.3.3.2), l'augmentation de la surface d'échange semble raisonnable. Pour le carter d'eau, la corrélation de Gnielinski [42] est utilisée pour évaluer le coefficient de convection pour une conduite spiralée avec un débit d'eau glycolée à 40 % de 400 L/h. Comme la différence de température est faible (6 °C pour nos conditions), la température d'eau prise en compte est la moyenne entre l'entrée et la sortie.

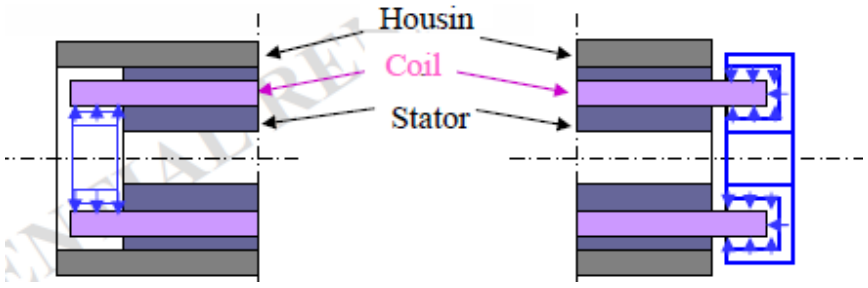


Figure 2-12 : Projection d'huile sur têtes de bobine sur la surface proche entrefer (gauche) ou tout autour (droite)

Pour la projection d'huile sur les têtes de bobine, l'hypothèse du modèle est simple : les nœuds en surface des têtes de bobine sont couplés avec un nœud d'huile à une température et un coefficient de convection donnés. On peut assez facilement changer la surface d'échange des bobines : partie latérale, supérieure ou inférieure (la figure montre des exemples). On peut aussi penser à rajouter d'autres surfaces en contact avec l'huile, selon l'écoulement généré. Le

coefficient d'échange typique est de 1 000 W/m²K ; nous justifions cette valeur estimée dans la partie 2.4.3.

Pour les canaux d'huile dans les encoches, des mailles avec inertie non nulle ont été ajoutées. Celles-ci (de nombre nz_{stator}, découpage en longueur seulement) sont couplées avec les nœuds en surface de la bobine et de la culasse par des liens de convection. Pour le couplage axial, entre les nœuds d'huile, il s'agit de conductances de débit. Le flux thermique correspondant à l'échauffement entre deux mailles (i et $i+1$; amont et aval) dans la conduite est égal au flux transmis par convection avec les autres nœuds j dans la maille amont :

$$\rho . Q_v . Cp . \left({T_{huile}}^{i+1} - {T_{huile}}^{i} \right) = \sum_j h . S_j ({T_{paroi}}^{j} - {T_{huile}}^{i}) \qquad (44)$$

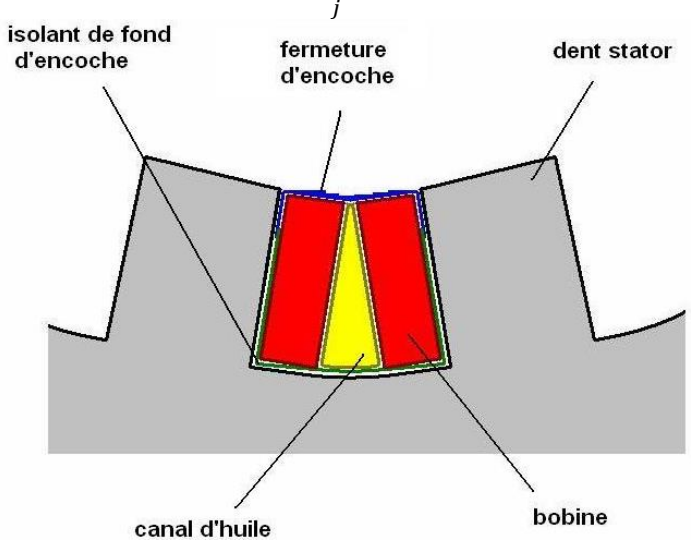


Figure 2-13 : Configuration du canal d'encoche

Les coefficients de convection donnés par Yu et Milauvre [79] sont utilisés pour un débit de 720 L/h avec 4 perturbateurs. Autrement, l'air extérieur est supposé à 40 °C sous capot, et on suppose que le flux d'air n'est pas trop faible en fixant à 30 W/m²K le coefficient de convection sur les parties externes du moteur. Ceci correspond à un flux d'air transverse de 8 m/s sur un cylindre de la taille du carter (230 mm de diamètre). Dans le Tableau 4 sont réunis les principaux coefficients de convection utilisés. Ceux se rapportant à l'eau et l'huile sont explicités ci-après.

	Eau glycolée (serpentin)	**Air entrefer**	**Air interne** (côté de la machine)	**Air interne** (parties tournantes)	**Air ambiant** (carter extérieur)	**Huile** (encoches)	**Huile** (têtes de bobine)
h **(W/m²K)**	3 130	124	10 sur flasques 15 sur le stator	36 sur arbre 42 sur rotor	30	600	1 000

Tableau 4 : Récapitulatif des coefficients de convection utilisés pour les modélisations

2.2.2.4 Résultats et visualisations

Pour des raisons de convivialité du modèle, des visualisations de champ de température sur certaines coupes de la machine ont été implémentées. On peut observer dans les figures suivantes, le champ de température de la machine étudiée : une coupe axiale (plan X), une coupe radiale (plan Zi) d'une demi-dent stator, et une coupe transversale de la bobine avec les plans Yi. Ces visualisations de champs de température seront utilisées dans la suite de l'étude.

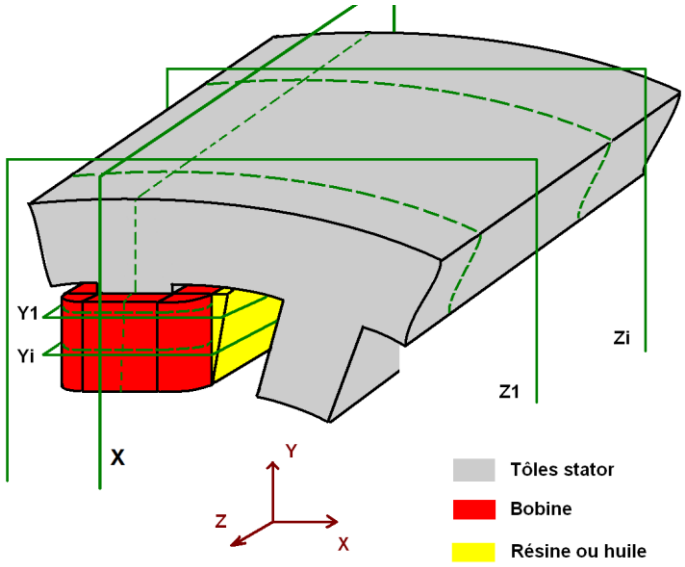


Figure 2-14 : Position des plans de coupe pour les visualisations des champs de température

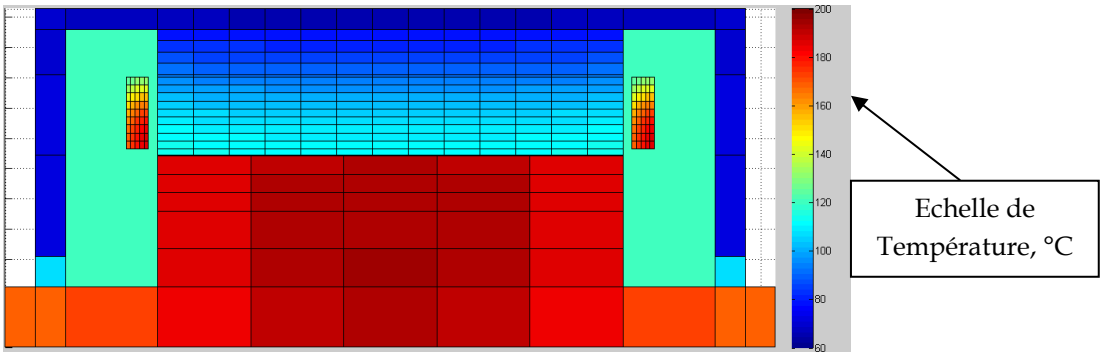


Figure 2-15 : Exemple d'un champ de température stationnaire en coupe axiale (plan X)

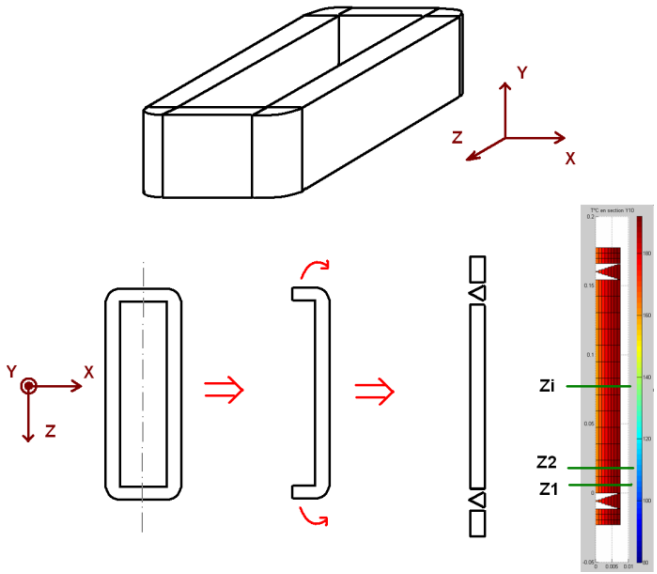


Figure 2-16 : Champ de température de la bobine « dépliée » (plans Yi)

Avec le découpage nodal, on a nz_{stator} rangées de nœuds dans la longueur du stator et ny_{bobine} rangées de nœuds dans la hauteur des bobines : on aura donc nz_{stator} plans de référence selon Z et ny_{bobine} plans selon Y. Parmi les plans Zi, Le plan Z1 représente le plan le plus proche de la tête de bobine « gauche » et le plan Zny_{bobine} le plus proche de la tête de bobine « droite » (côté réducteur). Le plan Y1 est proche de la culasse stator alors que Yny_{bobine} est proche de l'entrefer.

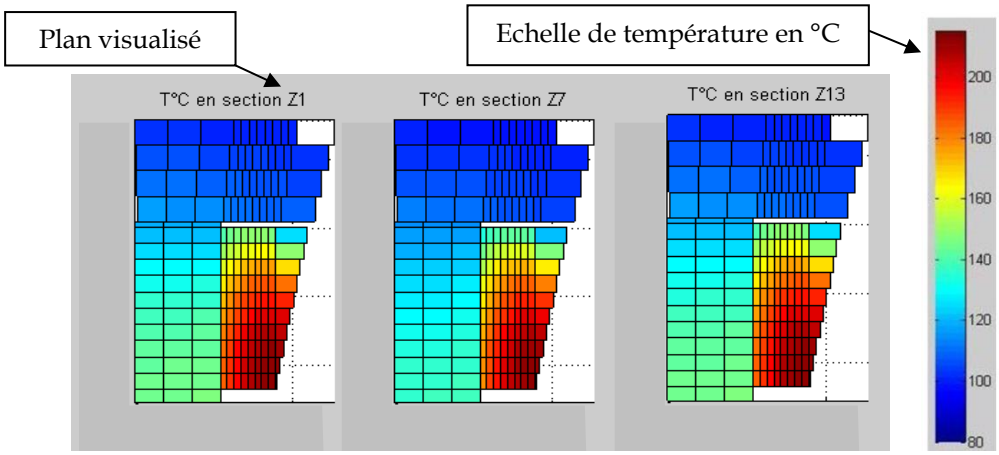


Figure 2-17 : Champ de température d'une demi-dent stator (plan Zi)

2.3 Etude de sensibilité aux éléments de refroidissement passif

2.3.1 Sensibilité au maillage

L'étude de sensibilité s'attache tout d'abord au maillage utilisé, puisque notre outil nous permet de le modifier. Ceci nous servira pour avoir une meilleure pertinence dans le découpage nodal et une plus grande confiance en nos résultats futurs. Nous nous plaçons dans un cas stationnaire pour lequel les pertes totales sont maximales, aux alentours de la vitesse de base. Différents maillages plus ou moins fins sont testés, de 100 à 100 000 nœuds. Ce dernier, le plus fin, est pris comme référence. Les paramètres de découpage sont d'abord affinés intuitivement.

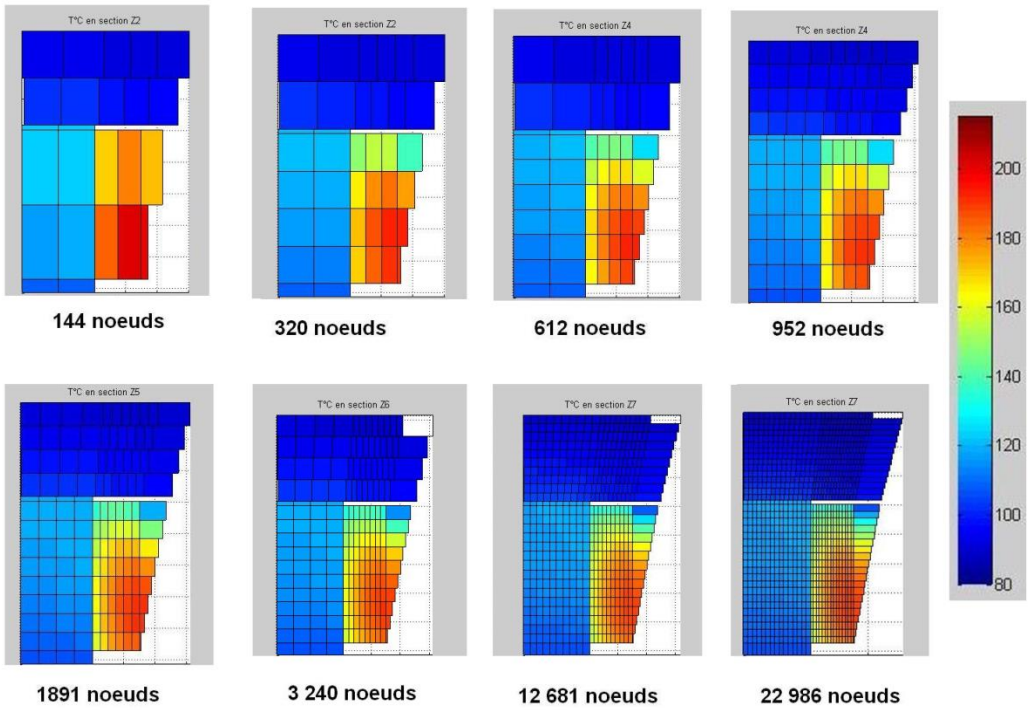


Figure 2-18 : Influence du maillage sur le champ de température du stator, refroidissement en carter d'eau

On représente ici la sensibilité au maillage sur la section du milieu, mais dans le cas du carter d'eau, les gradients axiaux sont faibles. Le point chaud reste situé au même endroit, mais la température moyenne baisse avec l'augmentation du nombre de nœuds.

On a, sur le graphique suivant, une meilleure lisibilité de la convergence vers une solution de champ de température par l'augmentation du nombre de nœuds. Pour chaque élément, on trace la différence de température maximale entre le maillage considéré et le maillage le plus fin. On trace :

- La différence de température avec la référence, sur l'échelle de gauche
- Le temps de calcul sur l'échelle de droite (courbe bleue)

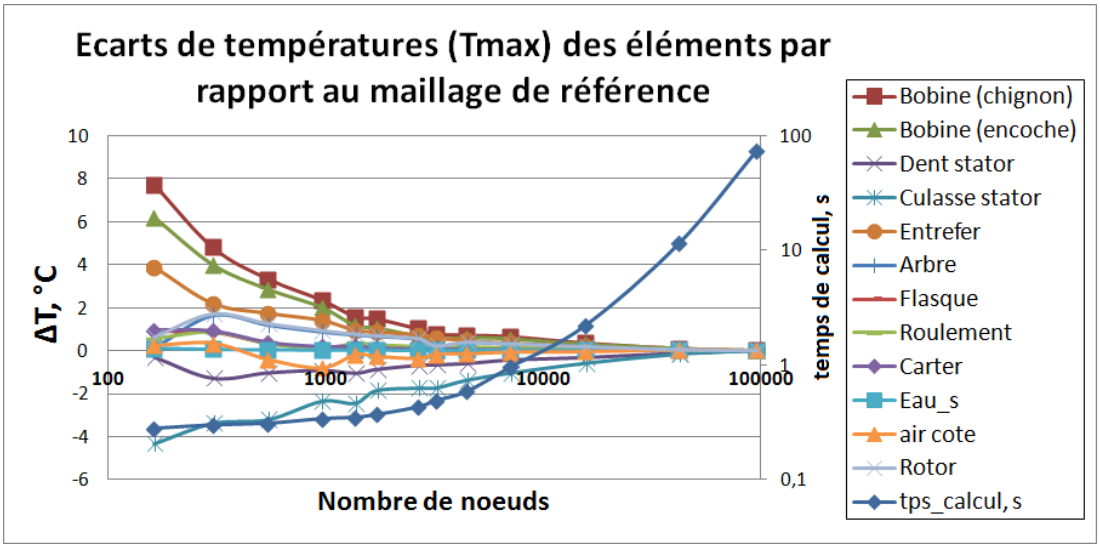


Figure 2-19 : Convergence des températures par affinage du maillage, refroidissement en carter d'eau

On se donne un écart acceptable de 3 °C. Pour avoir le moins de nœuds possible et accroitre la précision, nous nous plaçons dans le cas d'un maillage à quelques centaines de nœuds pour l'optimiser. En faisant varier chaque paramètre de maillage, nous dégageons les paramètres qu'il faut en priorité augmenter. On voit dans le graphique suivant l'influence de l'ajout d'une maille dans une direction et d'un élément particulier. A savoir, comme les nœuds sont connectés, le paramètre peut agir sur le découpage de plusieurs éléments. On a ainsi procédé à une optimisation des paramètres de maillage pour l'eau. Le maillage obtenu comporte 1 723 nœuds. Ce maillage ne satisfait pas notre critère d'acceptabilité pour le refroidissement à huile. On a notamment pour le refroidissement sur chignons de plus forts gradients axiaux de manière générale et des gradients différents dans les bobines.

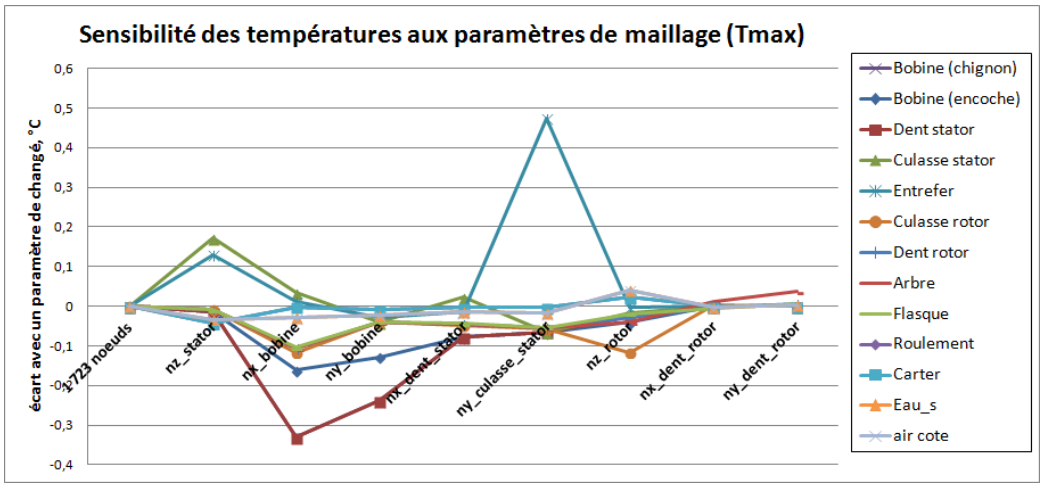


Figure 2-20 : Sensibilités des températures aux paramètres de maillage (refroidissement par huile en encoche)

Nous voyons par exemple sur le graphique ci-dessus que les températures maximales sont sensibles en priorité au découpage radial de la culasse stator et au découpage des bobines, pour le maillage considéré. Après optimisation, nous retenons le maillage adéquat. Les paramètres de découpage qui nous semblent pertinents sont listés ci-dessous.

Au stator		Au rotor	
nz_stator = 13	Axialement	nz_rotor = 5	Axialement
nx_bobine = 8	Radialement	nx_dent_rotor = 3	Radialement
ny_bobine = 10	Radialement	ny_dent_rotor = 3	Radialement
nx_dent_stator = 4	Radialement		
ny_culasse_stator = 5	Radialement		

Tableau 5 : Paramètres utilisés pour le maillage optimisé (environ 3 900 nœuds)

Avec ce maillage optimisé, on totalise 3 900 nœuds (plus ou moins selon les options de refroidissement), et le calcul en régime permanent dure environ 0,4 secondes environ (PC fixe de 2 GHz de mémoire vive). Ce maillage donne un écart maximal de 3 °C sur les températures maximales et moyennes de tous les éléments pour tous les systèmes de refroidissement proposés.

2.3.2 Point de fonctionnement choisi

Comme il s'agit d'une machine d'étude, nous rappelons que nous ne connaissons pas les pertes sur toute la plage de fonctionnement. Nous nous sommes donc appuyés sur celles calculées sur la courbe enveloppe. Nous avons testé les niveaux de température pour les différents régimes de cette courbe, et pour les différents systèmes de refroidissement. Il est apparu que les températures les plus hautes en permanent se trouvent vers les 3 000 – 4 000 tr/min (voir graphe ci-dessous). Pour le cas du refroidissement à eau, les bobines sont légèrement plus chaudes à 3 150 qu'à 4 400 tr/min. Pour les refroidissements à huile (sur têtes de bobine et dans les encoches), l'effet est inverse mais les différences de température sont moins importantes.

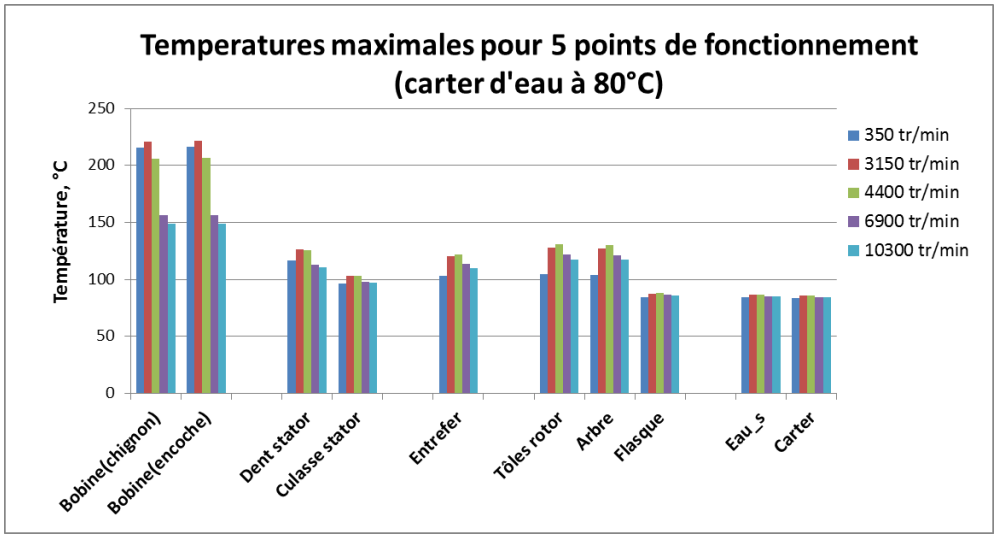


Figure 2-21 : Variations des températures pour différents points de fonctionnement sur la courbe enveloppe

L'hypothèse des pertes maximales en permanent est forte, mais on peut toutefois remarquer que les niveaux de température pourraient être affectés par le rajout des pertes cuivre supplémentaires, non prises en compte ici. Ce choix du régime est finalement assez arbitraire ;

l'étude nous permet plus de *comprendre les phénomènes et nous donner des ordres de grandeur*. On s'attachera ainsi plus aux différences de températures qu'à leurs valeurs absolues.

A 3 150 tr/min, on injecte les pertes suivantes :

- 1 450 W à 140 °C. La répartition n'étant pas connue, la puissance volumique est constante. Les pertes Joule, qui sont réévaluées avec la température des bobines (à chaque nœud), sont environ 1,4 fois plus importantes à 150 °C qu'à 20 °C.
- 1 000 W de pertes fer, réparties selon les culasses et les dents, rotor et stator, comme dans le Tableau 6. On note aussi la répartition de volume des tôles. On remarque qu'au stator, les pertes sont moins denses dans les dents que dans la culasse alors qu'au rotor, c'est le contraire.

	Répartition des Pertes fer (%)	Volume de tôles (%)
Culasse stator	39,2	33,8
Culasse rotor	9,9	8,2
Dents stator	29,0	44,9
Dents rotor	21,9	13,1

Tableau 6 : Répartition des pertes fer dans le volume du fer

La répartition des tôles au stator est plutôt favorable car les pertes volumiques sont moins importantes dans les dents. En effet, comme les bobines entourent les dents, les surfaces en contact sont relativement grandes donc les dents sont propices à diffuser les pertes des bobines. Le rajout de pertes à cet endroit serait néfaste. Côté rotor, les pertes sont légèrement plus importantes aux dents, mais cela n'est pas mauvais car les dissipations des pertes au rotor se font majoritairement à l'entrefer, comme nous le verrons dans la suite de ce chapitre.

Dans nos modélisations, nous avons gardé l'hypothèse de négliger les pertes AC des bobines. Une élévation de température du cuivre implique l'augmentation des pertes, par effet de l'augmentation de la résistivité. Le modèle a pris en compte cette augmentation et nous donnons parfois des valeurs de pertes « évitées » grâce à un abaissement de la température. Ces valeurs sont à modérer avec l'effet des pertes AC.

2.3.3 Sensibilités aux paramètres de machine

Il existe de nombreux paramètres dont il nous semble intéressant de tester l'influence sur les niveaux de température. Pour cette étude de sensibilité aux paramètres « passifs », on prendra comme hypothèses celles de la machine dans son état actuel, refroidie par un serpentin à eau. Le flux sur les flasques est supposé nul (ni air, ni réducteur). Cette démarche des sensibilités est similaire aux études de machines fermées de Bertin [26] et Thieblin [22].

2.3.3.1 Convection à l'entrefer

Regardons d'abord la conséquence d'un échange plus ou moins important à l'entrefer. On fait varier ce paramètre car l'effet des saillances sur le niveau d'échange n'est pas bien documenté dans la littérature (voir partie 1.3.3.2). On considère donc une plage de variation assez large du coefficient d'échange pour notre étude. En entrefer lisse, la valeur calculée à 3 150 tr/min est de 124 W/m²K.

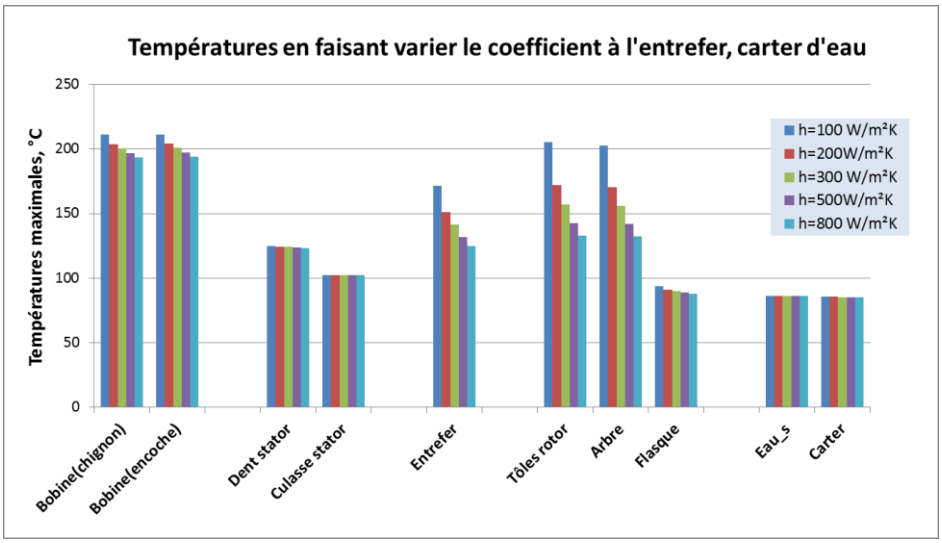


Figure 2-22 : Sensibilité des températures au coefficient d'échange à l'entrefer

On remarque que les éléments au stator ne sont pas très sensibles au coefficient de convection, mais beaucoup plus au rotor. On analyse les puissances échangées via l'entrefer dans le tableau suivant. Les pertes au rotor étant de 330 W, le reste est évacué à travers les roulements.

Coefficient d'échange à l'entrefer, W/m²K	**100**	**200**	**300**	**500**	**800**
Flux à travers l'entrefer, W	216,4	247,6	261,8	275,9	285,5

Tableau 7 : Flux thermique échangé à travers l'entrefer, du rotor vers le stator, selon le coefficient d'échange

Le flux à travers l'entrefer est assez peu influencé par le coefficient de convection. L'équilibre se fait par une différence de température plus importante dans le flux convectif « $h.S.(T_{rotor} - T_{stator})$ », donc des températures au rotor sensiblement plus élevées.

2.3.3.2 Roulements : résistance équivalente et puissance dissipée

On a aussi une assez grande incertitude par rapport aux échanges dans les roulements, entre l'arbre et les flasques. La définition même pour les auteurs n'est pas très claire, notamment pour les surfaces de référence. Nous avons donc fait varier les *résistances thermiques totales* entre une valeur faible (2 K/W utilisée par Broussely [40], valeur qui reste tout de même élevée), et une valeur forte, (5 K/W, d'après Thieblin [22] ou Staton et al. [33]). On rappelle que ces deux dernières études se basent sur un cas à rotor bloqué. Le mouvement entraine une convection par la graisse ou l'huile. On réalise le test pour un refroidissement en carter d'eau et sans puissance dissipée par frottement (Figure 2-23).

En augmentant la résistance équivalente des roulements, on obtient bien sûr des températures plus importantes au niveau des roulements. Cependant, comme on a un coefficient de convection relativement faible à l'entrefer, la partie du flux passant par le chemin thermique arbre, roulement, flasque et carter n'est pas tout à fait négligeable : presque 100 W pour une hypothèse de bonne conduction des roulements contre 20 W pour une hypothèse sans doute plus réaliste. On relève donc des augmentations de température significatives au rotor. Nous pouvons confirmer que les pertes au rotor, même s'il s'agit de niveaux plus faibles, sont plus influentes car il n'y a pas de chemin thermique privilégié. Dans la suite, l'hypothèse de la résistance thermique plus élevée reste appliquée.

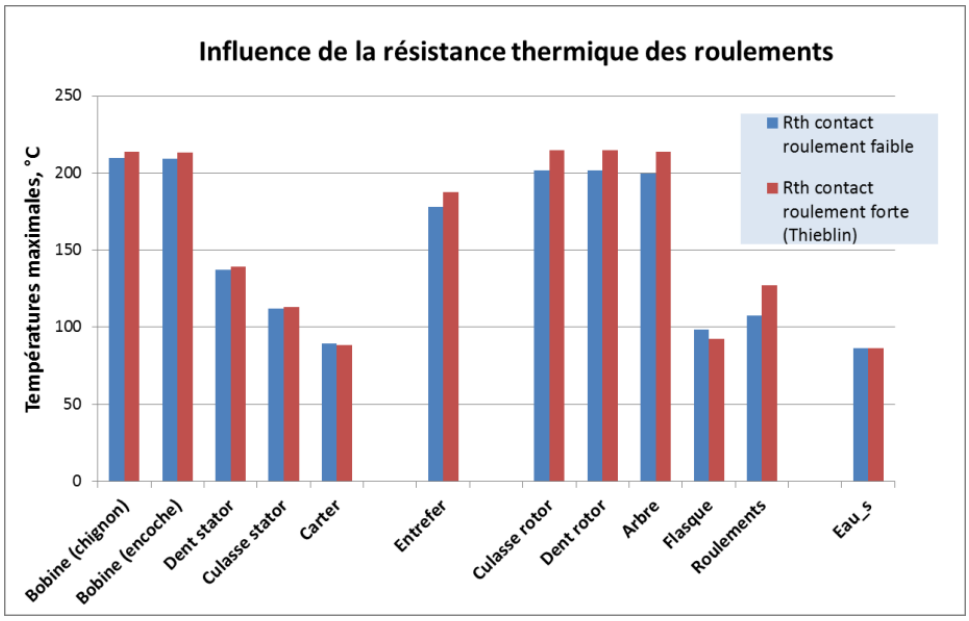


Figure 2-23 : Sensibilité des températures à la résistance thermique des roulements

Regardons maintenant l'effet de la *puissance due aux frottements* dans les roulements. Il s'agit d'une puissance assez minime comparée au reste des puissances mises en jeu, mais les températures y sont assez sensibles. Ici, on a considéré une puissance maximale de 50 W pour les deux roulements, ce qui reste faible, mais la limite des 140 °C pour la graisse est largement dépassée (pour 100 W, on obtient même une température de roulement de presque 250 °C pour une résistance thermique sévère). Les autres éléments restent quasiment à la même température.

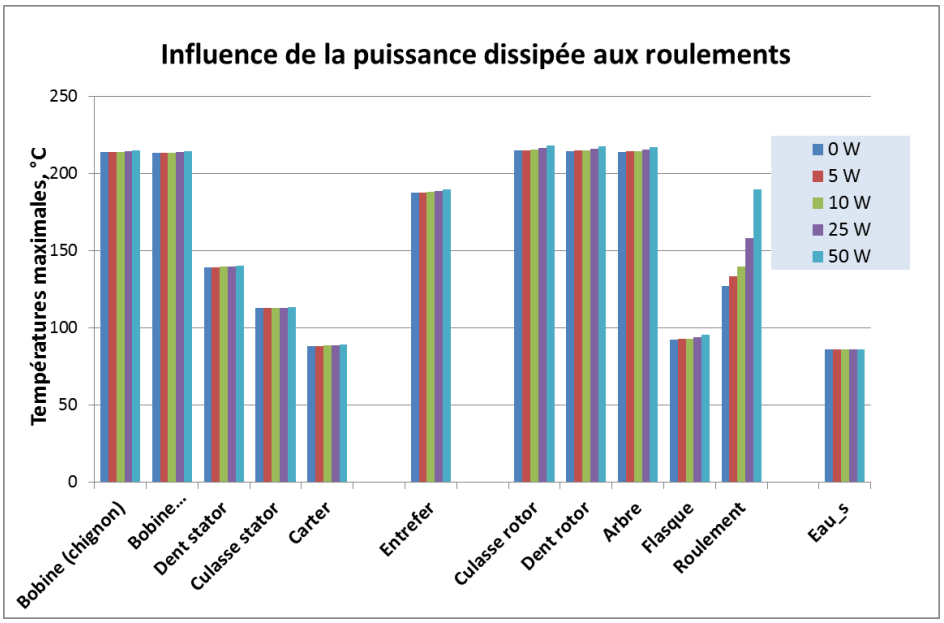


Figure 2-24 : Sensibilité des températures à la puissance mécanique des roulements

Les roulements sont très sensibles à la puissance dissipée par friction. On peut toutefois nuancer ceci par le fait que le temps de montée en température des roulements doit être très long, et que la graisse/l'huile devient plus fluide et échange sans doute plus qu'à température modérée. On rappelle aussi l'incertitude liée à la modélisation des roulements. Pour les tolérances mécaniques, une attention particulière sera accordée à la différence de température très importante entre les flasques et l'arbre.

2.3.3.3 *Conductivité axiale des tôles*

Le fait que les tôles soient feuilletées apporte aussi quelques incertitudes sur la conductivité axiale de l'empilement des tôles. On a vu dans le premier chapitre que la conductivité axiale des tôles était beaucoup plus faible (2,8 W/m²K) que la conductivité dans le sens radial. Par le calcul, on observe que les températures sont très peu sensibles à ce paramètre, quel que soit le type de refroidissement choisi, même pour l'huile sur têtes de bobine qui implique de forts gradients axiaux (comme dans nos hypothèses l'huile impacte seulement les têtes de bobine). En effet, les flux thermiques transitent principalement radialement.

2.3.3.4 *Résines*

On distingue les deux formes de résine : celle remplissant le vide dans les encoches et celle en pont thermique entre les têtes de bobine et le carter (côté de machine). Leurs influences sur la thermique sont analysées.

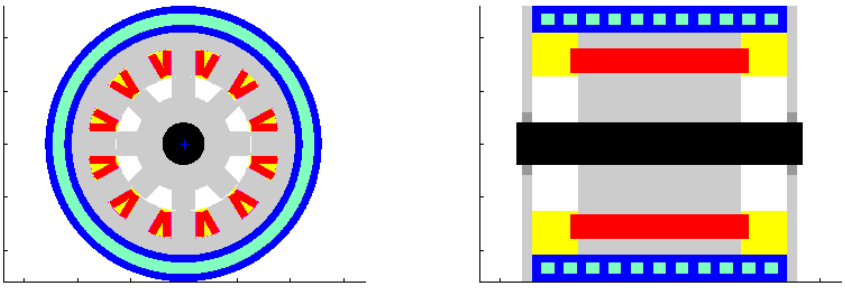


Figure 2-25 : Modélisation de la résine – en jaune – en encoche (gauche) et en pont thermique (droite)

Nous nous intéressons d'abord à l'influence de la conductivité de la *résine en encoche*. Nous prenons comme référence l'air statique ($\lambda_{air} = 0{,}025\ \mathrm{W/mK}$). Pour notre machine, la conductivité est de 0,7 W/mK. Ces dernières données sont entourées en rouge. Avec notre représentation à double échelle, on a :

- Echelle Y de gauche : gain en température par rapport à l'air statique
- Echelle Y de droite : gain de pertes Joule résultant de la baisse de la température des bobines (trait en bleu)

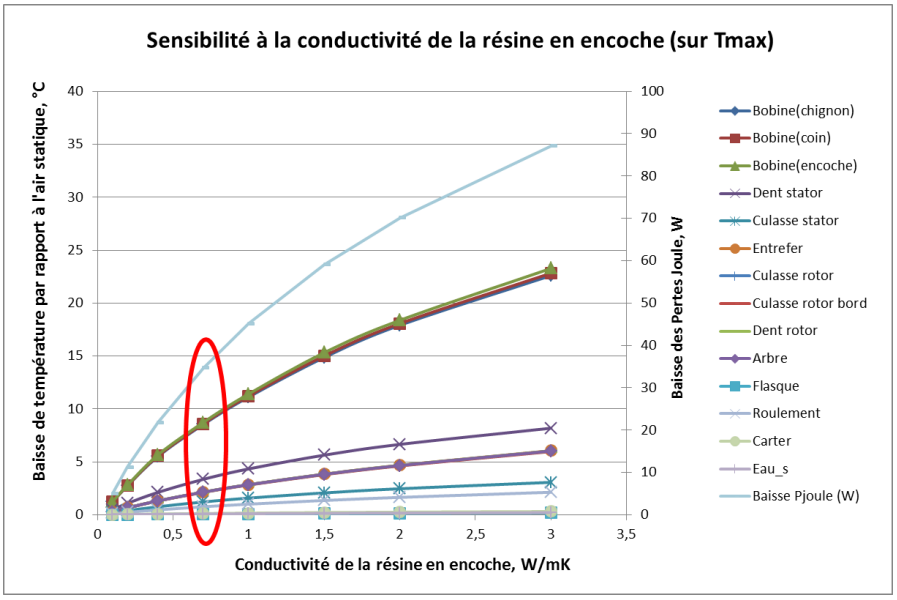


Figure 2-26 : Sensibilité à la conductivité de la résine en encoche

En passant de 0,7 à 3 W/mK, on peut ainsi diminuer de 50 W les pertes Joule dans le cas du refroidissement à eau en permanent, de façon passive. Par rapport à l'air, le gain est de 35 W (pertes en moins) avec notre résine actuelle. On relativise ceci par rapport aux pertes AC par courants induits qui peuvent être diminuées par la température. L'intérêt pour la thermique est certain car la baisse des températures est importante, surtout pour les bobines, avec une baisse de 8 °C dans notre cas (0,7 W/mK) par rapport à de l'air et de plus de 22 °C pour une résine à 3 W/mK.

Une meilleure conduction dans *l'isolant d'encoche* est également un paramètre sur lequel on pourrait porter beaucoup d'attention. Pour notre machine, l'isolant est déjà de faible épaisseur (0,3 mm).

2.3.3.5 Ponts thermiques sur les côtés de machine (résine ou pièces conductrices)

On modélise aussi la présence de résine en *pont thermique* sur les côtés de la machine, comme représenté sur le schéma (Figure 2-25). De chaque côté, un nœud de résine est en contact avec le carter et un autre avec le flasque.

En gardant la même résine dans les encoches, on fait varier la conductivité de la résine « pont thermique ». La baisse des températures n'est pas négligeable, mais moins intéressante qu'avec l'utilisation d'une bonne résine dans les encoches. Si on utilise de la très bonne résine (3 W/mK), on peut diminuer d'environ 40 W les pertes par rapport au cas vierge.

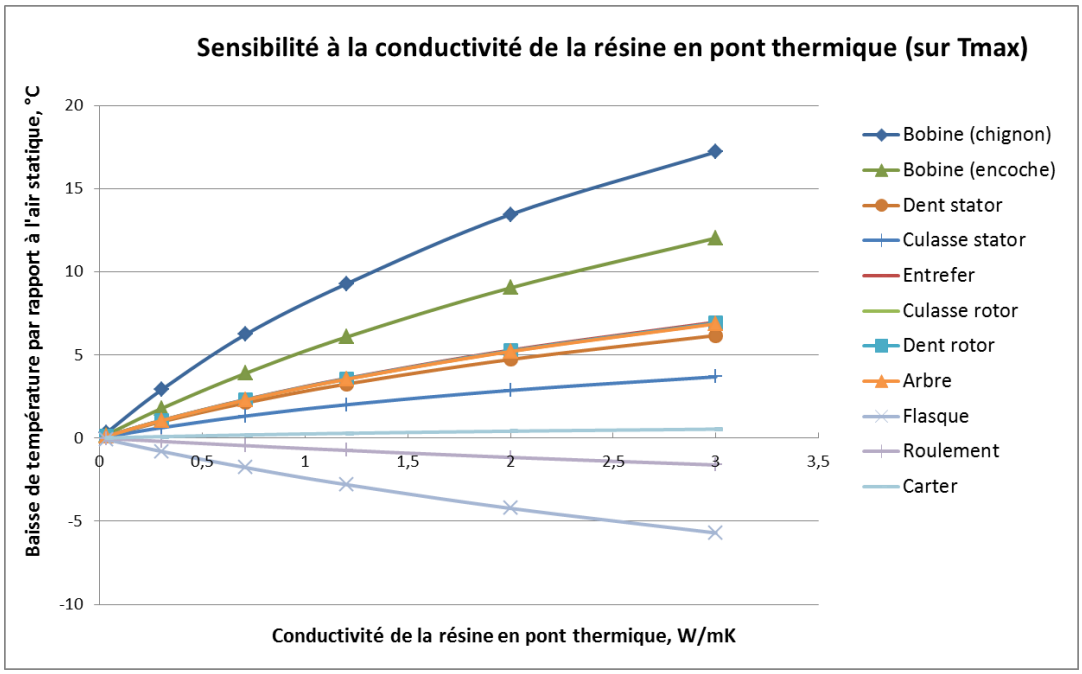


Figure 2-27 : Sensibilité à la conductivité de la résine en pont thermique (surmoulage)

Des calculs supplémentaires ont été menés dans le but de connaitre l'efficacité thermique de systèmes passifs sur les côtés d'une machine à flux radial, et de voir les directions privilégiées. Les configurations modélisées, avec de la résine (jaune) ou des pièces en aluminium (gris), sont schématisées dans la Figure 2-28.

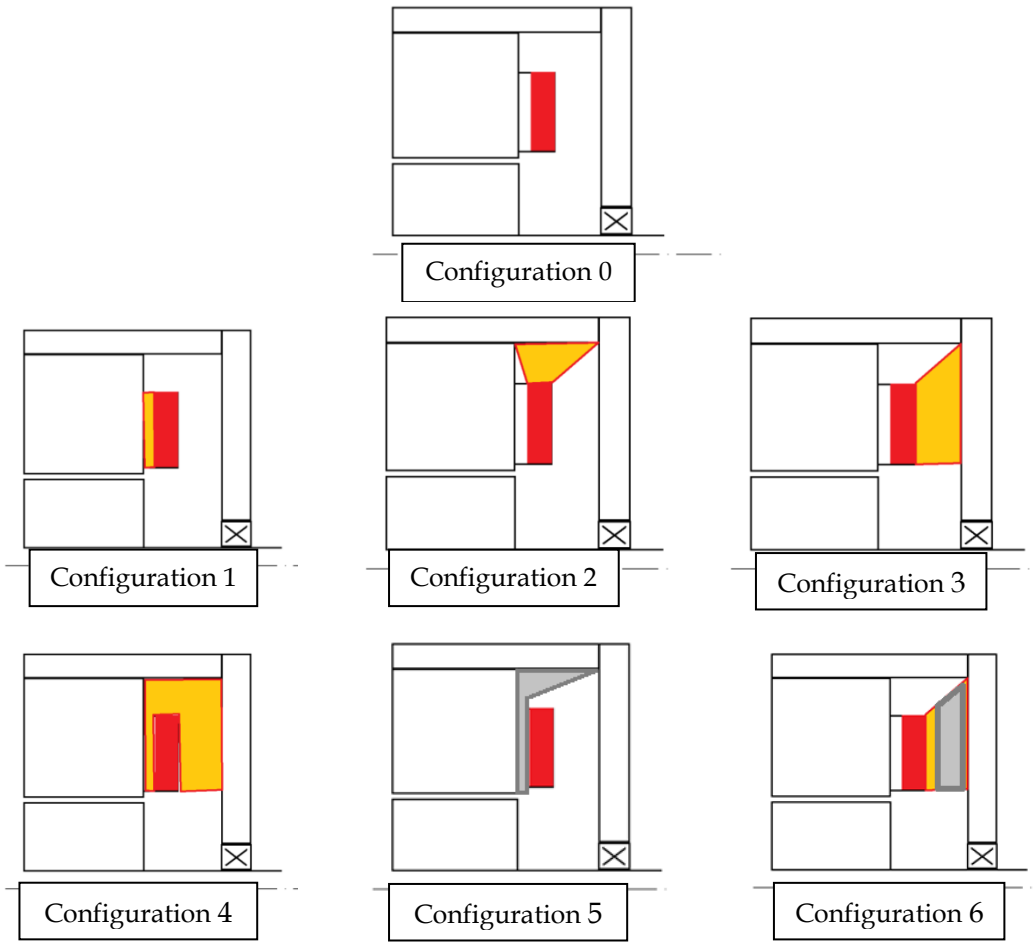


Figure 2-28 : Configurations de ponts thermiques modélisées

Pour toutes les configurations avec résine, la conductivité thermique modélisée est de 0,71 W/mK. Dans la configuration 5, on fait l'hypothèse d'un papier isolant entre l'aluminium et la bobine, de même pour la configuration 6. On ne modélise pas d'isolant sur les têtes de bobine en contact avec la résine. On note aussi que les résistances de contact jouent un rôle prépondérant dans la conduction par pont thermique avec une pièce dédiée comme dans la configuration 5. La résistance de contact entre la bobine les pièces en aluminium correspond à 0,1mm de résine (hypothèse d'un processus efficace avec dents relativement bien serrées).

La configuration 6 revient à peu de choses près à la solution 3, mais en supprimant une partie de la résine. On essaye de modéliser le déséquilibre dû au bus-bar (connexions électriques) :

- Résistance de contact pièce alu/bobine gauche : 10 mm de résine (bus-bar)
- Résistance de contact pièce alu/bobine droite (côté réducteur) : 1 mm de résine
- Résistance de contact pièce alu/flasque : 1 mm de résine

Ces hypothèses indiquent une réalisation à priori assez pessimiste du pont thermique, mais le contact semble plus délicat à assurer qu'avec la pièce d'aluminium en configuration 5. A noter, les surfaces qui ne sont pas en contact avec les éléments de pont thermique sont tout de même soumis à un échange de chaleur, mais en général moins efficace pour le refroidissement : la convection de l'air du côté de la machine, proche de la convection naturelle sur les parties non tournantes.

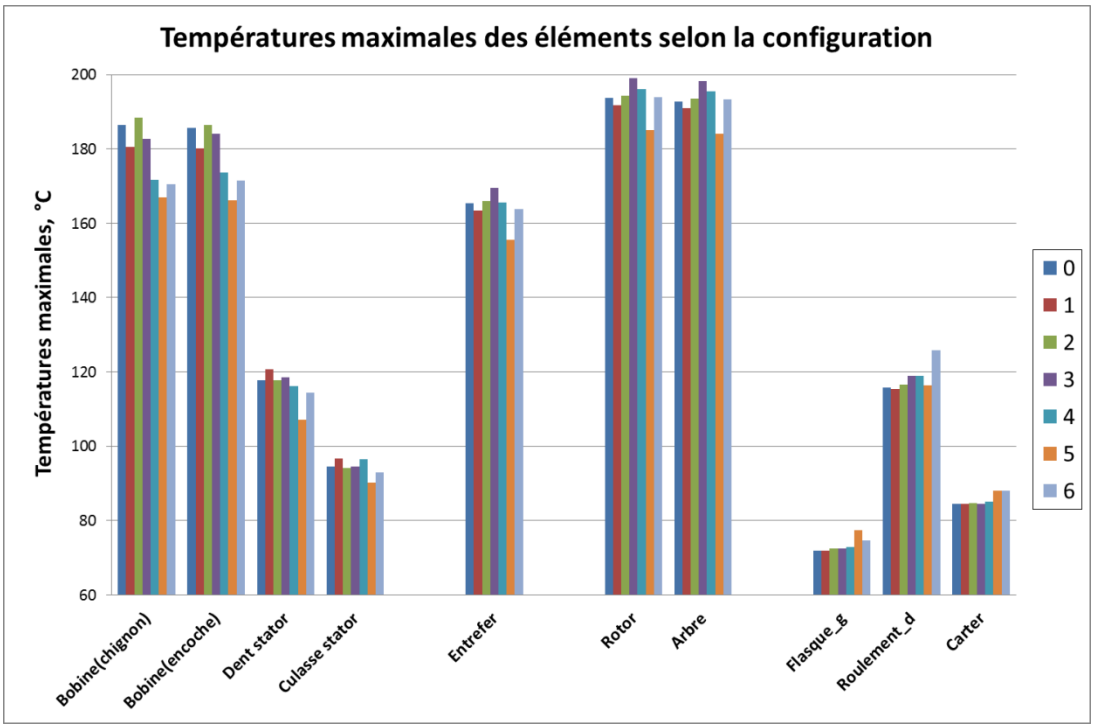


Figure 2-29 : Températures maximales des éléments en fonction des différentes configurations

Nous regardons les températures des conducteurs pour chaque configuration. On constate une influence non négligeable de la mise en place de résine ou de pièces réalisant un pont thermique sur le côté de la machine : jusqu'à -20 °C sur les températures maximales et moyennes avec la configuration 5. Les chemins possibles pour la dissipation de chaleur aux têtes de bobine sont :

1. Bobine vers la dent (exploité dans les configurations 1, 4 et 5)
2. Bobine vers le carter (exploité dans les configurations 2 et 4)
3. Bobine vers le flasque (exploité dans les configurations 3, 4 et 6)

On remarque que malgré le fait que le chemin 2 semble être le plus court, il n'est pas privilégié à cause de la faible surface exposée sur le dessus des têtes de bobine. Par contre, cette surface est plus importante pour les chemins 1 et 3, plus efficaces. A cause de la conductivité de la résine, qui reste relativement faible, les résistances thermiques de conduction limitent l'amélioration. L'action d'optimisation la plus simple est de rapprocher au maximum les bobines de la pièce plus froide : solution à choisir pour le chemin 3 (attention aux contraintes de bus-bar d'un côté).

Par contre, pour le chemin 1, la rigidité de la bobine fait que l'espace ne peut pas être réduit, mais au contraire, avec l'ajout d'une pièce en aluminium, le gain est d'autant plus intéressant que la tête est éloignée. Grâce à la pièce dans la configuration 5, on utilise le chemin 2 mais avec une surface d'échange plus importante.

L'influence de ces ponts thermiques est naturellement la plus forte sur les températures de bobines, mais on observe toutefois quelques phénomènes. En privilégiant la conduction entre l'intérieur des têtes de bobine et le carter (radialement dans la pièce en aluminium), on évite une partie du flux à passer par les tôles stator, ce qui abaisse leur température. Autrement, en utilisant les flasques pour faire transiter les calories vers le carter, les roulements, qui sont refroidis par ceux-ci, peuvent être menacés.

La configuration 5, semble être la plus efficace si les contacts sont maitrisés. La pièce torique décrite dans la configuration 6 semble difficile à mettre en œuvre, et le raccordement électrique nous force à considérer une couche irrégulière, sans doute d'au moins quelques millimètres. Cette solution qui par le calcul est attrayante nous suggère surtout de limiter au maximum l'épaisseur de résine, donc l'espace entre les têtes de bobine/câblages et les flasques.

2.3.3.6 *Conductivité radiale équivalente de la bobine*

La technique pour modéliser la bobine par une conductivité équivalente semble approuvée. Cependant, la répartition géométrique exacte des fils, de l'émail et de la résine n'est pas toujours précisément connue, et il est aussi intéressant de travailler sur la conduction dans les fils, surtout au vu du graphe suivant. On compare les températures maximales des éléments à celles trouvées pour notre cas référence ($\lambda_{eq_bobines_radial} = 1{,}32\ W/mK$).

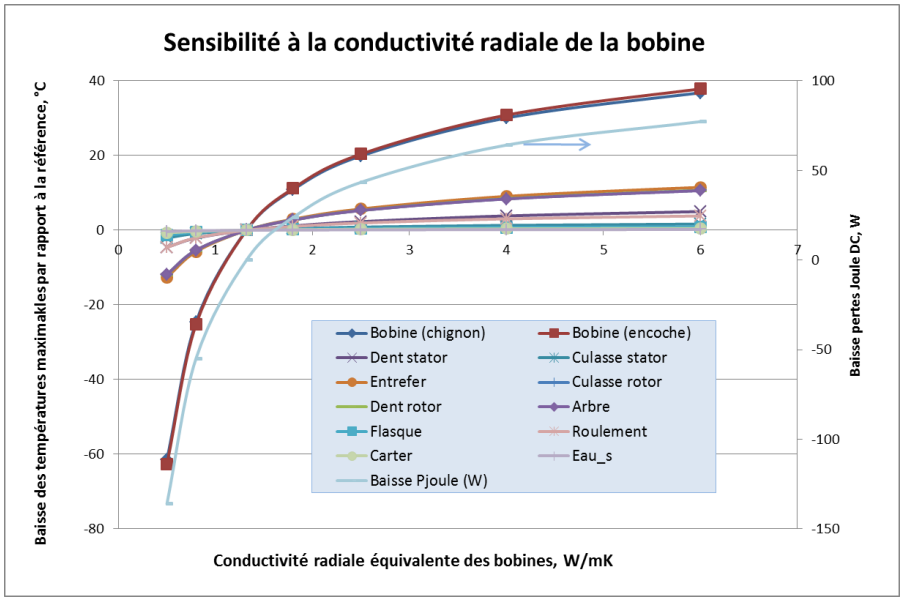


Figure 2-30 : Sensibilité des températures à la conductivité radiale équivalente de bobine.

Les gains en températures maximales sont conséquents, -20 °C sur les bobines en passant de $\lambda_{eq_bobines_radial} = 1{,}32\ W/mK$ à 2,5 ; et 45 W de pertes Joule en moins. Pour obtenir des conductivités équivalentes plus fortes, il faudrait se concentrer sur l'émail, principal frein à la conduction radiale. Pour notre bobinage, on a une épaisseur de 0,14 mm autour de nos méplats, ce qui peut sembler beaucoup pour un fil de section équivalente à un carré de 1,82 mm de côté.

2.3.3.7 *Convection sur le côté de la machine*

On affine la modélisation en rajoutant un nœud d'air sur chaque côté pour prendre en compte la convection de l'air interne hors entrefer. Ce nœud d'air agit en convection sur toutes les surfaces de côté de machine. Sur les parties tournantes, des corrélations pour le cas du disque tournant seul et du cylindre tournant sont considérées pour le côté du rotor et l'arbre, respectivement. Pour le reste (têtes de bobine, extrémités des tôles, intérieur du carter et flasques), nous avons pris comme hypothèse de la convection quasi-naturelle : 10 W/m²K sur les surfaces statiques sauf sur les bobines et les tôles (15 W/m²K) qui profitent d'un flux d'air supposé léger. En effet, on rappelle l'influence très légère de la rotation sans pales selon Staton et al. [34]. On présente l'influence de cette modélisation, dans le cas du carter d'eau.

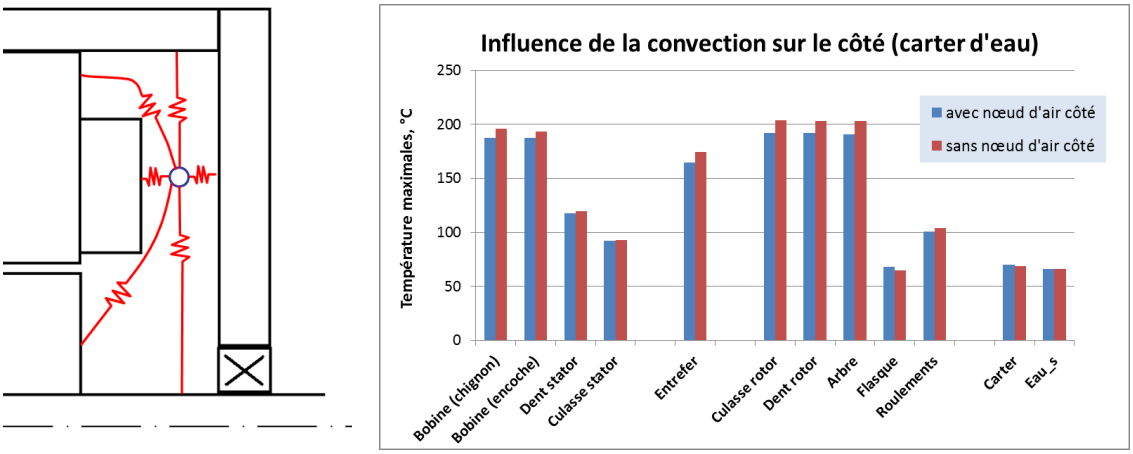


Figure 2-31 : Prise en compte de la convection interne sur les côtés de la machine (schéma à gauche)

Pour le refroidissement à eau, on relève une baisse d'environ 8 °C sur la température maximale des bobines et 15 °C sur le rotor. Les gains restent relativement faibles à cause du non renouvellement de l'air ; la température de cet air est donc élevée. Pour les systèmes à l'huile, nous faisons face à un problème de modélisation car la prise en compte du mélange air/huile est compliquée. Sur les têtes, seule l'huile échange un flux thermique ; l'air convecte sur le reste des surfaces. Le gain en température est donc modéré sur les têtes de bobine, car ce sont déjà des surfaces d'échange, avec l'huile. Nous remarquons surtout la différence sur les températures du rotor (-10 °C environ). Il nous faudrait trouver un moyen de modéliser correctement le mélange air/huile. Les essais de la partie 3 et leur traitement devraient répondre à cette question. Pour l'huile en encoche, c'est la surface extérieure de la bobine qui est plus refroidie ; la baisse des températures est également modérée.

2.3.3.8 Conclusions de cette étude de sensibilité

En ne considérant que la machine, nous avons montré l'importance de la conductivité radiale équivalente. Ce problème peut se traiter pendant la conception des bobines, en trouvant un positionnement des conducteurs le plus optimisé possible, mais aussi en utilisant une résine bien conductrice. Ensuite, dans le cas d'un carter d'eau, l'ajout d'une bonne résine peut être une solution simple mais très efficace : dans les encoches (entre les bobines), mais aussi en pont thermique entre le carter, les flasques et les bobines, en interposant si besoin des pièces en aluminium en complément. L'amélioration thermique sera bien sûr à nuancer avec le coût et le temps de résinage, sans doute augmenté.

Sans brassage par pales, la convection par air sur le côté de cette machine fermée n'améliore que moyennement la thermique, si notre hypothèse de convection naturelle s'avère juste.

Dans un second ordre d'importance, la convection à l'entrefer impacte surtout les températures au rotor, qui n'a pas spécialement besoin d'être refroidi dans notre cas. Pour les roulements, il faudrait voir des modélisations en régime transitoire pour se décider, notamment pour les pertes ; notre hypothèse de résistance totale des roulements semble assez sévère. La conductivité axiale des tôles, qui pouvait sembler être un problème à évaluer, influence très peu la thermique.

Ces conclusions sont cohérentes avec les études de sensibilité sur les machines fermées de Bertin [26] et de Thieblin [22] : forte influence des paramètres jouant sur la conduction dans le stator et faible influence de la convection sur les côtés de machine.

2.4 Comparaison des systèmes de refroidissement

Nous nous intéressons maintenant à nos systèmes de refroidissement à proprement parler, en ayant comme référence le refroidissement à eau par passage dans un serpentin dans le carter. La température de l'eau est fixée à 60 °C. L'hypothèse sur l'huile est plus contraignante car celle-ci peut également être utilisée par le réducteur, qui ajoute des pertes. On prendra ainsi 80 °C pour référence.

2.4.1 Refroidissement par serpentin à eau

2.4.1.1 Observations du champ de température

On observe dans un premier temps le champ de température pour un refroidissement à eau. Le débit de référence est choisi à 400 L/h, ce qui est un débit raisonnable pour une boucle d'eau de véhicule. Pour ce débit (avec un diamètre hydraulique de 11 mm), on obtient un coefficient d'échange de 3 130 W/m²K. La température moyenne des bobines est de 158 °C.

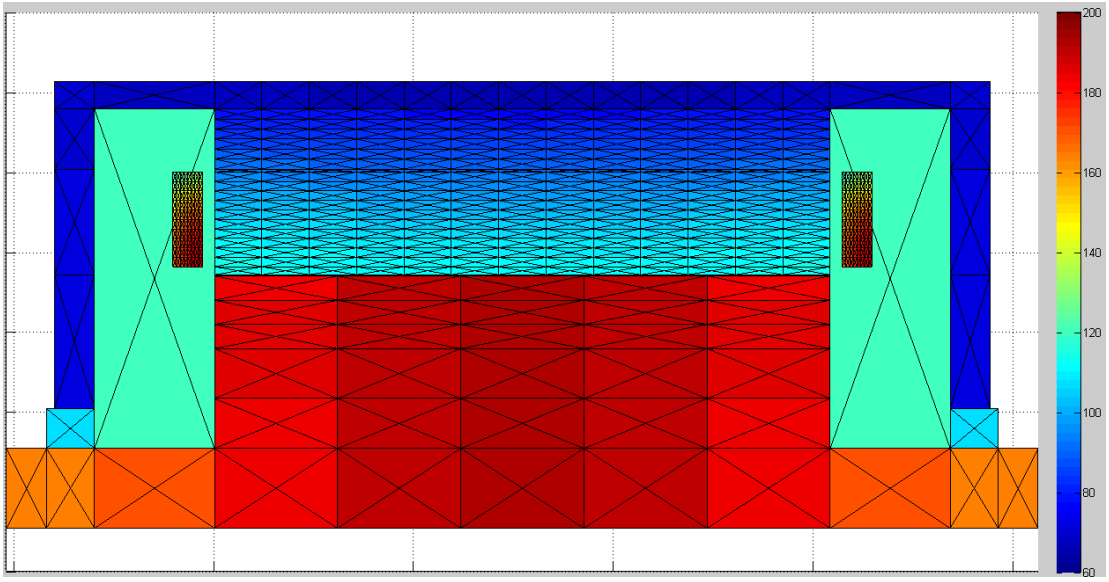


Figure 2-32 : Coupe axiale du champ de température pour le refroidissement par serpentin

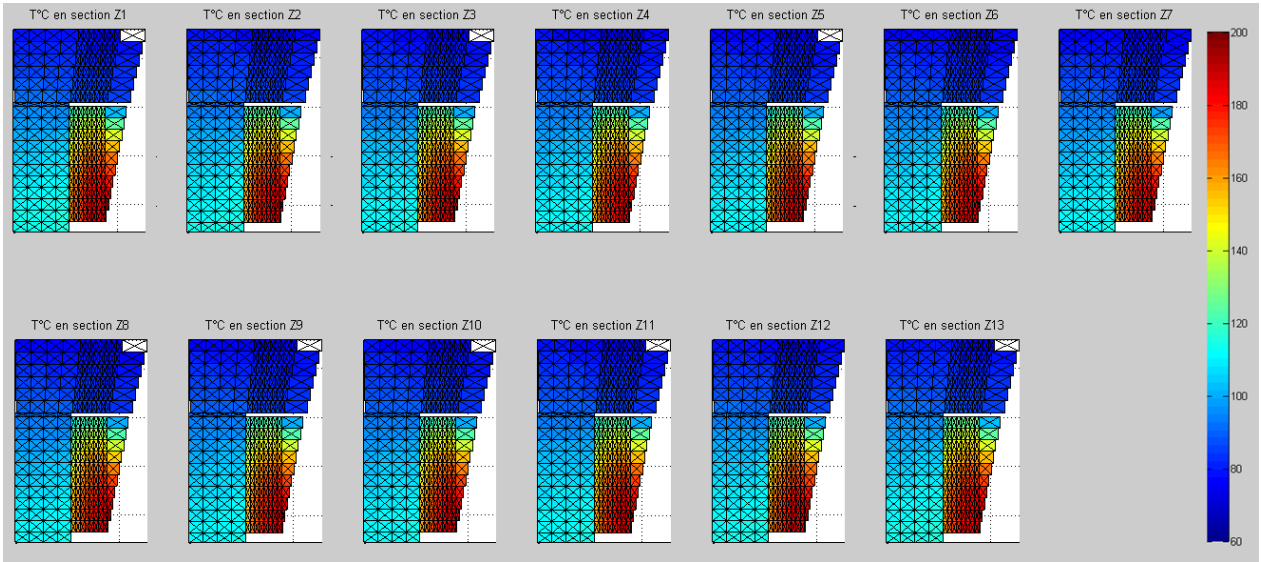


Figure 2-33 : Sections radiales du stator ; températures pour le refroidissement à eau

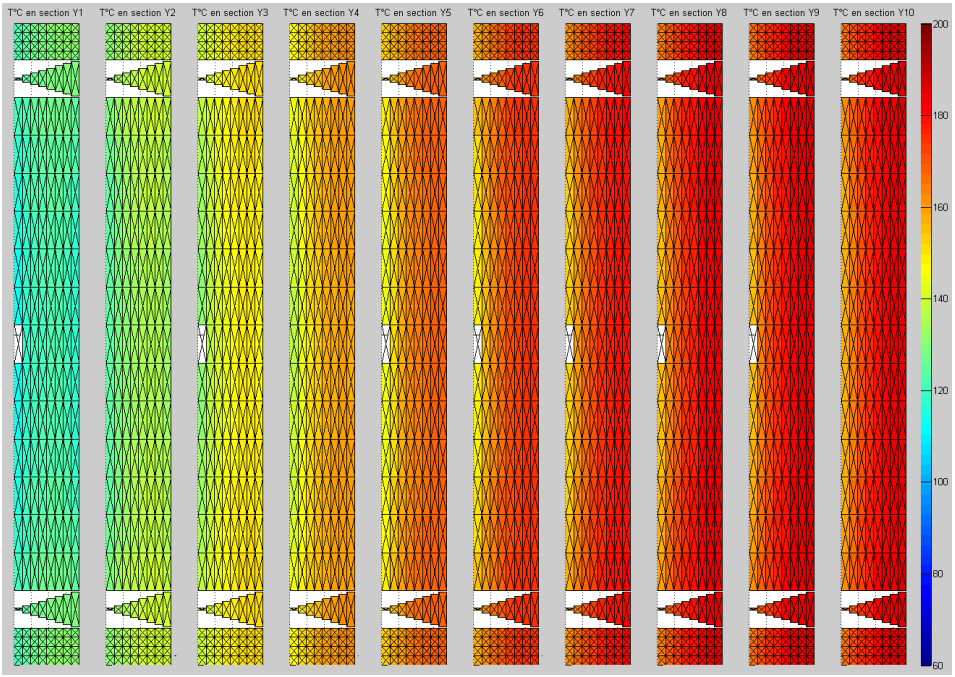


Figure 2-34 : Champ de température par sections de bobines (proche culasse à gauche, proche entrefer à droite)

On observe la bonne convection de l'eau dans le carter. La résistance de contact carter/tôles semble ne pas influencer grandement les températures, et on remarque que malgré des pertes fer assez importantes, les températures dans la culasse stator restent faibles. On rappelle que radialement, la conductivité des tôles est relativement bonne. Cependant, plus on se rapproche du centre, plus les surfaces de conduction sont réduites. Les dents sont donc sensiblement plus chaudes que la culasse. Ceci est également dû au fait que la plus grande surface d'échange des bobines soient les dents.

Regardons maintenant les bobines de plus près. On trouve un « saut » de température entre celle-ci et le fer, que ce soit la culasse ou la dent. Il s'agit de la résistance double créée par le carton isolant et la résistance de contact due à sa rigidité. La surface extérieure de la bobine (milieu d'encoche) fait face à une autre bobine. Il n'y a donc aucune possibilité de dissipation thermique par ce côté, si ce n'est la résine. Sa conductivité reste faible, tout comme les transferts radiaux. Il se crée ainsi un point chaud dans les bobines, au milieu de l'encoche, proche de l'entrefer. Malheureusement, la bobine subit un effet d'augmentation des pertes Joule quand le cuivre est plus chaud, ce qui contribue encore plus à la formation de ce point chaud. Ceci peut aussi être aggravé par le fait qu'en réalité, il puisse y avoir plus de pertes proche de l'entrefer (pertes fuites). Par contre, la géométrie n'est pas fidèlement représentée par notre modèle, (encoche plus remplie de conducteurs au fond d'encoche en réalité, voir Figure 2-11), ce qui vient contrebalancer cet effet.

A cause de la faible conductivité radiale de la bobine, les gradients dans les deux directions radiales au sein de la bobine sont très forts. On relève des écarts de plus de 50 °C dans la même section, alors que la hauteur de bobine est seulement de 25 mm. Ceci est aussi la conséquence d'une perte volumique très élevée. On obtient un échauffement de 125 °C par rapport à la source froide.

Axialement, par contre, on a très peu de variation de température. On observe bien ceci par la Figure 2-34. On ne relève pas plus d'un degré d'écart pour la température maximale entre les

chignons et le milieu d'encoche et 3 °C de différence pour la température moyenne. Les têtes de bobine sont relativement petites donc même si la dissipation y est faible, l'échauffement est limité.

Si l'on prête notre attention au rotor, celui-ci connait trois chemins de dissipation possibles. Les deux premières sont la convection d'air sur les côtés (surface faible et faible conductivité axiale des tôles) et la conduction par l'arbre (via les roulements très peu conducteurs). Elles sont limitées. Autrement, le flux passe via l'entrefer. Le coefficient et la surface d'échange en convection sont relativement élevées, mais les surfaces au stator sont chaudes (dents et bas de bobine). Le rotor entier est donc, malgré des pertes fer faibles, susceptible de monter à de très hautes températures. On relativise ceci par le fait que la montée en température sera assez lente comme les pertes sont faibles, et que ce rotor ne craint pas spécialement la chaleur (tôles seules).

2.4.1.2 Sensibilité au débit dans la conduite

On regarde de plus près l'amélioration que pourrait apporter l'augmentation du débit, en le faisant varier de 100 à 1 500 L/h (ce qui donne des coefficients de convection en conduite spiralée entre 1 300 à 12 600 W/m²K).

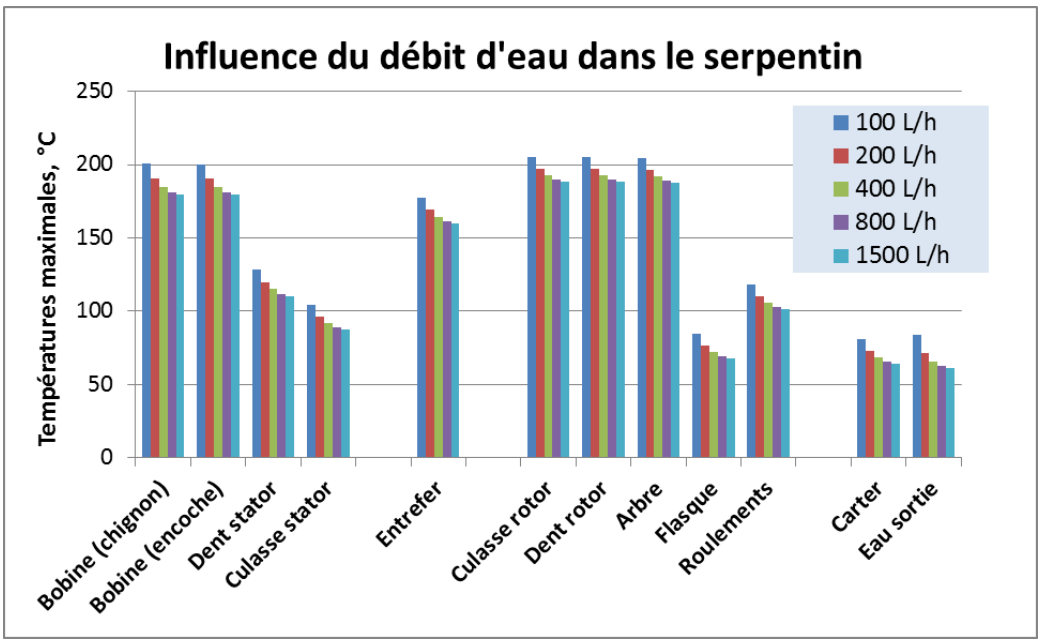


Figure 2-35 : Influence du débit d'eau dans le carter d'eau

On remarque que le débit est assez influent pour des débits faibles. En effet, l'eau, en plus de s'échauffer plus vite, admet un coefficient d'échange moins important (h croissant même en laminaire). Cependant, au débit choisi (400 L/h), cette influence est moins importante. A 1 500 L/h, la température maximale des bobines n'a baissé que de 5 °C par rapport au débit choisi. D'ailleurs, cette baisse semble directement liée à la température de l'eau (légèrement échauffée le long du canal) plus qu'à la qualité de convection. On confirme donc l'idée de saturation pour le refroidissement à eau, à cause de la prépondérance des résistances de conduction par rapport à la résistance de convection entre l'eau et le carter. On remarque aussi que la baisse des températures est généralisée ; elle semble conditionnée par la température du carter pour tous les éléments.

2.4.2 Canal d'huile dans les encoches

2.4.2.1 Observations du champ de température

On se base sur les modélisations 3D des écoulements et des essais réalisés pour le projet NEPTUNE (Yu et Milauvre [79]) pour estimer la valeur des coefficients de convection dans le canal créé dans les encoches, au plus proche des bobines. La partie numérique de l'étude fait état d'un coefficient de convection moyen variant entre 400 et 1 000 W/m²K, et jusqu'à 1 100 en optimisé avec des perturbateurs. Pour l'étude expérimentale, on obtient des coefficients d'échange environ 50 % plus importants, mais l'identification du coefficient était plus compliquée à cause des moyens de mesure. Les débits considérés sont forts : entre 700 et 2 100 L/h. On prendra comme référence pour ce refroidissement un débit de 700 L/h, qui engendre un coefficient moyen de 600 W/m²K avec perturbateurs. Voici le champ de température modélisé pour ces conditions. On note que l'échelle de température est cette fois rehaussée à 220 °C, à cause des températures de rotor. Dans cette modélisation, on rappelle l'hypothèse pessimiste de la non-augmentation des coefficients d'échange convectifs à l'entrefer et sur le côté de la machine. Néanmoins, comme le carter n'est pas très bien refroidi, les flux par convection d'air sur les côtés sont faibles. La température moyenne des bobines est de 143 °C, soit 15 °C de moins qu'avec le carter d'eau.

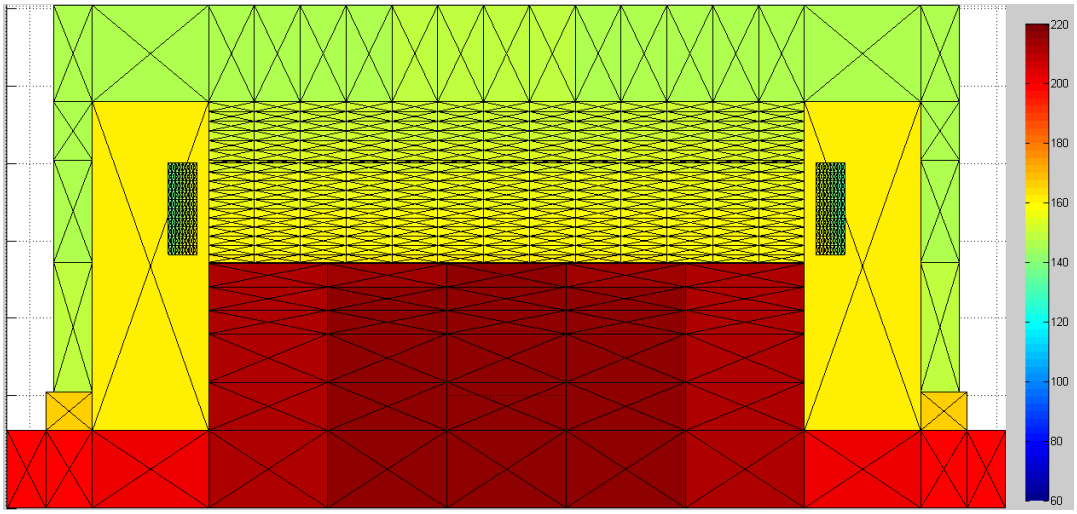


Figure 2-36 : Champ de température dans le plan axial pour le refroidissement à huile dans les encoches

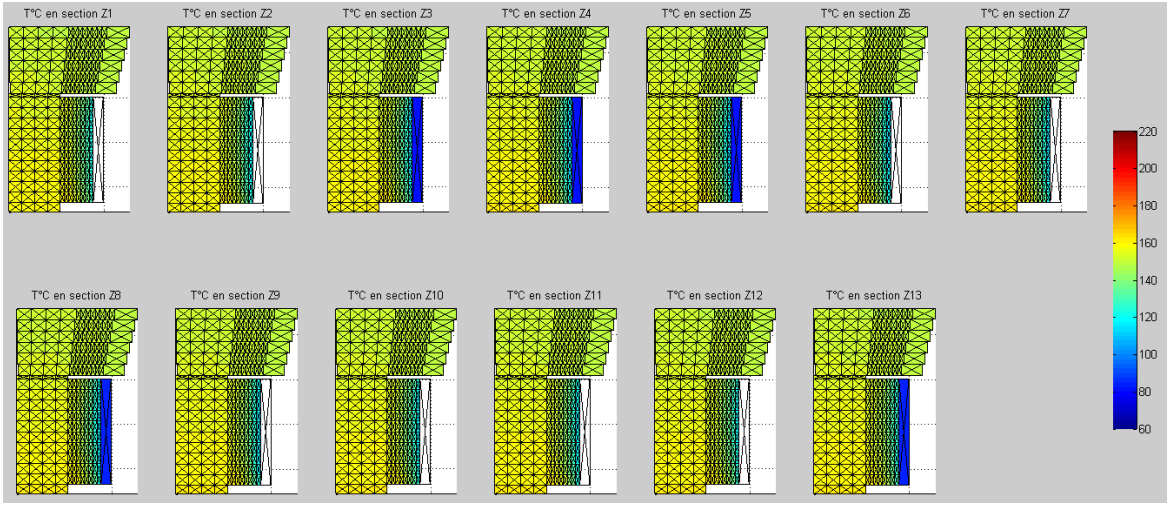


Figure 2-37 : Sections radiales du stator ; températures pour le refroidissement à huile dans les encoches

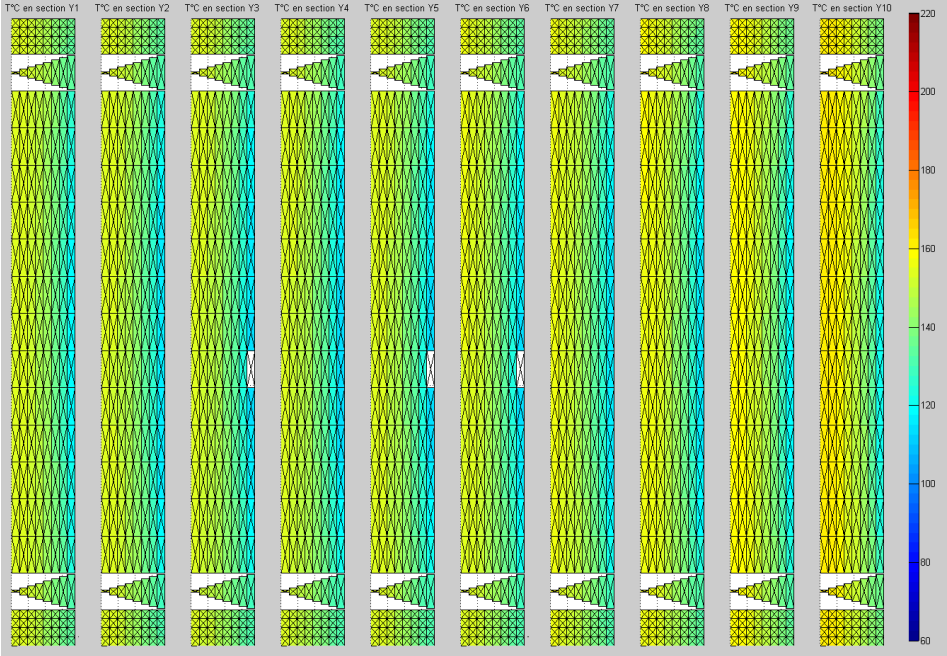


Figure 2-38 : Champ de température par sections de bobines, refroidissement à huile dans les encoches

Dans cette configuration, le chemin thermique reste proche de celui observé avec le refroidissement à l'eau mais les flux thermiques transitent dans les deux sens, dirigés par les deux sources froides : l'air et l'huile. En effet, la chaleur est toujours drainée par le carter, mais dans des proportions moindres. La source froide considérée, l'air, même plus froid (supposé à 40 °C), échange bien moins que l'eau (coefficient d'échange 100 fois plus faible). Pour environ 90 °C d'écart entre le carter et l'air, à peine plus de 500 W sont échangés.

La majorité des transferts se fait donc par l'huile. La température de paroi des bobines reste malgré tout sensiblement plus chaude que l'huile (de minimum 35 °C). Cela est dû au coefficient d'échange relativement faible et aux pertes très fortes. Le gradient dans la hauteur de bobine (en Y) est cette fois très limité. Le gradient dans la largeur de la bobine est, lui, très fort malgré la faible largeur (maximum 40 °C d'écart pour 8 mm de largeur). Les échanges à l'huile ne se faisant pas sur les têtes de bobine, on remarque un gradient axial, mais légèrement marqué (5 °C), et qui est surtout dû à l'échauffement de l'huile dans le canal. L'augmentation de température de l'huile à la sortie reste faible (4,5 °C) vu notre débit de 700 L /h assez important.

Les pertes fer sont assez bien dissipées, via la culasse (petite surface d'échange avec l'huile mais résistance importante de l'isolant d'encoche) et via les bobines elles-mêmes. Grâce à un refroidissement assez homogène, la température des bobines, même au plus loin de l'huile, reste raisonnable. Ainsi, les pertes fer dans les dents sont dissipées par ce biais et la température des dents ne dépasse pas 160 °C.

2.4.2.2 Sensibilité au coefficient d'échange dans le canal

Pour regarder l'influence de l'amélioration des échanges (par les perturbateurs, notamment), nous faisons des calculs en faisant varier le coefficient. Nous faisons l'hypothèse d'une variation de coefficient d'échange à iso-débit. Cette hypothèse d'iso-débit n'influe que peu sur les températures au regard de l'échauffement faible de l'huile. En faisant la modélisation du système dans la plage des coefficients de convection identifiés, on donne les températures maximales des éléments, avec la référence du refroidissement à eau dans le carter.

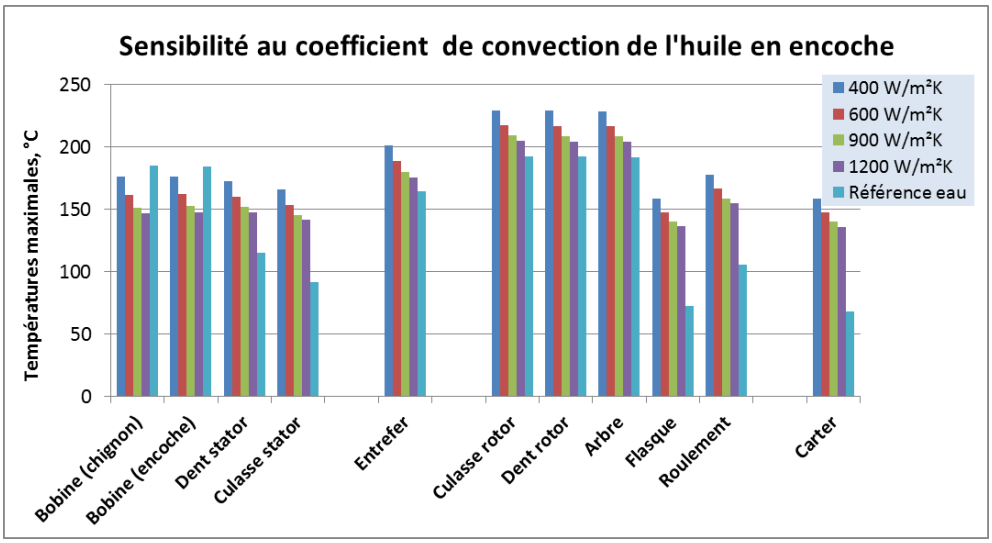


Figure 2-39 : Comparaison entre refroidissement à eau et à l'huile en encoche, pour une convection variable

La gamme de variation des coefficients n'est pas très étendue, mais comme l'échange est direct, les températures sont impactées assez significativement. De plus, même pour les coefficients plus forts, la baisse des températures reste non négligeable ; il n'y a pas de phénomène de saturation. On retrouve la baisse des températures généralisée à tous les éléments, ce qui rappelle que le flux dissipé autrement que par l'huile (air sur l'extérieur) varie peu.

2.4.3 Projection d'huile sur têtes de bobine

2.4.3.1 Observations du champ de température

Modélisons maintenant la convection d'huile sur les têtes de bobine. Les études sur lesquelles on s'appuie pour paramétrer le modèle de projection d'huile sur chignons sont assez diverses selon le mode de projection. Dans la première partie bibliographique, la gamme du coefficient d'échange annoncée est large. Dans un premier temps, nous allons faire l'hypothèse de multi-jets, réalisables assez simplement. Les multi-jets d'huile sur une plaque testés par Rouaud [100] ont généré des coefficients entre 2 000 et 10 000 W/m²K. Cependant, la surface impactée est de 6 000 mm² et le débit assez important. Rapporté à la surface totale des têtes de bobine (environ 50 000 mm²), il faudrait un débit important (1 500 L/h) pour obtenir un flux surfacique d'huile équivalent au plus petit débit testé.

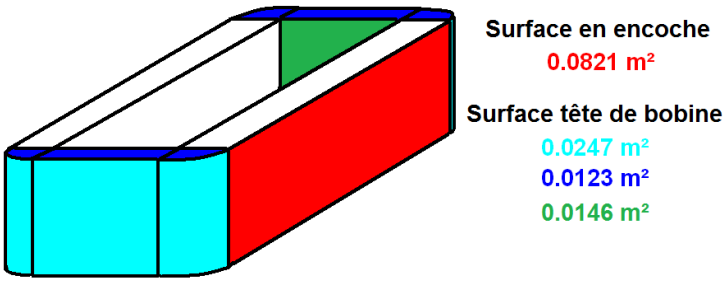


Figure 2-40 : Surfaces d'échange en contact avec l'huile : bleu pour les têtes, rouge pour l'encoche

La non-planéité de la surface extérieure des bobines amène aussi une grosse incertitude. Avec ces rugosités, la surface réelle est augmentée, mais l'écoulement risque d'être bloqué dans la direction transverse des brins de la bobine. De plus, l'accès à toutes les surfaces n'est pas évident et les projections doivent être mises en œuvre sur des surfaces à orientations variées (3 ou 4

plans par tête de bobine, 2 têtes par bobine, 12 bobines). Chaque petite surface des têtes de bobine mesure quelques centimètres carrés (4 à 12 cm²). Pour un cas d'application (voir partie en annexe), avec un jet d'huile de diamètre $d = 1\ mm$, on obtient un coefficient d'échange moyen sur un disque de diamètre 20 mm (surface de 3,14 cm²) d'environ 1 000 W/m²K (valeur qui diffère légèrement entre la loi (19) et la modélisation). En première approche, nous utiliserons cette valeur pour la convection sur les têtes de bobine. On rappelle que l'air interne n'est pas couplé à l'huile dans ces modélisations et seules les têtes de bobine sont impactées par l'huile ; la convection sur les autres surfaces joue donc un rôle mineur.

Dans un premier temps, nous considérons comme surfaces impactées celles qui sont directement accessibles par le côté de la machine, à savoir la surface ressortant de l'empilement de tôles, sans le côté intérieur, faisant face au bout de la dent (en vert sur la Figure 2-40). La température est plus élevée que dans les deux cas précédent, jusqu'à 230 °C pour le rotor. La température moyenne des bobines est elle aussi plus importante, 181 °C, c'est-à-dire 23 °C de plus qu'avec le carter d'eau.

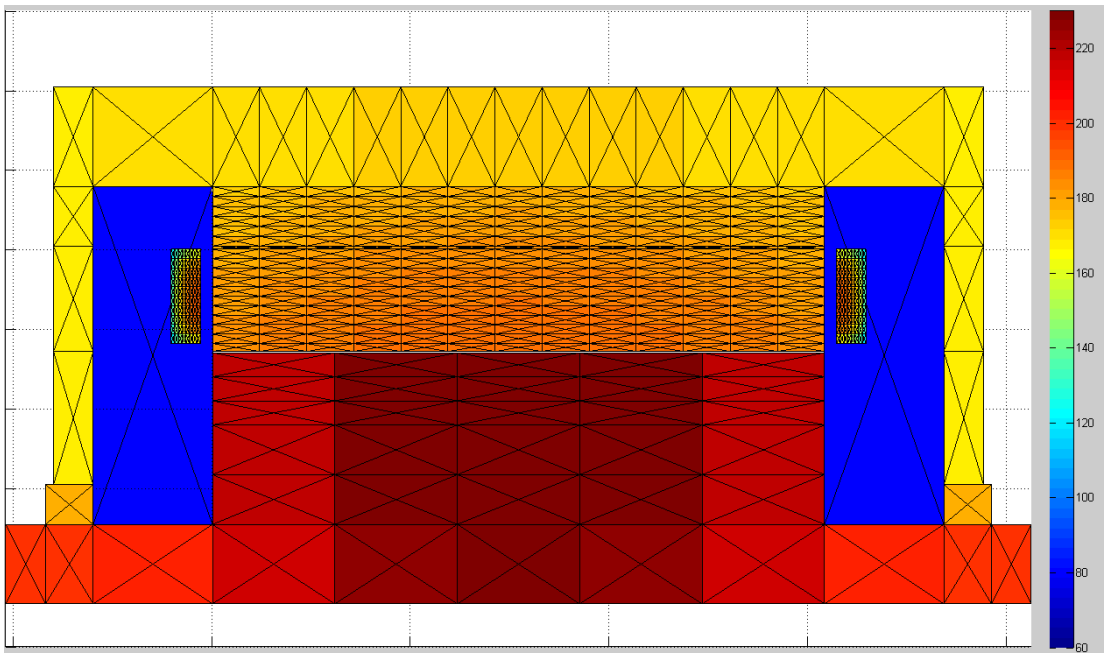


Figure 2-41 : Champ de température dans le plan axial pour le refroidissement à huile sur les têtes de bobine

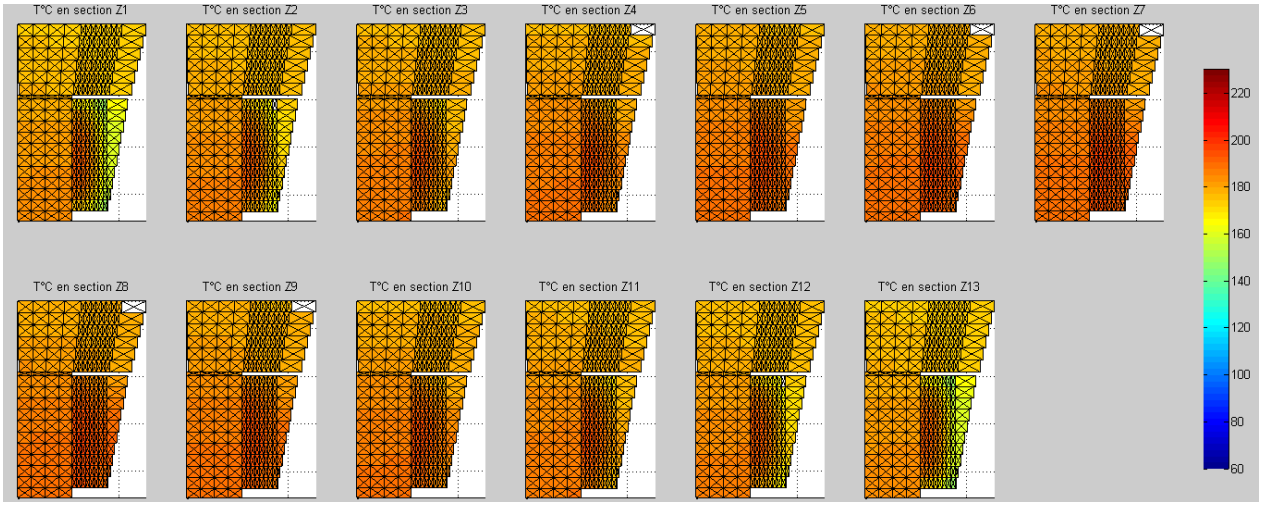


Figure 2-42 : Sections radiales du stator ; températures pour le refroidissement à huile sur les têtes

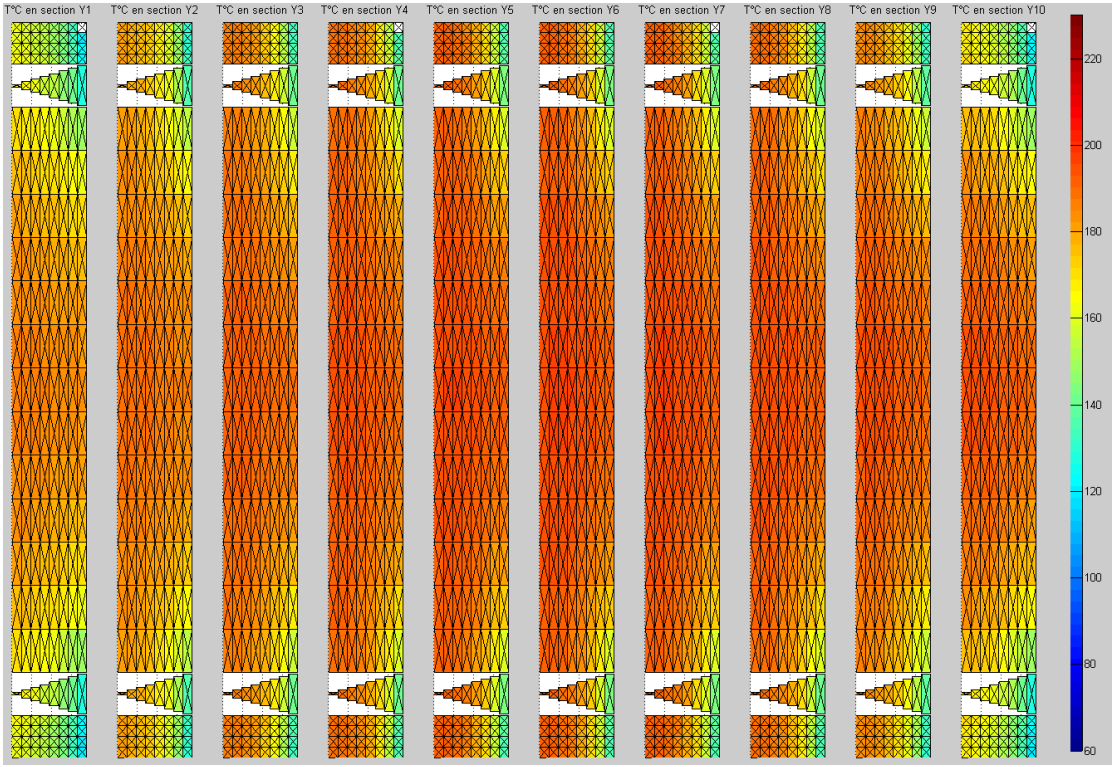


Figure 2-43 : Champ de température par sections de bobines, refroidissement à huile dans les encoches

Dans cette configuration, les températures sont globalement plus élevées, à l'instar de la partie extérieure (carter à 170 °C), et la dissipation par l'air est un peu plus importante (680 W). Les températures sont plus hautes ici car le refroidissement est moins bon globalement. Malgré la très bonne conductivité axiale des bobines, le cœur de la machine est plus chaud. Cette disparité de température entre têtes de bobine et cœur d'encoche est surtout bien rendue sur la dernière figure. En moyenne, la section du bout de dent est 25 °C plus froide que la section du milieu. Par contre, on retrouve en bout de dent et au milieu d'encoche des niveaux de température maximale presque équivalents (+5 °C au centre). Il s'agit de la partie la plus proche des dents. En effet, si on essaye de représenter la température sur une section entière de bobine (dédoublement d'une section de la Figure 2-43 par symétrie), on comprend mieux le phénomène.

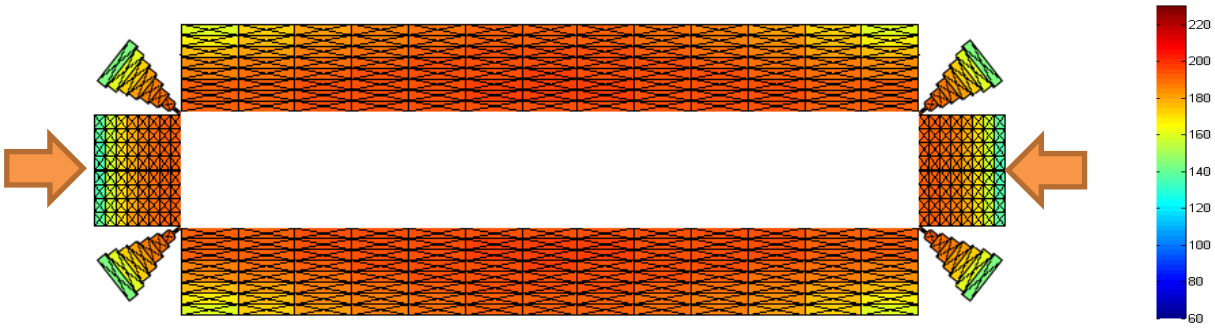


Figure 2-44 : Champ de température sur la section de bobine Y6 (milieu de la hauteur)

On observe que les températures des parties de bobine proches de la dent sont bien plus importantes. Deux causes sont à l'origine de cet échauffement. D'une part, les pertes fer doivent toujours être dissipées via les bobines car le refroidissement par le carter est limité. D'autre part, les zones d'impact de l'huile sont celles facilement accessibles, sur la surface extérieure des têtes

de bobine. Nous remarquons bien au niveau de ces bords que la zone froide est peu étendue ; la chaleur est peu drainée.

Dans le reste du domaine, les effets sont similaires aux modélisations montrées auparavant, les températures étant un peu plus élevées.

2.4.3.2 *Sensibilité au coefficient d'échange sur les têtes*

Pour représenter l'incertitude sur la qualité des échanges et son impact sur les températures, on fait un calcul de sensibilité. En élargissant le champ des moyens de projection, on peut considérer des coefficients de convection très diverses. On peut notamment obtenir des coefficients très grands (jets ou sprays), mais il semble compliqué d'assurer des échanges globaux élevés, en particulier pour un cas en simple-phase à l'huile. Prenons des niveaux d'échanges autour de notre cas référence, entre 200 et 5 000 W/m²K.

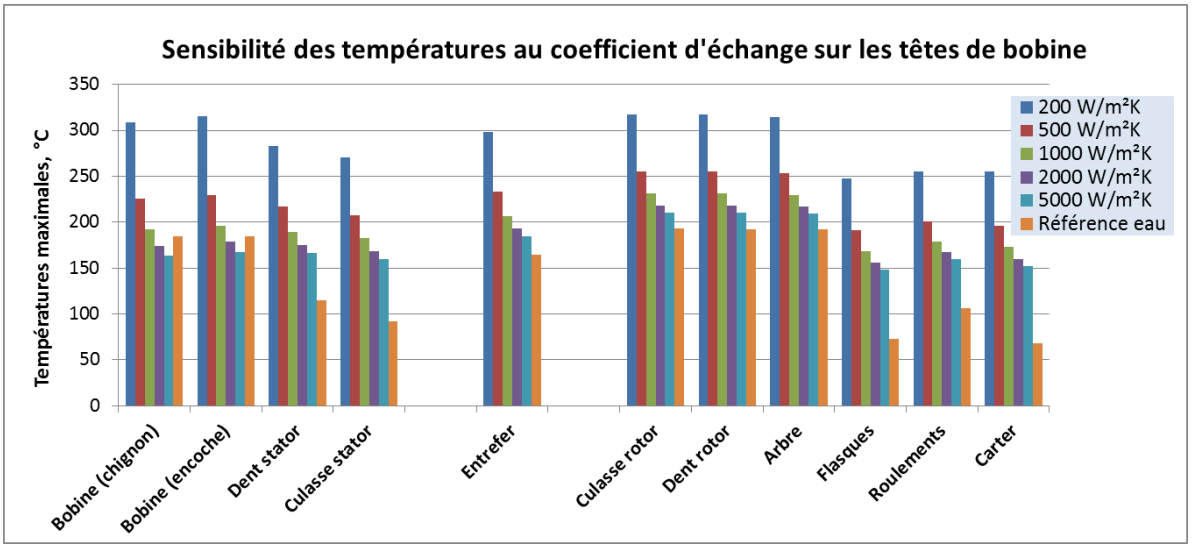


Figure 2-45 : Comparaison entre refroidissement à eau et à l'huile sur chignons, pour une convection variable

Ici, la gamme de coefficients est un peu plus étendue que pour l'huile en encoche. On a une sensibilité beaucoup plus importante, notamment pour les plus faibles niveaux d'échange, qui ne sont pas du tout viables. Dans cette configuration, le refroidissement commence à présenter un intérêt seulement à partir d'environ 1 000 W/m²K. Ensuite, en augmentant encore la qualité de l'échange, la baisse des températures est encore possible. La température des bobines peut être abaissée par rapport au refroidissement à eau. Cependant, même pour de très bons échanges, la température ne baisse pas autant que pour le système de canal dans l'encoche. On fait face à une sorte de limitation pour ce refroidissement, même si les moyens sont mis en œuvre pour améliorer les échanges.

2.4.3.3 *Amélioration architecturale des têtes de bobine*

Revenons sur l'observation du champ de température dans la bobine. Il serait pertinent de pouvoir accéder à cette première couche de conducteurs enroulés sur la dent. D'une part, il s'agit de la partie de bobine la plus chaude, et d'autre part, c'est celle en contact quasi direct avec la dent, lieu de pertes fer. De plus, dans la configuration considérée, on n'utilise que très peu le fait que la conductivité axiale des bobines soit importante. Ces constatations nous ont conduit à penser à écarter les brins de la dent, pour laisser un passage de fluide possible sur la surface

intérieure de la tête de bobine. On remarque aussi que cet espace est en fait naturellement présent dans les machines, car la bobine est un ensemble rigide et un jeu résiduel de quelques millimètres (3 mm pour notre machine) est constaté après l'insertion sur les dents.

La bonne performance de l'huile en encoche est aussi due à la surface de bobine en contact avec l'huile plus importante. On voit sur la Figure 2-40 (page 102) les surfaces d'échanges de toute la machine, on remarque que la surface qui se rapporte à l'huile en encoche est plus de deux fois supérieure à la surface des jets sur chignons. On comprend l'intérêt de l'écartement des fils pour la projection sur chignons.

Nous modélisons maintenant cette modification architecturale. Les conditions sont toujours les mêmes pour la température d'huile et pour la convection sur la plus grande partie de la tête de bobine (1 000 W/m²K) mais on augmente la surface d'échange. Le passage d'huile est considéré sur la surface supplémentaire en vert sur le schéma (Figure 2-40) : entre le bout de dent et la bobine. Le passage étant à priori plus étroit et plus difficile d'accès, nous avons choisi un coefficient inférieur (500 W/m²K) sur ces surfaces : bout de dent et surface de bobine en face. La température moyenne des conducteurs est de 152 °C. Les températures sont visualisées ci-dessous.

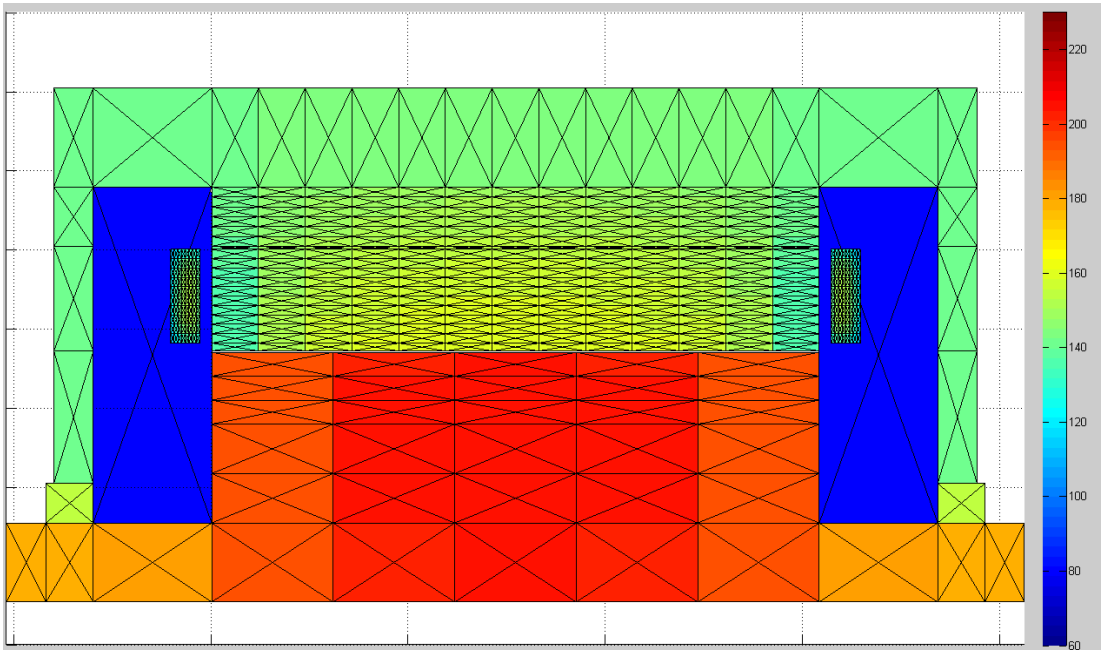


Figure 2-46 : Coupe axiale de la température, projection d'huile sur têtes de bobine écartées

On note un niveau de température significativement inférieur alors que l'augmentation de la surface impactée par l'huile n'est pas énorme. La température des bobines est diminuée de près de 30 °C en moyenne, pour un peu plus de 25 °C pour le reste des éléments. On observe sur la Figure 2-47 la même section qu'auparavant, et toujours pour la même échelle [60 °C ; 230 °C]. Les températures sont également plus homogènes (faibles gradients) dans la bobine sur une même section radiale. Par contre, la différence de température entre la section refroidie et la section au cœur reste importante (23 °C). Les sections face à la dent sont doublement refroidies donc cette valeur, proche du cas sans canal entre le bout de dent et la tête de bobine, n'est pas surprenante. Le système utilise bien la bonne conductivité axiale de la bobine en son centre (proche de la dent) pour drainer les calories vers l'huile.

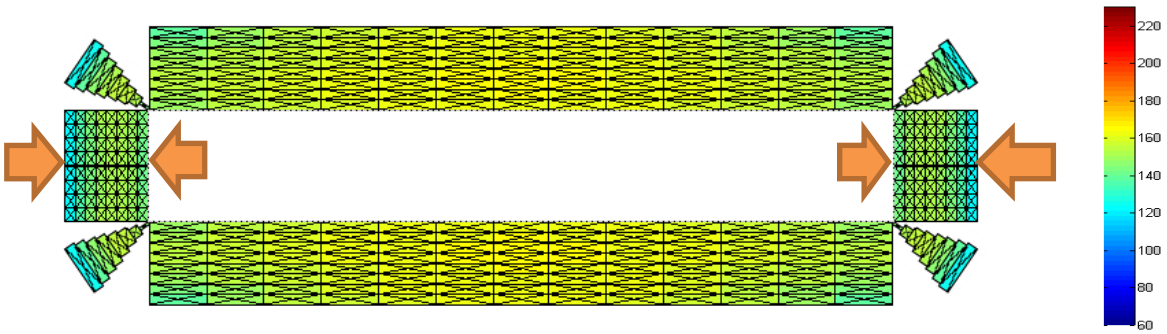


Figure 2-47 : Champ de température sur la section de bobine Y6 (milieu de la hauteur)

Le rajout de cette surface d'échange diminue de 90 W les pertes Joule DC. Par contre, si on ajoute un jeu sur la bobine, on augmente la longueur des fils et par conséquent les pertes par résistivité du cuivre sont augmentées. Pour 2 mm de chaque côté, on augmente la longueur de bobine et les pertes de 2,1 %, ce qui correspond à un surplus de 29 W. Au niveau des autres pertes électromagnétiques, l'impact n'est pas connu.

La stratégie de « recouper » les points chauds semble très intéressante. En modélisant un deuxième canal d'huile dans les têtes de bobine au milieu de la largeur, on abaisse encore de 17 °C la température moyenne des bobines et d'un peu plus de 10 °C sur le reste. Cependant, la mise en forme de la bobine devient complexe. On peut tout de même garder à l'esprit que l'augmentation de la surface d'échange est significativement bénéfique, d'autant plus si les conducteurs refroidis sont thermiquement proches (grâce à la forte conductivité axiale) des endroits où sont générées les pertes fer.

2.4.4 Comparaison des systèmes de refroidissement

Nous comparons les systèmes de refroidissement explicités précédemment, dans les conditions de référence. Nous prenons respectivement 1 000 et 600 W/m²K comme coefficients de convection sur les chignons et dans le canal d'encoche. Pour le refroidissement à huile sur tête écartée, le coefficient sur le derrière de la tête est de 500 W/m²K. On rappelle que ce sont des valeurs éprouvées pour les deux premières solutions, plus hypothétiques pour la projection d'huile sur les têtes de bobine.

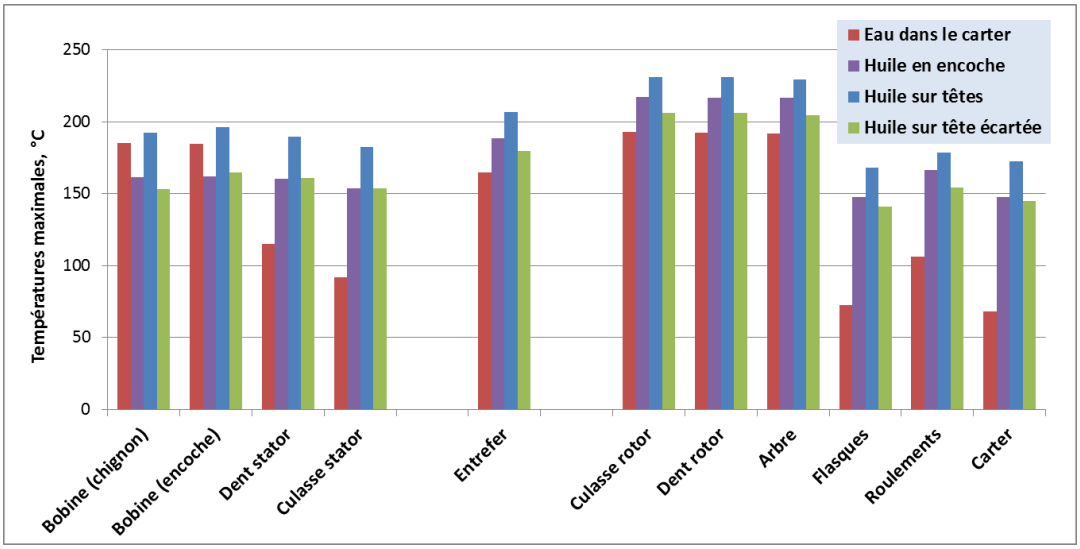


Figure 2-48 : Comparaison des températures maximales des éléments selon les refroidissements considérés

Avec ce graphique, on peut affirmer que l'intérêt des refroidissements à huile réside clairement dans la baisse des températures maximales aux bobines. On note que cette baisse est plus modérée sur la température moyenne des bobines. C'est d'ailleurs la vocation première de l'utilisation de l'huile. Au niveau du stator et des pièces externes (carter, flasques), on voit qu'avec le serpentin à eau, les éléments sont bien refroidis, ce qui n'est pas le cas pour les autres systèmes. Pour le rotor par contre, les refroidissements sont équivalents. On modère ceci par le fait que dans ces modélisations, la surface impactée par l'huile est réduite aux bobines. Cela risque d'être différent dans un système réel. Dans un tel mode de fonctionnement, il semble indispensable d'utiliser le jeu entre la tête de bobine et le bout de dent. Les circulations d'huile dans les encoches ou sur les têtes de bobine écartées semblent quasi-équivalentes.

On représente ici les puissances globales algébriques du moteur pour les quatre hypothèses de refroidissement. Les puissances sont positives pour de l'apport à la machine, négative si elles sont soustraites. On rappelle que la valeur des pertes dépend de la température moyenne des bobines ; c'est pourquoi on retrouve quelques variations. *P_air_ambiant* et *P_eau/huile* correspondent aux puissances dissipées respectivement par l'air ambiant et par le liquide de refroidissement. Cette dernière est propre à chaque système de refroidissement : puissance dissipée par l'eau du serpentin, par l'huile sur les seuls chignons, ou par l'huile circulant dans les encoches. On considère que le carter est complètement refroidi par l'eau le cas échéant. En réalité, une partie de la puissance dissipée dans l'eau est à son tour dissipée dans l'air, mais cette puissance est résiduelle, car la température est proche entre le carter et l'air ambiant extérieur. L'influence de l'air sur les températures est dans ce cas tout à fait négligeable.

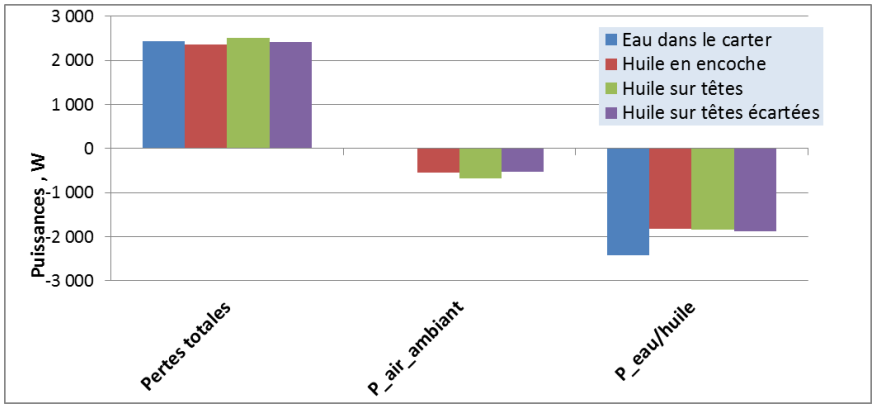


Figure 2-49 : Bilan des puissances pour les différents systèmes de refroidissement

P_air_ambiant correspond aux dissipations par l'extérieur du carter, l'excédent non refroidi par l'huile. Cette puissance reste faible pour des échauffements de l'extérieur de la machine élevés. Mises en rapport avec les pertes dans le cuivre, les pertes dans le fer sont moins importantes mais surtout beaucoup moins concentrées. Il serait intéressant, outre la bonne efficacité de l'huile sur les bobines, de privilégier au maximum la dissipation de ces pertes par une autre source froide. Ceci garantirait des échauffements moins importants dans le reste de la machine.

2.4.5 Prise en compte de l'environnement proche du moteur

La thermique du moteur électrique ne peut malheureusement pas se réduire aux seuls éléments le composant. Nous étudions l'impact de l'environnement, principalement par la modélisation du réducteur. La comparaison des systèmes de refroidissement est ainsi plus pertinente.

2.4.5.1 *Hypothèse simplifiée pour un fonctionnement généralisé*

Nous simulons maintenant l'environnement, notamment le couplage thermique avec le réducteur. L'étude se place toujours en régime permanent, avec les modifications suivantes :

- Différentes parties de l'élément d'agrément entre le moteur et le réducteur sont ajoutées
- Le réducteur est supposé à une température constante de 80 °C

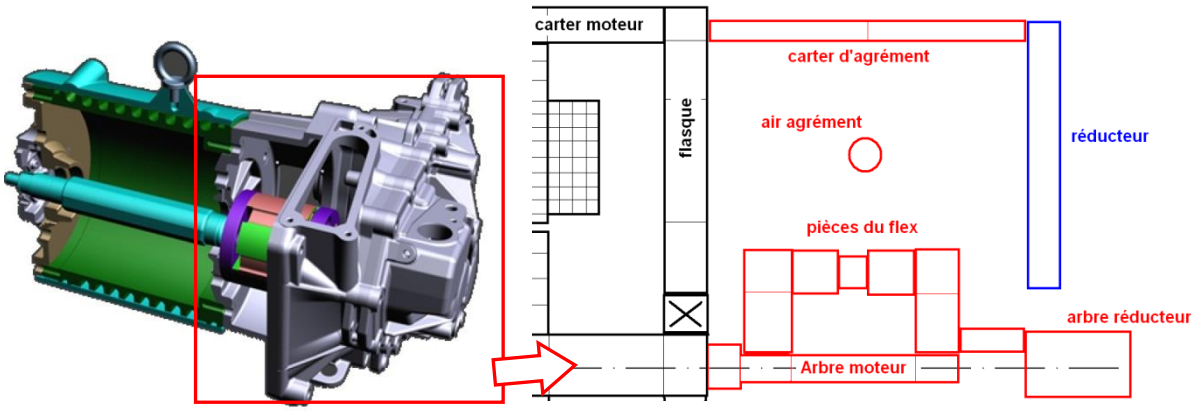


Figure 2-50 : Modélisation nodale de l'environnement : moteur (noir), parties d'agrément (rouge) et réducteur (bleu)

Entre le moteur et le réducteur est placé une pièce anti-ondulation de couple (appelée aussi *flex*). L'arbre du moteur est légèrement désolidarisé de la partie dépassant dans le réducteur. Ceci est réalisé grâce à des pièces en caoutchouc qui diminuent fortement les échanges moteur réducteur. Autrement, un carter en aluminium assez fin relie les deux carters (du moteur et du réducteur). La convection interne d'air dans cette chambre est également modélisée mais n'apporte pas beaucoup de modification dans la répartition des températures. Pour le réducteur, la boucle d'huile risque d'inclure le bain d'huile au réducteur. Nous avons donc fait d'abord l'hypothèse d'une température du réducteur (carter et bout d'arbre) à 80 °C, comme l'huile de refroidissement du moteur. Le couplage thermique entre moteur et réducteur se décompose en trois chemins de transfert thermique : la conduction sur le bout d'arbre, la convection dans la chambre d'agrément et la conduction dans le carter d'agrément.

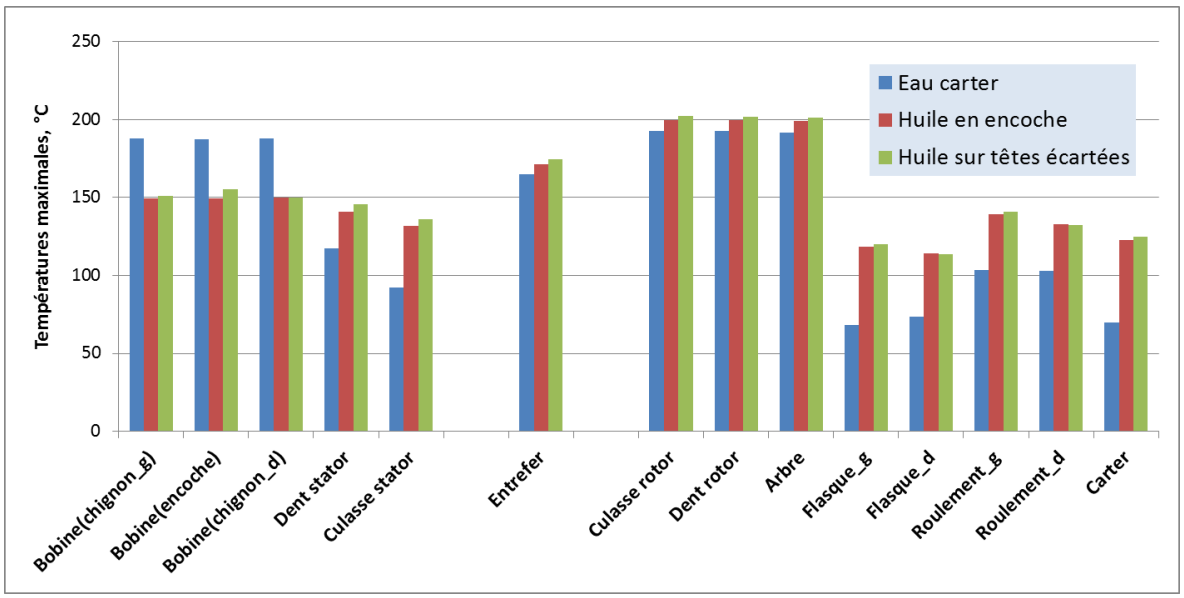


Figure 2-51 : Températures maximales pour la modélisation avec prise en compte de l'environnement, pour les trois technologies de refroidissement

La Figure 2-51 représente les températures maximales des éléments pour chaque technologie de refroidissement. On distingue cette fois quelques éléments par le côté du moteur : « g » pour gauche et « d » pour droite (côté réducteur), comme le réducteur amène une dissymétrie. Nous avons gardé les mêmes hypothèses de refroidissement qu'auparavant, avec seulement le cas de têtes écartées pour la projection d'huile.

On remarque d'abord que les températures au stator sont assez peu impactées par la présence du réducteur. Dans le cas du carter à eau, la prise en compte du réducteur n'influe quasiment pas sur le champ de température. La différence de température entre le carter (qui est presque à la même température que l'eau) et le réducteur est faible, il n'y a donc que peu de chaleur échangée, le moteur dissipe même un peu de la chaleur du réducteur. Pour le refroidissement à huile, en revanche, on remarque que le côté droit (côté réducteur) est plus froid, notamment les tôles. Au niveau des bobines, la différence de température entre les deux côtés n'est pas très importante (2 ou 3 °C). Pour le canal en encoche, l'entrée est placée à l'opposé du réducteur. L'huile en fin de canal s'est élevée de quelques degrés, ce qui rééquilibre la température des bobines axialement.

Pour ces systèmes à l'huile, les tôles sont moins chaudes grâce au réducteur. Comme l'arbre est segmenté (*flex*), la dissipation des pertes du rotor par conduction n'est pas franchement améliorée et le rotor reste chaud. Par contre, par le contact entre les carters, la température des pièces en aluminium (carters et flasques) est abaissée, tout comme la température des roulements. L'augmentation de la puissance dissipée via le carter de la machine est responsable de l'abaissement des températures dans un certain nombre d'éléments.

Regardons donc ce qui se passe au niveau des puissances. Le couplage au réducteur est pris en compte par une condition de température. Le réducteur ne fait pas partie, à proprement parler, de notre système modélisé. La puissance fournie par le réducteur (dissipée si négative) apparait donc dans le bilan. On la note *P_réducteur*. Dans le cas du refroidissement à eau, le carter du moteur, refroidi à l'eau, est très légèrement plus froid que le réducteur ; *P_réducteur* est donc positif. Dans les cas de refroidissement à huile, le carter du moteur est plus chaud, et le réducteur vient apporter une dissipation supplémentaire par rapport à l'air. Ici, *P_air_ambiant* englobe la partie dissipée par convection externe sur le carter d'agrément.

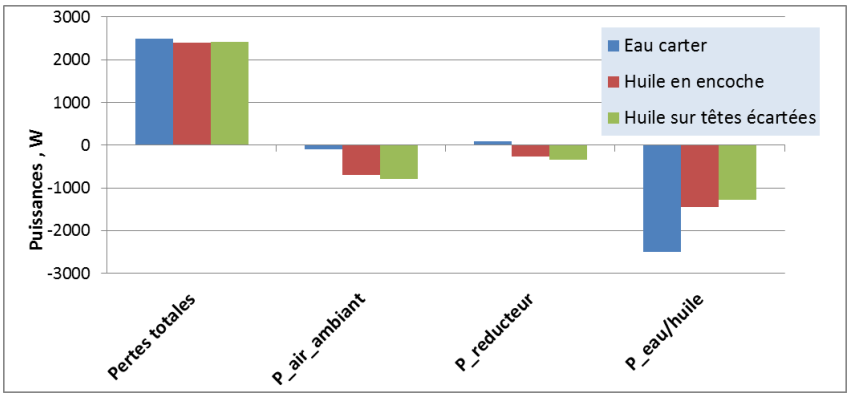


Figure 2-52 : Puissances échangées par le système moteur

On peut décomposer *P_réducteur* selon les trois chemins thermiques entre le moteur et le réducteur. On en déduit que la conduction dans le carter d'agrément est prédominante (plus de 95 % du flux quand le moteur est chaud, comme dans le cas du refroidissement par huile).

Autrement, la convection de l'air dans le carter d'agrément et la conduction dans le *flex* sont assez négligeables. Les puissances échangées sont importantes quand le carter du moteur est chaud, bien que la paroi du carter d'agrément soit fine (7 mm d'épaisseur). Pour intensifier les échanges moteur-réducteur, on peut faire grossir l'épaisseur du carter d'agrément, ce qui serait le plus efficace. Un rapide test montre qu'une augmentation d'1 mm de l'épaisseur du carter est plus efficace qu'un brassage optimisé au sein de la chambre d'agrément. On notera tout de même que cet air est chaud dans le cas d'un refroidissement à l'huile (125 °C) ; les transferts sont ainsi limités. Il pourrait être intéressant de faire circuler de l'air frais dans la chambre.

On garde bien sûr à l'idée que dans ces modélisations, la température du réducteur est fixée à 80 °C, alors que le réducteur occasionne des pertes lors de son fonctionnement. Mais en regardant grossièrement les surfaces extérieures du GMP (voir Figure 2-53), on peut penser que l'on pourra plus facilement dissiper par l'air une importante quantité de chaleur au réducteur. Le réducteur apporte au système des masses, donc des capacités thermiques assez importantes, mais aussi des pertes supplémentaires amenées par le barbotage des pignons.

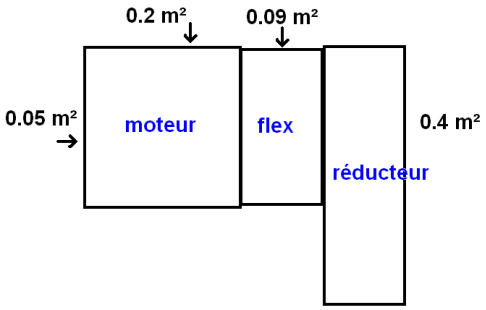


Figure 2-53 : Schéma des surfaces extérieures du GMPe

2.4.5.2 *Hypothèse d'un réducteur indépendant de la boucle d'huile*

L'hypothèse de température est assez réductrice. On décide de modéliser assez simplement le réducteur et de l'intégrer à notre modèle. Nous avons considéré un nœud modélisant le bain d'huile et les pignons barbotant, auquel sont appliquées des pertes mécaniques (frottements). Enfin, les deux parties du carter sont ajoutées, avec un couplage en convection avec l'huile interne. Les travaux de Roulet [77] nous aident à fournir des données sur la convection par un disque barbotant dans l'huile. L'huile du réducteur et celle impactée sur les bobines sont considérées en fonctionnement indépendant. C'est-à-dire que l'huile du réducteur reste en circulation interne (circuit fermé), alors que la température d'huile en entrée pour le refroidissement de la machine est toujours supposée à 80 °C.

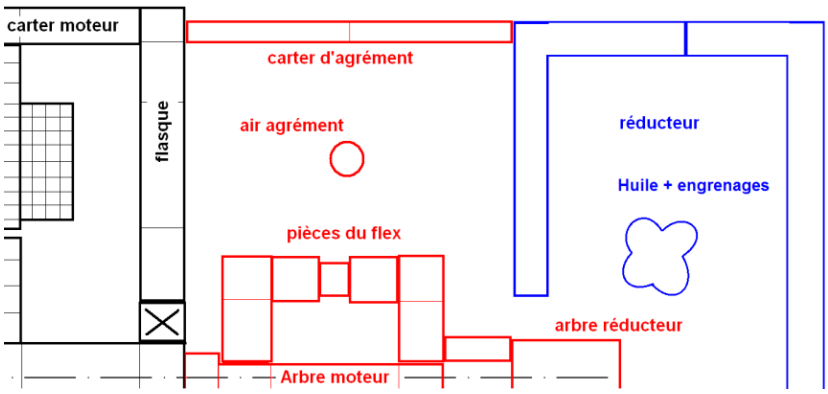


Figure 2-54 : Modélisation du réducteur indépendant de la boucle d'huile (ajout de nœuds)

Les carters du réducteur sont aussi sous l'action de la convection de l'air ambiant ; la température d'air et le coefficient d'échange utilisés sont les mêmes que pour le moteur, 40 °C et 30 W/m²K. Nous regardons l'influence des pertes générées par les frottements entre pignons. Attention, cette puissance est celle dissipée directement dans l'ensemble huile/pignons et est différente de *P_réducteur* précédemment considérée. Cette puissance est dissipée à travers l'huile dans les carters du réducteur, puis dans l'air ou dans le reste du domaine. On montre d'abord les modélisations pour le refroidissement à eau. Nous avons ajouté le calcul de référence (en orange) qui ne tient pas compte des échanges avec le réducteur.

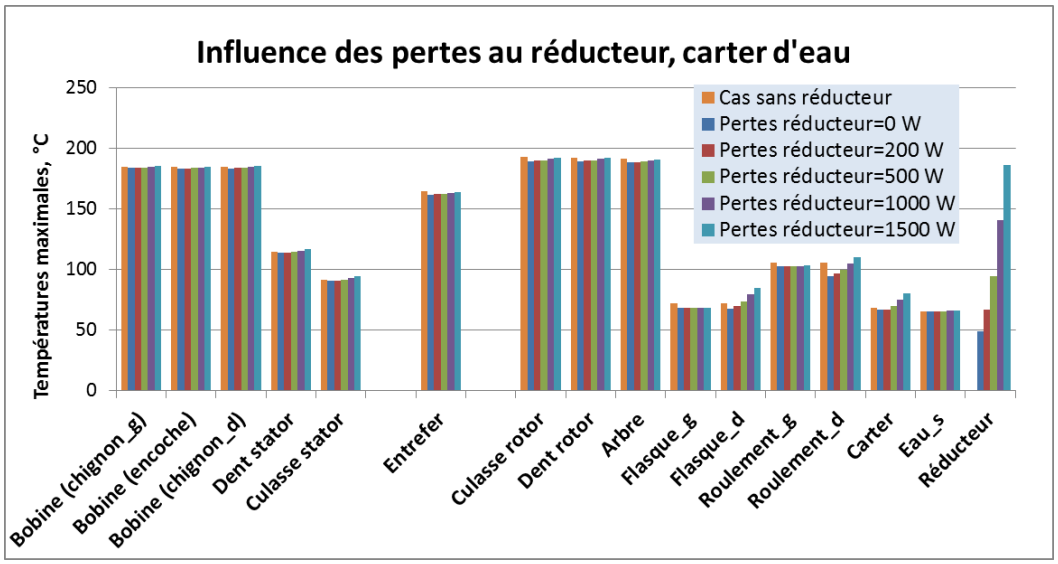


Figure 2-55 : Influence des pertes mécaniques du réducteur pour le cas du refroidissement à eau

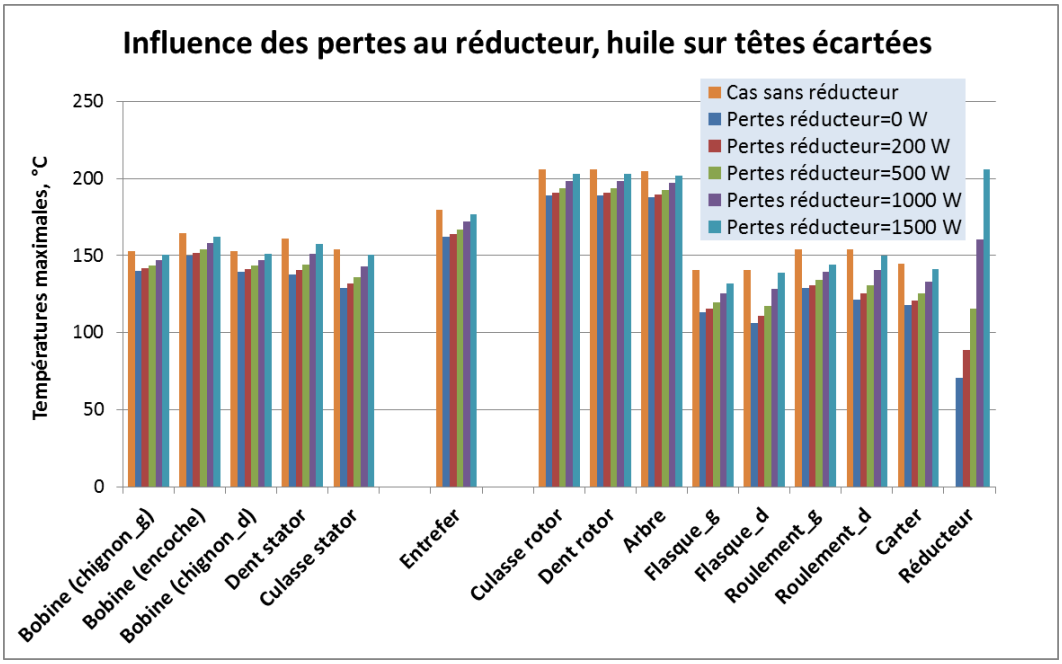


Figure 2-56 : Influence des pertes mécaniques du réducteur, refroidissement à huile sur têtes écartées

On remarque qu'avec le refroidissement à eau (Figure 2-55), l'influence du fonctionnement du réducteur est quasi nulle. Alors que le réducteur chauffe de plus en plus et de façon conséquente avec l'augmentation des pertes, seules les températures sur le côté droit sont légèrement modifiées. Les échanges entre le moteur et le réducteur se font toujours principalement par

conduction dans le carter d'agrément. Jusqu'à une certaine puissance (un peu plus de 500 W), la grande surface d'échange avec l'air permet au réducteur de drainer quelques calories du moteur. Ensuite, c'est l'eau du carter qui dissipe une partie des pertes du réducteur. En fait, le serpentin d'eau se trouve dans le chemin thermique privilégié entre les parties actives de la machine et le réducteur. De ce fait, il y a une sorte de « blocage » du flux, et on comprend mieux que l'influence du réducteur soit négligeable sauf sur le flasque droit et le roulement en contact.

Dans la configuration du refroidissement à huile sur les têtes de bobine (Figure 2-56), il n'y a pas de « blocage » du flux thermique. Le stator peut donc être refroidi, à commencer par les tôles. Les tendances au rotor suivent naturellement. L'augmentation des pertes au réducteur influence assez directement les températures du stator et le reste, mais on note que malgré des pertes importantes (jusqu'à 1 500 W), les températures sont plus faibles que pour notre machine seule. L'utilisation de l'air ambiant comme deuxième source froide se confirme comme intéressante. L'influence des pertes au réducteur est similaire pour le refroidissement dans les encoches.

On note une dernière chose : les pertes au réducteur sont directement liées à la vitesse et à la viscosité de l'huile. Et la vitesse est à priori directement liée à la qualité de convection sur la surface extérieure des carters. Les points critiques pour lesquels une forte puissance est générée au réducteur correspondent donc à une convection améliorée de l'air ambiant. Ceci diminue le caractère critique des hautes vitesses. Pour les faibles vitesses, les pertes fer et au réducteur sont plus faibles, donc la surface extérieure a moins besoin de cette dissipation additionnelle par l'air. Pour ce qui est de la viscosité, on bénéficie également d'un effet d'aubaine puisque les pertes seront limitées si la température augmente.

2.4.6 Comportement en transitoire

Nous complétons l'étude par quelques calculs en régime transitoire. Cette prise en compte est importante car hormis sur autoroute, le régime permanent est rarement atteint. Nous nous plaçons dans le cas d'une montée en température. Cela nous permet de connaitre les temps de réponse de nos systèmes de refroidissement, à savoir si les températures proches du régime permanent sont vite obtenues. Pour toutes les modélisations testées, les calculs en régime transitoire sont poussés jusqu'à la stabilisation thermique. On s'assure ainsi que les mêmes valeurs sont obtenues qu'avec le calcul direct en régime permanent.

Les conditions de pertes et de températures des fluides sont les mêmes que pour l'étude en régime permanent. La modélisation du réducteur (indépendant de la boucle d'huile, comme au paragraphe 2.4.5.2, avec 1 000 W de pertes) est prise en compte, mais n'influe pas beaucoup sur le début de montée en température pour ce qui est des parties actives de la machine. L'état initial est donné à 40 °C. On visualise sur la Figure 2-57 les températures des bobines et des tôles stator et rotor, pendant une durée de 1 000 secondes. La température du liquide utilisé, constante, est indiquée en rose.

On constate des montées assez différentes selon le système de refroidissement. De manière générale, l'échauffement des bobines est plus rapide que le reste vu leurs faibles inerties thermiques et les fortes pertes dans le cuivre. Pour ce qui est du carter d'eau, la bobine chauffe un moment assez long de manière linéaire. Ce n'est qu'à partir d'environ 300 secondes que l'augmentation de température est moins soutenue : le refroidissement du carter commence

seulement à faire son effet. Malheureusement, les bobines sont déjà fortement chauffées. On relève une différence de température entre l'eau et les bobines très importante. Les tôles stator, elles, sont plus proches du noyau d'eau. La température est assez restreinte après dépassement de celle de l'eau.

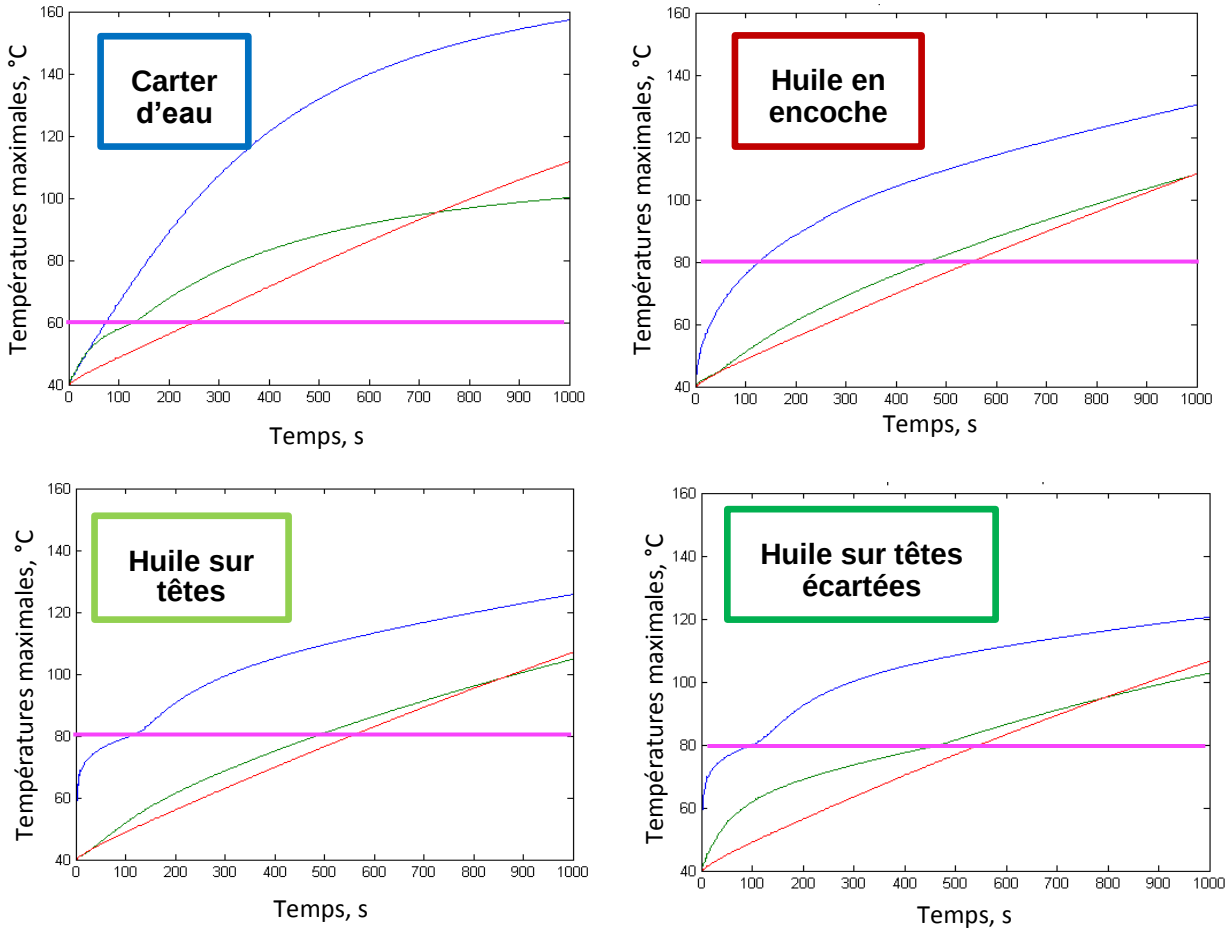


Figure 2-57 : Températures maximales des bobines (bleu), des tôles stator (vert) et des tôles rotor (rouge) pour différents systèmes

Les montées en température des autres solutions sont assez similaires. Comme la température de la source chaude est plus élevée, la montée en température des bobines est encore plus rapide que pour l'eau. Mais une fois la température de l'huile dépassée, l'augmentation des températures devient légère.

Les températures moyennes suivent la même tendance. On regroupe sur la Figure 2-58 les courbes pour les quatre systèmes. Ce dernier graphique représente bien la proximité de la source froide. L'action de l'huile sur les bobines est beaucoup plus rapide. Cet effet est prépondérant au début de montée en température. Même les tôles stator sont plus froides. Ensuite, le refroidissement du carter devient efficace pour les tôles. Dans notre cas de pertes, c'est après environ 10 minutes que les tôles stator deviennent plus froides dans le cas d'un refroidissement à eau. Pour le refroidissement à huile, l'augmentation de la température des tôles reste importante. Ceci limite la diffusion des pertes des bobines. C'est notamment à cause de cela que la solution d'huile sur les têtes (simples) finit par occasionner des températures de bobines plus hautes qu'avec le carter d'eau.

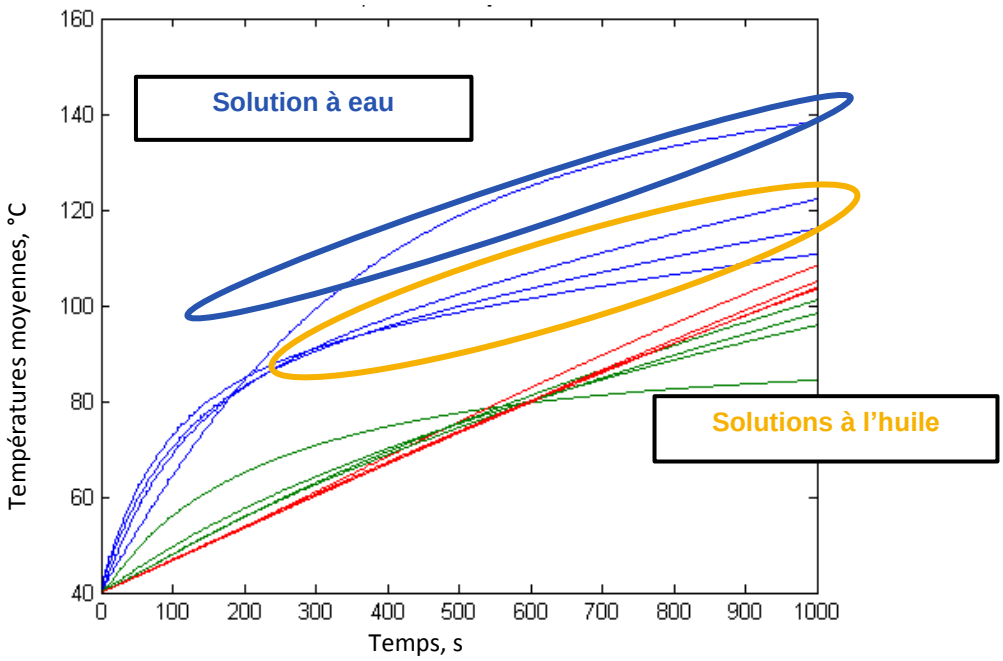


Figure 2-58 : Comparaison des températures moyennes pour les quatre systèmes de refroidissement

Il y a donc une première étape de montée en température où l'influence du système de refroidissement est prépondérante. Durant cette étape, la température des bobines est significativement plus basse (jusqu'à 30 °C) avec les systèmes à l'huile. Ensuite, on a affaire à une étape de saturation possible des tôles en température. Dans cette deuxième étape, l'influence du refroidissement de l'extérieur de la machine devient importante.

Les températures au rotor sont très similaires. Selon la réalisation du système d'injection à huile, une partie pourrait impacter le rotor, ce qui modère le constat de l'augmentation non freinée de la température du rotor. On note que la montée en température des roulements est assez lente, à l'image du rotor, mais est fortement accélérée si l'on rajoute des pertes par frottements. Notre valeur élevée de résistance équivalente est cependant remise en cause.

La montée en température du réducteur est maintenant analysée. L'hypothèse de pertes au réducteur est de 1 000 W. On observe Figure 2-59 les températures aux nœuds modélisant le réducteur : le cœur, composé de l'huile et des pignons et les deux carters formant la coque externe. Le carter du réducteur côté moteur est légèrement moins chaud que celui de l'autre côté dans le cas où la chaleur est drainée par l'eau dans le carter de la machine.

La montée en température du réducteur est plus longue que pour le moteur. Les pertes sont 2,5 fois moins importantes et la capacité thermique est environ deux fois plus faible. La température monte d'abord de manière assez constante, presque autant que le moteur. La valeur limite de 140 °C pour l'utilisation de l'huile, est tout juste atteinte pour le carter d'eau en régime permanent. Pour le refroidissement à huile, cette température est dépassée après environ 30 minutes à ce régime. Les surfaces de convection par l'huile étant éloignées, c'est l'air extérieur qui doit dissiper une grande partie des pertes fer et du réducteur. Malgré une convection moyenne, la surface d'échange importante limite la température des pièces internes à 165 °C. On peut remarquer que l'échange modélisé est relativement bon entre le cœur du réducteur et les parois des carters. Le flux thermique est plutôt limité par la convection avec l'air extérieur.

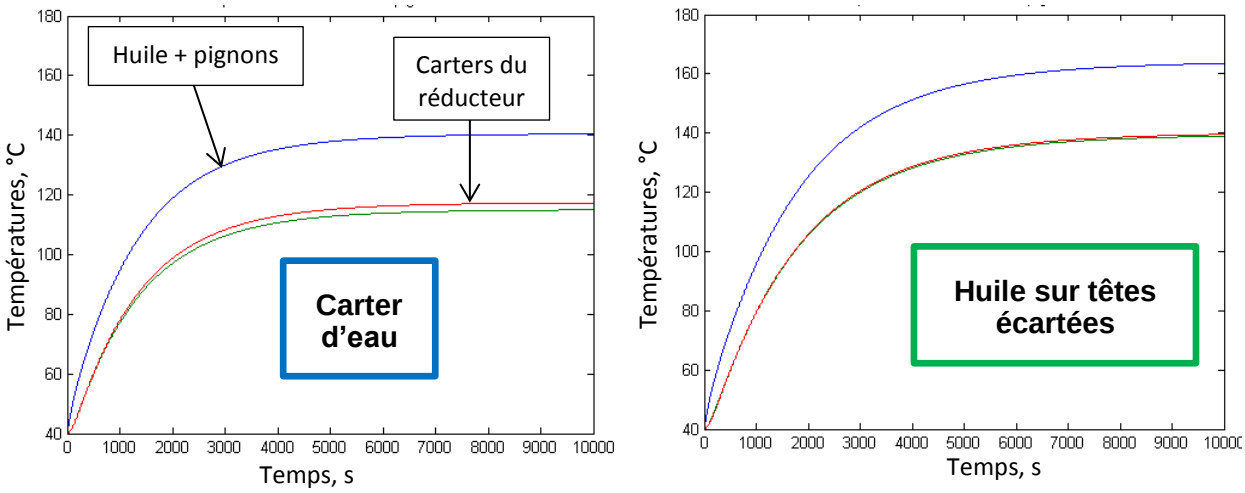


Figure 2-59 : Températures du réducteur : ensemble huile/pignons (bleu) et carters du réducteur (rouge et vert)

2.5 Conclusions de ces modélisations

La modélisation des différentes options de refroidissement est plutôt encourageante pour les systèmes à l'huile :

- Les températures des bobines, avec un refroidissement à huile, sont assez comparables, voire plus basses que celles d'un refroidissement à eau. Avec l'huile, le reste des éléments est plus chaud. Pour abaisser ces températures, il faudrait accroitre un deuxième chemin thermique vers une source froide : l'air semble le plus adapté.
- Le couplage thermique moteur/réducteur étant déjà assez fort et pouvant être amélioré, le réducteur pourrait servir de dissipateur de chaleur grâce à son importante surface externe en contact avec l'air extérieur.
- Le refroidissement sur les têtes de bobine est moins bon que l'huile en encoche mais il y a possibilité d'amélioration par le coefficient de convection ou par l'écartement des fils sur les têtes de bobine. La convection sur la totalité des parois du côté de la machine, encore mal prise en compte, devrait abaisser les températures.
- Le régime transitoire est favorable à l'huile. L'utilisation de l'huile est bénéfique car elle impacte directement le lieu des pertes les plus importantes. Le reste du stator une fois réchauffé, ce mode de refroidissement est moins efficace et plus comparable à l'eau dans le carter.
- Avec la modélisation du réducteur, on observe un couplage thermique assez fort pour le refroidissement à l'huile. En renforçant les échanges avec l'air, le réducteur permet de drainer une partie des pertes fer non dissipées par l'huile échangeant avec les bobines. Cependant, un fonctionnement trop prolongé peut être néfaste, au réducteur notamment.

Nous pouvons nuancer ces conclusions car de nombreuses incertitudes apparaissent avec ces modélisations, en particulier sur les échanges convectifs par projection d'huile sur les têtes de bobine. L'expérimentation semble être la meilleure façon de nous renseigner sur ces échanges et sur le rôle des différents paramètres. Nous pourrons de plus constituer plusieurs formes d'écoulement d'huile afin de comparer leur efficacité.

Chapitre 3 : Etude expérimentale, Essais de différents systèmes de refroidissement à huile sur le côté de la machine

Cette partie a pour but de lever un certain nombre d'incertitudes et d'aborder de manière plus concrète les moyens d'injection d'huile sur les côtés de la machine pour son refroidissement. En effet, les autres solutions présentées auparavant dans l'étude bibliographique sont plus largement documentées. La caractérisation de ces écoulements complexes passe par la mise en place d'un banc d'essai spécialement conçu. Différentes sortes de projection d'huile sur les côtés de la machine ont été testées.

3.1 Présentation du banc d'essai

3.1.1 Introduction au projet expérimental

Nous avons vu que nous pouvons appréhender les phénomènes thermiques de l'impact de jets ou de sprays sur plaque plane grâce à la littérature. Cependant, l'écoulement réel serait assez différent de notre cas, et les autres études (Marlino [28] et Hollande [75]) considérant des configurations plus proches manquent de précision. En effet, dans les études disponibles, ne sont pas traités les phénomènes qui nous concernent. Localement, les surfaces d'impact – têtes de bobine – présentent des rugosités importantes. Globalement, nous faisons face à des effets divers qui perturberont les symétries : la gravité, la rotation. Nous avons donc conçu un banc d'essai qui a pour objectifs de nous permettre de :

- Représenter la géométrie de la machine
- Visualiser les écoulements sur les côtés de la machine
- Mesurer les coefficients d'échange thermique
- Tester différentes configurations d'injection d'huile

Tous ces points nous ont amené à considérer un banc d'essai assez complexe dont les éléments principaux sont décrits et caractérisés dans cette partie. La démarche expérimentale est aussi exposée.

3.1.2 Cœur du banc : la machine test

Pour la représentation de la géométrie, nous avons travaillé sur une machine réelle identique à celle du projet de Renault auquel cette étude est rattachée. Le stator a été obtenu par collaboration avec l'entreprise (Novelté) qui réalisé les prototypes du projet. Plusieurs itérations ont été nécessaires pour expliquer nos besoins et réaliser cet élément, notamment pour des raisons d'instrumentation. Le stator est donc composé de 12 bobines concentriques, contre 8

saillances au rotor. Les flasques sont des disques parallèles aux côtés des empilements de tôles. Cela laisse donc un domaine de fluide cylindrique de diamètre 210 mm et de largeur de 32 mm (distance flasques/tôles). Ce volume est seulement rempli par l'arbre et les têtes de bobine, qui dépassent d'environ 15 mm des tôles. On rappelle que le rotor est doté de disques fins apposés sur les deux côtés, ce qui empêche la majorité du flux d'huile de pénétrer l'entrefer. Pour des raisons pratiques de tolérances, l'entrefer a été grossi à 1 mm.

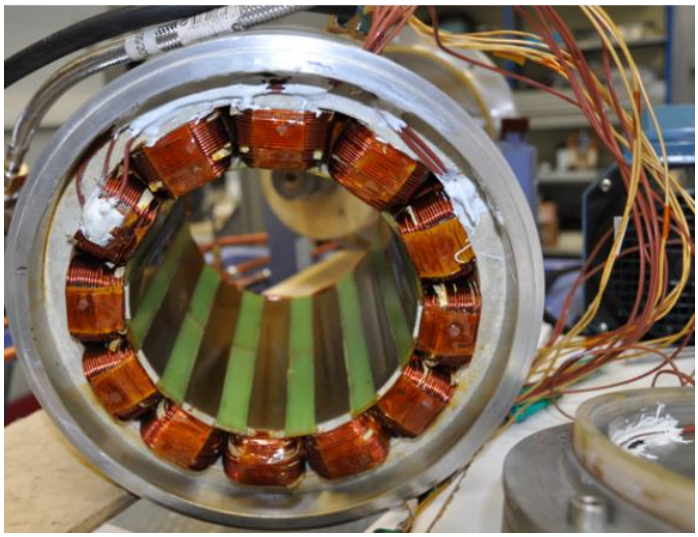


Figure 3-1 : Photographie du côté stator instrumenté utilisé pour les essais

Le rotor est mis en mouvement par un moteur d'entrainement, via des poulies et une courroie. Le rotor peut ainsi tourner à des vitesses relativement élevées (jusqu'à 4 600 tr/min). La convection sur le rotor nous intéresse moins dans cette étude, nous avons donc choisi d'utiliser un rotor en matériau isolant thermiquement et amagnétique, pour ne pas générer de pertes en plus.

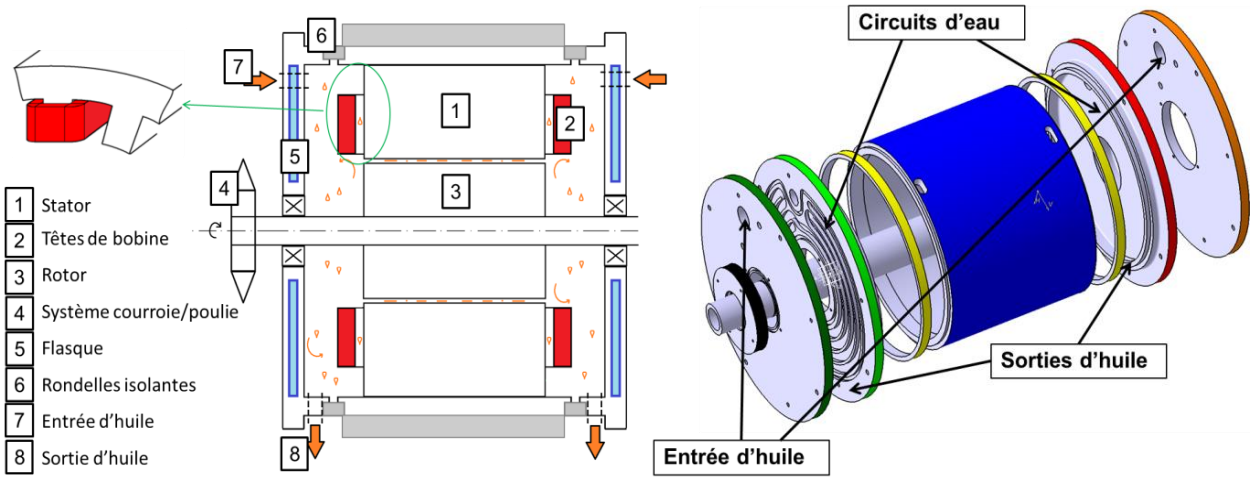


Figure 3-2 : Schéma de la machine test (gauche) et conception des pièces autour du stator (droite)

Nous voulons étudier les transferts convectifs entre les flasques et le mélange air/huile, et entre ce mélange et les parties du côté du stator. Des rondelles isolantes ont été placées entre le carter extérieur et les flasques pour favoriser ces transferts par convection. Pour maximiser le flux conductif entre le mélange air/huile interne et les flasques, et réduire les erreurs de mesure, une circulation d'eau dans les flasques a été conçue. On note bien que cette circulation d'eau est un

artifice expérimental destiné à augmenter la précision des mesures, et analyser la répartition des flux. Nous pouvons en effet quantifier le flux thermique dissipé à travers les surfaces des flasques par la mesure entrée/sortie. Ceci nous sera en particulier utile pour l'identification des coefficients (chapitre 4). De plus, le stator a été isolé de l'ambiance par une épaisse couche de laine de verre autour du carter.

3.1.3 Installations complémentaires

Pour la boucle d'huile, un bain avec régulation de température a été installé. La circulation se fait grâce à une pompe volumétrique, qui a été choisie pour garder un débit quasi-constant en fonction de la pression. Pour éviter la surchauffe du moteur de cette pompe, un ventilateur externe a été ajouté. Pour éviter les obstructions notamment dans les petits orifices et la détérioration par des particules, un filtre à huile est placé en amont de la pompe. On surveille la pression de la boucle d'huile avec un manomètre ; la pression de refoulement de la pompe est réglée à 6 bars.

L'installation complète comprend donc une boucle d'eau pour le refroidissement des flasques, une boucle d'huile et une autre boucle d'eau pour la régulation de température du bain d'huile. Excepté pour cette dernière boucle, les températures et les débits ont été mesurés précisément, à l'aide de sondes PT100 et de prélèvements directs avec éprouvette graduée. Nous gardons des valeurs de débit raisonnablement faibles pour accroitre la différence de température entre l'entrée et la sortie. Les boucles de liquides sont schématisées sur la Figure 3-3. Nous avons installé un générateur de courant continu branché directement sur les bobines pour générer des pertes Joule, que l'on peut contrôler précisément. Les deux moteurs (pompe à huile et entrainement) sont pilotés par des variateurs de fréquence. Le banc comporte également une centrale d'acquisition et un coffret électrique qui alimente tous ces éléments et qui est pourvu de protections.

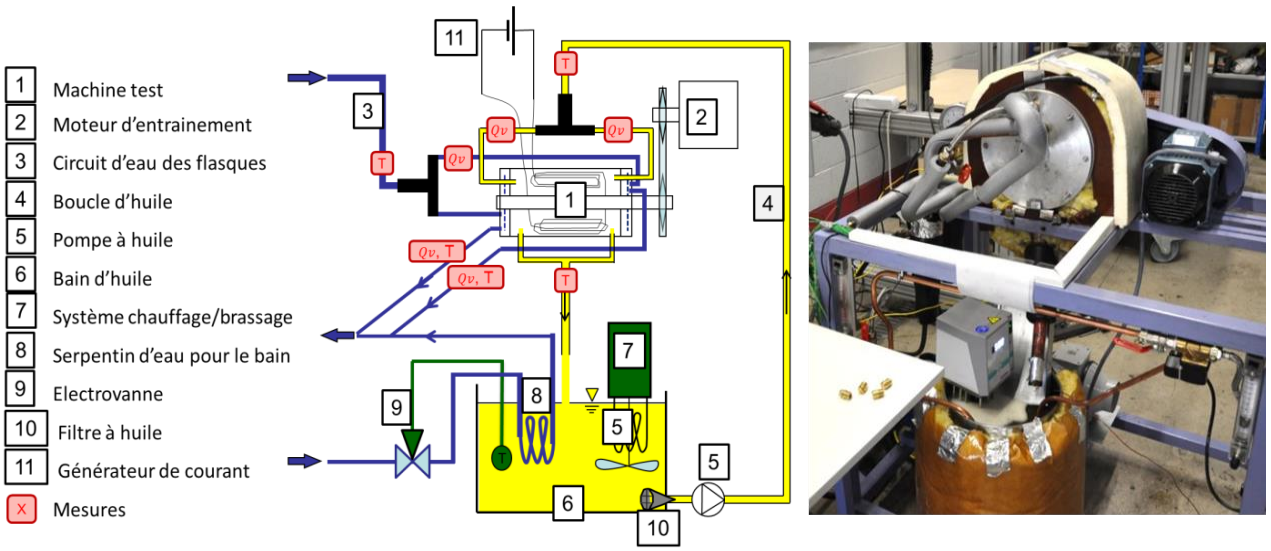


Figure 3-3 : schéma (gauche) et photographie (droite) des installations du banc d'essai

La régulation en température du bain d'huile est réalisée grâce à la possibilité de refroidissement et chauffage de celui-ci. Pour ce qui est du chauffage, on utilise un appareil combinant une résistance chauffante plongée dans l'huile et un brasseur pour éviter les surchauffes et assurer une température homogène. Pour les essais, la puissance générée dans le moteur est en partie

dissipée dans l'huile. Ce système nous sert donc surtout à préchauffer l'huile à la température d'entrée désirée. Pour ce qui est du refroidissement du bain d'huile, la boucle d'eau dédiée comprend un serpentin et une régulation Tout-Ou-Rien avec une électrovanne. Pour pallier les coupures nettes de circulation par l'électrovanne et ainsi lisser les températures du bain, nous pouvons également jouer sur le débit d'eau.

Il est à noter que les contraintes mécaniques, thermiques, électriques, d'instrumentation et de sécurité ont nécessité un grand nombre d'itérations pour aboutir au banc final. A cela, il faut rajouter les délais d'approvisionnement des pièces et un certain nombre de vérifications et tests préliminaires avant d'avoir pu obtenir un banc d'essai opérationnel. Les difficultés principales ont été de traiter avec de nombreux fournisseurs pour ce banc d'essai, ce qui nous a forcés à nous adapter et à faire de multiples itérations. Aussi, le moteur test devait rester fonctionnel pour les différentes configurations et tous les types d'injecteurs devaient être compatibles. On visualise ici le banc en entier, passant de l'étape de conception à la mise en place au laboratoire.

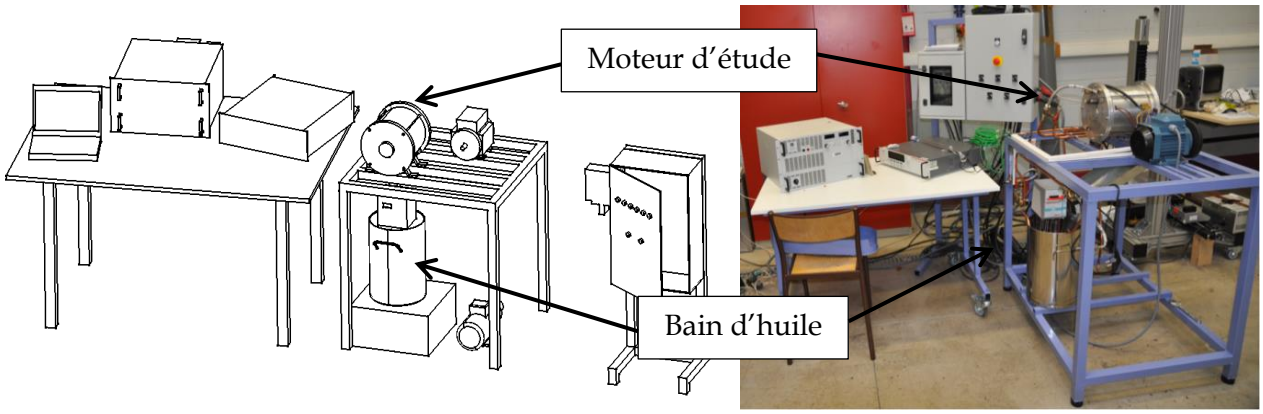


Figure 3-4 : Banc d'essai complet : modélisation préliminaire (gauche) et aspect réel (droite)

3.1.4 Description des injecteurs d'huile

Quatre systèmes d'injection d'huile ont été testés : deux buses générant des gouttelettes, à débit relativement faible, et deux injecteurs formant des jets, à plus forts débits. Dans toutes les configurations, les deux côtés du moteur sont approvisionnés en huile de la même façon. Pour garantir cette bonne répartition des débits, on place des diaphragmes (diamètre 1,6 mm) en amont de chaque injecteur, sauf dans le cas des buses de pulvérisation, qui demandent de fortes pressions. Les débits mesurés montrent une disparité maximale de 5 %. L'huile utilisée est une huile de réducteur Renault référencée par TPM7319S (propriétés « huile réducteur » sur la Figure 1-37).

3.1.4.1 Buses de pulvérisation d'huile



Figure 3-5 : Buses HVV3 à jet plat (gauche) et M8 à cône plein (droite)

L'effet de brouillard a été étudié par l'utilisation de deux buses de spray. Celles-ci ont été fournies par Spraying System Co®. Nous disposons de 2 buses, pour des formes de pulvérisation différentes : cône plein et jet plat. Pour la suite, nous prendrons comme dénominations des buses celles du fournisseur : M8 pour les cônes plein et HVV03 pour les jets plats.

Pour ces buses, nous devons caractériser quantitativement et qualitativement l'écoulement obtenu. Pour le côté quantitatif, nous relevons la pression pour un débit donné. Cette donnée n'est disponible chez le fournisseur que pour la pulvérisation d'eau. On voit ci-dessous également les débits observés pour l'huile à 50 °C et 80 °C. Nous aurions pu nous attendre à des pressions plus fortes avec l'huile qu'annoncées à débit égal, mais on observe des pressions équivalentes voire plus basses. Avec l'eau, la loi pression/débit est du type :

$$\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^n \text{, avec } n = 0{,}5 \text{ pour le jet plat et } 0{,}46 \text{ pour le cône plein} \quad (45)$$

On obtient avec l'huile des facteurs ici plutôt proches de 0,6. De manière générale, selon le fournisseur, une viscosité plus importante augmente la taille des gouttelettes et diminue l'angle de pulvérisation. Pour notre huile, l'augmentation de température amène à une diminution de viscosité relativement conséquente. Ainsi, l'augmentation de température entraine une diminution de pression à un débit considéré. Une augmentation de pression à débit donné diminue la taille des gouttelettes.

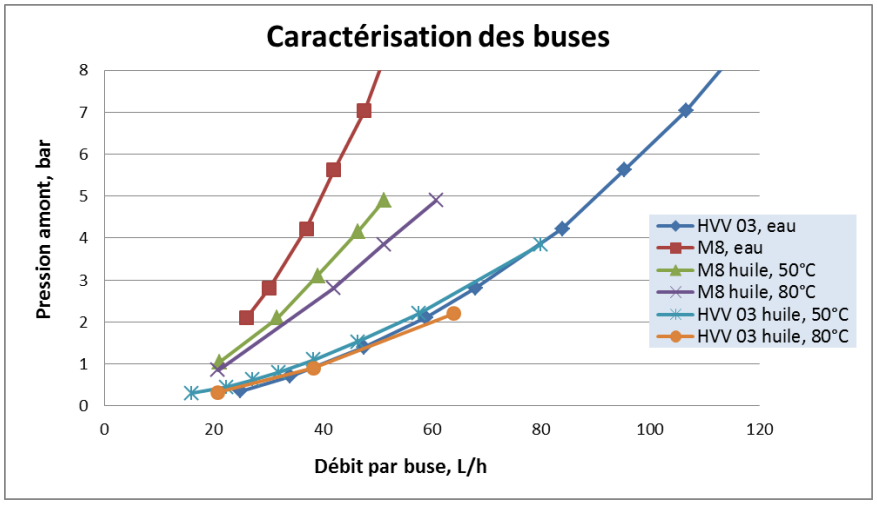


Figure 3-6 : Caractérisation débit/pression des buses de pulvérisation utilisées

Nous observons la forme de l'écoulement généré par ces buses seules. Pour la buse cône plein, directement en aval de l'orifice de sortie, une nappe conique se forme (cône creux). Pour de faibles débits, cette nappe conique se referme sur elle-même. En augmentant le débit, l'angle du cône s'agrandit et la nappe commence à subir des instabilités pour finalement se désintégrer en un ensemble de gouttelettes. On définit un débit critique pour lequel la nappe commence à subir des instabilités (oscillations) qui conduisent à une cassure de la nappe. Au-delà de ce débit critique, on obtient une cassure de la nappe de plus en plus proche de l'orifice, jusqu'à une pulvérisation quasi-immédiate pour les débits les plus forts. Plus le débit augmente, plus les gouttelettes sont nombreuses et leur diamètre semble diminuer. L'angle du cône n'augmente pas de façon considérable, mais le brouillard s'intensifie avec le débit : sur les parois non impactées directement se dépose un film d'huile.

Nous avons pris des photographies pour différentes configurations. On aperçoit ici les clichés correspondant aux débits particuliers pour la buse à cône plein et la buse à jet plat, à 50 °C. On note que les débits exposés sont légèrement différents pour les deux buses pour observer le début des régimes critiques : environ 32 L/h pour de l'huile à 50 °C contre environ 20 L/h pour 80 °C.

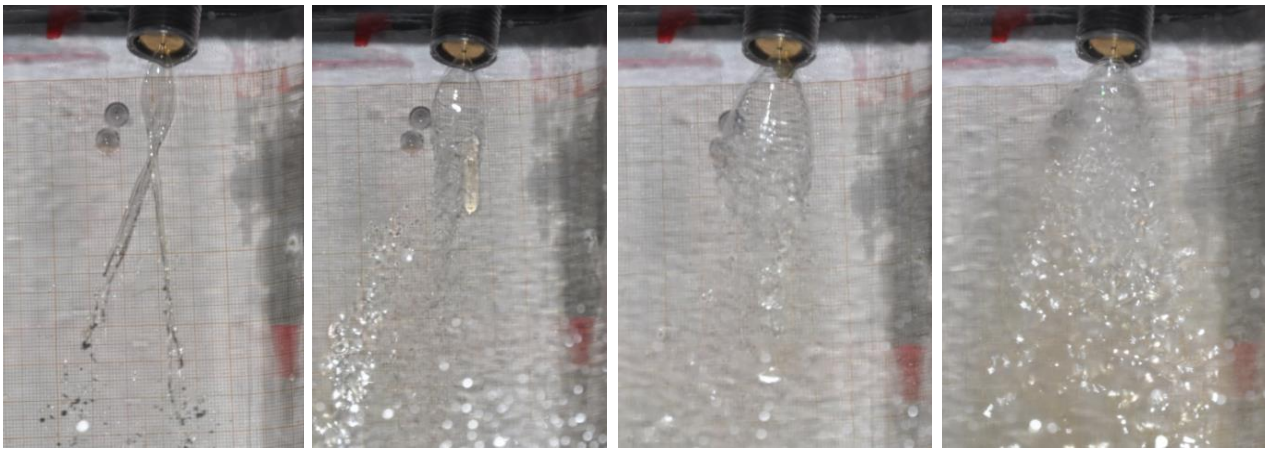


Figure 3-7 : Forme de la pulvérisation pour la buse M8 à 50 °C, débit par buse (de g. à d.) : 21 ; 32 ; 34 ; 48 L/h

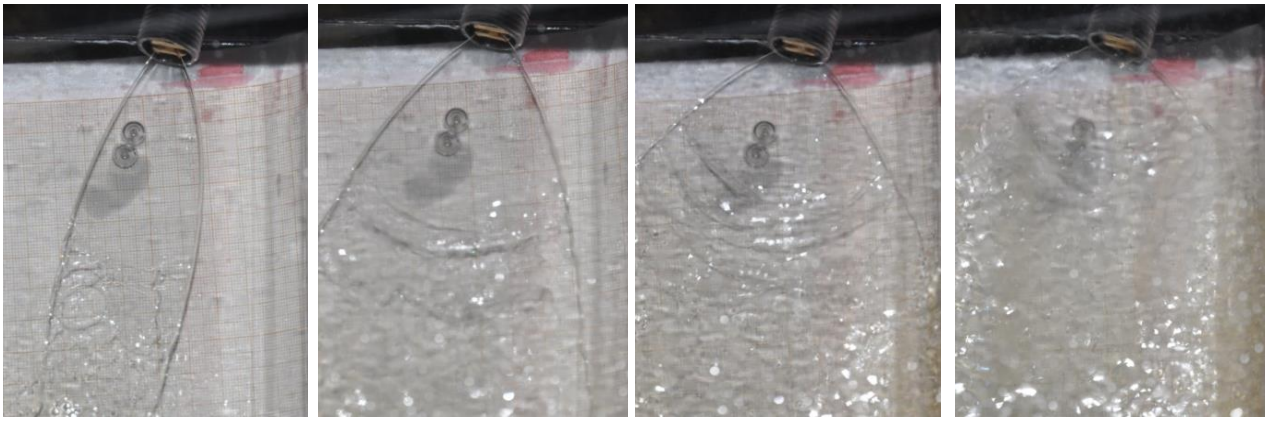


Figure 3-8 : Observations de la buse HVV03 à 50 °C, débit par buse (de g. à d.) : 21 ; 27 ; 34 ; 51 L/h

En ce qui concerne les buses à jet plat, on observe un écoulement similaire. Pour cette buse, la nappe émanant de l'orifice est plate (secteur circulaire), avec un angle plus ou moins important. Pour les débits les plus faibles, la nappe se replie encore sur elle-même. Avec une augmentation de débit, la nappe s'élargit et finit par se désintégrer en gouttelettes. Ce débit critique se situe plus bas que celui pour les buses à cône plein, mais dans un premier temps, la nappe est complètement plane et les gouttelettes paraissent plus grosses. Il faut augmenter le débit pour voir des oscillations de la nappe (27 L/h), que l'on distingue sur la deuxième image de la Figure 3-8. A la différence du cône plein, pour des débits équivalents, la distance entre l'orifice et la cassure est plus grande pour le jet plat. Avec l'augmentation du débit, on obtient une nappe de plus en plus courte et de plus en plus écartée. On note également ici pour les forts débits la propagation des gouttelettes formant un brouillard de plus en plus dense.

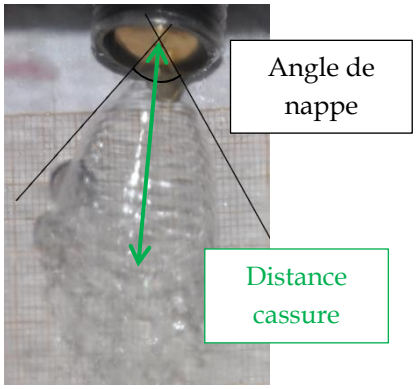


Figure 3-9 : Définition des caractéristiques géométriques des buses

Nous tentons maintenant de comparer les formes générées quantitativement. Nous traçons donc, à partir du traitement des photographies, les données géométriques des deux nappes. En effet, il est beaucoup plus compliqué de caractériser ce qui se passe en aval de la désintégration des nappes. Nous relevons l'angle que forme cette nappe à la sortie de l'orifice ainsi que la distance entre l'orifice et la cassure. La pulvérisation, bien que le débit soit stable, est instationnaire ; cela explique les variations dans ces mesures. La cassure n'est pas toujours franche car la nappe oscille fortement avant de se désintégrer, en particulier pour la buse à cône plein.

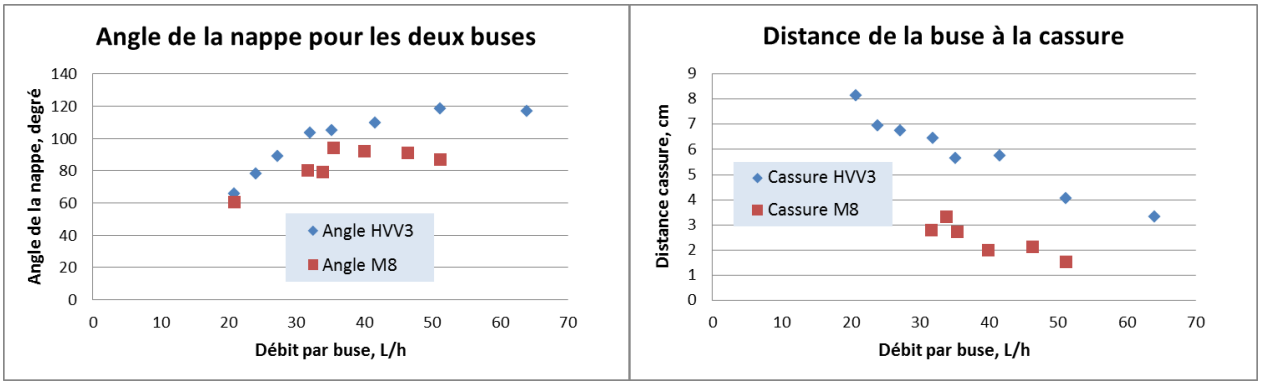


Figure 3-10 : Caractérisation géométrique des deux buses à 50 °C : angle de nappe (gauche) et distance buse/cassure (droite)

On constate pour les deux buses que jusqu'à un certain débit, les deux nappes s'élargissent de manière importante avec le débit. Cet effet stagne à partir d'un certain débit : environ 35 L/h pour le cône plein (M8) contre 50 L/h pour le jet plat (HVV3). Ainsi, la nappe du jet plat est significativement plus large. Le cône plein ne s'élargit pas à plus de 95 °, alors que le jet plat génère un angle de 120 ° à débit maximal. Par contre, en ce qui concerne la cassure de la nappe, on obtient des gouttelettes beaucoup plus près de la sortie de l'orifice de sortie avec la buse à cône plein. On rappelle que les orifices se trouvent au niveau des flasques, c'est-à-dire à 3,2 cm de l'empilement des tôles, zone d'impact. Les gouttelettes seront donc pour la plupart des cas présentes avant l'impact avec une buse à cône plein, contrairement au jet plat. Voyons maintenant l'influence de la température sur le spray produit. Nous relevons les caractéristiques géométriques du cône plein, pour de l'huile à 50 et 80 °C.

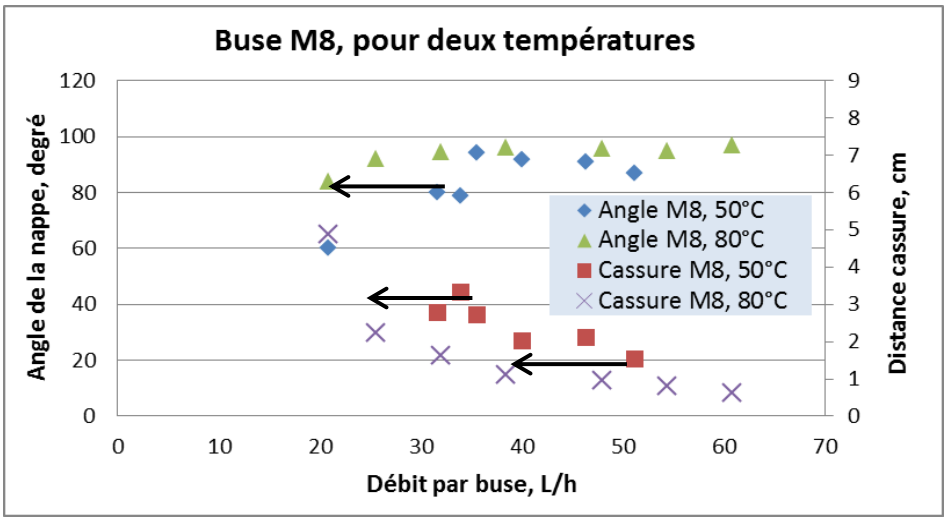


Figure 3-11 : Influence de la température de l'huile sur la forme du cône plein M8 (mesures à 50 et 80 °C)

On constate qu'avec l'augmentation de température, on obtient des formes très similaires mais pour des débits décalés (flèches noires). En effet, la génération de gouttelettes est plus précoce à plus forte température, et ce de manière nette. L'angle du cône maximal stagne toujours autour de 95 °, même pour des débits plus forts et une viscosité diminuée.

L'écoulement en sortie des buses semble donc être principalement influencé par le débit, mais la température de l'huile est aussi importante. Les deux formes de spray génèrent une densité de gouttelettes comparables pour des conditions données, pour un débit supérieur au débit critique. Les différences résident dans l'angle de la dispersion et la distance avant la formation des gouttelettes. Le débit critique par buse est donc d'environ 32 L/h à 50 °C et 20 L/h à 75 °C pour la buse M8. Pour la buse HVV3, ces débits sont légèrement plus bas, mais à cause de la proximité de la paroi dans le cas de l'injection dans le moteur, la formation de gouttelettes risque d'être plus aléatoire.

3.1.4.2 Arcs de ruissèlement

Les injecteurs de ruissèlement ont été conçus pour amener l'huile sur les têtes de bobine et la répartir de la manière la plus simple possible. 5 orifices sont situés au-dessus des 5 têtes de bobine supérieures de façon à ce que, par gravité, toutes les bobines soient susceptibles d'être touchées. La taille des orifices a été choisie pour obtenir des vitesses d'impact faibles et ne pas occasionner des pertes de charge trop importantes. Cependant, pour obtenir une répartition correcte de l'huile entre ces orifices pour toute la plage de débit, nous avons restreint le diamètre des orifices à 2,8 mm après quelques essais. Enfin, pour éviter que le ruissèlement voulu sur les bobines ne se produise sur les parois de l'injecteur, nous avons ajouté des pare-gouttes à chaque orifice.

On ne montre pas ici la loi pression/débit car les pertes de charges sont presque totalement dues aux diaphragmes (réductions de section volontairement ajoutées pour assurer la bonne distribution). De plus, les pertes de charge dues aux injecteurs seuls sont trop faibles pour être mesurées de manière précise par le manomètre.

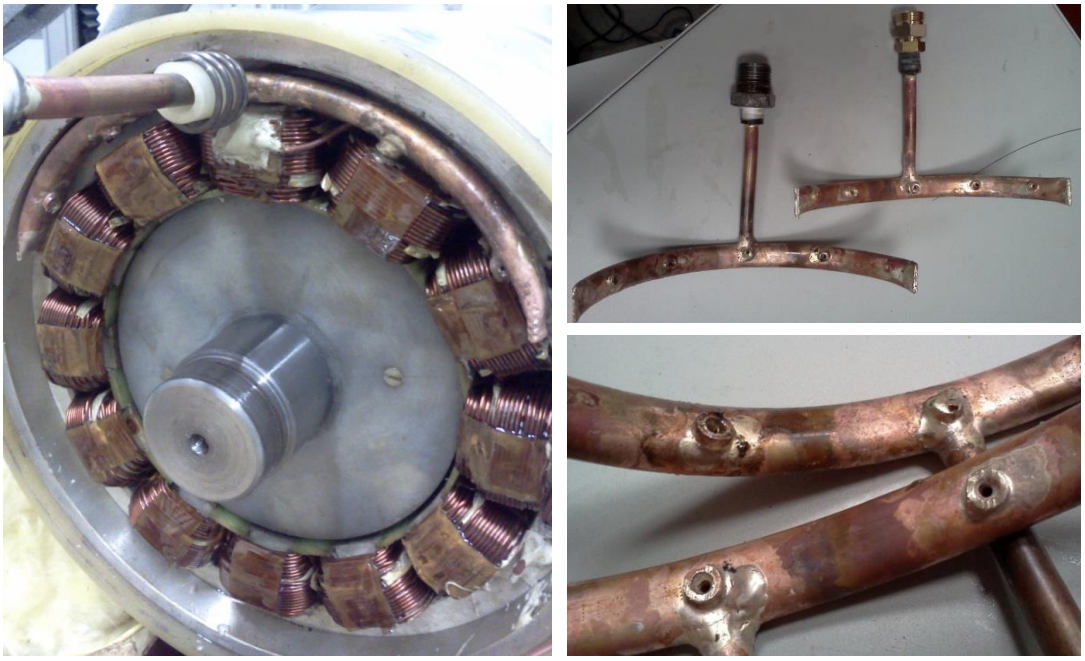


Figure 3-12 : Injecteurs en arcs : positionnement dans la machine (gauche) et détail des orifices (droite)

L'observation de la forme de l'écoulement généré par l'arc (ici, huile à 50 °C) donne une idée du débit minimal à utiliser pour nos essais. En deçà d'un certain débit, environ 50 L/h par arc, la répartition de l'huile dans les 5 orifices n'est clairement pas bonne : visuellement, on remarque que les jets des extrémités, placés plus bas, occasionnent un débit plus important. On peut aussi noter que le jet issu de l'orifice central est discontinu (formation de grosses gouttes). Lorsque l'on augmente le débit, certains jets forment des swirls plus ou moins marqués. Ces formes particulières semblent être obtenues à cause de la proximité des pare-gouttes à l'orifice. Quoi qu'il en soit, les vitesses de ces jets sont restreintes : si l'on prend l'hypothèse d'une répartition uniforme du débit sur la surface de tous les orifices, la vitesse maximale des jets est de 1,8 m/s. Le nombre de Reynolds reste clairement laminaire (Re < 170 à 50 °C et 460 à 80 °C), ce qui n'explique pas la perturbation des jets qui s'apparente à de la turbulence.

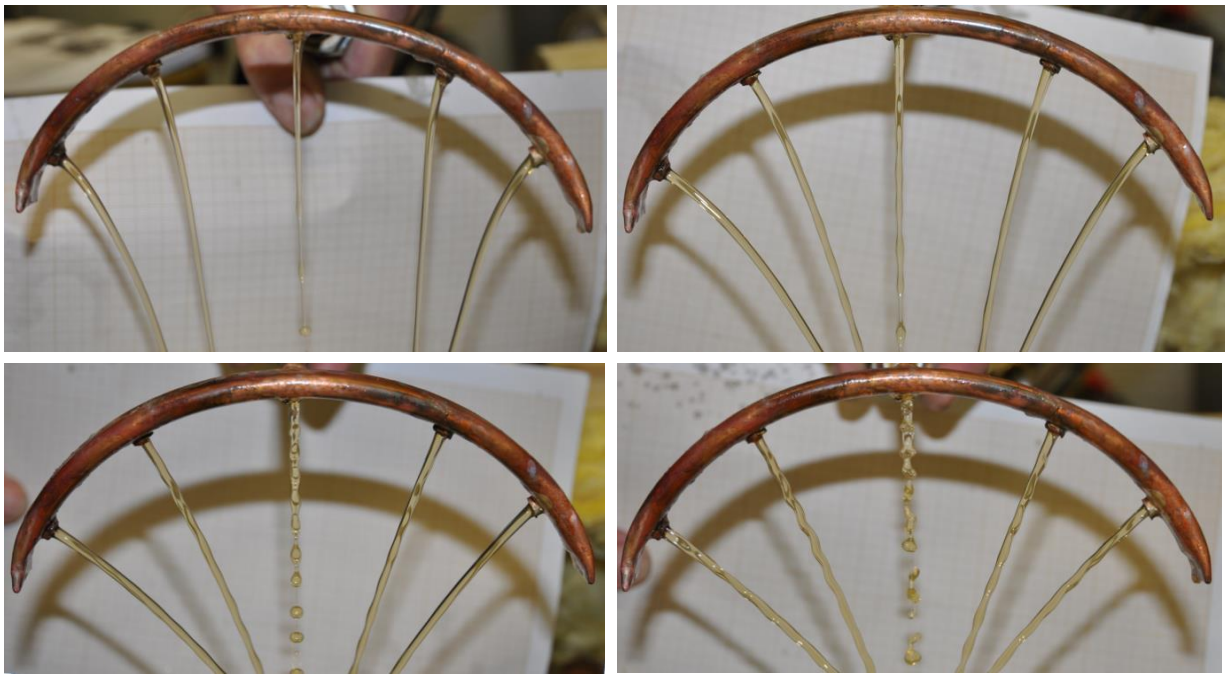


Figure 3-13 : Forme du ruissèlement, huile à 50 °C, débit par arc (de g. à d. et de h. en b.) : 60 ; 95 ; 140 ; 175 L/h

3.1.4.3 Injecteur multi-jets

Ces derniers injecteurs sont les plus travaillés. Ils ont été conçus pour obtenir de meilleurs échanges thermiques sur l'ensemble des bobines. On mise sur une vitesse d'impact plus importante et une répartition plus homogène. Pour éviter une répartition aléatoire telle que celle qui devrait être observée dans le cas du ruissèlement, l'huile doit ici être injectée sur toutes les bobines de façon identique. Conformément aux modélisations, nous essayons également d'impacter le maximum de surface des bobines. Ainsi, pour chaque tête de bobine, nous avons positionné trois jets :

- Un jet sur la face avant
- Un jet sur la face latérale côté culasse
- Un jet sur la face arrière

Pour chaque côté de machine, nous avons réalisé une pièce unique qui totalise 36 orifices. Cette pièce est composée d'un tore principal, percé 12 fois, relié à l'alimentation en huile. 24 tubes, comportant chacun un orifice, sont implantés sur le tore. Le diamètre des trous a été fixé à

0,5 mm, un compromis afin de garantir la formation de jets mais à des vitesses raisonnablement faibles. Effectivement, on limite la vitesse d'impact à cause de la fragilité des bobines. Pour le débit maximal (350 L/h), la vitesse en sortie de jet doit être de 7 m/s. Ici encore, les jets sont laminaires (Re=120 à 50 °C et 320 à 80 °C).

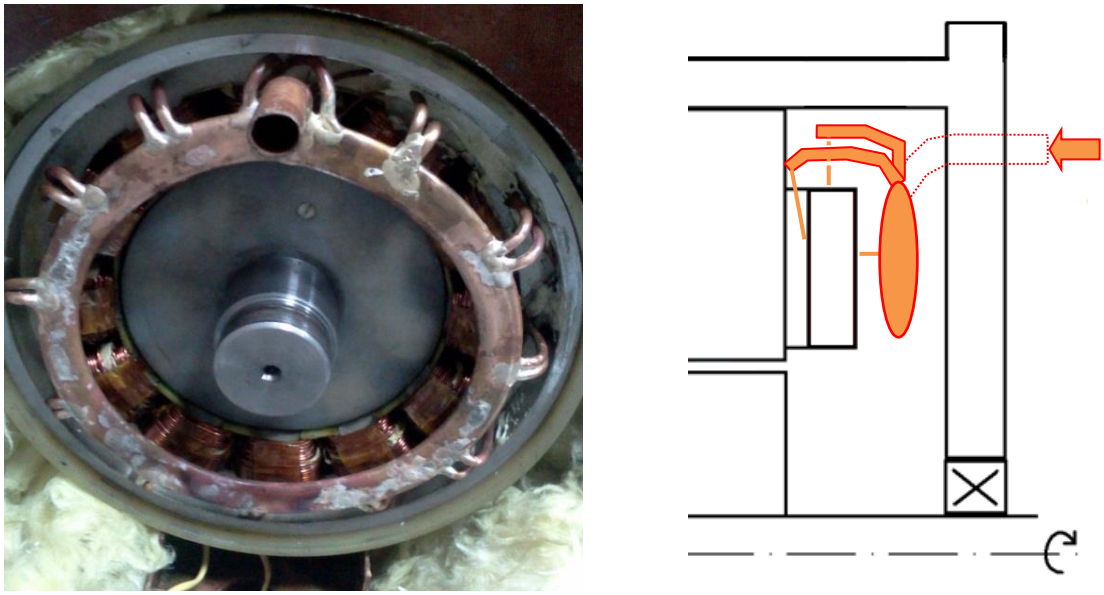


Figure 3-14 : Injecteur multi-jets en place dans la machine (gauche) et schématisé avec trois jets par tête (droite)

La caractérisation de ces injecteurs n'est pas simple vu le nombre de jets, leur position et leur orientation. Il est difficile de visualiser clairement l'écoulement. Cependant, la bonne formation de tous les jets a été vérifiée. Pour les plus faibles débits, on obtient une forme relativement aléatoire. Certains jets apparaissent déjà alors qu'un ruissèlement se produit dans d'autres zones. A partir d'un certain débit, tous les orifices donnent lieu à un jet. Ce débit minimum est approximativement égal à 75 L/h par côté. Le débit total minimum pour les essais sera donc de 150 L/h. On n'observe pas de changement marquant en faisant varier la température entre 50 et 80 °C.



Figure 3-15 : Injecteur multi-jets, huile à 50 °C, débit par arc 80 L/h (haut) et 140 L/h (bas)

On note que les débits dans cette partie ont été donnés par injecteur. Dans la suite, nous considérerons le débit total, à travers deux injecteurs identiques (de chaque côté). Les débits minimum considérés pour les essais seront des valeurs proches de ceux définis comme critiques.

3.1.5 Définition des paramètres des essais

On cherche à dégager les différents paramètres qui régissent notre écoulement huile/air. L'écoulement, et a fortiori les transferts thermiques seront supposés sous la seule influence des conditions d'entrée, les propriétés des fluides et la rotation. Les conditions d'entrée, elles, sont caractérisées par le type d'injection d'huile et le débit. Nous réduirons les propriétés des fluides à la température de l'huile dont la viscosité est fortement dépendante (30 mm²/s à 50 °C contre 12 mm²/s à 75 °C). Enfin, les parties tournantes en contact avec l'air et l'huile peuvent être considérées comme un disque plat tournant et un cylindre tournant (respectivement pour le bout de rotor et l'arbre). Au vu des vitesses des parois et de la proximité des têtes de bobine, le disque tournant est supposé avoir un rôle prédominant dans les échanges dans les enceintes fermées des deux côtés. Le dernier paramètre clé est donc la vitesse de rotation. Nous dressons la liste des plages de variation de ces paramètres.

Moyen d'injection	Buse cône plein	Buse jet plat	Arc ruissèlement	Multi-jets
Débit d'huile, L/h	40 - 120	40 - 130	110 - 360	150 - 360
Température d'huile, °C	35 – 75			
Vitesse rotor, tr/min	0 – 4 600			

Tableau 8 : Conditions des essais à l'huile

3.2 Mesures et incertitudes

3.2.1 Bilan des puissances thermiques

L'instrumentation inclus 17 thermocouples placés sur différentes parois, ainsi que 4 sondes de précision PT100, immergées dans l'huile ou dans l'eau. Les thermocouples sont principalement situés sur les parties du stator. Plus loin dans ce chapitre, nous analyserons les températures au cœur de la machine plus en détail. Des mesures de débit d'eau (dans les flasques) et d'huile ont été réalisées pour vérifier la bonne répartition des deux côtés de la machine. Pour ce faire, un chronomètre et une éprouvette graduée ont été utilisés. En théorie, la machine, prise en tant que système thermique, vérifie le bilan de puissance suivant :

$$P_{bobines}^{theo} + P_{eau}^{theo} + P_{huile}^{theo} + P_{frot}^{theo} + P_{air}^{theo} = 0 \quad (46)$$

On s'efforce de vérifier le plus précisément possible ce bilan. Chaque puissance qui le compose est estimée grâce à différentes mesures, que l'on détaille maintenant.

3.2.2 Puissance des bobines et mesure de référence pour la température du cuivre

La puissance dissipée dans les bobines est assez simple à calculer. Il s'agit du produit de la tension et du courant, qui sont tous deux continus et constants.

$$P_{bobines} = U.I = R^{elec}.I^2 \tag{47}$$

Nous disposons d'un générateur de courant continu, directement branché sur les bobines, pour engendrer des pertes thermiques par effet Joule. Pour diminuer les courants électriques à générer, les conducteurs des bobines ont été reliés en série. Malgré cela, il faut générer de forts courants : la résistance équivalente est d'environ 1,5 Ω à 100 °C. Le courant peut ainsi atteindre plus de 40 A pour près de 30 V dans les essais réalisés.

Mis à part pour le bilan, les deux grandeurs U et I, relevées sur le générateur, donnent également une indication intéressante sur la température moyenne des bobines. En effet, la résistivité du matériau conducteur (le cuivre) varie linéairement en fonction de la température locale. La résistance électrique totale peut être décrite par la relation suivante, la section du cuivre $S_{bobines}$ étant considérée constante.

$$R^{elec} = \int_0^{L_{bobines}} \frac{\rho_0^{elec}[1+\alpha(T_{bobines}(l)-T_0)]}{S_{bobines}} dl = R_0^{elec}(T_0)[1+\alpha(\overline{T_{bobines}}-T_0)] \tag{48}$$

$$o\grave{u} \quad R^{elec} = \frac{U}{I}$$

Nous avons réalisé quelques tests étalons pour une température quasi-homogène du cuivre. On relève la tension et le courant du générateur ainsi que la température moyenne des bobines. Celle-ci est calculée comme la moyenne des températures des thermocouples fixés aux bobines. Durant ces tests, l'écart maximal entre toutes ces températures est de 2,5 °C. Ceci nous donne la loi de variation de la résistance en fonction de la température.

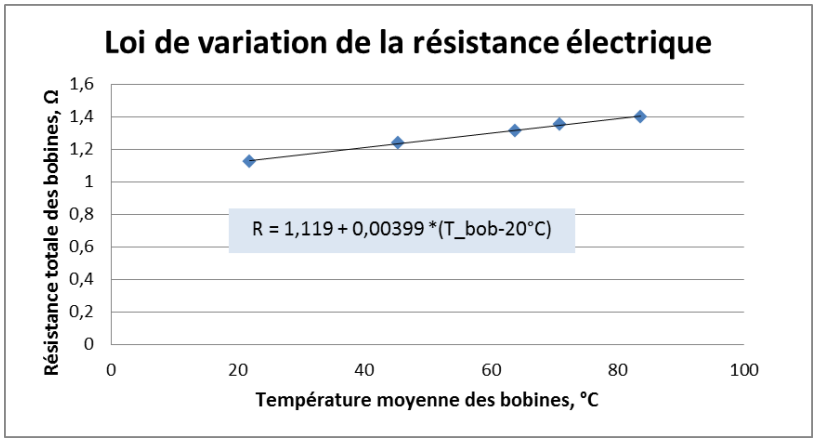


Figure 3-16 : Loi linéaire de la variation de la résistance électrique des bobines en série

On obtient par nos mesures $\alpha = 0.0040\ °C^{-1}$ pour une température référence $T_0 = 20\ °C$ (En théorie, la valeur $\alpha = 0.0038\ °C^{-1}$ pour le cuivre est utilisée). Malgré une bonne corrélation, comme ce facteur est petit, l'incertitude sur la température moyenne atteint 2 °C. Avec cette loi, la température moyenne du cuivre peut être déduite des valeurs U et I. Il est important de faire la différence avec les températures locales mesurées directement par les thermocouples. Cette température moyenne donne plutôt la tendance générale de l'ensemble des bobines.

3.2.3 Puissance dissipée par l'eau

La puissance dissipée par l'eau est exprimée par la relation suivante, à partir des débits mesurés et de la différence de température entre l'entrée et la sortie de la machine. La puissance P_{eau} correspond à la somme des puissances des deux côtés, pour lesquels on a chacun une mesure d'eau en sortie.

$$P_{eau} = \sum_{côté=1}^{2} Qv_e^{côté}.\ \rho_e.Cp_e\ .\left(T_{eau_{entrée}} - T_{eau_{sortie}}^{côté}\right) \quad \textbf{(49)}$$

La masse volumique et la capacité calorifique de l'eau sont connues ; l'évaluation des débits est plus hasardeuse.

Les circuits d'eau ont été réalisés de façon la plus symétrique possible. Avant la bifurcation, un limiteur de pression réglé à 3 bars est inséré ainsi qu'un rotamètre pour surveiller le débit. Après la bifurcation, les deux branches sont identiques : un tube amène l'eau jusqu'aux canaux dans les flasques, puis est rejetée dans un petit bain de mesure de température. Les débits devraient logiquement être sensiblement de même valeur, mais ceux-ci présentent des disparités assez importantes entre les deux côtés, ainsi que des fluctuations dans le temps. On suppose que ces disparités sont générées à cause de l'étanchéité entre les flasques et les couvre-flasques (écrasement du joint ou répartition de la silicone).

Pour stabiliser les débits et améliorer la distribution, des pastilles d'aluminium percées jouant le rôle de diaphragme ont été placées de chaque côté avant les canaux des flasques. Les pertes de charge déjà présentes deviennent alors négligeables devant celles apportées par les diaphragmes. Pour les essais à huile, on utilise des pastilles percées à 0,9 mm, ce qui engendre un débit d'eau de 35 et 33 L/h, respectivement pour les côtés entrainement et instrumentation. Les fluctuations de débit peuvent aussi être dues à des particules présentes dans l'eau. Vu la petite taille des sections de passage, un filtre est placé en amont.

La mise en place de ces systèmes simples a permis d'obtenir des débits stables des deux côtés. Les débits des deux côtés sont mesurés (éprouvette graduée et chronomètre) de manière occasionnelle avant les essais (environ une fois par série de mesure). Ils apparaissent quasi-constants. L'incertitude moyenne sur la mesure de ces débits d'eau est de 2 %. De plus, à chaque essai réalisé, le débit total donné par le rotamètre est vérifié.

3.2.4 Puissance dissipée par l'huile

De la même manière, on calcule la puissance dissipée par l'huile. Tous les tubes faisant transiter l'huile sont recouverts de mousse isolante pour mieux vérifier les bilans de puissance. Pour la circulation d'eau, la différence de température avec l'air ambiant ne le nécessite pas.

$$P_{huile} = Qv_h.\rho_h.Cp_h.\left(T_{huile_{entrée}} - T_{huile_{sortie}}\right)$$
$$\text{où} \quad \rho_h \text{ et } Cp_h \text{ fonctions de } T_{huile_{entrée}} \quad \textbf{(50)}$$

Cette fois, la variation de la masse volumique doit être prise en compte car les variations de température pour l'huile sont plus importantes (entre 35 et 75 °C). La capacité calorifique est moins influencée.

Pour garantir la bonne répartition de l'huile vers les deux côtés de la machine, nous avons placé des diaphragmes de chaque côté avant les injecteurs, sauf pour les buses de brouillard qui occasionnent déjà des pressions importantes. Grâce aux diaphragmes, la répartition vers les deux côtés est très bonne (écart maximal de 5 %), de la même façon que pour le circuit d'eau. On peut le constater dans les mesures de la Figure 3-17.

Pour obtenir les valeurs du débit d'huile durant tous les essais, nous avons opté pour le relevé de la mesure de fréquence de la pompe. Nous avons choisi une pompe dont le moteur est piloté par un variateur de fréquence. Comme cette pompe est volumétrique, le débit doit être directement proportionnel à la fréquence du variateur, presque indépendamment de la pression. Nous voyons sur la figure suivante la correspondance entre le débit et la fréquence du variateur de la pompe. Nous avons fait deux étalonnages : un à faibles débits avec des buses à cône plein (M8), et un autre à forts débits avec les arcs. Le fabricant nous a indiqué que dans son fonctionnement nominal (50 Hz), le débit est de 320 L/h.

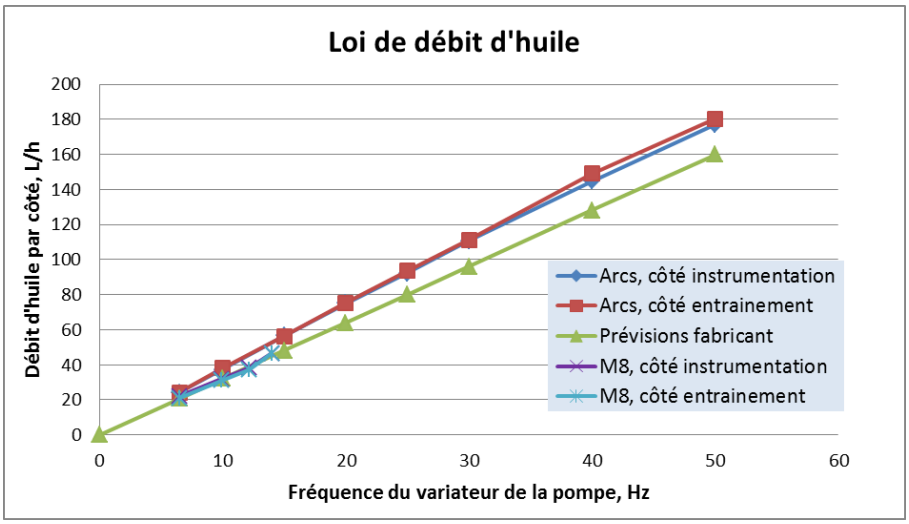


Figure 3-17 : Loi de débit fonction de la fréquence du variateur de la pompe, mesures pour injection M8 et arcs (huile à 50 °C)

On rappelle qu'un manomètre à huile a été placé avant la bifurcation pour détecter les anomalies ; on garde une pression maximale de 5 bar, alors que le refoulement de sécurité de la pompe est réglé à 6 bar. Nous observons bien ici une loi proportionnelle entre la fréquence du variateur et le débit. Cependant, il apparait que le débit mesuré est plus important qu'attendu (+15 %) pour l'injection par arcs. Pour les buses, les mesures se rapprochent de la prévision par le fabricant.

On note qu'avec les buses de pulvérisation M8, de l'air, sous forme de petites bulles, se mélange à l'huile. On observe même pour les plus grands débits la présence d'une épaisse couche de mousse à la surface du bain d'huile. Théoriquement, comme l'entrée d'huile se trouve en bas du bain, la séparation des phases voudrait que le fluide pompé soit en majorité de l'huile, mais le bain est constamment brassé. Par simple observation de la variation d'un volume prélevé à la sortie de la buse (45 °C), qu'on laisse reposer à l'air libre (17 °C), nous obtenons une diminution de masse volumique de l'ordre de 5 % du volume, qui peut être attribuée pour 2 % à la dépendance à la masse volumique, donc l'émulsion serait responsable de 3 %. La séparation complète des phases se produit au bout de plusieurs minutes, voire plusieurs dizaines de

minutes. La couche de mousse est présente (surtout aux plus forts débits) lors de l'injection par buses, mais pas pour les deux autres injecteurs. L'émulsion expliquerait qualitativement la différence des facteurs débit/fréquence mesurés entre les deux moyens d'injection, mais la valeur de 15 % reste inexpliquée. Cela ne semble pas être un effet de la pression car les diaphragmes engendrent des pressions comparables à celles des buses.

Nous avons cependant choisi de prendre en compte la loi linéaire identifiée avec la buse M8 pour les deux buses, et la loi obtenue avec les arcs pour les deux injecteurs à forts débits. L'écart sur la mesure de débit, par les deux lois respectives, est en moyenne égal à 4 %.

3.2.5 Pertes par frottement

Pour quantifier la puissance par frottements, nous avons réalisés quelques essais préliminaires sans aucun apport de puissance aux bobines, mais avec de l'eau circulant dans les flasques. Dans ce cas référence, les fuites à l'air sont très faibles car les pertes par frottement sont dissipées à proximité des noyaux d'eau et car la machine est isolée thermiquement. Si on part du bilan (46), la puissance mécanique (frottements) est donc considérée égale à l'opposé de la puissance dissipée par l'eau, en régime stabilisé.

$$P_{frot}^{ref} = -P_{eau}^{ref} = -\sum_{côté=1}^{2} Qv_e^{côté}.\ \rho_e.Cp_e.\left(T_{eau_{entrée}} - T_{eau_{sortie}}^{côté}\right)^{ref} \qquad (51)$$

Pour tous les essais, nous caractériserons la puissance par frottement par la vitesse de rotation. Nous avons d'abord vérifié le pilotage correct du variateur sur la plage de variation à l'aide d'un tachymètre. L'incertitude moyenne sur la vitesse du rotor ne dépasse pas 2 %. Ensuite, nous avons réalisé notre étalonnage de puissance P_{frot}^{ref} sur la plage de variation de vitesse du rotor (0 à 4 600 tr/min). Les puissances absorbées par l'eau de chaque côté sont indiquées dans la figure ci-dessous :

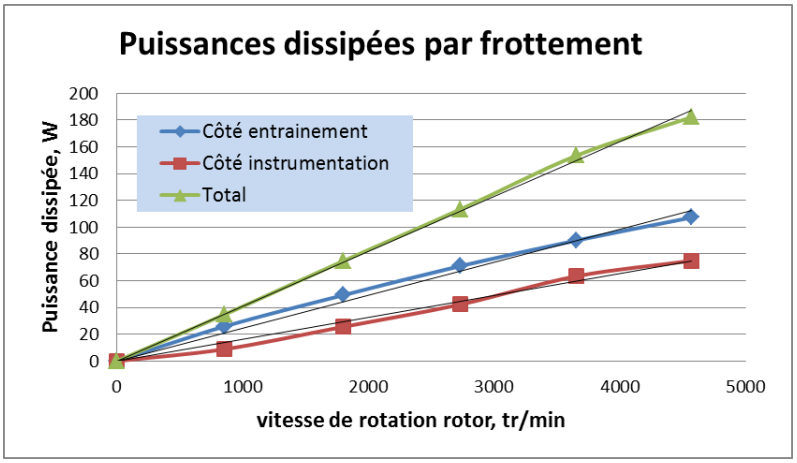


Figure 3-18 : Puissance mécanique générée dans les paliers (essais de référence)

Sur le côté entrainement, le palier subit un effort radial plus important en supportant la tension de la courroie. Il est donc logique de voir que la puissance mesurée de ce côté-là est plus importante. Heureusement, la dissipation de la puissance se fait principalement du roulement au flasque, refroidi. Ainsi, même si la puissance peut être non négligeable (jusqu'à 180 W)

comparée à la puissance injectée dans les bobines, les champs thermiques au stator ne seront pas très influencés par ces pertes.

Cette puissance de référence par frottement apparait comme étant une fonction linéaire de la vitesse de rotation. On définit donc un couple résistant effectif moyen $\overline{\Gamma_{res}}$.

$$P_{frot}^{ref} = P_{eau}^{ref} = \overline{\Gamma_{res}}.\omega \quad \textbf{(52)}$$

Pour ces essais référence, on a laissé circuler un filet d'huile pour lubrifier les paliers. Cependant, dans tous les essais, on peut avoir des conditions assez différentes : températures d'huile et d'arbre, débits d'huile arrivant aux paliers. On relève donc la puissance consommée par le moteur. Cette donnée est affichée par le variateur qui pilote le moteur d'entrainement. On ajoute à l'estimation de P_{frot} une puissance de correction pour rendre compte de la différence entre les conditions d'essais et les conditions de référence, à une vitesse de rotation donnée.

$$\begin{aligned} P_{frot} &= \overline{\Gamma_{res}}.\omega + P_{frot}^{correction} \\ P_{frot}^{correction} &= \left(P_{consommée} - P_{consommée}^{ref}\right).\overline{\left(\frac{P_{chaleur}^{ref}}{P_{consommée}^{ref}}\right)} \end{aligned} \quad \textbf{(53)}$$

La puissance de correction est exprimée par la différence de puissance consommée par le moteur d'entrainement : entre l'essai considéré ($P_{consommée}$) et l'essai de référence, pour lequel l'équation (52) a été obtenue ($P_{consommée}^{ref}$). Nous voulons estimer la quantité de chaleur par frottements générés en plus ou en moins. La puissance de correction fait donc intervenir le rapport moyen de la puissance effectivement dissipée en chaleur dans l'eau sur la puissance consommée par le moteur. Dans le cas référence, ce rapport $\overline{\left(\frac{P_{chaleur}^{ref}}{P_{consommée}^{ref}}\right)}$ vaut 0,75 : 3/4 de la puissance consommée par le variateur est récupérée sous forme de chaleur dans l'eau. Cette correction contribue pour un maximum de 15 % dans la puissance par frottement et est généralement négative : les paliers doivent être légèrement mieux lubrifiés en conditions d'essais pour lesquels les débits d'huile peuvent être importants. En valeur absolue, cette correction reste faible.

3.2.6 Puissance dissipée par air (fuites ou défaut d'isolation)

Les dissipations par l'air sont inévitables et assez difficile à quantifier. Sur les côtés de la machine, les dissipations sont très limitées car l'eau dans les flasques et l'air ambiant ont des températures très proches. Le carter, lui, est beaucoup plus chaud : entre 70 et 100 °C pour les essais. Sur tout le tour, le carter est couvert d'une couche épaisse de laine de verre, donc les dissipations sont restreintes. Par contre, un flux légèrement plus significatif passe par la fixation de celui-ci au bâti. A partir des surfaces d'échange, entre le carter et le bâti, puis le bâti et l'air, nous évaluons une conductance thermique ($G_a = 0{,}39\ W/K$) entre le carter, de température relativement uniforme, et l'air. Les fuites restent faibles.

$$P_{air} = G_a.(T_\infty - T_{carter}) \quad \textbf{(54)}$$

3.2.7 Erreurs et incertitudes des mesures

Pour toutes les mesures, les différentes puissances ont été évaluées pour calculer l'erreur ε_P sur le bilan :

$$\varepsilon_P = \frac{P_{bobines} + P_{frot} + P_{huile} + P_{eau} + P_{air}}{P_{bobines} + P_{frot}} \quad (55)$$

Pour la configuration de référence, les puissances, à l'instar de $P_{bobines}$ sont faibles, ce qui engendre des erreurs assez importantes sur les bilans. Nous avons obtenu une erreur moyenne de 7 % et une erreur maximale de 22 % pour ces essais. Heureusement, l'erreur est réduite pour les essais avec injection d'huile : 3 % de moyenne contre 7 % au maximum. Le Tableau 9 présente les valeurs moyennes de chaque puissance, sur tous les essais. Pour chacune, la moyenne de l'incertitude liée aux erreurs de mesure est aussi indiquée. On remarque que l'incertitude est la plus élevée pour la puissance dissipée dans l'huile car nous n'avions pas de sonde PT100 pour la mesure de sortie d'huile, mais deux thermocouples. Compte tenu de la faible valeur de la puissance dissipée par air, et de l'impossibilité de la mesurer directement, nous n'avons pas quantifié l'incertitude liée à cette puissance.

Puissance	$P_{bobines}$	P_{frot}	P_{huile}	P_{eau}	P_{air}
Valeur moyenne, W	700	90	- 350	- 410	- 30
Incertitude moyenne	2 %	12 %	22 %	7 %	-

Tableau 9 : Valeurs moyennes des puissances et de l'incertitude de mesure

3.3 Visualisations des écoulements

Pour aider l'interprétation des mesures thermiques, nous avons visualisé les écoulements d'huile sur le côté du moteur. Nous avons donc conçu un flasque transparent. De plus, une nappe laser a été ajoutée pour mieux distinguer les gouttes et les gouttelettes. La meilleure façon d'observer l'écoulement est de se placer dans le prolongement de l'axe et de projeter la nappe dans un plan orthogonal, entre le bout des têtes de bobine et la paroi du flasque. Nous avons pris des photographies pour un type de brouillard (HVV 03), l'arc de ruissèlement et l'injecteur multi-jets. Pour chaque injecteur, nous montrons sur les figures de la page suivante (Figure 3-20, Figure 3-21 et Figure 3-22) les clichés pour des conditions combinant deux vitesses de rotation et deux débits. La rotation est horaire et la température d'huile est de 50 °C.

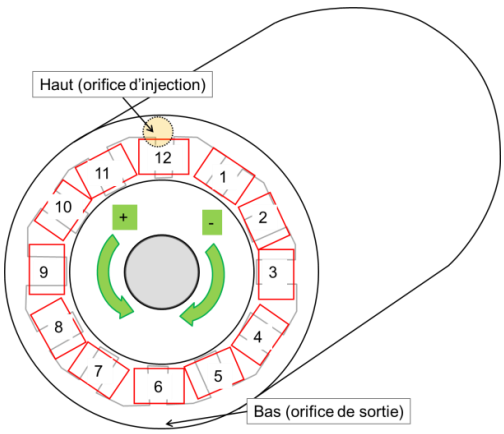


Figure 3-19 : Position des têtes de bobine, analogie au cadran d'une horloge

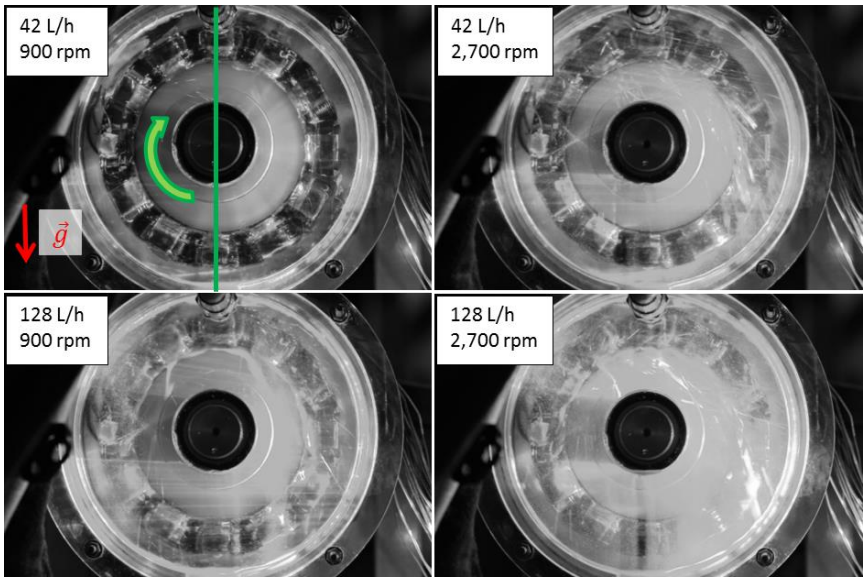


Figure 3-20 : Photographies de l'injection par buse à jet plat, huile à 50 °C

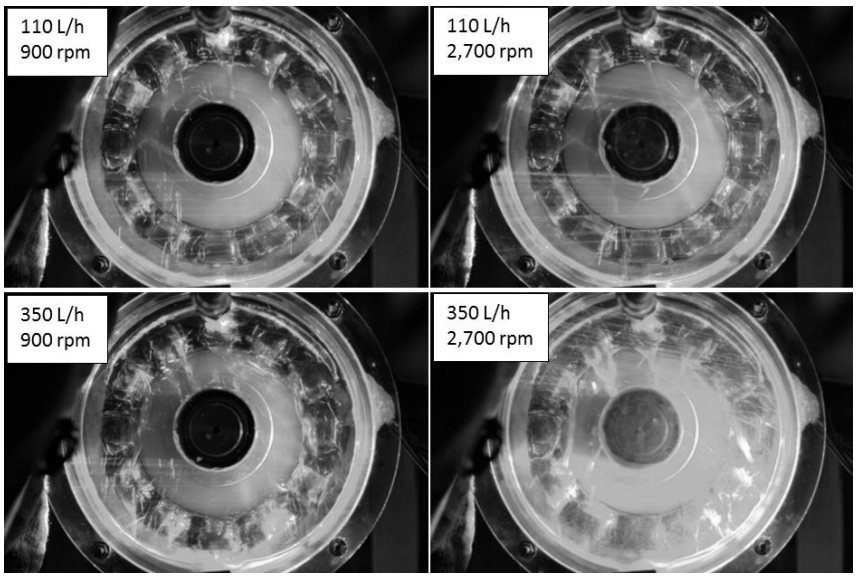


Figure 3-21 : Photographies de l'injection par arcs de ruissèlement, huile à 50 °C

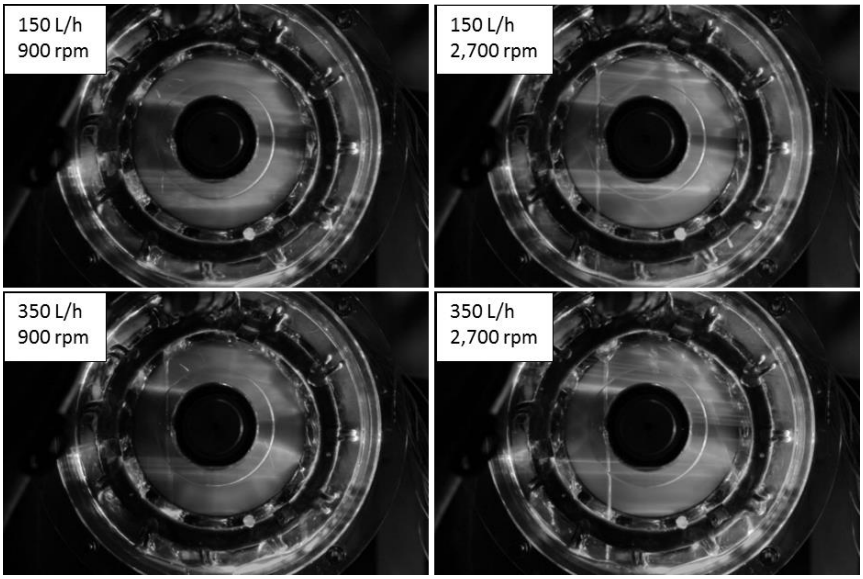


Figure 3-22 : Photographies de l'injection par injecteur multi-jets, huile à 50 °C

3.3.1 Observations générales communes à tous les types d'injection

On retrouve des dénominateurs communs à nos trois types d'injection. L'écoulement général semble être dominé par le ruissèlement, pour presque toutes les configurations ; la dispersion des gouttes et gouttelettes semble cependant plus importante pour la buse de pulvérisation. Un film d'épaisseur plus ou moins importante se forme sur les parois des têtes de bobine. Ainsi, on retrouve des zones ou l'ensemble de l'huile impactée sur une tête est concentrée, par effet de gravité. A chaque bobine correspond un jet de vitesse quasi-nulle, émanant de son point le plus bas. Suivant le débit apporté sur la bobine considérée, ce jet s'apparente à du goutte à goutte ou à un jet continu. Pour la suite, nous décrirons plus facilement l'écoulement en repérant les bobines par rapport à leur position. Pour cela, nous faisons l'analogie avec le cadran d'une horloge, comme le montre la Figure 3-19. Le point d'injection se situe tout en haut de l'enceinte ; il s'agit de l'endroit où sont fixées les buses, et l'emplacement du collecteur d'entrée pour les deux autres injecteurs.

Le jet émanant d'une tête de bobine peut retomber sur différents éléments, selon sa position :

- Sur une autre bobine située juste dessous (pour les bobines 2, 3, 4, 8, 9, 10)
- Sur le carter ou la culasse, en direction de la sortie (5, 6, 7)
- Sur le bout du rotor (11, 12 et 1, voire 2 et 10)

Seulement trois bobines (les bobines supérieures) sont donc susceptibles d'occasionner un jet sur la partie tournante, qui pourra ensuite disperser cette huile. On observe toutefois des détachements d'une partie du jet provenant des bobines 2 ou 10 suivant le débit et la rotation. Dans les trois configurations testées (buse à jet plat, arc de ruissèlement et araignée multi-jets), ces trois bobines supérieures sont approvisionnées en huile. Sans considérer les retours d'huile vers le haut, et en considérant une bonne répartition entre les orifices de nos injecteurs, on peut estimer la part du débit d'huile qui est amenée sur les parties tournantes :

- Une grande partie pour la buse à jet plat (dépend de la vitesse et de l'angle du jet et de la dispersion des gouttelettes)
- 60 % (3 jets sur 5) pour l'arc de ruissèlement
- 25 % (9 jets sur 36) pour l'araignée multi-jets

On rappelle, pour mieux se rendre compte du débit absolu, que la plage de débit est différente entre ces injecteurs : 40 - 140 L/h pour les buses, 110 - 350 L/h pour les deux autres. L'influence de la rotation devrait donc être plus importante pour l'arc de ruissèlement et les buses.

Parlons rapidement de ce que deviennent ces jets lorsqu'ils rencontrent le disque tournant, sur les bobines supérieures. Le ruissèlement, dû à la gravité, est perturbé par les effets de rotation. Les schémas suivants aident à la compréhension. La gravité y est représentée en rouge, alors que les forces dues à la rotation sont notées par les flèches bleues. Celles-ci sont connues dans le cas d'un écoulement monophasique (voir partie 1.3.3.1). Le disque tournant entraîne le fluide environnant suivant la direction du mouvement, tangentiellement. Des forces centrifuges en découlent. Pour les bobines supérieures, ces forces sont globalement contraires à la gravité.

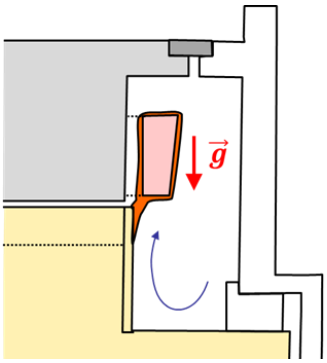


Figure 3-23 : Contradiction des forces sur les jets des bobines supérieures : faible rotation

A vitesse nulle, les jets provenant des bobines supérieures adhèrent à la paroi latérale du rotor. Cette adhésion est due aux forces de viscosité et à la proximité du bas des têtes de bobine avec le bout du rotor. A faible vitesse, l'huile continue à adhérer à cette paroi, mais est entrainée vers le côté du mouvement (droit, si la rotation est négative).

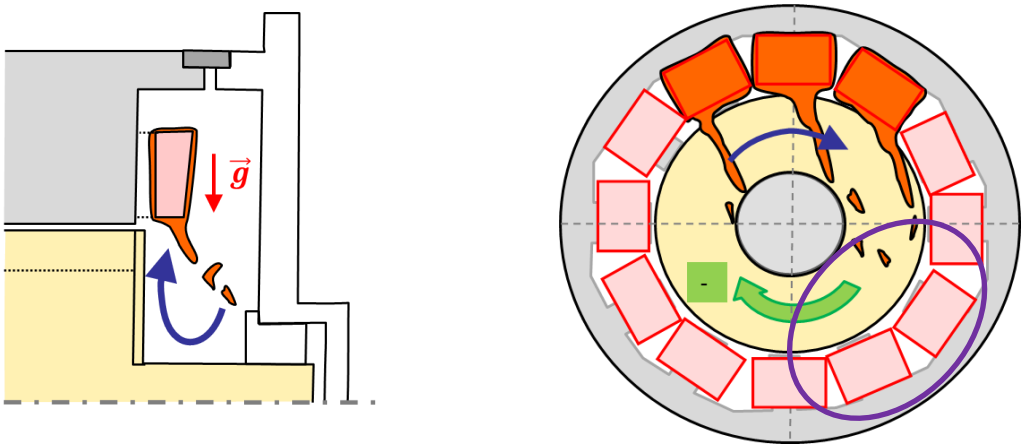


Figure 3-24 : Contradiction des forces sur les jets des bobines supérieures : forte rotation

Cet état ne perdure que pour les très faibles vitesses : on a un changement de forme d'écoulement vers 600 tr/min ; cette vitesse critique dépend du débit et du type d'injection d'huile. A plus fortes vitesses, le jet est éclaté en gouttes ou en gouttelettes et est repoussé en direction du flasque ; il reste entrainé vers le côté de la rotation. On observe ainsi un regroupement de particules d'huile dans le quadrant bas-droit (si la rotation est négative), entouré sur la Figure 3-24 en violet. On note aussi que la vitesse de rotation joue sur la forme des projections. Plus le moteur tourne vite, plus les projections sont denses : les jets des bobines semblent plus éclatés. On observe bien cela dans les photographies précédemment fournies, de manière moins nette pour l'injecteur multi-jets.

Cet écoulement s'explique par la rencontre entre le flux d'air, ou le mélange air/huile, entrainé de manière centrifuge et les jets d'huile en bas de bobine. La vitesse critique correspond à la condition pour laquelle les forces de rotation deviennent plus importantes que les forces visqueuses, qui poussent l'huile à adhérer au rotor. Dans une certaine mesure, la rotation empêche l'huile d'adhérer à la paroi du rotor au-delà de ce seuil critique. Ceci va forcer la confrontation entre les forces de rotation et la gravité. Les vitesses du mélange air/huile mis en mouvement par la rotation sont de plus importantes en s'approchant des parties tournantes. Comme les têtes de bobine sont avancées par rapport au bout du rotor, les deux flux doivent se

contourner, ce qui explique le détachement des jets, et le fait qu'ils soient repoussés vers le flasque.

Pour des vitesses de rotation fortes, les résidus de ces jets (gouttes et gouttelettes) s'éloignent tellement du rotor qu'ils impactent le flasque. Les forces de rotation s'accroissent dans ce cas. De même, cet effet semble aussi s'amplifier avec la température d'huile. Les forces de rotation (comme la gravité) sont à priori inchangées. On suppose que c'est la viscosité diminuée qui cause un accroissement du transport de l'huile, axialement. D'une part, le détachement de la paroi du bas de la bobine est facilité, et d'autre part, les gouttelettes formées sont potentiellement plus petites (inertie plus faible).

Nous avons dégagé ce qui était commun aux écoulements générés par les différents injecteurs. Nous décrivons maintenant ce qui est propre à chaque configuration. On rajoute des photographies pour chaque injecteur au débit maximal respectif, cette fois pour de l'huile à 80 °C et pour trois vitesses de rotation. La lumière est cette fois une lampe standard ; les gouttelettes ressortent moins. On note que malgré les conditions d'essais tenues constantes, l'écoulement est instationnaire, dû à au ruissèlement et à l'éclatement des jets aléatoires.

3.3.2 Buse de pulvérisation : jet plat (HVV 003)

On note ici que le jet plat est positionné horizontalement au-dessus de la bobine 12 : l'impact se fait sur le haut de la culasse stator. On observe globalement un ruissèlement, avec une bonne partie qui est amenée par gravité sur le rotor (des trois bobines supérieures). On a pu voir pendant la caractérisation de cette buse que l'angle du jet s'agrandissait avec le débit, tout comme la vitesse. Les gouttelettes se font de plus en plus denses avec le débit. A plus haute température, le jet est également plus évasé et plus enclin à la formation de gouttelettes, pour un débit donné.

A faible débit, on n'obtient pas véritablement de brouillard, même à grande vitesse. La répartition ne semble d'ailleurs pas très bonne ; les bobines les plus excentrées (3 et 9) sont peu approvisionnées en huile. Au contraire, à fort débit, sans doute grâce à l'écartement et à l'accélération du jet, la répartition semble bien meilleure, même sans rotation (toutes les bobines impactées). L'huile ressort alors de la buse sous forme d'une espèce de mousse, qui semble allégée et explore plus facilement le domaine entier.

Du fait de la génération de gouttelettes et de la rotation qui peut faire réimpacter cette huile, la dispersion de l'huile dans le domaine semble être importante. On l'observe bien par les points lumineux dans la Figure 3-20, surtout à fort débit. Grâce au laser, on note que l'on peut aussi voir la présence d'un brouillard très fin (ou vapeur d'huile) présent dans l'ensemble du domaine. On l'observe particulièrement bien à 80 °C, après l'arrêt de la rotation, qui génère des gouttes et gouttelettes de plus gros diamètre masquant ce brouillard.

Dans la figure suivante, on voit l'écoulement à débit maximal pour différentes vitesses. On voit bien que la pulvérisation elle seule (sans rotation, à gauche) suffit à remplir de gouttelettes le domaine entier. On retrouve déjà de l'huile ruisselant sur le flasque. A vitesse modérée, on observe les jets aux bobines supérieures rapidement cassés (la transition se fait à environ 650 tr/min). Enfin, à plus grande vitesse, on voit bien la concentration d'huile qui se retrouve dans

le quadrant bas-droit. Une bonne partie de ces particules que l'on voit dans la zone entourée en violet ruissèle sur le flasque, après avoir été repoussé du disque tournant.

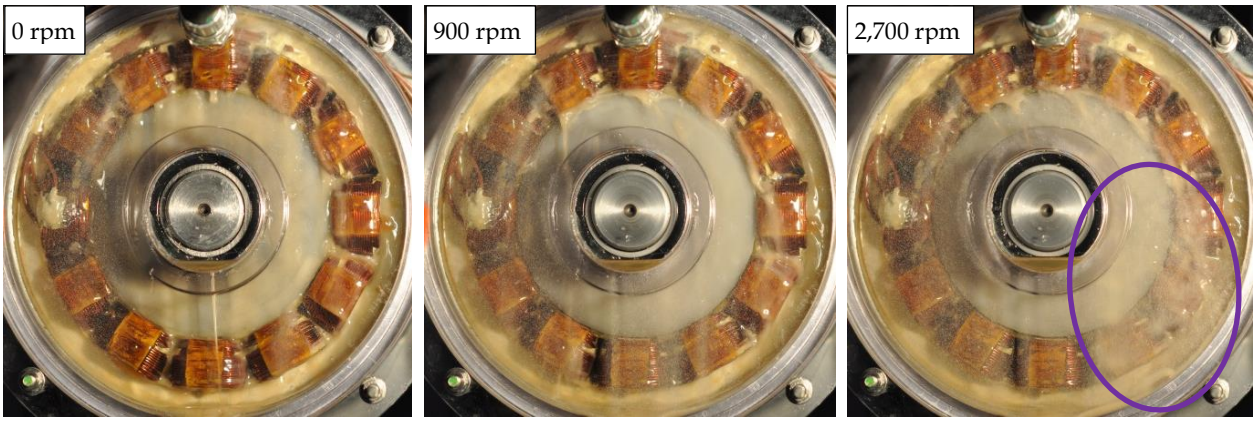


Figure 3-25 : Effet de la vitesse de rotation pour l'injection par buse à jet plat, (huile à 80 °C débit de 140 L/h)

3.3.3 Arcs de ruissèlement

Même sans rotation, toutes les bobines ont l'air d'être approvisionnées en huile – pas forcément équitablement – et ce pour tous les débits. Les orifices des injecteurs sont positionnés plus en retrait qu'attendu : une grosse partie du débit semble arriver sur la face avant, laissant une faible partie sur la face arrière, l'intérieur du virage de la tête de bobine. La transition vers la rupture des jets des bobines supérieures se fait de manière assez précoce (450 tr/min, à vérifier pour les différents débits). Il est possible que la concentration d'huile sur la face avant écarte plus les jets du rotor et diminue le phénomène d'adhésion à la paroi du rotor.

A faibles débits, les projections sont moins prédominantes et l'écoulement semble gouverné par le ruissèlement. Cela s'explique peut-être par le fait qu'à petit débit, le débit se répartit plus entre les orifices de côté (bobines 2 et 10), ce qui engendre un débit impactant le rotor plus limité.

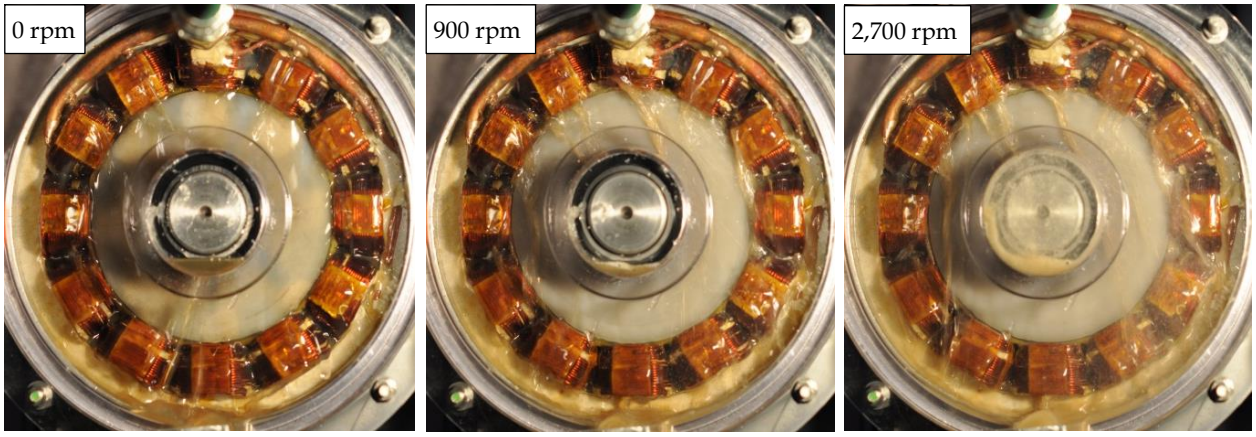


Figure 3-26 : Effet de la vitesse de rotation pour l'injection par arcs, (huile à 80 °C débit de 350 L/h)

A plus fort débit, même à vitesse raisonnablement faible (ex : 900 tr/min), les projections d'huile par le rotor sont importantes. On peut le voir dans la Figure 3-21 grâce au laser. On observe aussi des gouttelettes éjectées par l'arbre, relativement bien réparties dans l'ensemble du domaine. Les particules qui sont entrainées vers le quadrant bas-droit, nombreuses, semblent

plus grosses que pour le jet plat. On observe aussi (Figure 3-26) la projection de l'huile vers le flasque due au rotor, mais cela est moins net (moins bien identifiable car l'huile ne mousse pas ici). Ceci n'est observé que pour les plus fortes vitesses.

Avec ce type d'injecteur, il est plus simple de rendre compte de la répartition d'huile. Nous avons cinq jets initialement impactant les cinq bobines supérieures. En résultent 5 jets en bas de ces bobines. Nous analysons la répartition du flux d'huile causée par l'entrainement par rotation :

- 3 jets (bobines 12, 1 et 2) sont continument entrainés vers le côté droit
- 1 jet est entrainé vers le côté gauche (bobine 10)
- Le dernier jet (bobine 11) peut soit se diriger du côté droit, soit du côté gauche (parfois se divise, parfois retombe sur l'arbre qui l'entraine plutôt vers le côté gauche)

Nous avons donc une disparité importante de la distribution d'huile sur les bobines inférieures.

3.3.4 Araignées multi-jets

Même au plus fort débit ($V_{jets} \sim 7\ m/s$), les jets ne présentent pas d'éclaboussures (ou vraiment très peu à 80 °C) sans la rotation ; l'huile adhère à la paroi. Ces impacts sur les têtes de bobine semblent donc être d'influence très locale, et le ruissèlement prédomine hormis ces zones d'impact très restreintes.

On observe toujours les jets sur les bobines supérieures arrivant sur le rotor, qui sont entrainés par rotation. La vitesse de transition pour laquelle des gouttes se détachent est observée vers 650 tr/min. On constate ensuite le détachement d'un seul jet continu issu de la bobine 11 à relativement faible vitesse, puis un deuxième jet (bobine 12) se détachant à plus forte vitesse. Le jet issu de la bobine 1 suit le mouvement et vient s'écraser sur la bobine 2. On observe donc, sur la Figure 3-22 ou sur cette dernière figure ci-dessous, très peu d'influence de la vitesse de rotation. De manière plus générale, la dispersion de l'huile dans le domaine est plus faible pour ce type d'injection. Ceci est explicable par deux choses. D'une part, le débit arrivant sur le rotor est bien plus faible que pour l'arc de ruissèlement. D'autre part, aucune gouttelette n'est générée à la sortie de l'injecteur, contrairement à la pulvérisation.

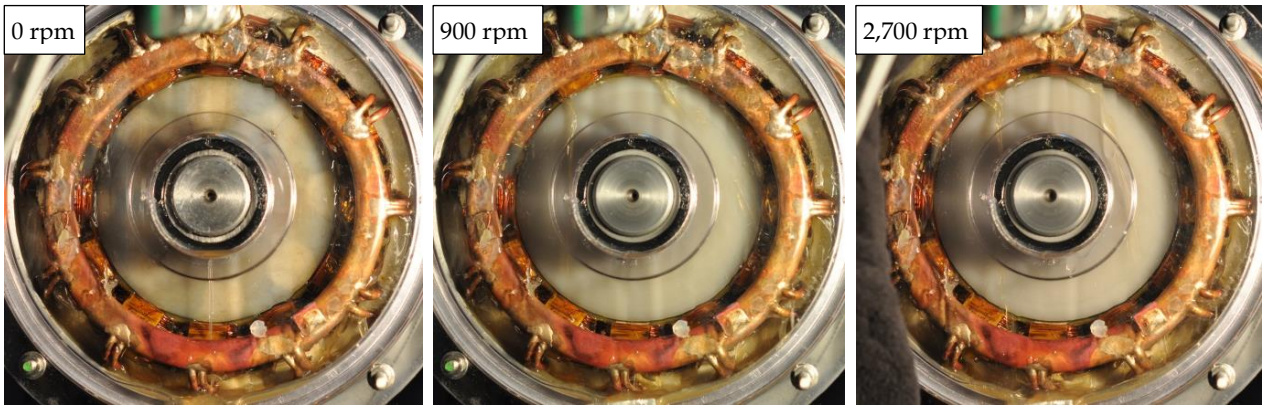


Figure 3-27 : Effet de la vitesse de rotation pour l'injection par multi-jets, (huile à 80 °C débit de 350 L/h)

3.4 Mesures thermiques : résultats bruts

3.4.1 Protocole et choix des paramètres d'analyse des transferts thermiques

Tous les essais ont été réalisés pour un régime thermiquement stabilisé. Avant chaque relevé de mesures, toutes les conditions sont réglées à la configuration voulue : vitesse du rotor, température et débit d'huile le cas échéant. Le débit d'eau dans les flasques est vérifié. La puissance électrique est fournie aux bobines. Nous attendons alors le régime stationnaire (environ 3 heures à partir d'un moteur à température ambiante). Pour pouvoir mieux comparer les essais entre eux, nous opérons à une température des bobines moyenne fixée. Ainsi, la puissance injectée dans les bobines est le paramètre clé qui traduit l'efficacité de la dissipation des calories. Il faut faire attention toutefois, car cette puissance ne correspond pas à la puissance que l'on peut dissiper dans une machine réelle. Cette puissance reflète surtout l'efficacité des transferts thermiques sur le côté du stator, comme il est isolé des flasques et de l'air ambiant (carter isolé).

On rappelle qu'une grosse partie de la puissance des frottements est dissipée par l'eau directement. On remarque que la puissance de dissipation par l'huile n'est pas si importante ; elle est même légèrement plus faible que la puissance dissipée par eau, en moyenne (voir Tableau 9). L'échange conductif étant réduit entre le carter et les flasques, cette répartition doit être due à un transfert de puissance : la puissance générée dans les bobines, excepté les fuites, est dissipée dans l'huile. Puis l'huile, avant d'être évacuée de cette enceinte, transmet une partie des calories à l'eau. C'est en tout cas ce que nous avons supposé.

Nous avons donc réalisé quelques essais pour vérifier que la présence des noyaux d'eau dans les flasques ne perturbait pas les transferts. Après analyse de tous nos essais, nous avons localisé les configurations où les dissipations étaient le plus susceptibles d'être influencées : la puissance dissipée à l'huile, rapportée à la puissance dissipée par les bobines est la plus faible. Il apparait assez logiquement que ceci se produit pour une température d'huile élevée (plus gros écart de température entre l'huile et l'eau), mais l'impact de la vitesse de rotation et du débit semble un peu moins net. Les buses de pulvérisation, sans doute de par les gouttelettes générées, favorisent légèrement plus les échanges de l'huile vers l'eau.

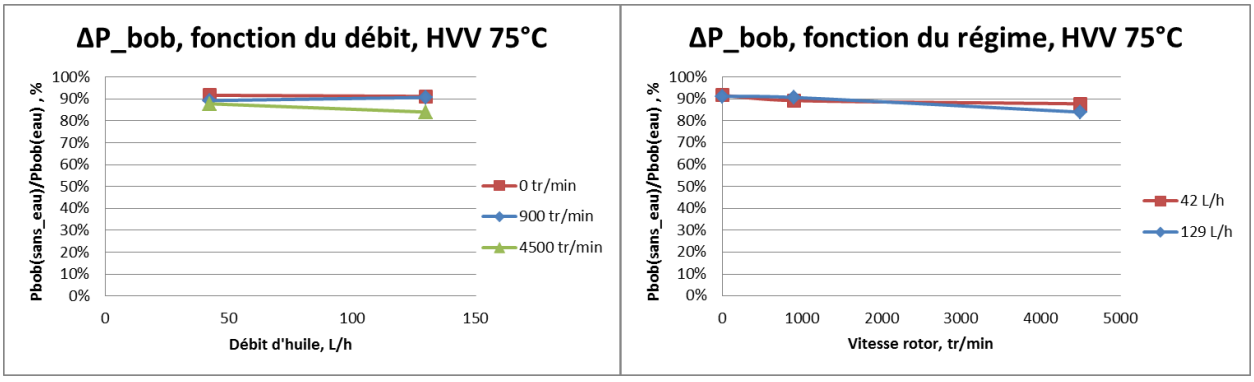


Figure 3-28 : Influence de la circulation d'eau dans les flasques sur la puissance dissipée

Ainsi, les essais complémentaires ont été réalisés avec les buses à jet plat, de l'huile à 75 °C et balayant plusieurs points de fonctionnement (débit d'huile et vitesse rotor). On trace ici le

rapport $\Delta P_{bob} = \frac{P_{bobines}(sans\ eau)}{P_{bobines}(avec\ eau)}$ en fonction du débit et de la vitesse. Ces puissances sont obtenues pour les mêmes conditions (température et débit d'huile, vitesse de rotation, température moyenne des bobines de 110 °C), excepté la circulation ou non d'eau dans les flasques.

On note une influence légère du débit, et un peu plus marquée pour la vitesse de rotation (l'influence du noyau d'eau est plus importante à haute vitesse). Cependant, la variation de cet écart est assez faible pour les différentes conditions (8 à 16 %). On rappelle que l'on s'est placé dans la configuration avec à priori le plus d'influence du noyau d'eau. Ainsi, pour toutes les configurations testées, l'écart entre la puissance dissipée $P_{bobines}$ relevée et la puissance que l'on aurait relevé sans la circulation d'eau est de maximum 16 %.

Comme nous l'avions supposé, l'huile capte bien la chaleur avant de la céder à l'eau en grande partie, mais en l'absence d'eau la puissance dissipée est peu affectée ; seule la répartition change grandement. Nous restons donc sur l'analyse des transferts globaux par la puissance injectées dans les bobines, en considérant une influence assez négligeable du refroidissement des flasques sur les transferts thermiques.

Principalement, deux températures d'huile en entrée ont été testées : 50 et 75 °C. Il est important de noter que durant les premiers essais, pour les buses avec une température d'huile à 50 °C, la température moyenne des bobines était ciblée à 90 °C. Pour tous les autres séries d'essais, cette température cible était de 110 °C. On peut également mentionner le fait que pendant certains essais, on avait affaire à des fluctuations de températures. Ces variations pouvait aller jusqu'à 7 °C au cœur de la machine, où les fluctuations devraient être lissées. On attribue celles-ci au caractère instationnaire de l'écoulement.

Injecteur	Température moyenne des bobines, °C	Température d'huile, °C	Puissance bobines, W
Air seul	90	-	160
	110	-	190
Buses M8	90	50	510
	110	75	600
Buses HVV	90	50	530
	110	75	600
Arcs de ruissèlement	105	38	1080
	105	50	940
	110	75	670
Multi-jets	110	50	970
	110	75	640

Tableau 10 : Récapitulatif des séries d'essais

3.4.2 Configuration de référence : cas de l'air seul à l'intérieur de la machine

Dans un premier temps, nous avons réalisé des mesures servant de référence dans le cas sans injection d'huile. Nous n'avons qu'un seul paramètre de variation pour ce cas : la vitesse de rotation.

La puissance des bobines est dissipée par l'eau et par l'air ambiant. Pour l'air ambiant, il s'agit des fuites par le carter, décrites précédemment. La dissipation dans l'eau se décompose entre la conduction à travers les bagues isolantes et la convection de l'air interne, dans les côtés de la machine. Ce dernier chemin thermique se compose des transferts entre le côté du stator – en particulier les têtes de bobine – et l'air interne, puis entre cet air et le flasque refroidi. Les températures d'eau, d'air ambiant et du carter restent quasiment constantes durant la série de mesure. Seuls les transferts thermiques par convection de l'air interne doivent être influencés par la variation des conditions (vitesse de rotation). Environ 30 W sont dissipés par l'air ambiant et 20 W sont dissipés par eau de chaque côté à travers les bagues isolantes. Ainsi, à une constante près (approximativement 70 W), la puissance dissipée dans les bobines, illustrée dans la Figure 3-29, reflète assez précisément les transferts de convection de l'air interne. On remarque que ces transferts convectifs internes augmentent constamment avec la vitesse de rotation : 70 W pour la convection naturelle, et jusqu'à 200 W à 4 600 tr/min, qui correspond à la plage 140 – 270 W de $P_{bobines}$.

La littérature (Kreith [143], Owen Rogers [51]) décrit l'écoulement d'un système rotor/stator discoïde fermé. L'air est entrainé par la rotation, ce qui crée un écoulement centrifuge au stator et centripète à proximité du flasque. Le flux centrifuge au rotor génère des jets d'air sur les parties du côté du stator. Si on considère l'espacement entre les deux parois ($G_{disque} = \frac{e}{R_{rotor}} =$ 0,48), la présence du flasque ne devrait pas affecter la couche limite sur le disque tournant. Ce pourrait ne pas être le cas pour les têtes de bobine. On peut approcher l'écoulement autour des têtes de bobine et du côté du stator comme des zones subissant l'impact d'un jet plan dont la vitesse serait celle décrite dans le cas d'un disque libre en rotation.

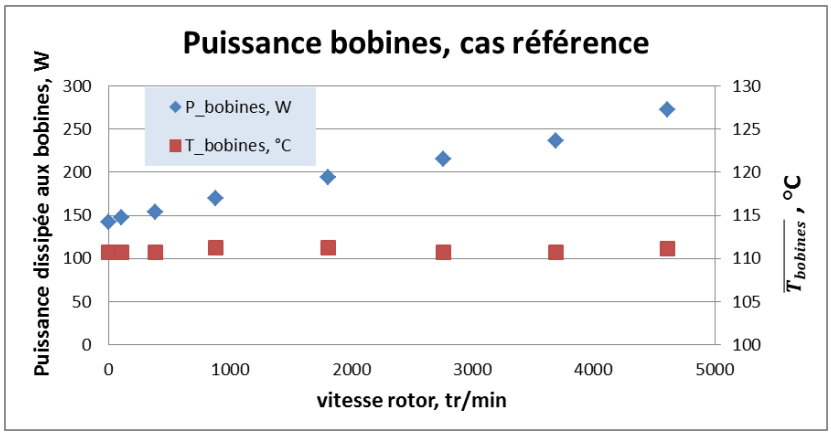


Figure 3-29 : Influence de la vitesse de rotation sur la puissance dissipée aux bobines, cas à air seul

3.4.3 Efficacité thermique globale des systèmes à huile

Les transferts lorsque l'injection d'huile est activée sont maintenant analysés. Pour relativiser le gain en dissipation, les données pour le cas à air seul sont ajoutées sur les graphiques, quand la comparaison est pertinente. Ces essais sont ceux réalisés sous les mêmes conditions (température des bobines), mais sans huile. Ces essais à air seul sont notés en référence.

3.4.3.1 Influence du débit et de la température d'huile

Comme les essais sont nombreux, l'effet de chaque paramètre est traité, l'un après l'autre. On présente d'abord les données en fonction du débit d'huile à une vitesse de rotation fixée

(2 750 tr/min), pour chaque injecteur. Comme pour la configuration de référence, l'efficacité globale de la dissipation par huile est représentée par la puissance injectée dans les bobines. Il a été difficile de garder strictement les conditions de température voulues pour tous les essais. Pour chaque série d'essais, on relève quelques variations malgré nos efforts. On indique donc également la différence entre la température moyenne des bobines et la température d'huile en entrée ($\Delta T = \overline{T_{bobines}} - T_{huile_{entrée}}$). Pour tenir mieux compte de l'influence de ces variations de conditions d'entrée, on ajoute des courbes de tendance correctives. Si le ΔT pour l'essai considéré est plus élevé que le reste des essais, la puissance $P_{bobines}$ mesurée est plus importante qu'elle devrait être si les conditions étaient strictement tenues.

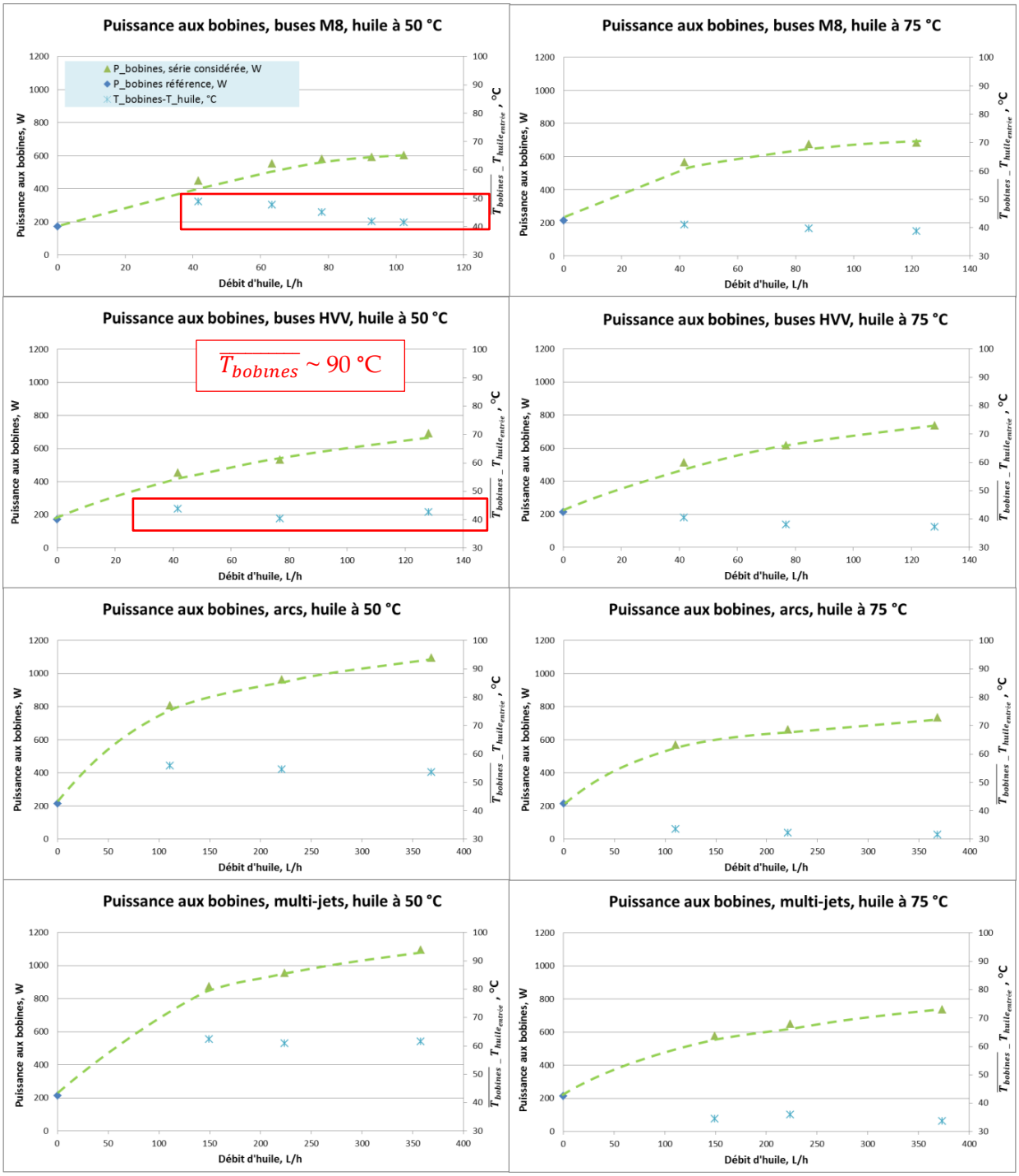


Figure 3-30 : Influence du débit et de la température d'huile sur la puissance aux bobines, pour tous les injecteurs (2 750 tr/min)

Tous les graphiques montrent clairement une amélioration des transferts avec une augmentation du débit, et ceci pour tous les moyens d'injection. Comme attendu, la dissipation des pertes aux bobines est bien plus importante quand de l'huile est injectée que dans le cas référence où seul l'air est présent dans la machine. Les données sont présentées seulement pour une vitesse de rotation, mais l'influence du débit est remarquable pour n'importe quelle vitesse de rotation (même à vitesse nulle). Cependant, la dissipation globale par la buse à cône plein (M8) semble saturer pour les plus forts débits. Ceci pourrait être expliqué par le fait que la forme du cône de projection ne varie plus au-delà d'un certain débit (environ 70 L/h à 50 °C, 50 L/h à 80 °C) ; la dispersion du brouillard est peut-être plus limitée malgré une augmentation de débit. Le jet plat, qui est plus large, ne présente pas de semblant de saturation.

On rappelle que pour les deux buses, les séries avec l'huile à 50 °C ont été réalisées pour une température moyenne des bobines d'environ 90 °C. Les données sont d'ailleurs encadrées en rouge pour repère. Ceci explique pourquoi la puissance de dissipation obtenue est même légèrement plus faible que pour l'huile à 75 °C. On remarque aussi que la puissance de référence (air seul) pour ces deux séries est plus faible ; celle-ci est obtenue pour une température de bobines de 90 °C.

Pour les deux autres injecteurs (arcs et multi-jets), on peut analyser l'influence de la température car la température des bobines reste la même. Pour une température d'huile de 50 °C, la différence $\overline{T_{bobines}} - T_{huile_{entrée}}$ est largement plus importante qu'à 75 °C. La puissance aux bobines est aussi largement augmentée, malgré une viscosité de l'huile presque trois fois plus importante.

Nous pouvons comparer tous les injecteurs pour des conditions données. Dans la Figure 3-31, on montre les données pour de l'huile en entrée à 75 °C et une température moyenne des bobines d'environ 90 °C. Les injecteurs sont comparés à vitesses du rotor identiques : 900 et 4 600 tr/min. On trace également ΔT pour tenir compte des variations de conditions. Les données de la buse à jet plat (HVV) sont manquantes dans certaines configurations mais les deux buses semblent donner des résultats similaires sur la dissipation globale. La capacité de dissipation globale est assez comparable pour tous les injecteurs dans la zone de recoupement des plages de débit, approximativement 120 L/h. Cependant, on observe que la pente de la puissance dissipée est plus élevée pour les buses de brouillard que pour les deux autres injecteurs. Cette forte pente pourrait être due à la densification de gouttelettes significative lorsque le débit augmente.

La comparaison des deux derniers injecteurs est intéressante. Bien que la solution de ruissèlement inclue seulement quelques points d'injection (contrairement à l'injecteur multi-jets), la capacité de dissipation globale semble être légèrement meilleure. Comme toute l'huile est injectée dans la partie supérieure, par gravité, un plus grand débit impacte toutes les têtes de bobine. Ceci est vrai tant que l'huile injectée sur les bobines supérieure ruissèle sur les bobines inférieures et n'est pas repoussée vers le flasque comme on l'a observé dans quelques configurations, principalement à fortes vitesses. De plus, l'échauffement de l'huile n'est pas très important donc l'huile arrivant sur les bobines inférieures reste à température raisonnablement basse pour assurer un écart de température important avec les bobines. Si l'écoulement est bien gouverné par le ruissèlement sur les parois et que l'impact des petits jets reste restreint, comme nous l'avons supposé, un flux d'huile plus élevé signifierait des transferts accrus. Ceci expliquerait la tendance générale de la meilleure efficacité des arcs face aux injecteurs multi-jets.

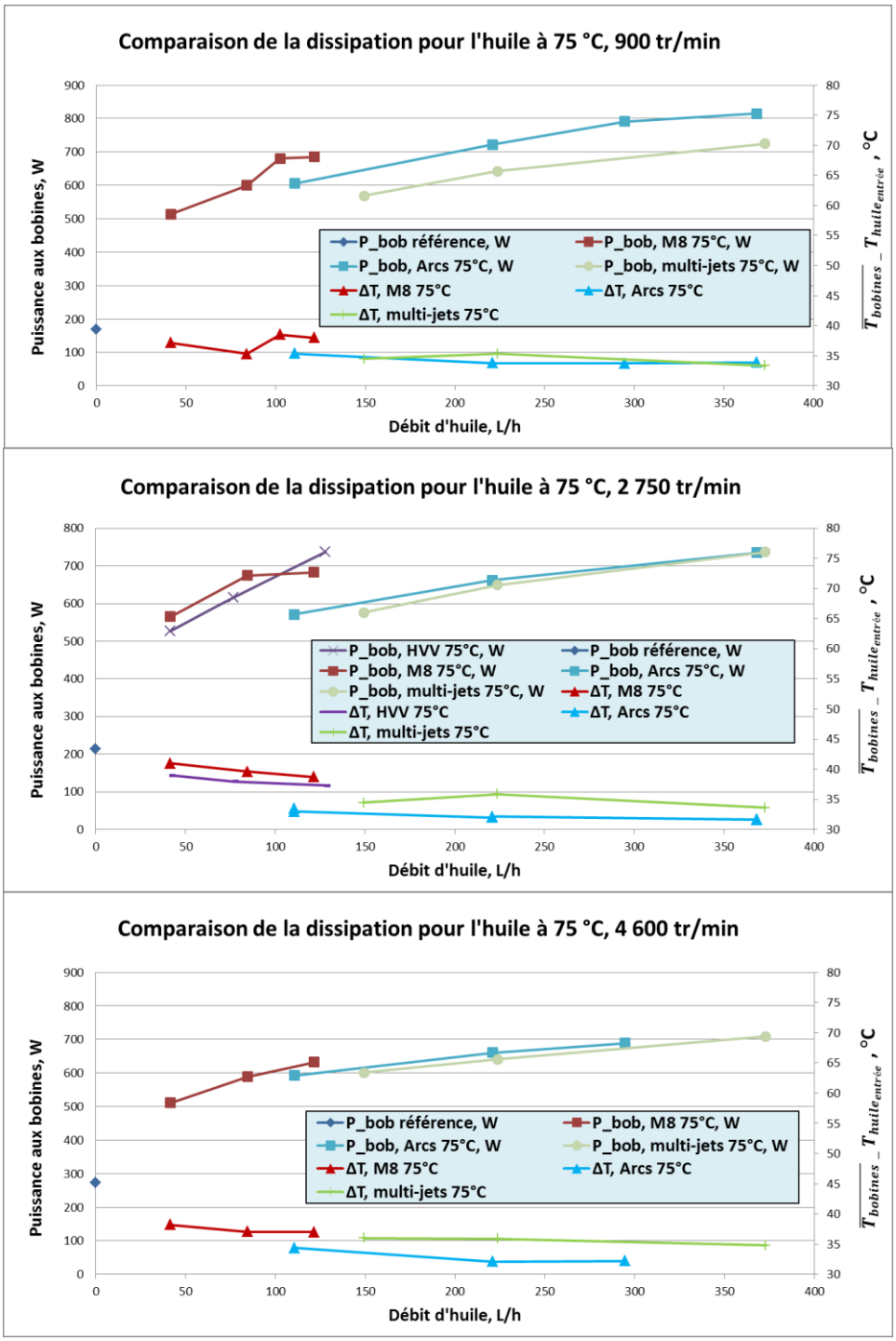


Figure 3-31 : Comparaison de l'influence du débit d'huile sur la capacité de dissipation pour tous types d'injection : 900 tr/min (haut), 2 750 tr/min (milieu) et 4 600 tr/min (bas)

3.4.3.2 Influence de la vitesse de rotation et de la température

Pour chaque type d'injection, la Figure 3-32 montre les données sur la plage de variation de la vitesse du rotor, pour un débit donné. Le débit choisi est le débit maximum car il correspond à une possible application, pour chaque injecteur. Les données présentées ont été obtenues pour 120 L/h et 350 L/h, respectivement pour les buses et pour les deux autres injecteurs. Seuls les 75 °C sont fournis ici. L'influence de la vitesse du rotor semble moins importante que le débit d'huile. En effet, la variation de la vitesse donne lieu à des variations de puissance dissipée moindre que le débit, sur les plages de variation testées.

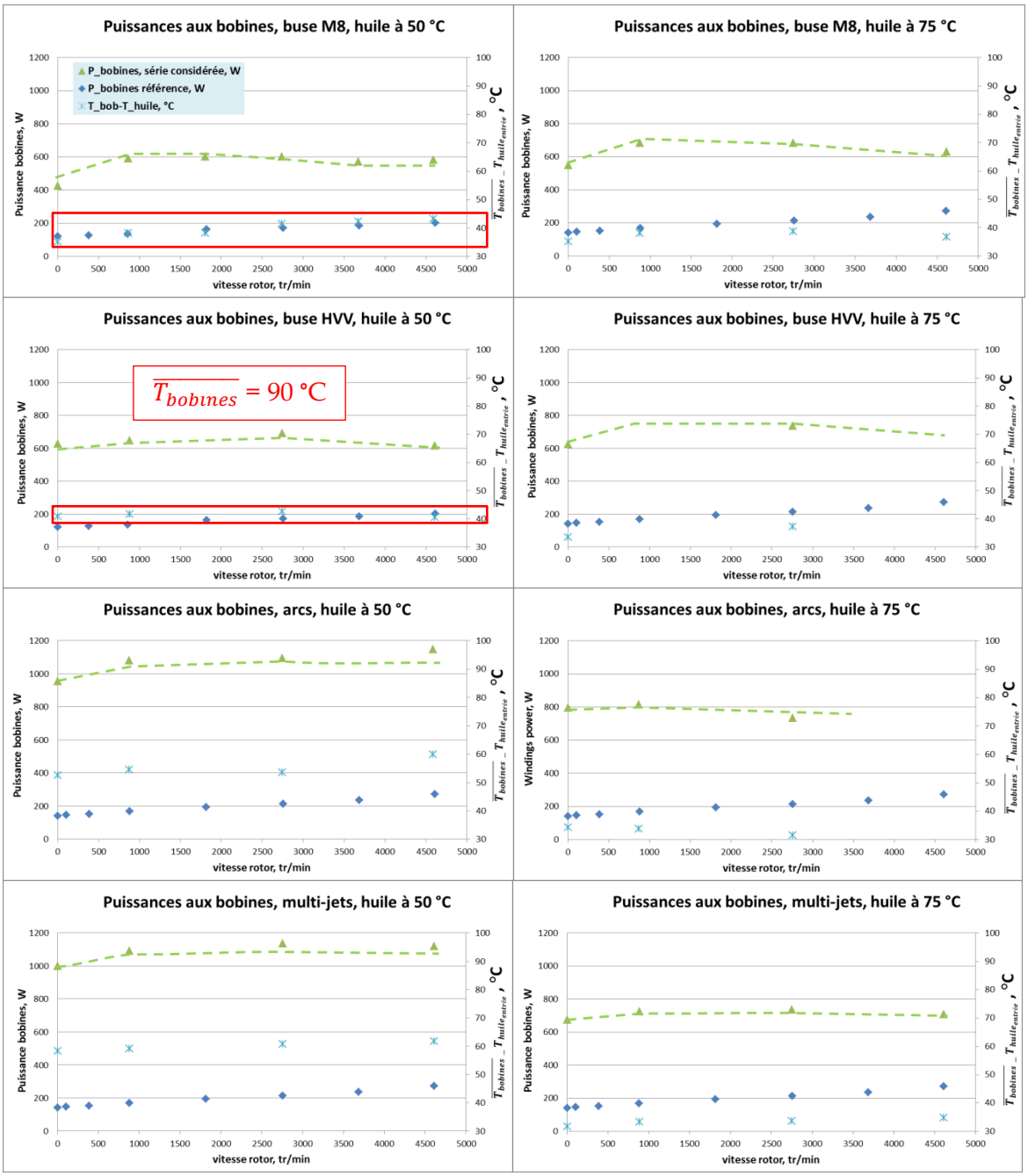


Figure 3-32 : Influence de la vitesse du rotor sur la puissance aux bobines pour un débit maximum respectif

Pour tous les types d'injection, la puissance de dissipation globale est augmentée quand la rotation est activée. Cependant, si cette amélioration est remarquable pour les buses de brouillard, elle est plus modérée pour le ruissèlement et les multi-jets. Dans le cas d'injection de brouillard, la circulation des gouttes et gouttelettes doit être accentuée par la rotation, au tant qu'elle reste à des niveaux faibles. On voit bien que par contre, au-delà de cette vitesse relativement faible, les transferts globaux ne sont pas améliorés avec l'intensification de la rotation. Pire, ces transferts semblent même décroitre pour les vitesses de rotation les plus importantes. Pour les injections par ruissèlement et multi-jets, excepté à vitesse nulle, la puissance aux bobines apparait comme une fonction quasi-constante de la vitesse.

Si on revient aux considérations des visualisations de l'écoulement, le ruissèlement semblait prédominer pour tous les types d'injection, excepté pour les buses qui engendraient en plus des

gouttelettes présentes dans tout le domaine. On rappelle que les données montrées ici s'apparentent aux débits maximaux. Ceci signifie qu'il s'agit des conditions pour lesquelles le brouillard est le plus dense et l'influence des gouttelettes est la plus grande. Cela impliquerait que l'influence de la rotation sur le ruissèlement est négligeable, ce ne serait pas le cas lorsqu'il y a plus de gouttelettes dans le domaine. Ce résultat est plutôt logique, puisque l'inertie des gouttelettes est bien plus faible que celle des gouttes, que l'on a vu se former pour les injecteurs à plus forts débits. Il est possible que, par les effets de rotation décrits précédemment, les gouttelettes soient plus facilement repoussées vers le flasque que les gouttes.

La valeur de la vitesse pour une puissance aux bobines maximum est difficile à identifier. La vitesse critique de début de détachement des gouttes et gouttelettes par le rotor est d'environ 600 tr/min. Comme les gouttes s'écartent à priori de plus en plus du stator (jusqu'à toucher les flasques aux plus fortes vitesses), elles doivent d'abord impacter les bobines inférieures légèrement au-delà de la vitesse critique. Les transferts sur le stator doivent commencer à baisser seulement à partir d'une vitesse plus élevée.

Alors que les effets de la rotation améliorent de façon constante les transferts lorsque seul l'air est présent dans la machine, le refroidissement à l'huile arrive à un point de saturation dès les vitesses faibles. La dispersion non uniforme des gouttelettes et des gouttes semble expliquer cette capacité de dissipation saturante.

3.4.3.3 Efficacité relative des systèmes (fonction de transfert)

Pour pallier les variations de conditions d'essais et comparer de meilleure façon les injecteurs entre eux, nous introduisons une fonction de transfert. Celle-ci reflète également l'efficacité de refroidissement des systèmes, mais relativisé par rapport à l'écart de température entre les bobines et la source froide :

$$F_{th} = \frac{P_{bobines}}{\overline{T_{bobines}} - T_{huile_{entrée}}} \quad \textbf{(56)}$$

Cette fonction de transfert peut être considérée comme une conductance thermique globale, entre les bobines et l'huile. Ceci est justifié si la puissance aux bobines est totalement dissipée par l'huile, ce qui n'est pas loin d'être le cas comme les essais de la partie 3.4.1. le montrent.

Nous traçons la fonction de transfert pour tous les essais réalisés. Le plus représentatif est de représenter cette conductance globale en fonction du débit, premier facteur d'impact. De plus, il s'agit d'une fonction monotone, ce qui n'est pas le cas si l'on trace F_{th} en fonction de la vitesse du rotor. Rien de fondamentalement différent de ce qui a été décrit auparavant n'est montré par ce graphique, mais il permet une meilleure lisibilité pour la comparaison des injecteurs. Les conditions ciblées n'étant pas totalement remplies, nous observons mieux l'efficacité relative, et ceci dans toutes les conditions de fonctionnement.

Nous remarquons bien la pente plus importante pour les buses de brouillard, mais nous rappelons que cette augmentation ne serait pas forcément tenue à plus fort débit, si tant est que l'on puisse l'augmenter : il faudrait pour cela ajouter d'autres buses car la pression à notre débit maximal est déjà élevée (environ 5 bars à 120 L/h). On note par ailleurs que la pente pour la buse à jet plat est plus forte que celle pour le cône plein, ce qui semble dû au fait de l'évasement plus important de la forme générée en sortie de buse.

L'écart de température entre les bobines et l'huile pour les essais avec les arcs était légèrement plus faible. Le ruissèlement apparait donc plus efficace que l'injection multi-jets. L'augmentation des transferts avec le débit est assez constante sur notre plage de variation et est équivalente pour les deux derniers types d'injection. L'efficacité globale est assez équivalente au recouvrement des débits (environ 120 L/h). Toutefois, à ce débit, les buses à jet plat affichent des valeurs d'efficacité relative 10 à 15 % supérieures à celles des buses à cône plein et du ruissèlement.

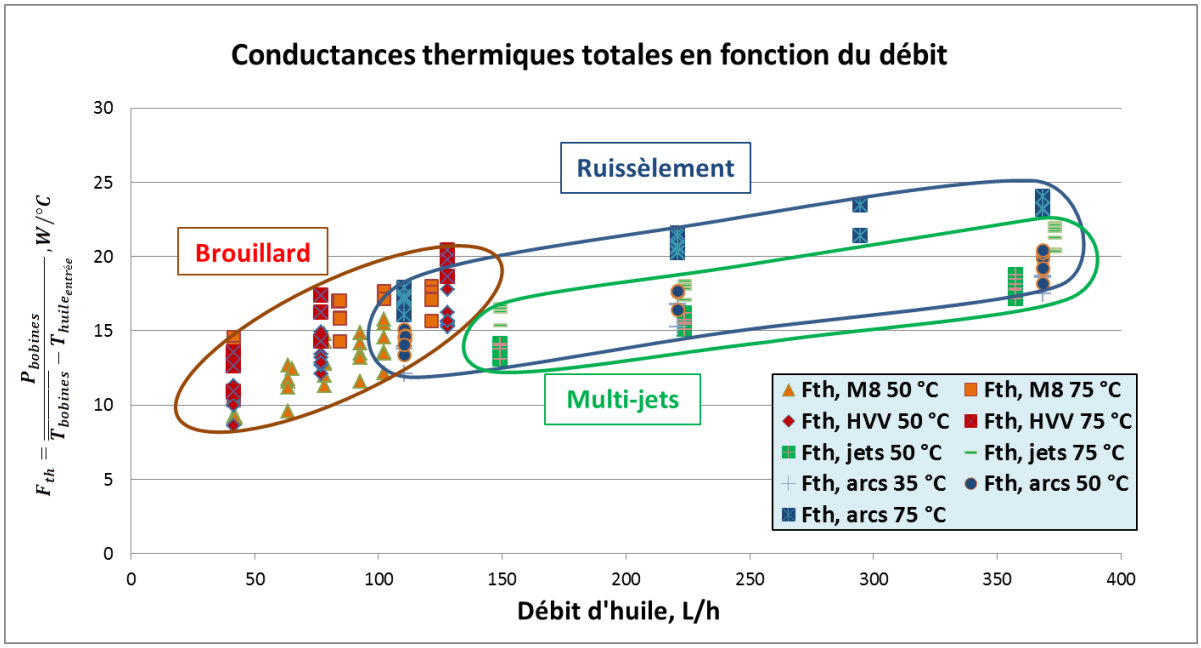


Figure 3-33 : Comparaison de la fonction de transfert pour tous les essais, selon le débit d'huile

Nous regardons maintenant l'influence de la température d'huile sur l'efficacité relative. En fait, cette fonction de transfert correspond à un « $h.S$ » global (conductance) sur les côtés du stator. Pour différentes températures d'huile mais en restant à température de bobines équivalente, la variation de la fonction de transfert quantifie la variation des coefficients de convection, globalement. On trace dans le graphique suivant les données pour les essais avec arcs pour trois températures d'huile en entrée : 35, 50 et 75 °C. Il semble assez net que les transferts relatifs sont améliorés avec l'augmentation de la température, c'est-à-dire la diminution de la viscosité.

On rappelle que quelques puissances résiduelles peuvent perturber ce constat. Plus la température d'huile est haute, plus l'écart de température entre les bobines et l'huile sera faible, plus la puissance dissipée sera faible et moins les puissances résiduelles constantes (conduction dans les bagues isolantes puis dissipation dans l'eau, fuites à l'air) seront négligeables. Cependant, l'effet de la température est assez clair. L'augmentation de l'efficacité relative en passant de 50 à 75 °C est en moyenne de 14 % pour le ruissèlement et de 13 % pour l'injection multi-jets. Les gains pour les buses semblent plus importants mais les bobines ne sont pas à la même température de référence.

L'augmentation de la température d'huile augmente donc l'efficacité relative du refroidissement, mais on rappelle que l'efficacité absolue (puissance dissipée) reste plus importante avec une température d'huile plus basse, du fait de l'écart de température plus élevé.

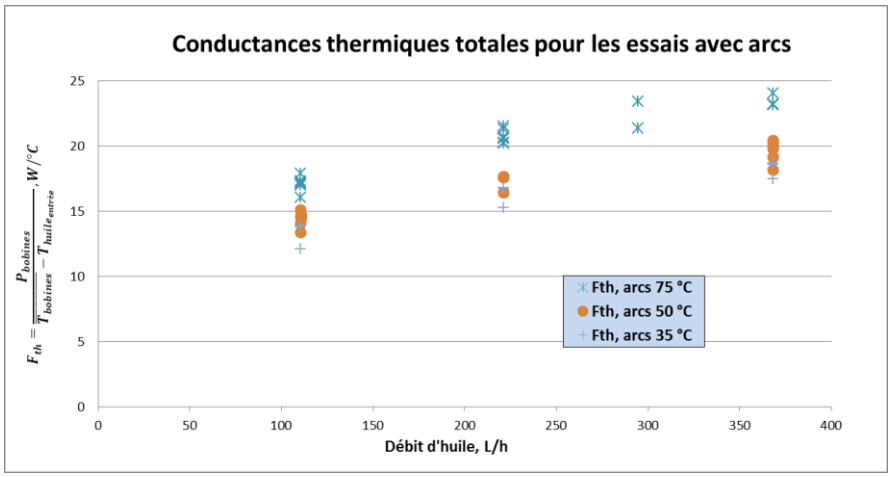


Figure 3-34 : Influence de la température d'huile sur l'efficacité globale, essais par arcs

Cette première étude basée sur l'analyse de la puissance totale dissipée nous a permis de comprendre l'influence globale des différents paramètres. Il apparait nécessaire d'approfondir notre étude pour interpréter notamment l'impact particulier de la rotation. On s'attache donc maintenant à l'analyse des températures locales.

3.4.4 Phénomènes thermiques locaux

Nous analysons maintenant les températures mesurées localement. Nous rappelons qu'à cause de la mauvaise conductivité radiale des bobines et les fortes pertes, les gradients radiaux peuvent être très importants. En refroidissant les bobines de la même manière des deux côtés, les points chauds se situent au cœur de la machine (plan médian), mais proche du centre de ces sections de bobines.

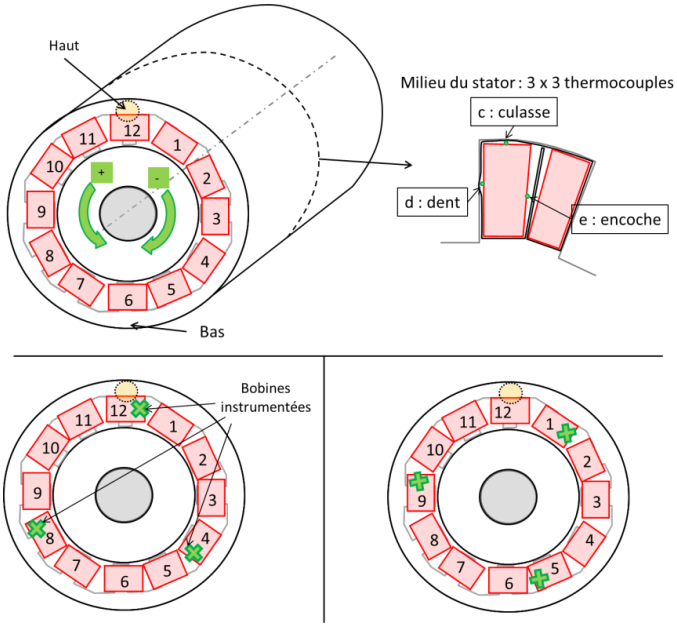


Figure 3-35 : Emplacement des thermocouples sur la bobine (haut), bobines instrumentées pour les essais avec buses et arcs (bas-gauche) et avec multi-jets (bas-droit)

Grâce aux thermocouples situés à différentes position radiales, les disparités de températures peuvent être identifiées. Nous avons donc implanté des thermocouples sur trois bobines différentes et chacune comprend trois points de mesure sur les surfaces extérieures des bobines.

Le schéma de la Figure 3-35 montre la position des thermocouples. On note que la position du stator a été changée pour les essais d'injection multi-jets. Par ailleurs, un des thermocouples était défaillant lors de ces derniers essais.

Nous montrons dans les graphes suivants les températures directes. Les données pour l'huile à 75 °C sont présentées ci-dessous. Les effets de la vitesse de rotation et du débit selon la position radiale sont discutés. Des flèches noires sont positionnées pour aider à la compréhension, en montrant les tendances générales selon la variation d'un paramètre. Une forte dépendance à un paramètre impliquerait une forte démarcation de la tendance générale, montrée par la moyenne des bobines. Nous ajoutons donc aussi cette donnée dans les graphiques.

3.4.4.1 Influence de la rotation sur les températures locales

L'effet de la rotation est d'abord étudié. Sur les graphiques suivants (Figure 3-36 et Figure 3-37), les températures montrées sont pour un débit donné moyen pour chaque injecteur : 80 L/h pour les buses de brouillard contre 220 L/h pour les deux autres injecteurs. Les essais ont été réalisés selon les deux sens de la rotation. Les bobines instrumentées sont donc artificiellement doublées en miroir. Pour les trois premiers injecteurs, en inversant le sens de rotation, la position de la bobine 12 est maintenue, alors que les bobines 4 et 8 sont échangées. Les effets inverses attendus sont bien observés dans l'ensemble pour ces bobines 4 et 8. Les différences résultent surtout de phénomènes très locaux, comme seule une dent sépare les deux positions. Dans le cas de l'injecteur multi-jets, la position du stator permet une meilleure représentation du profil de température selon la position radiale. Un profil approximatif de la température moyenne des bobines est montré dans la Figure 3-36.

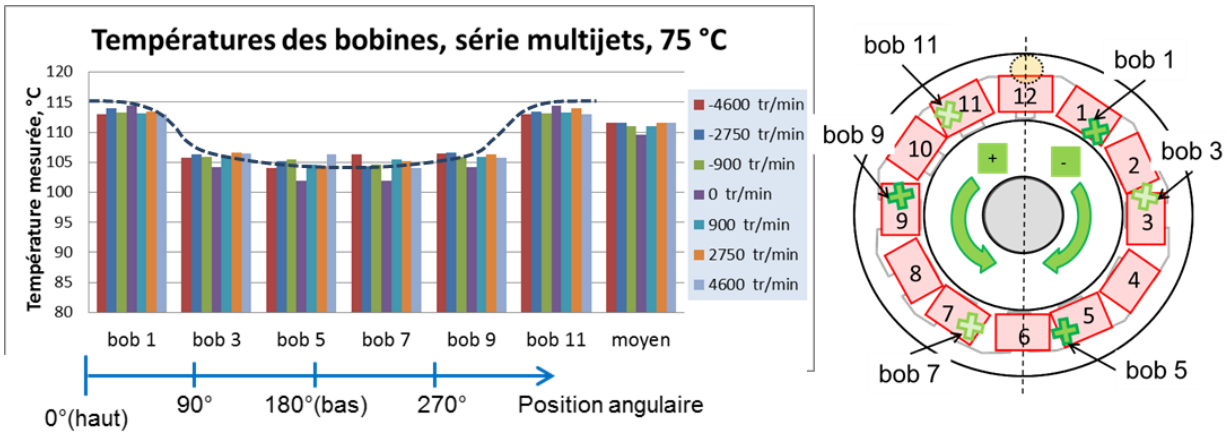


Figure 3-36 : Profil de température de référence selon la position angulaire (multi-jets, 220 L/h)

Sur la Figure 3-37, nous remarquons une disparité importante dans toutes les configurations. En effet, alors que ΔT n'excède pas 40 °C pour ces essais, les températures mesurées par les thermocouples peut atteindre plus de 30 °C d'écart. Même au sein de la même bobine (même section), nous relevons jusqu'à 20 °C d'écart. Ceci n'est pas étonnant au vu des champs de température du chapitre 2. Il faut donc bien garder à l'esprit ces forts gradients radiaux dans les bobines et comparer les températures par rapport à leur position sur la bobine (dent, culasse et encoche). Si on considère une température de référence pour chaque bobine, la disparité de température selon la position angulaire n'est pas si importante qu'elle n'y parait. Dans la Figure 3-36, la température de référence d'une bobine est la moyenne des mesures par les thermocouples placés sur cette bobine, au cœur du stator. Sans les gradients internes, la

disparité entre les bobines est réduite à environ 8 °C pour cette série d'essais. En comparaison, le ruissèlement et les buses de brouillard engendrent des disparités d'environ 9 et 11 °C, respectivement.

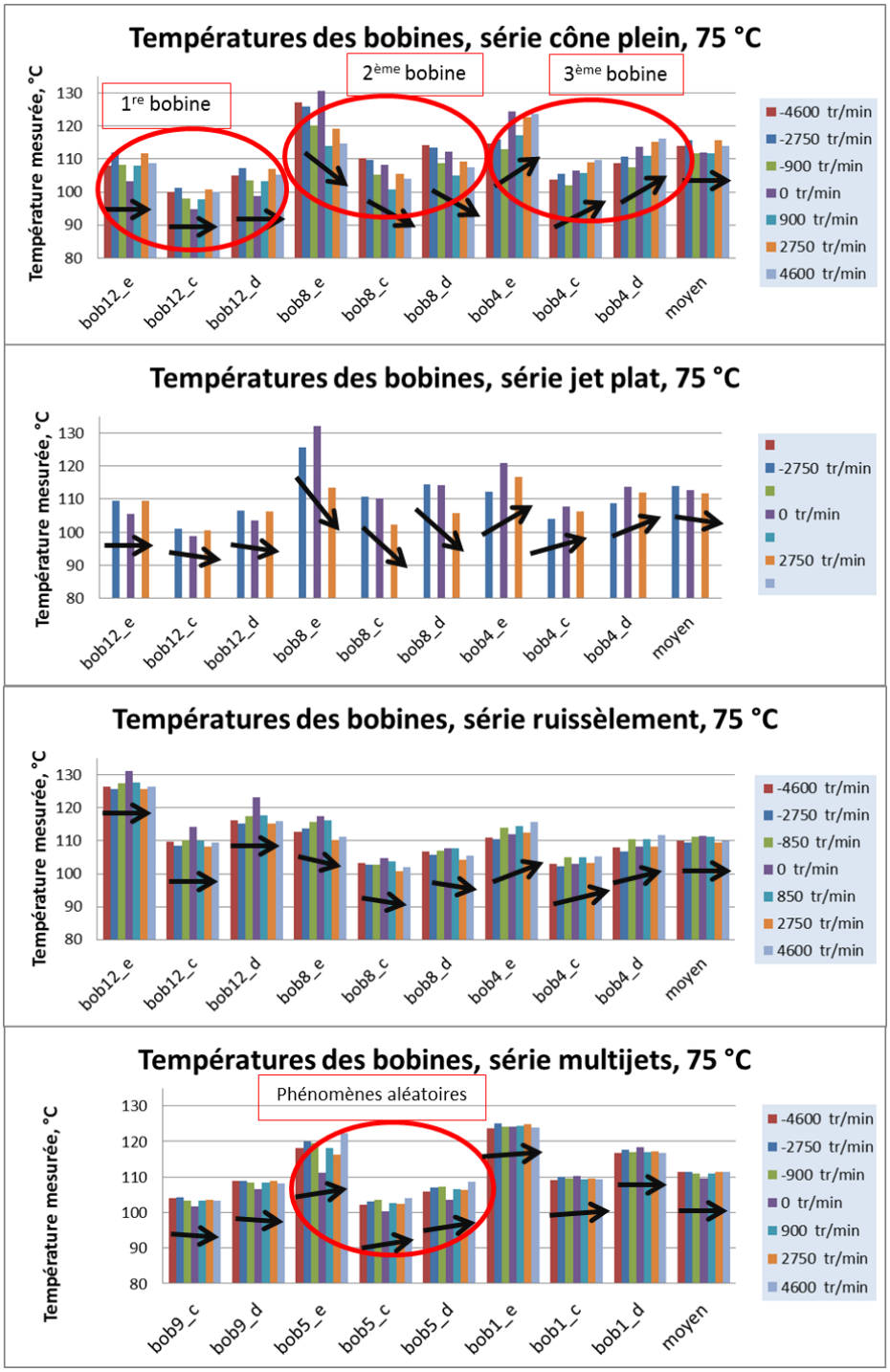


Figure 3-37 : Influence de la vitesse du rotor sur les températures du milieu de bobines (débits relatifs moyens)

Le refroidissement à l'huile semble être largement affecté par les effets de gravité. Le profil approximé dans la Figure 3-36 est celui obtenu par multi-jets, qui est la seule injection axisymétrique. Les variations de température sont directement dues à la gravité : sur les bobines inférieures, le flux d'huile est plus important, ce qui abaisse les températures. La gravité semble surtout affecter les températures des bobines supérieures. En comparaison, sur la même figure, les effets de la rotation apparaissent très inférieurs ; mais attention, pour cet injecteur seulement.

En effet, la rotation influence également beaucoup le champ de température, mais cette influence varie selon les injecteurs. L'huile emmenée par la rotation génère des disparités dans les températures.

Sans rotation, la répartition de l'huile parait beaucoup plus incertaine puisque les disparités de température sont très prononcées. On classe donc cette configuration comme un cas à part, et ceci pour tous les injecteurs. La présence de points beaucoup plus chauds confirme la baisse de l'efficacité globale du refroidissement.

On note que la bobine supérieure est la plus froide dans le cas des brouillards, contrairement aux cas de ruissèlement et multi-jets, pour lesquels la bobine située le plus haut (12 ou 1, respectivement) est la plus chaude. Dans le cas des buses, on explique ceci par la proximité de la bobine supérieure à l'impact de l'huile. Bien que l'huile ne soit pas ou peu dirigée directement sur les bobines, la bobines supérieure doit bénéficier une concentration importante d'huile qui circule à vitesse importante. Dans le cas de l'injection multi-jets, on suppose que c'est le flux total moins important sur les bobines supérieures que sur les bobines inférieures qui explique ce moins bon refroidissement sur les bobines supérieures. Pour le cas du ruissèlement, par contre, le débit d'huile est le même pour les bobines supérieures et inférieures, comme toute l'huile est injectée sur les bobines supérieures. Cependant, cette injection se fait à faible vitesse. On suppose donc que l'huile est accélérée et mieux répartie dans la partie basse du domaine, par gravité ou par rotation. L'éclatement des jets émanant des bobines supérieures, avec la formation de gouttes et gouttelettes pourrait notamment expliquer les températures plus basses aux bobines inférieures.

Pour les buses, l'influence est importante car la même température sur une bobine peut varier de 10 °C entre $-\omega^{max}$ et $+\omega^{max}$, comme on peut le voir sur la Figure 3-37. L'influence est moins prononcée pour le ruissèlement, pour lequel les différences sont d'approximativement 5 °C. En ce qui concerne l'injecteur multi-jets, l'influence est presque négligeable, excepté pour la bobine 5. Nous pensons que les bobines inférieures sont le lieu d'impact des jets provenant d'une bobine supérieure. Lors des essais de visualisation, nous avons remarqué que les ces jets étaient moins éclatés que dans les autres configurations ; un filet continu perdure dans la plupart des cas. Ces filets impactent de manière aléatoire les têtes de bobine du bas. On retrouve ces effets instationnaires dans nos mesures thermiques, que l'on a entourés en rouge dans la Figure 3-37.

Les températures mesurées sont en accord avec les visualisations. La concentration de l'huile dans le quadrant bas-droit pour une rotation horaire correspond bien à des températures plus basses. Les injections de brouillard sont les plus influencées par la rotation, globalement et localement. On peut penser que les disparités entre les deux côtés, dues à la rotation, engendre en partie une moins bonne efficacité globale pour de plus fortes vitesses de rotation. L'impact est réduit pour le cas du ruissèlement, mais toujours remarquable.

3.4.4.2 Influence du débit d'huile sur les températures locales

La vitesse de rotation est fixée à - 2 750 tr/min pour observer l'influence du débit d'huile sur le champ de température. Il s'agit de la rotation horaire. Pour tous les injecteurs, le débit est balayé sur toute sa plage de variation.

Pour les deux buses (haut de la Figure 3-38), plus le débit est grand, plus le refroidissement est efficace sur la bobine supérieure (bobine 12), qui est très proche de l'impact. En ce qui concerne les températures des bobines inférieures, on note quelque chose de très intéressant : au débit minimal, la bobine 8 est significativement plus chaude que la bobine 4 (10 °C pour la buse M8, 6 °C pour la buse HVV). Ceci s'explique par le fait qu'il y ait plus d'huile du côté droit, entrainée par la rotation. Par contre, la disparité entre les deux bobines diminue grandement avec l'augmentation du débit ; les températures des deux bobines semblent converger vers les mêmes valeurs à débit maximal.

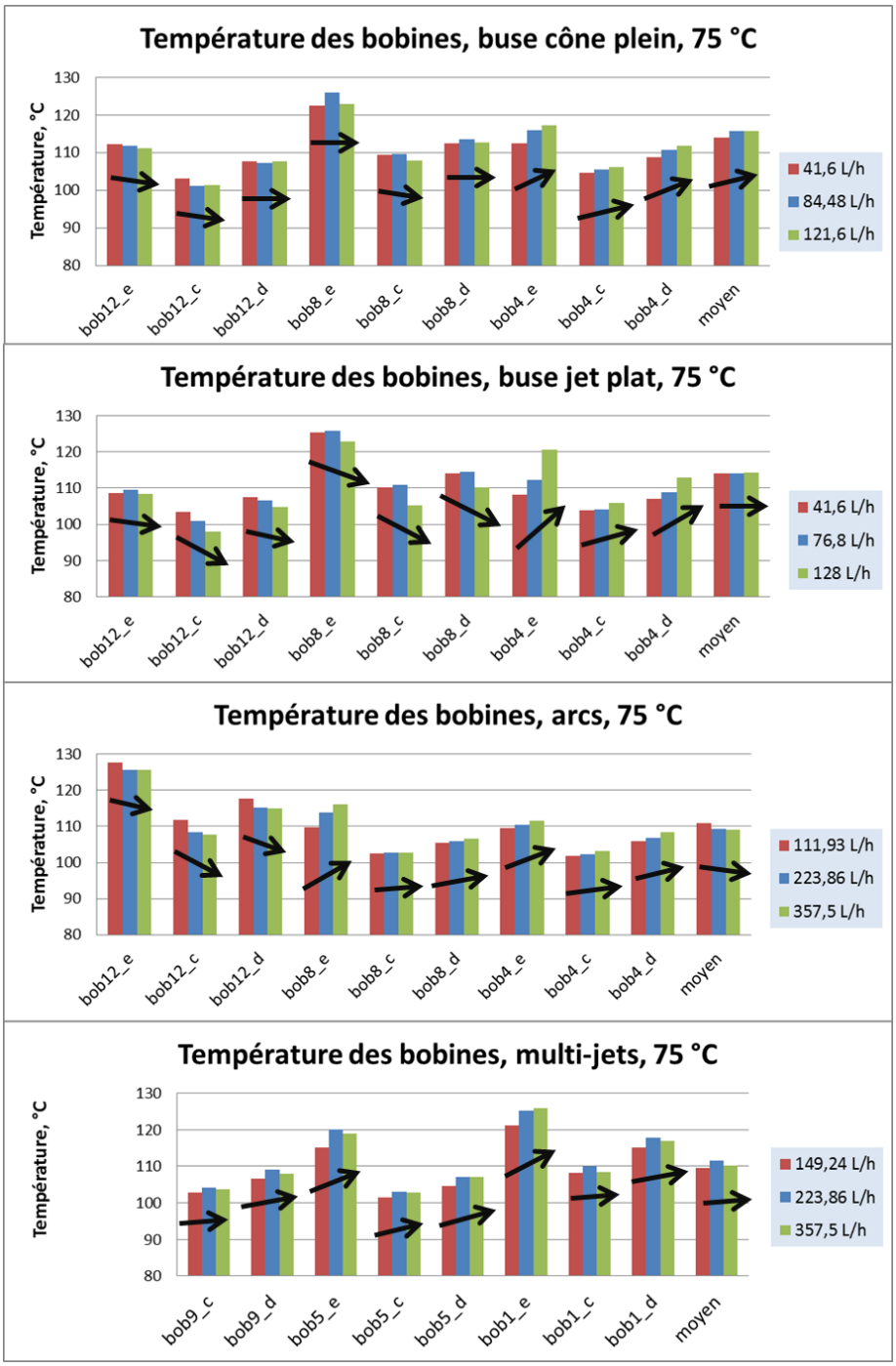


Figure 3-38 : Impact du débit sur les températures des bobines au cœur du stator (-2 750 tr/min, sens horaire)

Dans le cas du ruissèlement, l'augmentation du débit amène à une homogénéisation globale des températures. En effet, les bobines du bas (4 et 8), qui sont les mieux refroidies, se rapprochent

de la température moyenne si on augmente le débit. La bobine du haut (12) reste un point plus chaud, malgré l'arrivée d'huile directement sur elle. Quand le débit est plus fort, le refroidissement de ce bobine 12 est amélioré, mais pas significativement plus que la tendance générale (température moyenne). Nous pouvons expliquer cela par la faible vitesse de l'huile à la sortie des orifices d'injection, même à fort débit.

Enfin, les tendances des températures pour le cas de l'injection multi-jets n'apparaissent pas clairement. Les températures mesurées semblent augmenter plus que la moyenne. On suppose que l'influence du débit sur le champ de température n'est pas très importante dans cette configuration (à température de référence donnée).

On peut aussi voir l'influence de nos deux facteurs (débit d'huile et vitesse) sur les disparités en définissant un écart-type. Nous calculons d'abord une température référence de chaque bobine, en faisant la moyenne de nos 3 mesures par thermocouples sur la même bobine au cœur de la machine. On obtient donc 3 températures correspondant à trois positions angulaires. On calcule l'écart-type de ces 3 températures pour les différentes configurations. Dans une certaine mesure, cet écart-type représente les disparités angulaires de température des bobines.

$$\text{Ecart-type} = \sqrt{\sum_{i=[3\ bobines\ instrumentées]} \frac{(T_{bob_i}^{ref} - \overline{T_{bob}^{ref}})^2}{2}} \qquad (57)$$

$$où \quad T_{bob_i}^{ref} = (T_{bob_{i_c}} + T_{bob_{i_d}} + T_{bob_{i_e}})/3$$

On regarde l'influence des paramètres sur l'écart-type. Les données pour les buses à jet plat ne sont pas assez nombreuses pour caractériser cette influence et ne sont donc pas représentées.

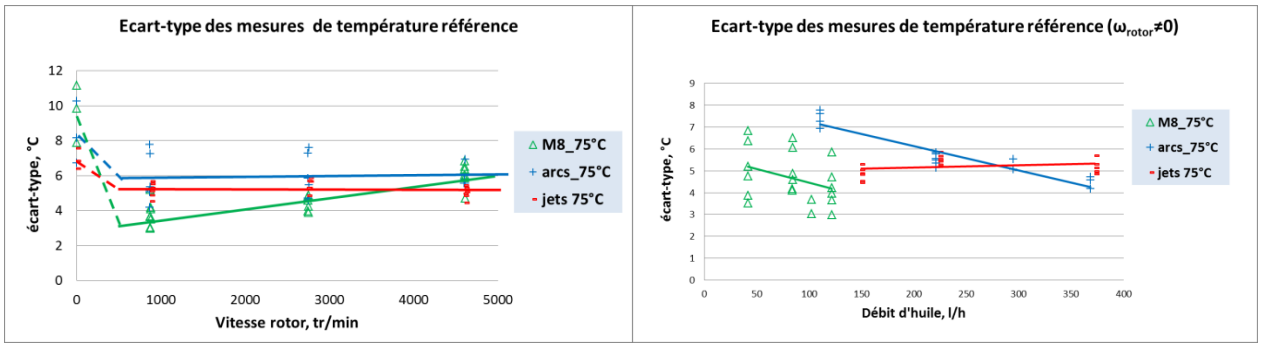


Figure 3-39 : Représentation des disparités de températures (tous types d'injecteurs) en fonction des paramètres d'étude

Outre le cas où le rotor ne tourne pas, on observe que les disparités de température entre bobines grandissent avec la vitesse. Cet effet est très bien observé pour les essais des buses à cône plein, moins pour le reste. Ceci est cohérent avec le fait que l'huile soit de plus en plus entrainée vers un côté par la rotation. En ce qui concerne l'influence du débit, pour les buses à cône plein et pour les arcs de ruissèlement, nous voyons une nette tendance à l'homogénéisation des températures avec l'augmentation du débit. Pour ce qui est du cas multi-jets, l'influence des paramètres semble négligeable. Ces remarques sont cohérentes avec ce que l'on a observé précédemment.

3.5 Conclusions

Pour cette étude expérimentale, différents systèmes d'injection d'huile ont été utilisés et analysés. La présence d'huile, même en quantité restreinte (pulvérisation), améliore significativement les échanges globaux par rapport à l'air seul. Les deux buses de pulvérisation amènent à des conclusions similaires, bien que la forme du spray généré ait un certain impact. Le jet plat est légèrement plus efficace notamment à forts débits, sans doute grâce à l'angle plus large de la forme générée.

A débit d'huile nominal, (débit maximal testé dans ces essais pour chaque injecteur), l'efficacité du refroidissement des buses de brouillard est presque aussi importante que celle des deux autres injecteurs, et cela malgré un débit trois fois moins important. Les arcs de ruissèlement sont les injecteurs les plus efficaces. Comme la totalité de l'huile est injectée sur les bobines supérieures, l'ensemble des bobines voit un flux d'huile plus important, par effet de gravité. Les jets semblent rester d'influence très locale et ne sont pas très efficaces globalement. On dresse ici le tableau récapitulatif de la fonction de transfert : d'abord pour les essais à débit nominal respectif, puis à débit équivalent (entre 110 et 150 L/h).

	Injecteur	M8	HVV03	Arcs	Multi-jets
Débit nominal	Débit, L/h	122	128	357	373
	F_{th} , huile à 75 °C (W/K)	**17,0**	**19,6**	**23,4**	**21,4**
Débit équivalent	Débit, L/h	122	128	111	149
	F_{th} , huile à 75 °C (W/K)	**17,0**	**19,6**	**17,1**	**16,4**

Tableau 11 : Fonction de transfert sur la plage de variation de vitesse (à débit nominal respectif et équivalent)

A débit équivalent, les injecteurs ont globalement une efficacité équivalente, sauf les buses à jet plat, légèrement plus performantes. Cette donnée peut être intéressante pour le choix d'un système plutôt qu'un autre lors son intégration dans le véhicule. On garde aussi en mémoire la pression nécessaire pour les deux injecteurs : si les buses de pulvérisation nécessitent une pression de quelques bars (tests ici jusqu'à 5 bars pour les cônes pleins et 3 bars pour les jets plats, voir la Figure 3-6), les pertes de charges associées aux deux autres injecteurs sont beaucoup plus faibles (non quantifiées).

Pour toutes les configurations, le débit d'huile est le facteur principal de l'efficacité globale. Une augmentation du débit engendre toujours une augmentation des transferts. L'efficacité est aussi impactée par la vitesse de rotation, mais de façon non monotone. D'abord, la mise en rotation joue un rôle favorable pour la dispersion de l'huile, mais à partir d'une vitesse relativement faible, l'efficacité diminue avec l'augmentation de la vitesse. Cette variation est inverse à ce qui se produit sans injection d'huile. Nous lions cette dégradation d'efficacité au repoussement des gouttes et gouttelettes par le rotor et aux disparités engendrées.

Les mesures locales, associées aux visualisations des écoulements, ont en effet souligné d'importantes disparités, de température et de débit d'huile. Ces disparités sont tout d'abord dues aux effets de gravité, mais nos paramètres ont aussi une influence notable. Dans le cas du brouillard et du ruissèlement, la concentration de gouttes et gouttelettes est élevée, et une partie importante du débit d'huile entre en contact avec les parties tournantes. L'huile est emmenée

par la rotation et redirigée en particulier dans une partie du domaine. La vitesse de rotation affecte donc les températures locales. Pour ces injecteurs, augmenter la vitesse de rotation revient à augmenter les disparités. Par contre, une augmentation du débit a l'effet inverse : l'homogénéisation des températures. Pour l'injection multi-jets, la distribution d'huile n'a pas l'air affectée par les deux paramètres. Nous gardons un œil critique sur ces résultats, car seul trois bobines sont instrumentées : notre approche peut être passée à côté de certains phénomènes locaux.

Cette étude a montré une bonne concordance entre les observations – caractérisation des injecteurs et visualisations de l'écoulement avec flasque transparent – et les mesures thermiques. Nous avons analysé assez en profondeur l'influence du débit d'huile et de la vitesse. L'influence de la température d'huile a aussi été évaluée, de manière moins précise.

Les valeurs de puissances dissipées par l'huile ne sont cependant pas représentatives de celles occasionnées dans une vraie machine, comme celle-ci présente des artifices expérimentaux comme l'isolation des flasques et la circulation d'eau. Nous désirons obtenir par identification les coefficients d'échange pour pouvoir modéliser une machine réelle. Nous utilisons pour ce faire le modèle thermique nodal utilisé dans le chapitre 2.

Chapitre 4 : Méthode inverse, Traitement des résultats expérimentaux avec le modèle thermique et application sur machine réelle

4.1 Introduction à la méthode inverse

4.1.1 Problème inverse posé

Nous voulons quantifier les échanges internes, dans les enceintes de chaque côté de notre machine. Du point de vue de notre modèle nodal, les flux thermiques sont échangés entre les nœuds via des surfaces d'échange. Ces flux sont aussi quantifiés par des coefficients de convection qui sont associés aux surfaces. Le but de ces essais est de donner un sens physique au modèle en trouvant la répartition des coefficients d'échange aux surfaces sur lesquelles le fluide agit.

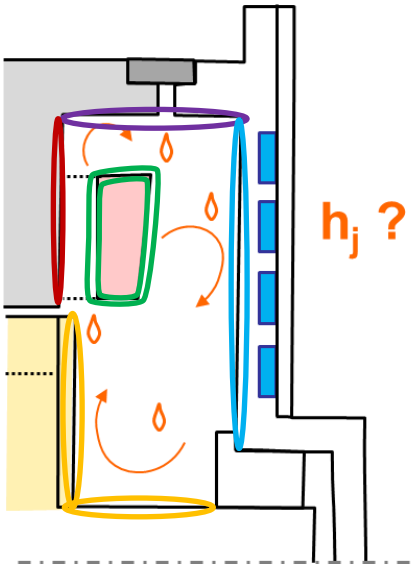


Figure 4-1 : Convection sur les côtés de la machine avec un mélange air/huile

Nous répertorions les différentes surfaces d'échange qui peuvent elles-mêmes se diviser en sous-surfaces, selon la précision que l'on veut apporter à la méthode. Nous distinguons les surfaces suivantes :

- Flasques (bleu)
- Carter (violet)
- Tôles stator (rouge)
- Bobines (vert)
- Arbre (jaune)
- Rotor (jaune)

Nous pouvons essayer d'apporter plus de précision sur les bobines, mais nous verrons qu'un certain nombre de choses nous contraignent à une résolution grossière. Quant aux parties tournantes, aucun point de mesure ne permet de connaitre les échanges. Les coefficients de convection sont calculés, avec l'hypothèse d'un écoulement d'air sur cylindre tournant et d'un disque tournant, respectivement pour l'arbre et le côté du rotor. Les coefficients sur ces parties tournantes n'influent numériquement que très peu sur le reste des températures : le rotor est en matière peu conductrice, la surface de l'arbre est réduite, et les puissances, surtout mécaniques, sont réduites. Une meilleure convection sur l'arbre pourrait cependant perturber la répartition des puissances dissipées (eau/huile) par conduction à travers les paliers.

On garde en tête que le modèle ne représente pas tout à fait la réalité. En effet, notre modèle comporte un certain nombre d'hypothèses (une seule maille représentant le mélange air/huile, symétries…). Les coefficients identifiés le seront avec la considération de ces hypothèses, et ne sont donc pas forcément applicables avec d'autres modèles : l'hypothèse d'une maille à température homogène représentant le mélange de fluide est cruciale dans la formulation des coefficients d'échange. Nous détaillerons les imprécisions de la méthode.

4.1.2 Méthode inverse d'identification

4.1.2.1 Algorithme général

A partir d'un modèle thermique, nous pouvons obtenir un champ de température, mais il nous manque certaines données pour compléter ce modèle : les coefficients de convection sur le côté de la machine, selon différentes configurations d'injection d'huile. Si on ne peut directement mesurer ces coefficients, il est possible de mesurer les températures relatives aux différents écoulements. Nous faisons donc face à un problème inverse : nous devons quantifier les coefficients pour coller le plus possible au champ de température mesuré. Ceci donne lieu à un algorithme d'optimisation de paramètres dont le schéma simplifié est donné en Figure 4-2.

Nous initialisons les coefficients par des valeurs supposées ; nous entrons alors dans la boucle de calcul. Les températures sont calculées, puis comparées à celles mesurées aux points de mesure choisis. Si on ne satisfait pas le critère de convergence (identification raisonnable ou temps de calcul limite dépassé), il faut alors modifier les coefficients. Là est le point clé de la méthode. Enfin, le rebouclage est fait pour donner lieu à des itérations successives jusqu'à la fin du calcul : la convergence vers un ensemble $\{h_j\}$ de coefficients.

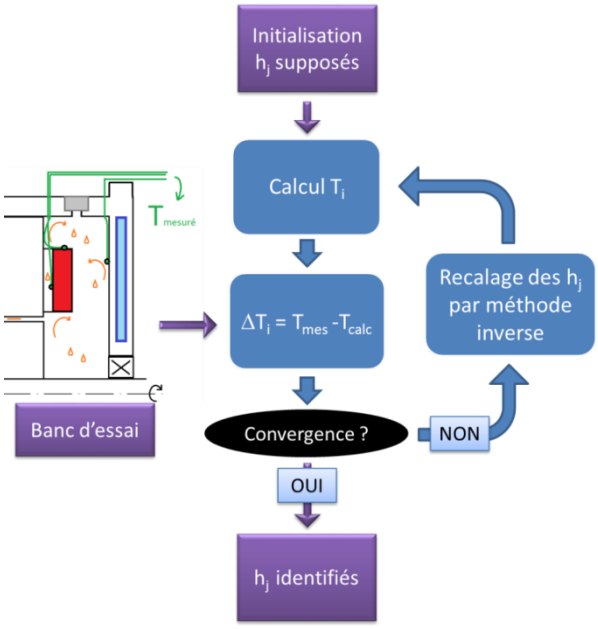


Figure 4-2 : Schéma type de l'algorithme de résolution inverse

Bien que cet algorithme soit assez simple, la mise en œuvre du recalage par méthode inverse est complexe car elle peut être traitée par de multiples façons. Nous avons testé différentes méthodes, dont l'efficacité peut être comparée grâce à un critère de convergence, qui quantifie

l'écart de température entre le calcul et la mesure. On note N_T le nombre de points de mesure pour la comparaison. Le but de la méthode est d'obtenir un critère le plus faible possible.

$$crit = \sqrt{\frac{\sum_i^{N_T} (\mathrm{T}^{mes} - \mathrm{T}^{calc})_i^{\,2}}{N_T}} \quad (58)$$

4.1.2.2 *Types de recalage de paramètres*

Un travail de documentation sur les techniques d'identification de paramètres (ici, les coefficients *h*) a d'abord été réalisé. Nous nous appuyons sur différents travaux pour appréhender les différentes méthodes. Une étude intéressante [144] aborde de manière assez générale les méthodes d'optimisation de paramètres. Ce problème d'optimisation de paramètres est posé lorsque l'on veut minimiser ou maximiser une fonction dépendante des paramètres qui nous intéressent (ici, l'écart à la température mesurée). On recense une quantité impressionnante de méthodes d'optimisation, que l'on peut combiner ; nous ne pouvons les énumérer toutes. Différentes méthodes ont retenu notre attention et ont été testées. On distinguera ici deux groupes de méthodes, selon qu'il s'agit d'un seul ou plusieurs vecteurs de paramètres que l'on recalera :

- Les algorithmes à un vecteur de paramètres (évolutifs)
- Les algorithmes à population de vecteurs (exploratifs)

Dans le premier cas, nous travaillons toujours avec le même vecteur de paramètres, qui varie entre deux itérations par une méthode spécifique. Dans le deuxième cas, il s'agit d'un ensemble de vecteurs de paramètres susceptibles de mener à la solution. Ces vecteurs sont modifiés entre deux itérations, de façon à explorer le domaine plus en profondeur. Le déplacement de ces vecteurs dans le domaine des solutions peut être conduit par une méthode identique à celle utilisée dans un algorithme à un seul vecteur de paramètres, mais il est en général intéressant d'introduire des phénomènes aléatoires (approche stochastique).

En fait, tout le problème d'optimisation de paramètres réside dans le choix de la résolution : l'exploration du domaine ou l'évolution directe des paramètres. L'exploration du domaine est beaucoup plus restreinte pour les algorithmes à évolution d'un vecteur de paramètres que pour les algorithmes à population. Cela est très problématique lorsque l'on a affaire à une fonction critère qui admet des minimums locaux. Là est le grand intérêt de la multiplication des vecteurs de paramètres.

4.2 Application à la machine testée

Nous avons adapté notre modèle thermique nodal pour correspondre à la machine test. Nous avons dû en particulier prendre en compte la résistance thermique de conduction dans les bagues isolantes, et modéliser la circulation d'eau dans les flasques.

4.2.1 Choix et description de la méthode

Pour résoudre notre problème, nous avons principalement testé deux méthodes, issues des deux groupes de méthodes. Les deux algorithmes donnent des résultats proches. Le critère de la solution obtenue est toujours très légèrement plus élevé pour l'algorithme à population : nous

n'avons pas relevé de problème de minimum local du critère. L'algorithme à population testé (PSO) est assez robuste et se formule très simplement, mais il est beaucoup plus lourd en temps de calcul (facteur au moins 10, mais varie selon les paramètres des méthodes) ; le temps de simulation total est proportionnel au nombre de vecteurs de paramètres (calcul non parallélisé). Nous avons donc préféré un algorithme basé sur l'évolution directe, à un vecteur de paramètres. Nous développons la méthode à un vecteur dans les paragraphes suivants.

Nous recherchons ici de la manière la plus simple un ensemble de paramètres h_{calc} qui donne un critère, défini précédemment par la relation (58), comme étant minimum. Il s'agit d'une résolution similaire à celle exposée par Bornschlegell [137]. Dans cette étude, l'auteur cherche à quantifier un champ de flux thermique à partir d'un champ de température. Ce flux est obtenu par la condition de minimisation de l'écart de température entre la mesure et le calcul, mais une condition de régularisation spatiale est aussi ajoutée : minimiser les gradients de flux sur le champ. Ici, la dimension du domaine des solutions (nombre de *h* à identifier) est restreinte ; les coefficients ne peuvent être identifiés que sur quelques surfaces. De plus, les écoulements peuvent être très différents selon les surfaces considérées (impact ou non d'huile, vitesse locale d'écoulement), et la régularisation amène des erreurs sur la pondération des conditions. La régularisation spatiale est en général plus utilisée pour lisser le champ du paramètre à identifier, quitte à perdre en précision de la solution. Nous ne nous sommes donc intéressés qu'à une seule condition : la minimisation de la fonction critère. Celle-ci s'écrit mathématiquement :

$$\frac{d\ crit}{dh_j} = 0 \quad \forall \mathrm{j} \tag{59}$$

La minimisation du critère est obtenue par une suite d'itérations dans l'algorithme. Nous distinguons maintenant les paramètres à l'itération courante (k), à l'itération suivante (k+1) et les paramètres issus de la mesure (*mes*). Pour passer de l'état (k) à l'état suivant (k+1), nous partons de la condition précédente, exprimée à l'itération (k+1). Nous développons ensuite cette formule :

$$\frac{d\ \sum_i^{N_T} (\mathrm{T}^{mes} - \mathrm{T}^{k+1})_i{}^2}{dh_j^{k+1}} = 0 \quad \forall \mathrm{j} \tag{60}$$

$$\sum_i^{N_T} \frac{d(\mathrm{T}^{mes} - \mathrm{T}^{k+1})_i^2}{dh_j^{k+1}} = 0 \quad \forall \mathrm{j} \tag{61}$$

$$-2 \sum_i^{N_T} \frac{dT_i^{k+1}}{dh_j^{k+1}} . (\mathrm{T}^{mes} - \mathrm{T}^{k+1})_i = 0 \quad \forall \mathrm{j} \tag{62}$$

On décrit ce système d'équations de manière matricielle en introduisant la matrice des sensibilités des températures aux coefficients d'échange :

$$J . [\mathrm{T}^{mes} - \mathrm{T}^{k+1}]_i = 0 \tag{63}$$

$$\text{où } J = \begin{bmatrix} \frac{dT_1^{k+1}}{dh_1^{k+1}} & \cdots & \frac{dT_{N_i}^{k+1}}{dh_1^{k+1}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{dT_1^{k+1}}{dh_{N_j}^{k+1}} & \cdots & \frac{dT_{N_i}^{k+1}}{dh_{N_j}^{k+1}} \end{bmatrix}$$

Nous exprimons la température à la nouvelle itération en fonction de la précédente, par une approximation de Taylor (développement limité à l'ordre 1). Nous obtenons grâce à cela une expression contenant Δh, qui nous permettra de modifier les coefficients pour l'itération suivante. On remarque que l'on fait intervenir la transposée de la matrice des sensibilités *J*.

$$T_i^{k+1} = T_i^k + \frac{dT_i^{k+1}}{dh_j^{k+1}} . (h_j^{k+1} - h_j^k) \quad \forall j \tag{64}$$

$$ou\ autrement \quad \left[T_i^{k+1}\right] = \left[T_i^k\right] + J^t . \left[h_j^{k+1} - h_j^k\right] = \left[T_i^k\right] + J^t . \Delta h$$

Si nous faisons le cumul des équations (63) et (64), on obtient la relation suivante.

$$J . \left[\mathrm{T}^{mes} - \left(\left[T_i^k\right] + J^t . \Delta h\right)\right]_i = 0 \tag{65}$$

On définit l'écart de température entre la mesure et le calcul à l'itération par ΔT :

$$\Delta T \ = [\mathrm{T}^{mes} - T^k]_i \tag{66}$$

Nous avons alors :

$$J . [\Delta T + J^t . \Delta h)]_i = 0 \tag{67}$$

Et finalement

$$\Delta h = \ - inv(J^t J) \ . \ J \Delta T \tag{68}$$

Le problème de cette expression est que la matrice des sensibilités est décrite pour l'itération (k+1). Pour pouvoir évaluer Δh, nous faisons donc l'approximation que cette matrice est inchangée entre deux itérations. En effet, nous assurons une variation des coefficients *h* faible entre deux itérations. Ceci nous permet de considérer la réponse des coefficients en température $T = f(h)$ comme un système localement linéaire. D'ailleurs, dans l'algorithme utilisé, la matrice des sensibilités est calculée par une petite variation ε (1 % dans l'application de la méthode) des coefficients :

$$J(i,j) = \frac{\partial T_i^k}{\partial h_j^k} = \frac{T_i^k\left(h_j^k(1+\varepsilon)\right) - T_i^k\left(h_j^k\right)}{\varepsilon h_j^k} \tag{69}$$

On injecte les relations (68) et (69) dans notre algorithme pour l'application de la méthode inverse. Le schéma suivant explique la distinction avec l'algorithme général Figure 4-3. On note que si les températures sont très peu influencées par la variation d'un coefficient, les valeurs des sensibilités à ce paramètre seront très faibles. Ceci affectera la précision de l'identification. Nous avons donc déterminé au préalable les points géométriques où il était judicieux de faire le recalage. Cette étape a été nécessaire dans l'étape de conception du banc d'essai. C'est notamment cela qui a amené à considérer les thermocouples instrumentés au cœur du stator et les noyaux d'eau dans les flasques. Sans la présence de ces noyaux froids, le flux entre l'huile et les flasques serait très faible et difficilement contrôlable. Il serait alors impossible d'identifier le coefficient d'échange correspondant.

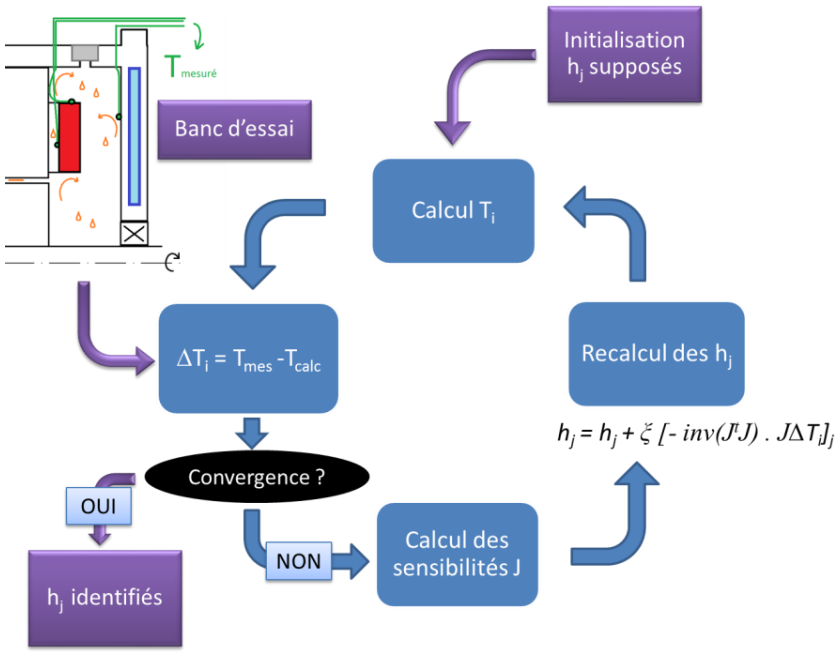


Figure 4-3 : Algorithme appliqué pour notre problème inverse (minimisation de la fonction critère)

4.2.2 Choix des paramètres d'application de la méthode inverse

Notre démarche est éclaircie, mais il reste un certain nombre de choix à faire dans l'application de la méthode inverse. Pour obtenir une répartition correcte de coefficients de convection (critère faible, cohérence des résultats, stabilité et rapidité de l'algorithme), nous œuvrons ainsi à choisir de façon la plus judicieuse :

- Les paramètres de convergence de la méthode choisie
- La résolution des surfaces de convection (étendue et nombre de h à recaler)
- Les points de mesure des températures

4.2.2.1 Paramètres de convergence

Nous avons principalement un facteur qui agit sur la rapidité et la stabilité des calculs itératifs. Il s'agit du coefficient de relaxation ξ. Comme nous avons à un moment fait l'hypothèse d'une fonction $T = f(h)$ localement linéaire, la variation des coefficients entre deux états ne doit pas être trop grande. On constate d'ailleurs que le recalage est très sensible au départ de la boucle de calcul. Pour ne pas risquer de subir une divergence très rapide, le coefficient de relaxation doit être petit au départ (0,1 à 0,3). Pour néanmoins accélérer la convergence, ce coefficient est augmenté par adaptation en fonction du critère. Grâce à ce travail sur la relaxation, l'algorithme est robuste et la convergence est rapide. La valeur des coefficients h à recaler lors de l'initialisation ne change pas la solution, et la rapidité de convergence en dépend très peu. Nous voyons dans la figure suivante une illustration de cette convergence, pour un cas d'identification à air seul. On voit l'évolution des 3 coefficients d'échange et les composantes du vecteur ΔT, qui est l'écart entre le calcul et la mesure, aux points de recalage. Le critère est aussi tracé sur ce graphique ($crit = 2{,}3$ pour cette configuration, à la fin du calcul). On remarque que certaines températures calculées sont assez éloignées de la mesure (ici, jusqu'à 7 °C d'écart à un point de recalage) ; nous reviendrons sur les imprécisions de la méthode dans la partie 4.2.3.

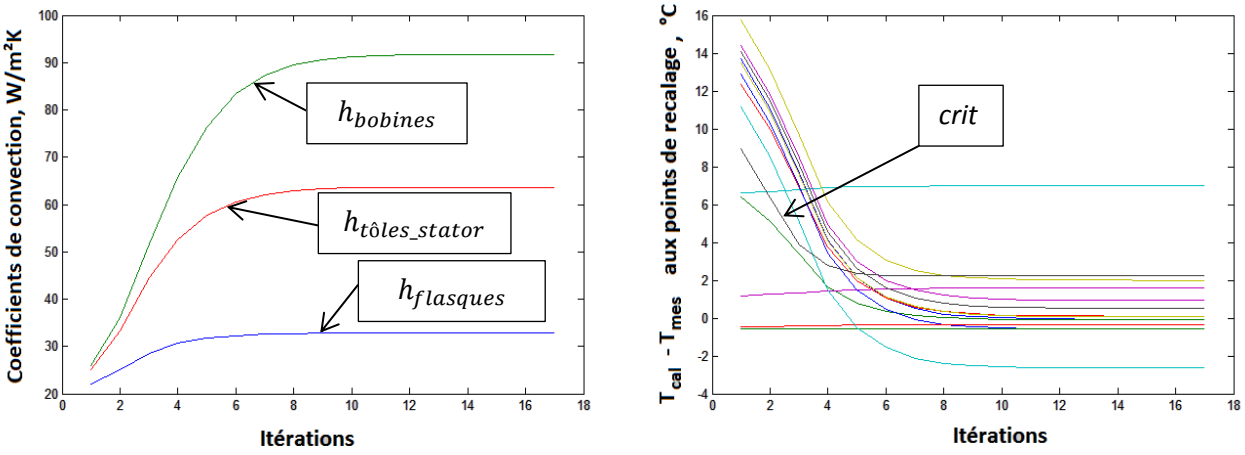


Figure 4-4 : Evolution des coefficients (gauche) et de l'écart de température (droite) pour un calcul inverse

4.2.2.2 Choix de la résolution des surfaces de convection

On s'intéresse maintenant à la résolution des *h*, à savoir le découpage en zones, chacune étant associée à un coefficient de convection. Nous étudions l'influence de cette résolution en prenant comme données la série d'essais avec injection d'huile à 50 °C, par buses M8 (29 essais). Le choix est d'abord orienté par l'aspect physique : les surfaces sur lesquelles sont susceptibles de se produire des écoulements similaires sont plus logiquement regroupées.

Pour résoudre notre problème avec une précision uniforme, nous essayons de résoudre un système où les sensibilités sont relativement équivalentes. Nous tentons donc de choisir des surfaces de convection avec des flux assez proches. On note aussi que si une ligne des sensibilités est démesurément moins importante qu'une autre, le conditionnement de la matrice *J* devient très important. Comme la précision lors de l'inversion de cette matrice diminue avec ce paramètre, cela peut provoquer des erreurs numériques conséquentes. Nous surveillons ce phénomène dans l'algorithme.

Le domaine modélisé de notre machine expérimentale peut se décomposer en plusieurs surfaces. D'abord, la partie « carter » (cylindre extérieur) se compose du dépassement du carter et de l'extension axiale du flasque. Considérer le carter comme surface de convection propre produit un effet particulier : l'huile refroidit l'extension de carter mais réchauffe l'extension du flasque, comme l'huile est à température intermédiaire. Numériquement, cela crée une possibilité de modifier la répartition du flux du stator entre l'eau des flasques et l'huile. En prenant cette surface seule dans la méthode d'identification, le flux transverse peut être plus ou moins intensifié : cela perturbe grandement le reste des flux et a fortiori les coefficients sur les autres surfaces. Nous avons donc regroupé cette surface avec celle du flasque (bleu foncé). L'algorithme devient beaucoup plus stable et donne des résultats plus physiques.

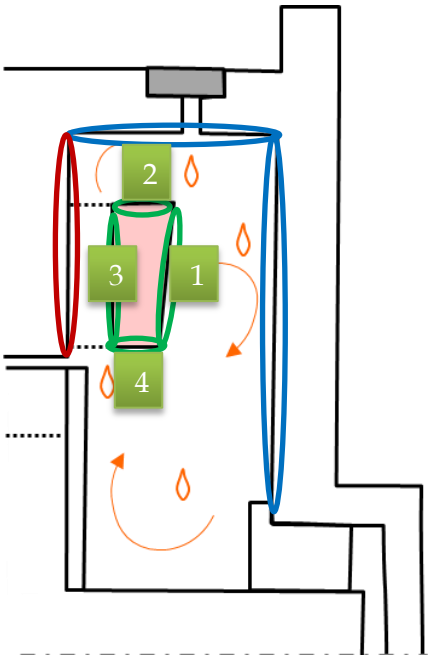


Figure 4-5 : Différentes surfaces de convection sur le côté de la machine

On considère ensuite la surface de côté du fer stator : l'extrémité des dents et de la culasse. Le flux à travers ces surfaces est relativement limité vu la mauvaise conductivité axiale des tôles et

la présence d'une couche d'isolant supplémentaire en bout de tôles. Nous regroupons donc l'ensemble « tôles stator » comme surface de convection. Cette surface est ici représentée en rouge.

Enfin, le flux le plus important se fait à travers les surfaces des bobines. Nous avons vu (chapitre 2) que le refroidissement était sensible aux coefficients de convection. Du fait de la conduction particulière dans le stator (anisotropie des bobines, pertes Joule et Fer), les températures sont aussi sensibles à la répartition de ces coefficients. Nous essayons donc d'apporter plus de précision en proposant d'affiner la résolution. Nous avons considéré plusieurs découpages de la bobine, en conservant les deux autres surfaces « flasque+carter » et « tôles stator ».

- Résolution 3 : Surface de bobine entière {1+2+3+4}
- Résolution 4 : Surface de bobine découpée en {1+2} et {3+4}
- Résolution 5 : Surface de bobine découpée en {1}, {2} et {3+4}

Nous avons fait ce choix de découpage pour essayer de mettre en évidence les effets de la rotation, qui se ressentent à priori plus sur les surfaces 3 et 4. Nous avons testé les trois cas avec notre méthode, mais nous avons relevé des erreurs pour cette dernière résolution plus fine. Le calcul est très rapidement biaisé par le fait que certains coefficients sont repoussés hors de limites physiques. En effet, nous avons donné une condition de restriction des coefficients $[h_{min}, h_{max}]$ de [5 W/m²K ; 2 500 W/m²K]. Sans cette restriction du domaine, les coefficients identifiés peuvent même être négatifs dans certaines configurations.

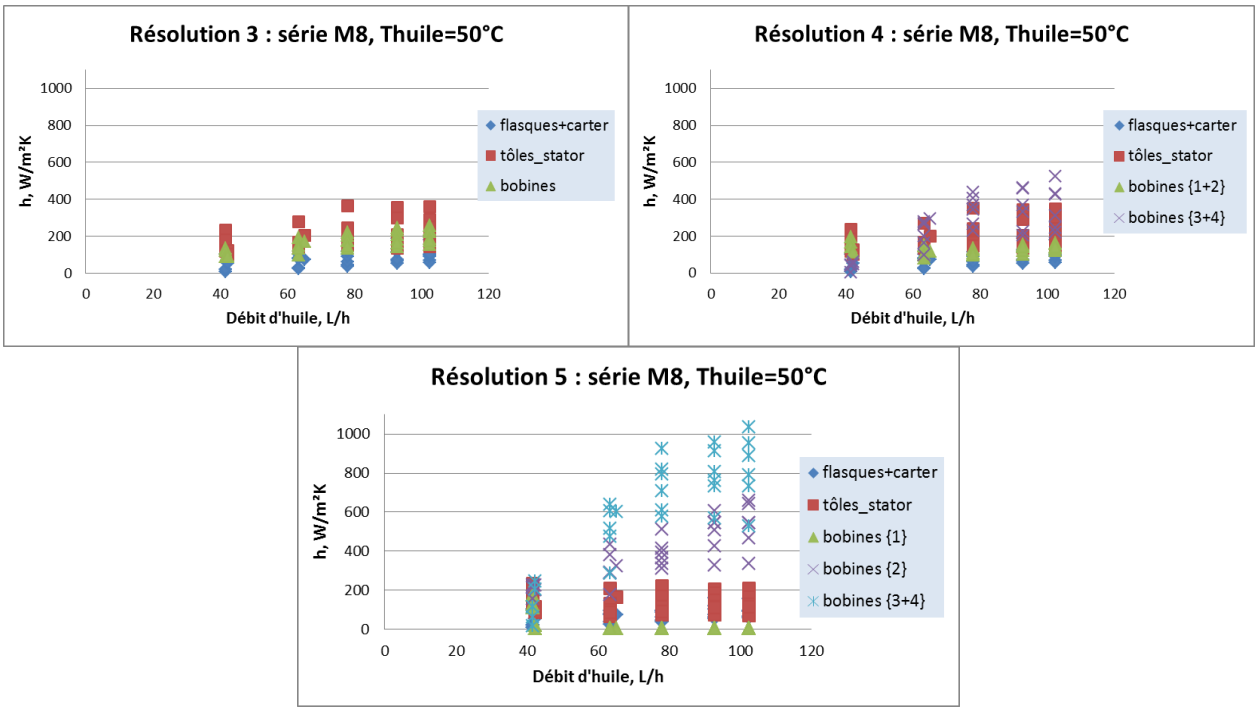


Figure 4-6 : Influence du découpage du domaine en surfaces d'échange, essais M8 pour huile à 50 °C

Nous avons tracé dans la figure ci-dessus les coefficients en fonction du débit d'huile ; on observe mieux les tendances qu'en fonction de la vitesse de rotation. Pour ces essais, le critère moyen est respectivement 2,28 ; 2,26 et 2,11 pour les résolutions en 3, 4 et 5 zones. Avec l'augmentation de la résolution, les coefficients identifiés donnent un ensemble de températures

qui se rapproche des mesures. Ceci est logique, car le degré de liberté est plus grand. En théorie, nous pourrions arriver à un critère nul pour autant de températures de mesure que de surfaces de convection. Cependant, le modèle ne représente pas parfaitement la réalité. Rappelons que les gradients peuvent être très importants dans les bobines et que la modélisation à section rectangulaire est perfectible. Ainsi, on pourrait expliquer, sur la Figure 4-6, la disparité croissante des coefficients sur les têtes de bobine avec l'affinage de la résolution. Pour la résolution la plus fine sur les bobines, les résultats deviennent même incohérents avec des coefficients qui ne sont pas explicables physiquement. On préférera donc une solution moins précise, mais dont les tendances sont plus facilement interprétables. Pour la suite, la résolution 3 (toutes les surfaces des têtes de bobine prises ensemble) sera donc utilisée.

4.2.2.3 Choix des températures de recalage

La définition du coefficient de convection est cruciale dans notre comparaison. En théorie, la température du fluide prise en compte est la température moyenne au sein du fluide. La température de la partie solide doit être celle de la paroi. Pour la prise en compte de ces températures de paroi dans le modèle, nous avons introduit des nœuds de surface, dont les températures sont légèrement différentes de celles aux nœuds les plus proches de la surface.

La température du nœud interne (air seul ou mélange air/huile) attire notre attention. Pour le cas en convection avec de l'air seul, la machine est complètement fermée : la température des côtés de la machine n'est pas du tout maitrisée. Pour la prise en compte d'une température de référence, nous avons donc plusieurs possibilités qui s'offrent à nous :

- Ne pas prendre en compte la température d'ambiance interne mesurée comme point de recalage (calcul de la température du nœud d'ambiance interne)
- Ajouter une mesure aux points de recalage (calcul de la température du nœud d'ambiance interne, mais qui se rapprochera de la mesure par méthode inverse)

De très gros écarts de température ont été mesurés au sein de cette enceinte lors des essais avec de l'air uniquement. Nous avons positionné un thermocouple entre le carter et une tête de bobine, et un autre plus à proximité de l'aspiration du rotor (tous les deux éloignés des parois, voir représentation Figure 4-9). La température mesurée par ce dernier est nettement plus basse : - 27 °C de moyenne pour un écart de 90 °C entre les bobines et l'eau. Ceci s'explique par le mouvement d'aspiration du rotor décrit dans le paragraphe 1.3.3.1 (page 33) : l'air est éjecté de manière centrifuge par le rotor vers les têtes de bobine. Cet air s'échauffe à la rencontre des têtes, puis se refroidit à proximité des flasques dans son mouvement centripète.

On considère ici l'identification pour plusieurs hypothèses. La première est la non-prise en compte des températures mesurées. Les trois suivantes prennent en compte une mesure comme point de recalage : mesure chaude, mesure froide et la moyenne des deux. On obtient respectivement un critère de 3,36 ; 3,03 ; 3,18 et 3,05 °C pour les hypothèses sans mesure d'ambiance, ambiance chaude, froide et moyenne.

Dans le premier cas, on obtient une température d'ambiance calculée qui peut être très éloignée des températures mesurées et des coefficients qui sont très difficiles à interpréter : au stator, ces coefficients sont très élevés et la variation en fonction de la vitesse n'est pas monotone comme on peut s'y attendre. Il semble donc qu'il faille prendre en compte la température mesurée en ambiance interne, ce qui donne des résultats plus en accord avec la physique.

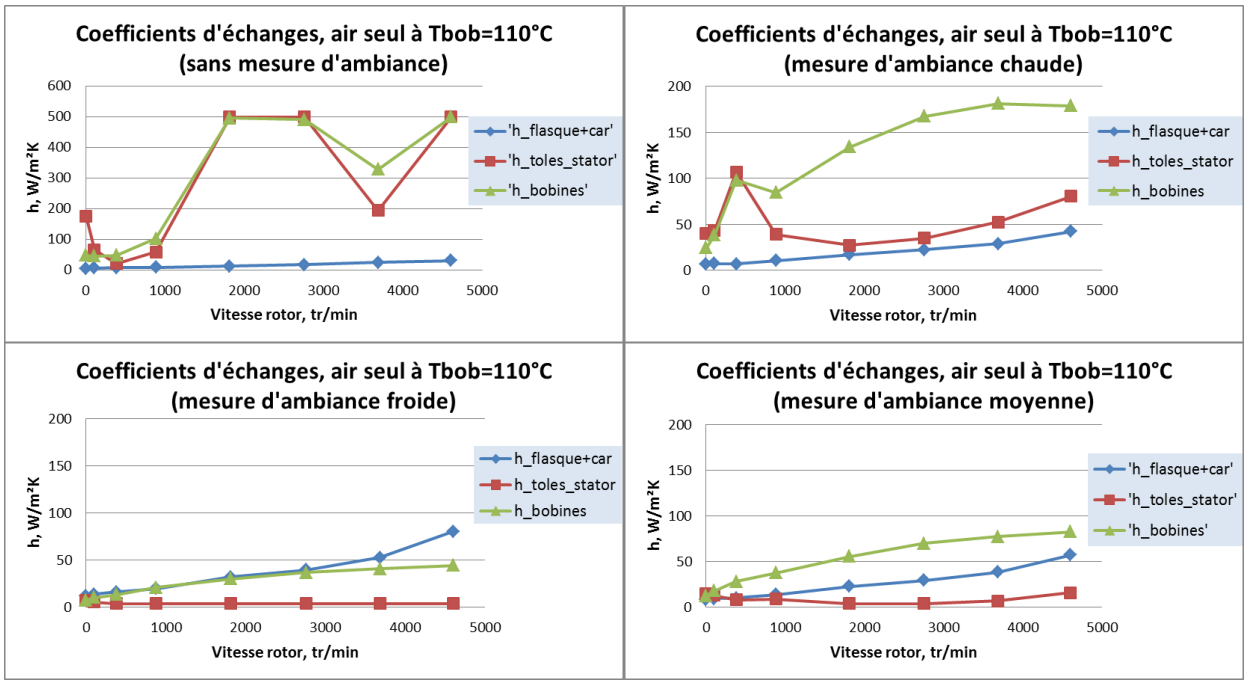


Figure 4-7 : Influence de l'hypothèse de l'air interne sur l'identification, série d'air seul avec $\overline{T_{bobines}} = 110\ °C$

Comme la vitesse de rotation augmente, les vitesses d'air dans l'enceinte de côté sont accrues et les coefficients d'échange augmentent. Les coefficients sont plus importants sur les têtes de bobine, ce qui parait logique car elles sont directement en aval de jets plats issus du rotor (entrainement de fluide par rotation et effets centrifuges). L'augmentation de ce coefficient (la pente) semble diminuer avec la vitesse de rotation, alors que la pente du coefficient sur les flasques est plutôt constante. La puissance passant par les tôles est vraiment faible et l'identification de ce coefficient est plus hasardeuse.

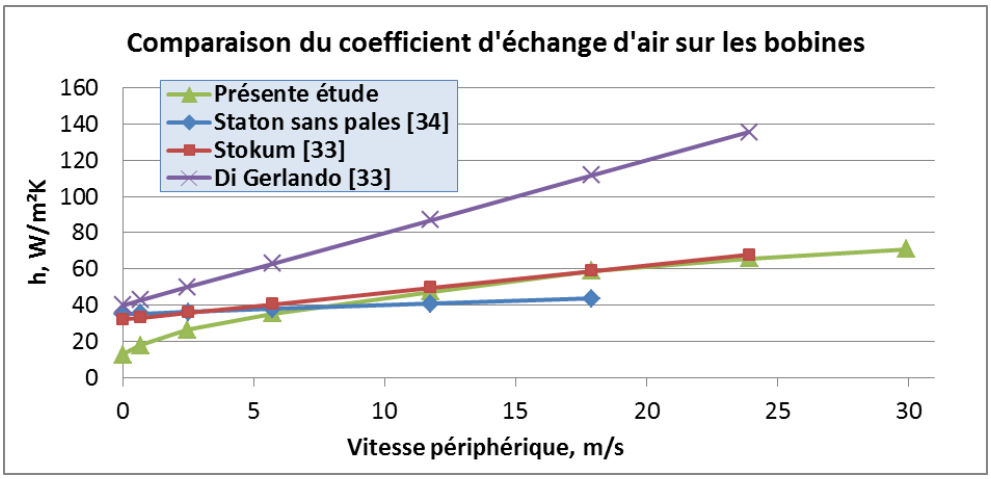


Figure 4-8 : Comparaison des coefficients d'échange sur les têtes de bobine identifiés avec la littérature ([33] et [34])

La comparaison avec la littérature est ici faite pour les coefficients d'échange identifiés sur les têtes de bobine en prenant en compte la température moyenne de l'ambiance interne. On prend comme référence la vitesse tangentielle en bout de rotor, comme dans l'étude de Staton et al. [33]. Les coefficients de la littérature ont été obtenus à partir de modèles nodaux. Notre configuration se différencie des autres pour lesquelles il y a la présence de pales solidaires du rotor pour brasser l'air (sauf l'étude de Staton et al. [34]). Ces pales et les bobines sont de formes diverses selon les références. On remarque que les échanges sont moins bons dans notre cas que dans

toutes les autres configurations avec pales, ce qui est rassurant car il n'y a qu'un disque tournant pour entrainer l'air. Si l'on compare avec les résultats sans pales de Staton et al. [34], les coefficients sont du même ordre. Par contre, l'influence de la rotation est beaucoup plus importante dans notre cas. On modère ceci car les conditions d'identification du coefficient de cette dernière étude sont différentes : les auteurs ont supposé un h uniforme sur toutes les surfaces du côté de la machine, leur modèle n'est composé que de quelques nœuds et la machine étudiée est plus petite que la nôtre.

Il parait difficile de pouvoir valider par rapport aux autres études faisant intervenir des géométries variées. De manière générale, les résultats à air seul semblent s'accorder avec la littérature et le sens physique. Notre critère, défini précédemment, reste raisonnablement bas (moyenne de l'écart mesure/calcul de 3,05 °C). Nous pouvons valider dans une certaine mesure la méthode.

Nous abordons maintenant le cas à l'huile. Pour rester concordant avec le principe de définition d'un coefficient de convection, nous prenons comme température de référence $T_{huile_entrée}$. De même que pour l'air seul, cette température est appliquée au modèle comme point de mesure. Le modèle calcule la température de mélange air/huile, mais s'approche très précisément du point de mesure. A noter, la température d'huile augmente rarement de plus de 10 °C à la sortie du système (seulement pour un petit débit d'huile et un faible échange avec le flasque).

4.2.3 Imprécisions des résultats

Les résultats d'identification comportent des incertitudes importantes, qui viennent de la représentativité du modèle, de la mesure et de l'application de la méthode.

4.2.3.1 Représentativité du modèle de la machine

Le modèle n'est pas parfait. Certaines hypothèses engendrent des erreurs sur la représentativité des températures. De toutes ces hypothèses, les principales sources d'erreur semblent être l'homogénéité des températures de l'ambiance interne (un seul nœud de mélange air/huile ou air seul par côté) et les symétries.

L'hypothèse d'un mélange parfait de l'ambiance interne doit être particulièrement fausse pour les essais à air seul et nous sommes obligés de considérer une température de référence très approximative. Le choix de la moyenne des deux températures mesurée reste assez subjectif. Pour les cas avec huile, le choix de la température d'huile en entrée parait plus justifié. L'air est en pourcentage massique faible et l'échauffement global de l'huile est réduit.

La deuxième faiblesse du modèle est l'hypothèse des symétries. Les transferts ortho-radiaux ne sont pas représentés. Nous avons relevés d'importantes dissymétries (chapitre 3) à cause des effets de la rotation et de la gravité. Les températures des bobines prises en compte comme points de mesure pour l'identification sont les moyennes sur les 3 positions angulaires. Cette moyenne des températures n'est pas toujours représentative. Les coefficients reflètent donc une valeur moyenne du niveau de convection. On observe par ailleurs bien le problème de la symétrie lorsque l'on passe d'un sens de rotation à un autre. Sur les bobines et les flasques, nous obtenons des profils de coefficients assez symétriques en fonction de la rotation. A l'inverse, le coefficient sur les tôles stator marque bien les différences (voir Figure 4-19).

Enfin, nous pouvons ajouter qu'un flux de fluide (air, huile ou mélange) peut circuler dans l'entrefer. Le rotor étant en matériau très isolant (1 W/mK), la puissance transitant dans la matière est minime. Les échanges entre les enceintes de côté et le fluide dans l'entrefer sont inconnus. On peut tout de même relativiser l'influence de cette puissance par la faible surface d'échange (400 mm²) et un débit moyen théoriquement nul (symétrie de la machine).

4.2.3.2 *Erreurs de mesure*

Les erreurs de mesure comprennent toutes les incertitudes déjà évoquées (partie 0). On aborde ici le problème du positionnement des thermocouples (TC). Tous les thermocouples, hormis ceux du cœur de la machine, sont collés avec une résine sur les surfaces de l'enceinte de côté de la machine. Il n'est pas garanti qu'ils mesurent correctement la température de la paroi, comme pris en compte dans la méthode inverse. La présence de la résine peut ajouter une résistance de conduction entre le mélange air/huile et la soudure du thermocouple, ou entre celle-ci et la paroi. Cela générerait un échauffement local de la paroi. Il se peut aussi qu'il y ait localement un flux d'huile, ce qui impliquerait une température mesurée plus proche de celle de l'huile.

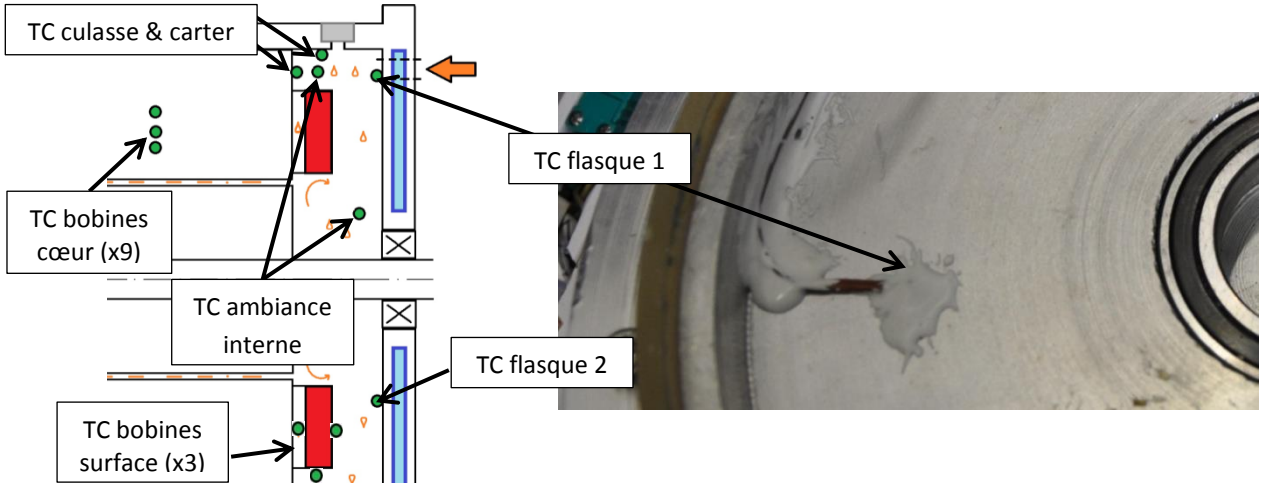


Figure 4-9 : Schéma de thermocouples de la machine en vert (gauche) ; photo d'un TC collé sur le flasque (droite)

Sur les flasques, notamment, on rappelle que deux thermocouples sont placés à un rayon de 75 et 90 mm, diamétralement opposées. On relève pour un grand nombre d'essais des différences de températures assez importantes entre ces deux thermocouples. Malgré une amélioration du modèle de convection interne des canaux d'eau, les températures calculées avec le modèle et mesurées ne sont pas concordantes. On suspecte un flux local d'huile de se produire (proche quadrant bas-droit).

Finalement, le problème de la mesure par les thermocouples est aussi celui des hypothèses du modèle (symétries et uniformité de la convection), car la mesure est locale et non moyennée sur toutes les positions angulaires.

4.2.3.3 *Imprécisions générales de la méthode*

Nous listons dans le tableau suivant le critère moyen *crit* quantifiant l'écart entre la mesure et la solution approchée avec les coefficients identifiés. De manière générale, il y a 10 points de mesure pour le recalage (voir positionnement sur la Figure 4-9) : 3 pour les bobines au cœur de la machine (moyennes sur les 3 positions angulaires), 2 pour les flasques, une pour la culasse, une pour le carter, une pour le mélange air/huile (moyenne des TC ambiance interne ou sonde

PT100 plongée dans l'huile avant les injecteurs) et 2 pour les sorties d'eau (sondes PT100 plongées dans de petits bains à la sortie des flasques). Pour l'air seul, 3 thermocouples placés à la surface des bobines sont également pris en compte. On note que l'on n'a pas pris en compte quelques mesures pour le recalage pour certaines séries. Un thermocouple au cœur de bobine était défaillant pour les derniers essais et certains autres donnaient des mesures incohérentes : sur la culasse pour les multi-jets, sur les flasques pour une bonne partie des séries. Ces dernières températures sont présumées faussées par un flux d'huile local.

Série	Air seul	M8		HVV		Arcs		Jets	
		50 °C	75 °C	50 °C	75 °C	50 °C	75 °C	50 °C	75 °C
Critère moyen, °C	3,05	2,281	2,524	2,499	2,148	2,343	2,440	1,482	0,837

Tableau 12 : Critère moyen pour toutes les séries d'essais

Intrinsèquement, le coefficient est identifié grâce à deux valeurs : la puissance transitée à travers la surface considérée et l'écart de température entre la paroi et le fluide (air seul ou mélange air/huile). La précision de l'identification dépend de la précision sur ces deux valeurs ; pour avoir une incertitude relative la plus faible possible, nous devons maximiser cette puissance et cet écart de température. Les écarts de température ont justement été considérés lors de la conception de la machine pour être les plus grands possibles, par le biais de la circulation d'eau dans les flasques. Pour ce qui est des puissances, nous sommes tributaires de l'efficacité de la convection, mais cette puissance dépend des écarts de température. Nous avons choisi de faire les essais à une température moyenne des bobines la plus grande possible, en respectant une limite thermique de sécurité (aucune mesure au-delà de 140 °C) : c'est ce qui a mené à cette température cible de 110 °C.

Ceci nous permet d'avoir des puissances échangées raisonnables pour de l'injection d'huile. Pour l'air seul, la puissance de dissipation est faible et bien inférieure à celle en présence d'huile : environ 190 W en moyenne contre au minimum 400 W pour les solutions à l'huile. Les erreurs faites sur ces essais doivent donc être sensiblement plus importantes. Cependant, nous avons obtenu des résultats cohérents. Ceci donne une meilleure confiance pour les résultats avec l'huile, mais l'hypothèse de symétrie amène de nouvelles imprécisions par rapport à l'air seul.

Nous regardons maintenant la répartition des flux d'échange avec le mélange air/huile. Le bilan sur les deux nœuds (un nœud par côté) est dressé ci-dessous pour un calcul avec notre modèle. La puissance est positive si elle est apportée aux nœuds du mélange air/huile. Nous avons considéré un cas caractéristiques de nos essais, dont les conditions sont également listées. Nous nous sommes basés sur les moyennes des coefficients identifiés sur tous les essais.

$P_{bobines}$	$T_{huile_{entrée}}$	$\overline{T_{bobines}}$	$h_{bobines}$	$h_{flasques+carter}$	$h_{tôles\ stator}$
$650\ W$	$75\ °C$	$112\ °C$	$250\ W/m^2K$	$100\ W/m^2K$	$200\ W/m^2K$

Type d'échange thermique	Débit	Convection			
Nœuds d'échange	Bain d'huile	Bobines	Flasques + carter	Tôles stator	Rotor
Puissance échangée avec le mélange air/huile, W	- 242,1	405,2	- 267,3	87,4	16,6

Tableau 13 : Conditions (haut) et bilan de puissance échangée avec les nœuds de mélange air/huile (bas), pour une configuration caractéristique

Les flux selon les surfaces sont très disparates, selon les trois surfaces considérées pour l'identification. En particulier, les échanges sur les tôles stator sont en grande partie conditionnés par la conductivité axiale des tôles réduite et la présence d'une couche isolante en bout de stator. Le flux échangé est donc beaucoup plus faible. La résistance de convection n'est pas prépondérante par rapport aux résistances de conduction entre la source de chaleur et la paroi, la sensibilité au coefficient d'échange est assez faible. Les erreurs seront donc bien plus importantes.

L'instabilité relative à ce coefficient va perturber l'identification des autres coefficients d'échange. En particulier, sur les têtes de bobine car la puissance aux bobines se décompose principalement en flux convectif selon ces deux surfaces. Le flux du stator à l'huile étant connu, si l'on surestime le flux sur les tôles, on va sous-estimer le flux sur les bobines. Heureusement, même pour des coefficients importants sur les tôles, le flux à travers cette surface reste faible par rapport au flux à travers les surfaces de bobines (pour les mêmes conditions, mais en considérant $h_{tôles\ stator} = 500\ W/m^2K$, le flux à travers les tôles est seulement de 113 W). Ainsi, le coefficient sur les bobines ne sera que peu affecté. On remarque d'ailleurs que même pour des profils de coefficient sur les tôles complètement dissymétriques (Figure 4-19), on obtient des profils de coefficient sur les bobines presque symétriques (Figure 4-11). L'imprécision sur la répartition du flux entre les bobines et les tôles ne perturbe à priori pas l'identification sur les flasques car le flux pris en compte est cette fois-ci celui dissipé par l'eau dans les flasques.

Nous devons donc rester critiques quant aux valeurs obtenues par notre méthode. Pour le cas à air seul et pour le coefficient sur les tôles, les incertitudes sont plus grandes. Il est difficile de donner des valeurs d'incertitude pour chaque coefficient car l'incertitude due à la modélisation n'est pas connue. Nous nous attachons surtout au critère d'identification et à la cohérence physique des résultats.

4.3 Résultats de l'identification des coefficients d'échange

Nous fournissons dans cette partie les coefficients identifiés dans les différentes configurations. De manière générale, une tendance se retrouve pour tous les essais : la rotation, pour de faibles valeurs ($\omega < 1\,000\ tr/min$), améliore les échanges. A plus forte vitesse, les coefficients sur le stator diminuent avec la vitesse de rotation, alors que sur les flasques, les coefficients augmentent. On voit ici des courbes-type de ces coefficients, pour la buse M8 au débit maximal (102 L/h).

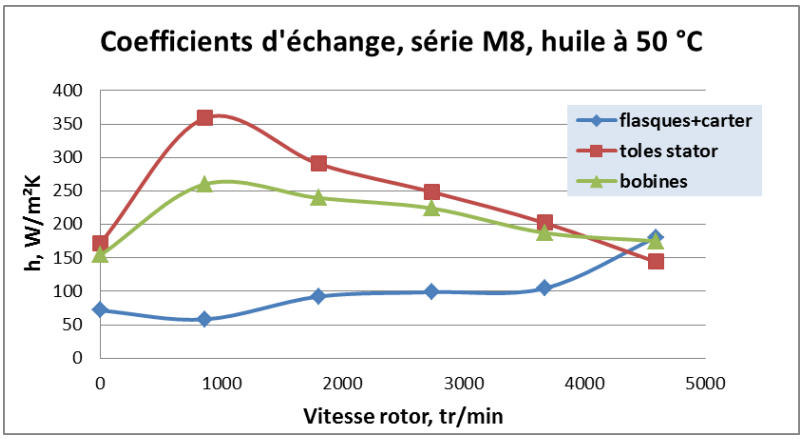


Figure 4-10 : Identification caractéristique des trois coefficients (ici, buse M8, débit 102 L/h, huile à 50 °C)

Nous visualiserons maintenant les résultats sous la forme de graphiques de chaque coefficient pour différents débits en fonction de la vitesse du rotor. Les courbes présentent des fluctuations dues aux imprécisions de la méthode mais de nettes tendances sont observables.

4.3.1 Identification pour chaque surface de convection

On note que les données étant nombreuses, certains graphiques des coefficients identifiées n'apparaissent qu'en annexe.

4.3.1.1 Coefficients sur les bobines

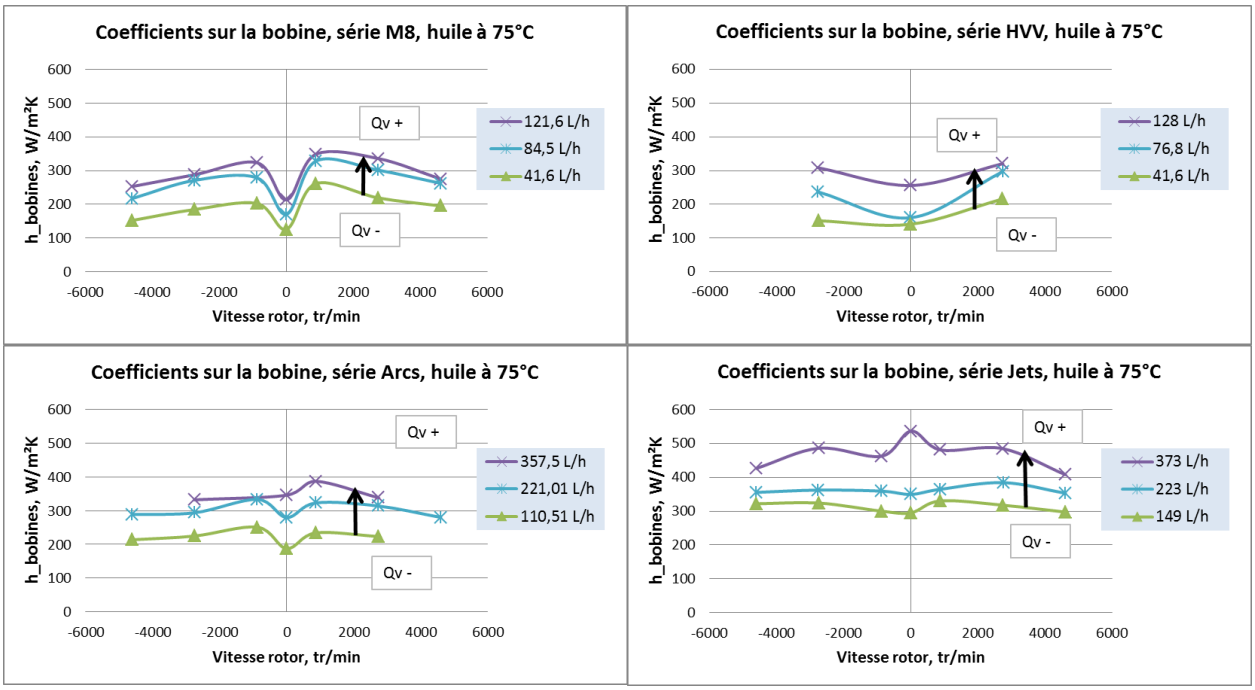


Figure 4-11 : Coefficients *h* identifiés sur les bobines pour les essais avec huile à 75 °C

Voici les données des essais dans des conditions similaires pour les quatre injecteurs. Pour tous les essais, on remarque bien l'effet indiscutable du débit d'huile : le coefficient d'échange sur les bobines augmente de façon non négligeable lorsque le débit augmente. De manière générale, d'ailleurs, on observe des choses assez similaires sur les bobines que ce que nous avions remarqué sur la puissance aux bobines dans le chapitre 3. Ceci est logique puisque la majeure partie de cette puissance est dissipée à travers ces surfaces. Cependant, l'effet de la rotation sur le coefficient d'échange sur les bobines est encore plus marqué que sur la puissance : l'augmentation à la mise en rotation, puis la diminution des échanges est claire. La rotation devient néfaste après environ 1 000 tr/min.

Hors cas sans rotation, la décroissance des coefficients d'échange avec l'augmentation de la vitesse de rotation semble particulièrement marquée dans le cas de la pulvérisation : jusqu'à 33 % de diminution en passant de 900 à 4 600 tr/min, avec la buse M8. Nous n'avons pas assez de données pour le jet plat. Pour le ruissèlement par arcs, la décroissance est plus légère. Enfin, pour le dernier injecteur, le coefficient d'échange identifié sur les bobines est quasi-indépendant de la vitesse de rotation. On constate juste une influence notable pour le plus gros débit et avec l'huile à 75 °C (courbe violette en bas à droite de la Figure 4-11).

La décroissance du h se produit ainsi dans les cas où les gouttelettes sont en plus grand nombre et pour les débits d'huiles sur les bobines supérieures les plus importants. Le fait que ce phénomène se manifeste beaucoup moins pour l'injection multi-jets semble renforcer ce que nous avons remarqué lors des visualisations : l'éclatement des jets des bobines supérieures par le rotor, repoussant une partie de l'huile sur les flasques, empêche les bobines inférieures de bénéficier de la totalité du débit d'huile. Ce phénomène doit être important dans l'efficacité de la convection des bobines inférieures. De plus, la convection moyenne sur les bobines peut être aussi affectée par les disparités mises en évidence dans le chapitre 3 (plus d'huile entrainée vers un côté par la rotation).

Si nous voulons comparer les coefficients entre eux, on choisit encore les essais avec l'huile à 75 °C et les bobines à une température moyenne de 110 °C environ. Nous ajoutons sur le graphique suivant le coefficient identifié dans le cas à air seul, recalé avec la moyenne des deux températures mesurées dans l'enceinte interne. La comparaison se fait pour le débit maximal respectif à chaque injecteur.

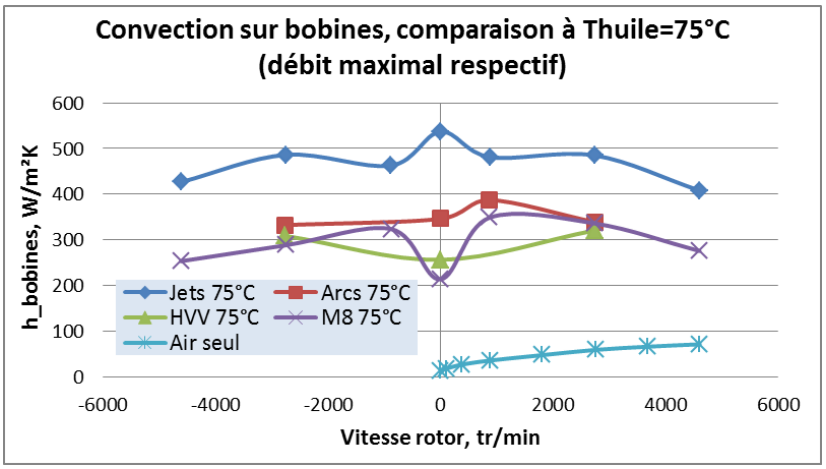


Figure 4-12 : Comparaison des injecteurs à débit maximal respectifs (huile à 75 °C) et cas référence

Nous obtenons des coefficients sur les bobines assez largement supérieurs pour le cas en multi-jets. Localement, les jets ne sont peut-être pas si inefficaces que l'on pouvait le croire d'après les mesures directes (chapitre 3). Les trois injecteurs semblent être relativement équivalents sur les bobines, pour ce débit maximal respectif. La comparaison avec la convection de l'air seul est sans appel. Même si, contrairement à ce qui se passe pour le refroidissement à l'huile, la rotation augmente les transferts quand seulement l'air est présent dans la machine, la présence d'huile est clairement bénéfique ; même à forte vitesse de rotation, le coefficient d'échange est nettement supérieur pour toutes les solutions d'injection d'huile.

Dans la Figure 4-13, les coefficients d'échanges sur les têtes de bobine sont donnés en fonction du débit pour tous les injecteurs. On remarque la ressemblance avec la fonction de transfert définie dans le chapitre 3 (Figure 3-33, page 148). En effet, cette fonction de transfert décrit la conductance globale entre les bobines et l'huile et peut être vue comme un produit « $h.S$ ». La puissance des bobines étant majoritairement dissipée à travers les bobines, il y a une certaine correspondance entre le coefficient d'échange sur les bobines et cette fonction de transfert. On remarque néanmoins une inversion entre le ruissèlement et l'injection multi-jets. Le ruissèlement est moins efficace sur les bobines que les jets. Cette inversion peut s'expliquer par la répartition des flux thermiques, privilégiés sur les bobines et moins important sur les tôles pour les jets.

Pour tous les injecteurs, nous observons une dispersion des essais relativement importante. Celle-ci est due aux effets sur l'écoulement des paramètres autres que le débit d'huile : la vitesse du rotor et la température d'huile. Néanmoins, l'effet positif de l'augmentation du débit d'huile sur les coefficients d'échange est clair.

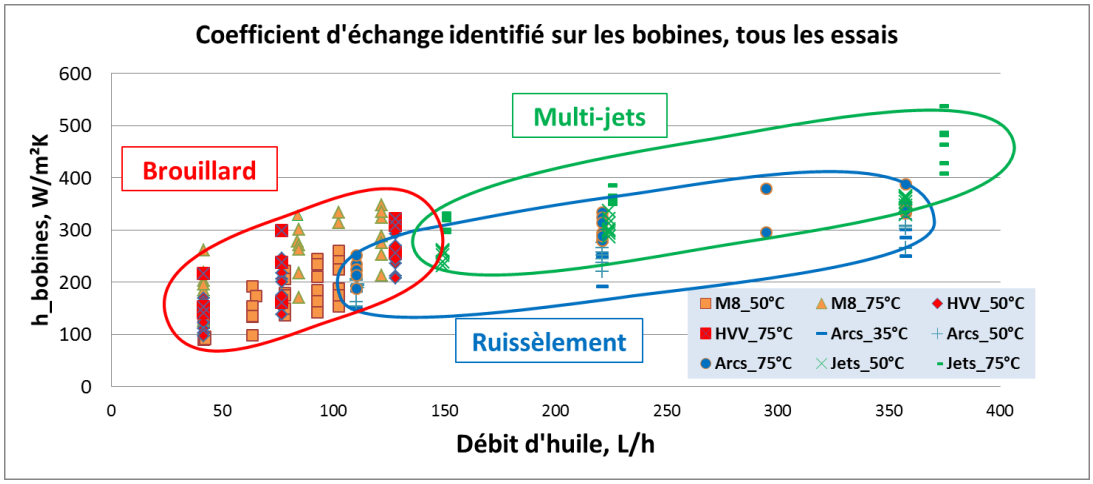


Figure 4-13 : Comparaison des coefficients d'échange sur les bobines selon le débit d'huile, pour tous les essais

Les coefficients ne dépassent pas 550 W/m²K, pour une valeur avancée de 1 000 W/m²K dans le chapitre 2. Nous avons donc surestimé dans l'étude préliminaire l'efficacité de nos injecteurs en ce qui concerne la convection sur les têtes de bobine, là où les températures sont les plus sensibles au refroidissement. Dans cette première phase de simulation, nous n'avions pas choisi les types d'injection expérimentés.

Vu la complexité de l'écoulement par rapport aux cas fournis par la littérature (plaques planes et petites surfaces, emplacement régulier des buses en multi-jets ou multi-spray), il est difficile d'interpréter les valeurs de ces coefficients identifiés, qui représentent globalement la machine.

Si l'on tente la comparaison avec les jets d'huile, on peut évoquer le faible nombre de jets et le faible flux d'huile surfacique global testés dans notre cas. Mêmes pour les multi-jets, les 72 jets de diamètres $d = 0{,}5$ mm sont très espacés entre eux : le disque d'impact équivalent par jet est de rayon 15 mm ($\frac{R}{d} = 30$). Cette application (faible Reynolds, jet libre) correspond à trois études avec corrélations du coefficient d'échange moyen : Ma et Zheng [102] ; Pais et Chow [101] et Leland et Pais [145]. Cependant, pour les deux études, la zone d'impact testée est restreinte. Les corrélations ne sont approuvées que pour un rapport $\frac{R}{d}$ maximum de 10 ; 12 et 13, respectivement. Nous donnons dans le Tableau 14 les valeurs des coefficients d'échange calculés pour un disque d'impact tel que $\frac{R}{d} = 10$, et une vitesse de 7 m/s correspondant au débit maximal testé.

Auteurs	$\bar{h}(\frac{R}{d} = 10)$, W/m²K	
	Huile à 50 °C	Huile à 75 °C
Ma et Zheng [102]	1 160	1 980
Pais et Chow [101]	2 760	3 560
Leland et Pais [145]	1 400	2 030

Tableau 14 : Coefficient d'échange moyen sur un disque de 5 mm de rayon pour un jet d'huile sur une plaque plane, selon les auteurs

Les corrélations paraissent particulièrement peu adaptées si l'on considère une surface d'impact étendue. Le coefficient moyen devient même négatif pour la dernière corrélation [145] au-delà d'un rapport $\frac{R}{d} > 18$. On rappelle aussi qu'en s'éloignant du point d'impact, les vitesses radiales du jet de paroi diminuent fortement et les effets de gravité agissent de plus en plus. Il ne nous semble donc pas pertinent de considérer seulement l'effet des jets dans les transferts sur les surfaces des bobines.

Nous avons remarqué lors des visualisations de l'écoulement (partie 3.3) que pour une grande majorité des configurations, le ruissèlement d'huile sur les têtes de bobine semblait se produire. Il s'agit d'une couche d'huile qui recouvre une partie importante de la surface des têtes. Une note interne de Ligier [146] considère le phénomène, appelé film rampant. Par la résolution des équations de Navier-Stokes, l'auteur obtient une relation de l'épaisseur du film δ en fonction du débit Q_v et du périmètre mouillé P_m. β est l'angle d'inclinaison par rapport à l'axe horizontal.

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3\nu Q_v}{P_m g.sin(\beta)}} \quad (70)$$

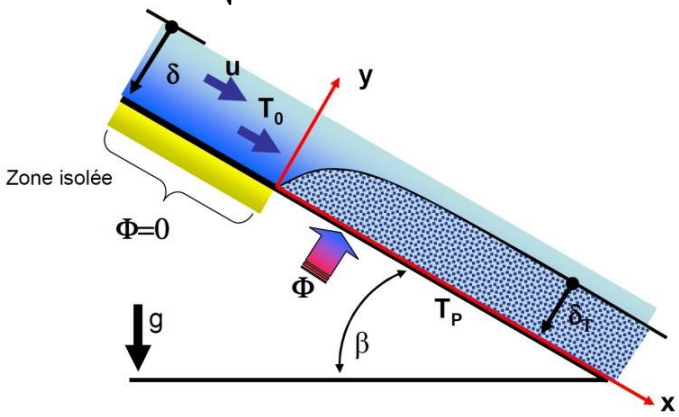


Figure 4-14 : Configuration du film rampant sur une paroi chauffée [146]

Lorsque l'on applique un flux de chaleur sur la surface impactée, il se crée une couche limite thermique d'épaisseur δ_T. Pour une hypothèse de température de paroi constante, on peut établir l'épaisseur de cette couche. Tant que cette couche limite thermique ne dépasse pas l'épaisseur du film, les équations décrivant l'écoulement (mouvement et énergie) restent valables. Nous avons vérifié cette hypothèse pour toutes les applications de calcul décrites plus bas ($0{,}27 < \delta < 0{,}87\ mm$ et $0{,}12 < \delta_T < 0{,}43\ mm$ et $\delta > \delta_T$). Le coefficient d'échange est obtenu à partir du gradient de température à la paroi. Après intégration sur la longueur de la paroi L_x, on peut obtenir la relation donnant le coefficient d'échange moyen :

$$\bar{h} = \lambda/2. \sqrt[3]{\frac{3C_p \rho g \delta .sin(\beta)}{\lambda \nu L_x}} \quad (71)$$

L'application de ces deux formules à notre géométrie (la surface des bobines) n'est pas évidente. Nous faisons les hypothèses suivantes. Les parois sont verticales, le périmètre mouillé correspond à l'extérieur d'une section dans la hauteur de la bobine multiplié par le nombre de têtes (24). Le débit est supposé équi-réparti le long de ce périmètre mouillé. Pour rendre compte de l'inclinaison des têtes selon la position radiale, la longueur de l'écoulement L_x prise en compte est la moyenne entre la largeur et la longueur de la tête de bobine.

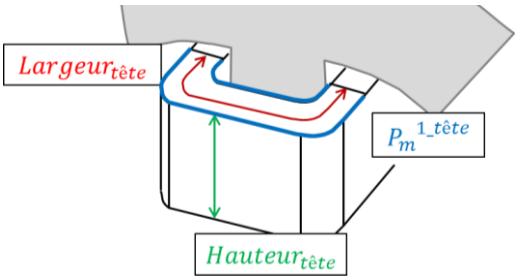


Figure 4-15 : Application à la géométrie du ruissèlement sur les têtes de bobine

β	L_x	Q_v	P_m
90 ° (paroi verticale)	$\frac{Largeur_{tête} + Hauteur_{tête}}{2} = 35\ mm$	Débit total équi-réparti	$24.P_m^{1_tête}$=2,18 m

Tableau 15 : Hypothèses d'application du film rampant à l'écoulement sur les têtes de bobine

La Figure 4-16 donne le coefficient d'échange moyen sur les bobines pour ces hypothèses de film rampant. On remarque d'après les relations (70) et (71) que l'angle d'inclinaison, le débit et le périmètre mouillé ont beaucoup moins d'influence que la longueur de l'écoulement L_x, comme on le voit sur le graphique de droite.

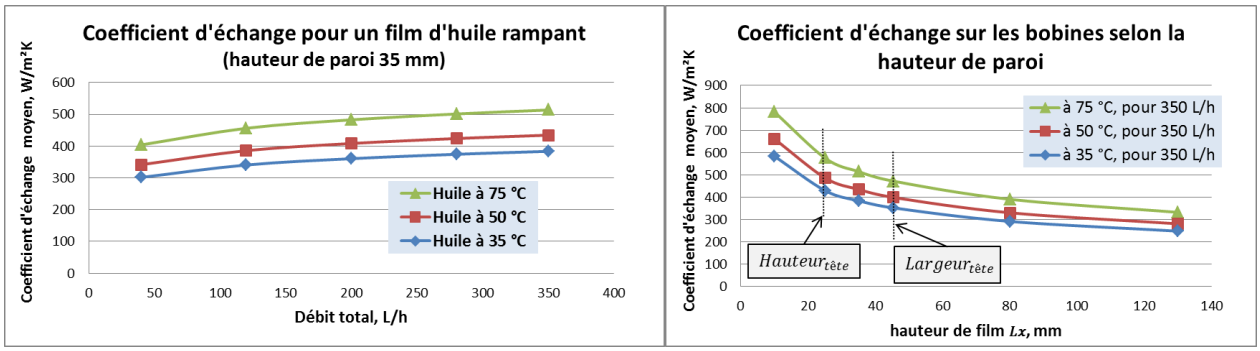


Figure 4-16 : Variation du coefficient d'échange par film rampant selon le débit et la température d'huile (gauche) et selon la longueur de l'écoulement L_x (droite)

On compare les valeurs de *h* par film de ruissèlement aux coefficients identifiés (Figure 4-17). On remarque que l'approximation de l'écoulement par un film d'huile ruisselant est relativement bien adaptée. Les coefficients identifiés sont certes moins élevés, mais les tendances sont proches, que ce soit pour l'effet de débit ou l'effet de la température d'huile. On retrouve une bonne correspondance de ces effets particulièrement pour le ruissèlement, pour lequel on a ajouté les courbes de tendances pour les 3 températures. Les valeurs identifiées sont toutefois plus faibles que par le calcul de film. Mais si l'on considère une continuité de la paroi des bobines (l'huile ruisselant sur une tête peut ruisseler sur la tête placée en dessous), c'est-à-dire un L_x plus important, le coefficient calculé se rapproche de notre identification, comme le montre la Figure 4-16 à droite.

Comparativement aux données de la littérature (jets et film rampant), nous obtenons par identification de relativement faibles valeurs pour le coefficient sur les bobines. Dans le premier cas, la restriction de la paroi impactée peut être mise en cause. Dans le deuxième cas, les plus faibles valeurs identifiées peuvent être dues à la tortuosité (nombreuses courbures) de la surface des têtes de bobine. Cette complexité de forme rend difficile l'accès à toutes les surfaces des têtes, alors que nous avons voulu garder une simplicité des injecteurs pour une industrialisation

possible. La répartition de l'huile, au-delà des effets de rotation, reste donc aléatoire et ne peut pas être uniforme.

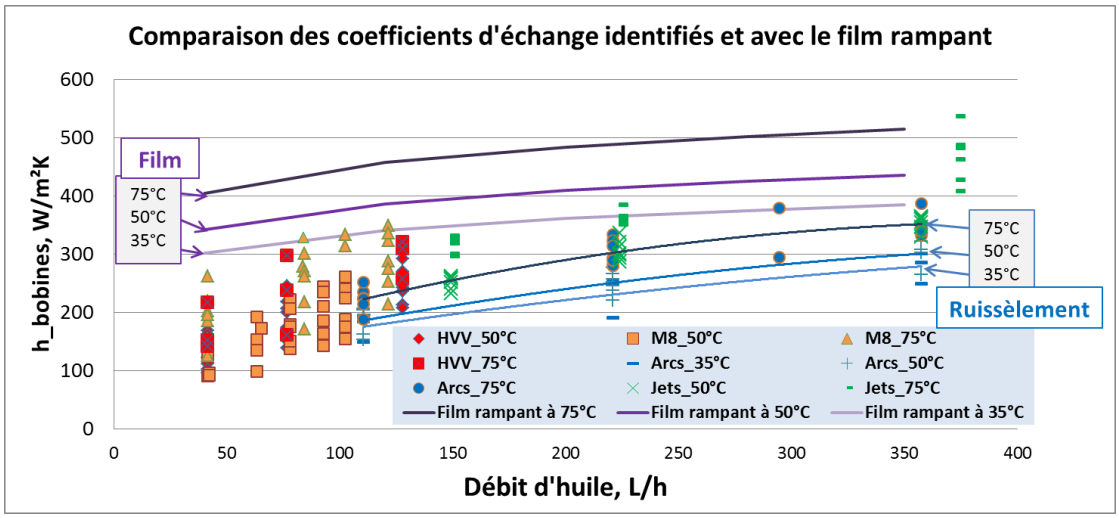


Figure 4-17 : Coefficients d'échange sur les bobines pour les essais et les calculs de film rampant ($L_x = 35\ mm$)

4.3.1.2 *Coefficients sur les flasques*

Nous regardons maintenant ce qui se passe sur les flasques et sur le carter (résolution englobant les deux surfaces). Il est intéressant d'abord de noter que l'on retrouve un profil de *h* proche de celui identifié pour l'air seul dans la plupart des configurations au plus bas débit. Nous avions une constante augmentation de ce coefficient avec la rotation, jusqu'à une valeur d'environ 60 W/m²K à 4 600 tr/min (en haut à gauche sur la Figure 4-18) ; les coefficients sont légèrement plus élevés ici, ce qui peut être dû à un échange supplémentaire avec l'huile à la sortie (bas de domaine) ou à l'entrée (puissance résiduelle échangée à l'endroit de fixation des injecteurs). On rappelle que l'on a constaté moins de projections lorsque le débit était réduit, pour tous les injecteurs. A faibles débits, l'huile ne doit donc pas beaucoup influencer les échanges sur les flasques.

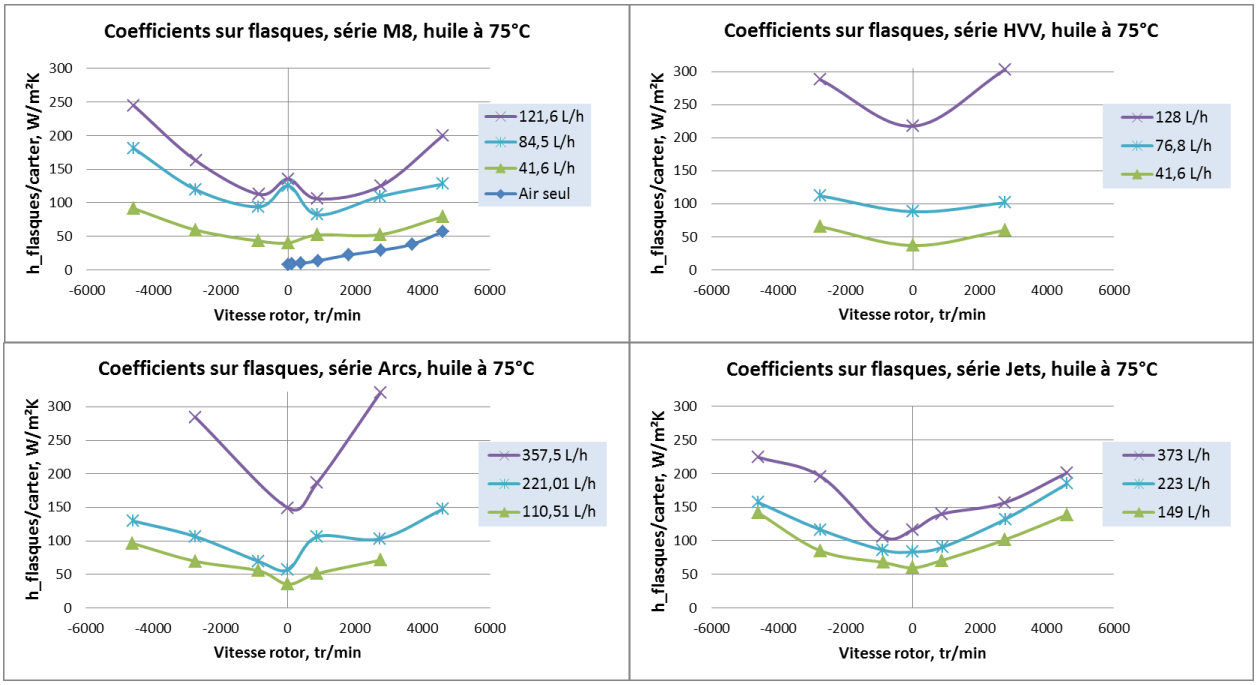


Figure 4-18 : Coefficients *h* identifiés sur les flasques pour les essais avec huile à 75 °C

Nous remarquons que les échanges sur les flasques augmentent avec le débit d'huile. Ceci est cohérent avec les visualisations : une quantité importante d'huile dans le domaine est présente à fort débit et notamment dans le cas d'une pulvérisation (dispersion des gouttelettes générées, même sans rotation). Pour de fortes vitesses de rotation, le quadrant bas-droit est particulièrement touché ; ce phénomène semble s'accentuer avec la vitesse grandissante. Nous avons attribué ceci aux effets de la rotation, qui cassent les jets issus des bobines supérieures et repoussent l'huile vers le flasque. La présence d'huile sur le flasque, que l'on a mise en évidence dans le chapitre 3, explique l'amélioration conséquente par rapport à la convection avec air seul, et la tendance des échanges à croitre avec la vitesse et avec le débit.

Les échanges sur les flasques sont similaires pour les deux derniers injecteurs, sauf au plus gros débit, pour lequel les échanges avec les arcs de ruissèlement sont plus efficaces. Ceci doit être dû principalement aux gouttelettes plus nombreuses avec les arcs. Effectivement, ces gouttelettes sont directement liées au débit d'huile qui arrive sur le rotor. Et ce débit augmente avec le débit total, bien sûr, mais on peut rappeler qu'à plus faibles débits, la répartition est sans doute plus favorable aux bobines sur le côté (10 et 2, selon le cadran de l'horloge) que les bobines du milieu supérieur (11, 12 et 1). Les gouttelettes générées doivent donc être nettement plus importantes aux plus forts débits pour les arcs de ruissèlement.

4.3.1.3 Coefficients sur les tôles stator

Les tendances sont beaucoup moins claires et s'avèrent moins explicables sur les coefficients que nous obtenons sur les tôles stator. L'effet de débit n'est pas évident et on trouve des coefficients très différents en contre-rotation (profils non symétriques). Ces coefficients sont relativement élevés pour les trois premiers types d'injection, et très faibles pour l'injection multi-jets. Cela peut s'expliquer par le fait que les projections sont globalement moins importantes dans la configuration de l'injecteur multi-jets. Nous portons un regard plus critique sur ce coefficient car la précision de l'identification, comme le flux convectif traversant les tôles stator, est faible.

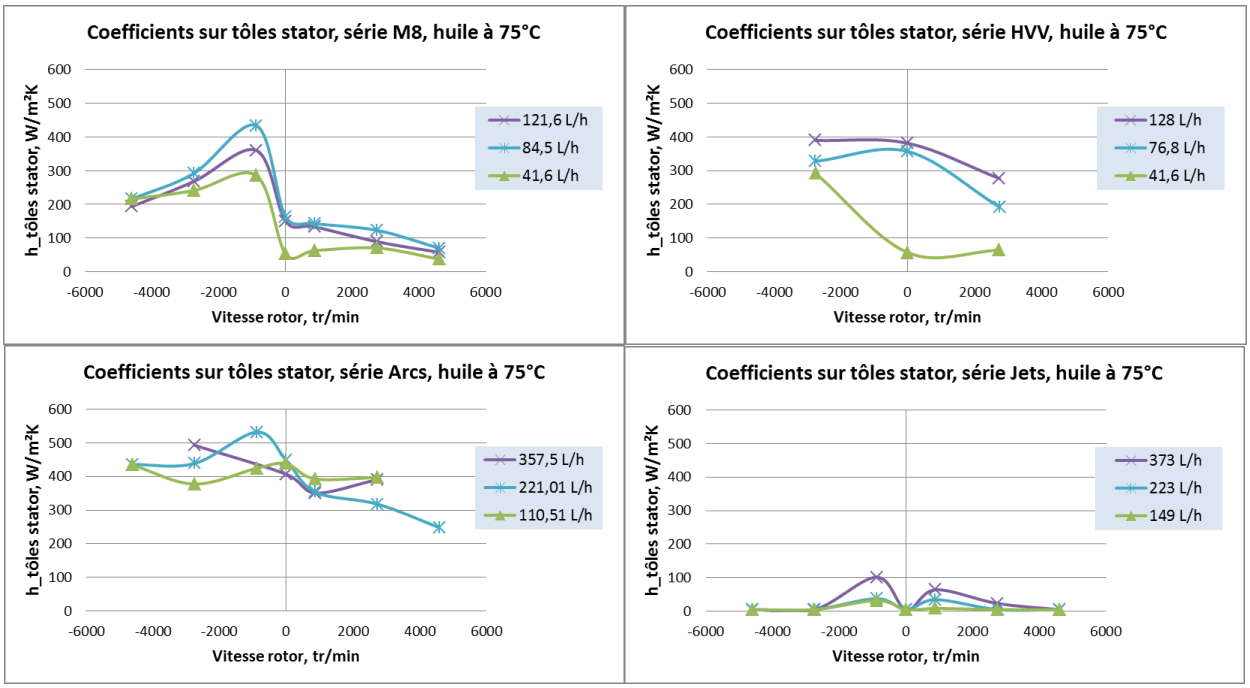


Figure 4-19 : Coefficients *h* identifiés sur les tôles stator pour les essais avec huile à 75 °C

4.3.2 Influence de la température d'huile sur les échanges

Nous avons vu dans le chapitre 3 que les puissances échangées augmentaient quand on abaissait la température d'huile en entrée, pour une température moyenne des bobines donnée. L'écart de température est en effet plus important. Cependant, nous voulons voir l'impact sur les coefficients en changeant cet écart et surtout en introduisant dans le domaine de l'huile avec une viscosité bien plus grande (presque 3 fois plus grande à 50 °C qu'à 75 °C). Avec la comparaison des coefficients d'échange, l'interprétation est plus justifiée. On rappelle cependant que la température moyenne des bobines est de 90 °C pour les essais avec les buses pour l'huile à 50 °C.

Les coefficients d'échange (bobines et flasques) sont tous améliorés par l'augmentation de la température d'huile. On donne un tableau de l'augmentation des transferts entre 50 et 75 °C pour les débits maximaux respectifs. Le ratio de la valeur moyenne sur les essais à conditions identiques (sauf température d'huile) est indiqué. A cause de la différence des conditions de température des bobines, il faut regarder l'augmentation des coefficients pour les deux premiers injecteurs, puis pour les deux suivants. On peut tout de même comparer tous les injecteurs entre eux pour les ordres de grandeur.

Injecteur		M8	HVV	Arcs	Multi-jets
$\frac{\overline{h(75\,°C)} - \overline{h(50\,°C)}}{\overline{h(50\,°C)}}$	Bobines	+ 21 %	+ 16 %	+ 14 %	+ 33 %
	Flasques + Carter	+ 50 %	+ 47 %	+ 184 %	+ 168 %

Tableau 16 : Augmentation du coefficient d'échange sur les bobines entre 50 et 75 °C, au débit maximal respectif (essais sur la plage de vitesse)

Dans le cas d'un jet simple laminaire (corrélation de Ma 97 [102]), l'augmentation de température de 50 à 75 °C (viscosité de 30 mm²/s à 12 mm²/s) serait responsable d'une augmentation de 18 % du coefficient. L'application de la corrélation de Perreira et. al. [131] pour des sprays multiples sur une plaque plane donne une augmentation de 16 %. Les autres corrélations trouvées requièrent la connaissance de la variation de la tension superficielle de notre huile. Pour les coefficients identifiés sur les têtes au débit maximal respectif, on se trouve dans l'ordre de grandeur attendu, légèrement au-dessus. Pour les coefficients sur les flasques, en revanche, l'augmentation est énorme pour l'huile plus chaude. Cela est dû au fait que l'huile n'impacte pas directement les flasques, et que la viscosité semble changer grandement le chemin de l'huile une fois la première paroi rencontrée.

Pour les deux buses, on constate globalement la même influence de la température d'huile. Les débits considérés ici sont les plus importants ; la forme générée (nappe d'huile) directement en aval des buses reste semblable entre 50 et 75 °C, mais le diamètre des gouttelettes doit être diminué et la vitesse augmentée. Ces deux effets, qui doivent aider à une meilleure dispersion de l'huile, expliquent une meilleure convection générale.

Entre les deux injecteurs à plus fort débit, on remarque des tendances différentes. Pour l'injecteur multi-jets, l'amélioration est plus importante sur les bobines (+33 % contre +14 %) et à peu près équivalente sur les flasques. Si l'on s'intéresse de plus près aux flasques (Figure 4-20), on remarque que le coefficient d'échange, pour l'injection multi-jets, ne dépend presque pas du débit d'huile, pour les essais à 50 °C. Ce profil du coefficient d'échange est d'ailleurs relativement proche de celui à air seul. Pour le ruissèlement, toujours à 50 °C, on voit l'influence de l'injection d'huile seulement pour le plus fort débit. En revanche, à 75 °C, on voit que le

coefficient devient significativement plus important. Dans ces deux cas d'injection ne générant pas de gouttelettes, l'huile qui impacte les flasques est principalement celle des jets des bobines supérieures repoussée par le rotor. Ces derniers résultats montrent que ce phénomène est accentué lorsque la température est augmentée.

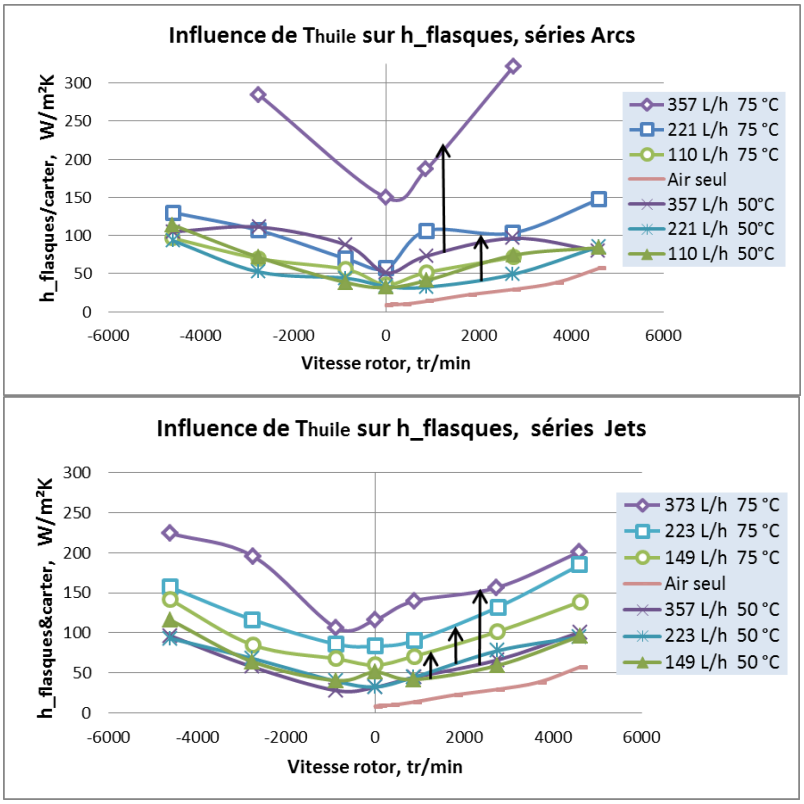


Figure 4-20 : Influence de la température d'huile sur les coefficients d'échange sur les flasques : arcs (haut) et multi-jets (bas)

De manière générale, la diminution de la viscosité augmente les transferts. De plus, cette diminution de viscosité semble améliorer la dispersion de l'huile, en particulier le transport vers les flasques. Le coefficient sur les flasques est ainsi énormément amélioré (entre 1,5 et 3 fois), ce qui doit représenter un flux non négligeable d'huile ruisselant sur les flasques plutôt que sur les bobines inférieures. Cependant, la baisse de la convection liée à ce défaut de débit sur les bobines apparait plus faible que la hausse liée à la viscosité : dans toutes les configurations, la hausse de la température augmente le coefficient d'échange sur les bobines.

On rappelle que le coefficient d'échange est relatif à l'écart de température entre l'huile et la paroi, ce qui ne garantit pas un flux échangé plus important si on augmente la température d'huile. Nous avons d'ailleurs remarqué une dissipation brute ($P_{bobines}$) plus importante à 50 qu'à 75 °C, à température moyenne des bobines fixée.

4.4 Utilisation des coefficients identifiés sur machine réelle

Nous utilisons notre identification avec les différents systèmes de refroidissement, pris dans leur domaine de fonctionnement le plus performant thermiquement, c'est-à-dire à débit maximal. Nous nous plaçons dans les mêmes conditions de fonctionnement que dans le chapitre 2, à 3 150 tr/min et une température d'huile entrée à 80 °C. Nous prenons donc en compte les coefficients identifiés à 2 750 tr/min et pour de l'huile à 75 °C. Lorsque les essais ont été réalisés

pour cette vitesse et la contre-rotation, on utilise les coefficients identifiés à partir des valeurs moyennes de températures (très proches) des deux essais. On obtient alors des coefficients proches de la moyenne pour les deux sens.

On rappelle que les coefficients identifiés sur les bobines sont plus faibles que supposés au départ. Dans les simulations du chapitre 2, ne connaissant pas l'action de l'huile sur les parties de la machine autres que sur les bobines, la convection sur ces parties (flasques et tôles) était considérée identique à la convection avec air seul. Dans cette partie, nous nous intéressons aux changements qu'occasionne le recalage. On dresse d'abord les conditions de ce calcul.

	Coefficient d'échange, W/m²K	Flasques	Tôles stator	Bobines
Etude préliminaire (chapitre 2)	Air seul	10	15	15
	Huile	10	15	1 000 / 500
Identification	Air seul	29	13	59
	M8 (122 L/h)	143	156	311
	HVV (128 L/h)	294	341	317
	Arcs (357 L/h)	301	468	339
	Multi-jets (373 L/h)	176	5	488

Tableau 17 : Coefficients d'échange estimés et identifiés pour les différents injecteurs à débits respectifs maximaux, à 2 750 tr/min

4.4.1 Cas en régime stationnaire

Malgré une différence importante des 3 coefficients entre les hypothèses de départ et les essais, on obtient des températures de bobines recalculées assez proches (voir les températures maximales, Figure 4-21 et moyennes, Figure 4-22). Les températures du carter et du stator, en revanche, étaient nettement surévaluées (jusqu'à 50 °C) pour l'étude préliminaire.

Concernant les injecteurs testés, les températures avec la buse M8 sont de manière assez significative plus élevées : environ 15 °C de plus au stator (bobines et tôles) qu'avec les trois autres injecteurs à leur débit maximal. Ces trois derniers injecteurs, bien que de débit et de forme d'injection très différents, génèrent des champs de température similaires.

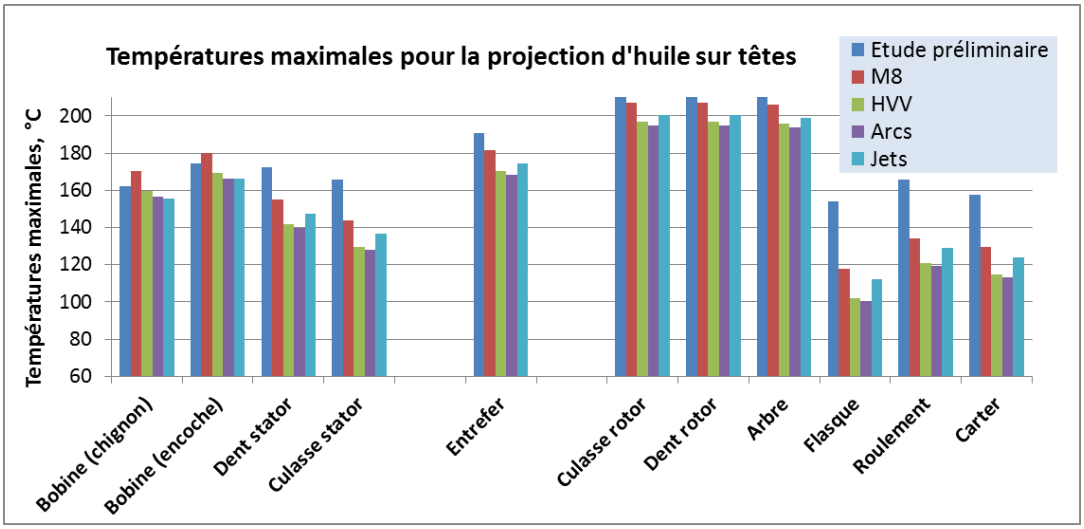


Figure 4-21 : Températures maximales en simulations de recalage pour les 4 injecteurs et comparaison avec les résultats de l'étude préliminaire

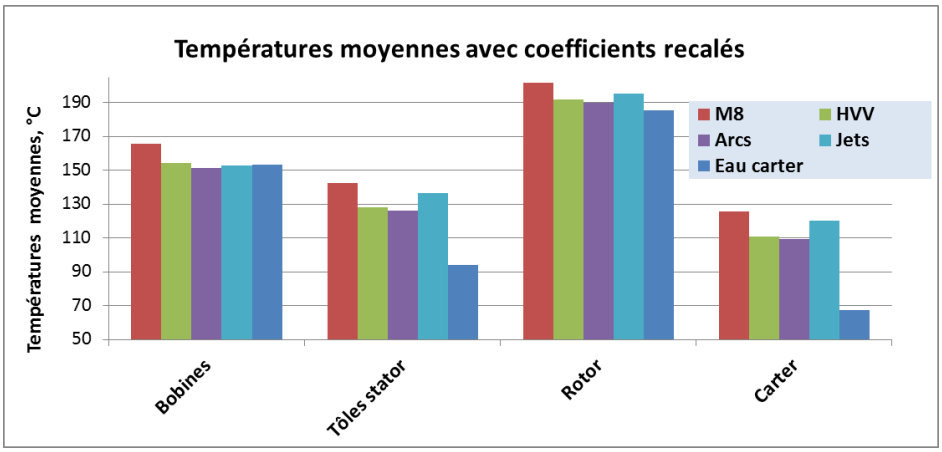


Figure 4-22 : Comparaison des températures moyennes en simulations de recalage, 4 injecteurs d'huile et carter d'eau

Par rapport aux estimations, la convection est de moins bonne qualité sur les bobines mais bien meilleure sur les autres parties des côtés de la machine. Le refroidissement direct des bobines est donc moins bon, mais grâce à la bonne conduction dans les parties externes (carter et flasques), la convection sur les flasques et le carter n'est pas inefficace. Les champs de température sont plus explicites (Figure 4-23). On ne montre sur la figure suivante que la configuration estimée et l'injection par arcs de ruissèlement, la solution la plus efficace. Le stator est bien plus froid dans la configuration recalée.

Les coefficients identifiés pour le cas à air seul ont été utilisés pour recalculer les températures avec le refroidissement par carter d'eau. Les coefficients recalés sont sensiblement plus élevés que ceux estimés lors de l'étude préliminaire. Pourtant, on remarque que les températures ne sont pas significativement plus basses qu'avec l'estimation : environ 5 °C en moyenne sur les bobines (Figure 4-22).

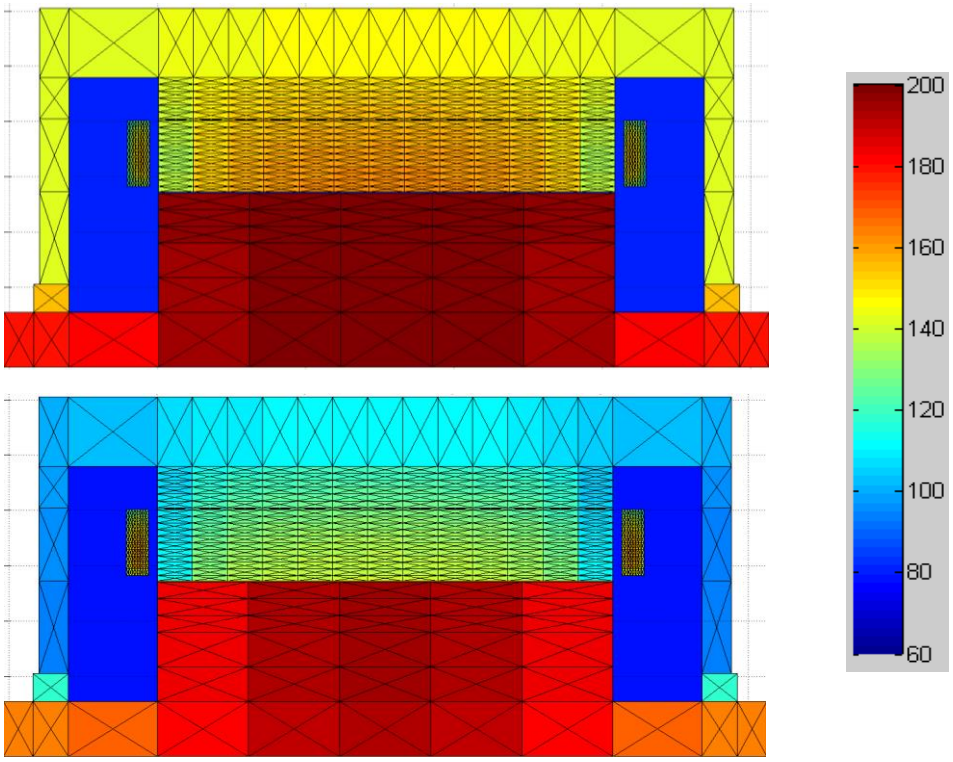


Figure 4-23 : Champs de température pour l'estimation (haut) et le recalage pour les arcs de ruissèlement (bas)

Nous analysons maintenant les puissances (Tableau 18) pour ce cas de refroidissement sur les têtes. La puissance totale dissipée par l'huile est plus importante qu'auparavant (-1 840 W pour l'étude préliminaire). En fait, il y a autant de calories dissipées à travers les flasques que par les têtes de bobine. La surface d'échange aux flasques est environ deux fois plus importante et la conduction (radialement dans les tôles puis axialement dans l'aluminium) est suffisamment bonne pour dissiper une grande partie des pertes fer. La mauvaise conduction axiale des tôles ne permet pas un refroidissement très efficace sur les tôles. On remarque d'ailleurs un gradient relativement fort à l'extrémité des tôles : il y a un effet de peau ; seules les tôles de surfaces sont refroidies. Il se produit le même phénomène au rotor, même si les coefficients sont surement sous-estimés ici.

	Pertes Joule	Pertes fer	Puissance air	Puissance huile (détail par surface d'échange)				Bilan
				Bobines	Flasques/carter	Tôles	Rotor	
				- 841	- 841	- 264	- 100	
Total, W	1 404	1 000	- 358	- 2046				0

Tableau 18 : Répartition des puissances, cas du refroidissement par arc de ruissèlement par recalage

4.4.2 Cas en régime transitoire

On modélise cette fois la montée en température pour les mêmes conditions de fonctionnement. Dans la figure suivante, on montre les températures moyennes des éléments principaux sur toute la montée en température (1 000 s = 2 h 47 min). Le calcul préliminaire (chapitre 2) est comparé au calcul avec coefficients identifiés pour l'injection par arc de ruissèlement. On observe bien que dans un premier temps, le stator (tôles et bobines) chauffe plus vite qu'attendu, du fait de la convection moins bonne sur les têtes de bobine. Cependant, par la suite, les pertes fer sont mieux dissipées – via la conduction dans l'aluminium – par l'huile dans le cas réel considéré. C'est donc après un certain temps de chauffage du stator (environ une heure pour les bobines et une vingtaine de minutes pour les tôles) que la température recalée devient moins chaude que pour les estimations.

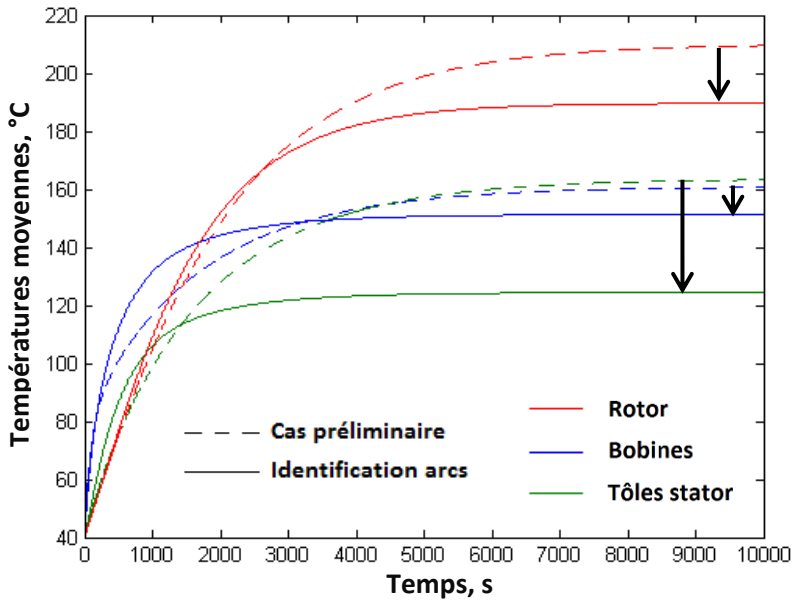


Figure 4-24 : Comparaison des températures moyennes transitoires : cas préliminaire et cas de l'arc de ruissèlement (identification)

4.5 Conclusions sur la méthode inverse

De manière générale, nous arrivons aux mêmes conclusions qu'avec les mesures brutes, mais cette identification nous permet de comprendre mieux les tendances. Grâce à la connaissance de la répartition des coefficients, nous mettons mieux en évidence la répartition de l'huile. Nous remarquons notamment l'importance du repoussement de l'huile par le rotor vers les flasques. Nous avons montré l'influence forte de la température d'huile, en particulier sur la dispersion de l'huile vers les flasques.

De plus, notre méthode inverse a permis d'obtenir des données de recalage. En se plaçant dans un cas de machine réelle, nous avons mis en évidence l'importance de la dissipation par les flasques.

La méthode présente toutefois des faiblesses. L'identification du coefficient d'échange sur les tôles stator est peu précise et le modèle ne tient pas compte des disparités selon la position angulaire.

Conclusions et perspectives

Conclusions générales

L'étude présentée dans ce mémoire a pour objectif de mieux comprendre les phénomènes thermiques dans les machines électriques. Par une approche comparative, différentes stratégies de refroidissement ont été étudiées, particulièrement les solutions à huile. Les travaux s'articulent autour de la littérature, la modélisation et enfin l'expérimentation pour approfondir le sujet.

Dans un premier temps, un large panel de technologies de machines a été balayé pour pouvoir faire ressortir les problématiques thermiques communes à ces diverses machines. Nous avons exposé les différents moyens de refroidissement existants et leurs limites. Le refroidissement par l'extérieur de la machine, à air ou à eau, semble limité à cause des résistances thermiques successives importantes. Le refroidissement interne apparait plus intéressant du fait de la proximité des bobines, générant de fortes pertes ; pour un souci d'intégration dans un véhicule et grâce à son caractère diélectrique, l'huile comme fluide caloporteur est étudiée. La surface des bobines étant restreinte et l'huile n'étant pas très bonne thermiquement (moins bonne que l'eau mais bien meilleure que l'air), nous avons approfondi les recherches sur les échanges à fort coefficients de convection : les jets et les sprays. Cette étude bibliographique nous a permis de comprendre les enjeux mais aussi d'aborder la modélisation en fournissant des données.

Un modèle a ensuite été adapté pour les besoins de l'étude. Notre choix s'est porté sur la méthode des réseaux nodaux, qui permet d'intégrer facilement un nombre important de paramètres. Nous avons ainsi pu réaliser une étude de sensibilité des paramètres dits du refroidissement passif. Nous avons apporté des éléments d'amélioration de conception en dégageant les paramètres qui impactent le plus sur les températures : la conductivité radiale équivalente des bobines et la présence de ponts thermiques sur les côtés de la machine, y compris par résine de surmoulage.

Nous avons ensuite modélisé de façon plus approfondie différents systèmes de refroidissement : carter d'eau, canal d'huile dans les encoches et projection d'huile sur les têtes de bobine. Pour le refroidissement par carter d'eau, il apparait bien une certaine limitation à cause des nombreuses interfaces. On compare cette solution avec les deux solutions de refroidissement à huile proposés. Avec l'huile, on obtient des résultats plus satisfaisants sur les températures de bobines, notamment en régime transitoire, mais le reste des éléments est plus chaud. La dissipation par air extérieur reste relativement limitée, ce qui ne permet pas une bonne évacuation des pertes fer.

Le réducteur, accolé au moteur, a été modélisé. Il apparait un couplage thermique fort entre les deux ensembles, via la conduction entre les carters. La surface extérieure du réducteur étant importante, le réducteur pourrait servir de dissipateur pour une partie des pertes fer. Ceci est à nuancer selon l'architecture du groupe motopropulseur.

La solution des jets sur les têtes de bobine semble très intéressante, mais la modélisation est très incertaine. La littérature fournit des données pour des géométries plus simplifiées. Il est difficile de considérer l'écoulement autrement que par l'expérimentation. Un banc d'essai a donc été spécialement conçu et réalisé. L'écoulement généré sur le côté de la machine dépend de nombreux paramètres. Le moyen d'injection, le débit et la température de l'huile, ainsi que la vitesse de rotation sont les paramètres étudiés. Nous avons visualisé l'écoulement et effectué des mesures thermiques dans de nombreuses configurations. Les visualisations et les mesures sont concordantes avec nos conclusions.

Enfin, nous avons utilisé notre modèle thermique nodal pour caractériser la convection dans l'enceinte interne, par l'air seul ou le mélange air/huile. Nous avons pour cela adopté une méthode inverse par diminution d'un critère d'écart à la mesure. Cette méthode présente certaines faiblesses mais nous a permis d'identifier des coefficients d'échange sur les bobines et sur les flasques. Les résultats expérimentaux, bruts et par recalage, sont le cœur de l'étude. Voici les conclusions sur chaque paramètre de l'étude, pour l'approche globale :

- En ce qui concerne le type d'injection d'huile, le ruissèlement sur les bobines supérieures semble la solution la plus efficace. Cependant, même à faible débit, la présence d'huile par pulvérisation augmente considérablement les échanges. Il faut apporter un soin particulier au débit d'huile amené sur les bobines supérieures car cela conditionne une bonne partie de l'écoulement du bas du domaine, par des effets de la rotation.
- Le débit d'huile est le premier paramètre d'influence sur l'efficacité thermique globale des solutions. Dans tous les cas, on relève une augmentation des transferts sur les surfaces impactées avec l'augmentation du débit d'huile.
- L'influence de la vitesse de rotation est plus particulière : la mise en rotation augmente les transferts par rapport au cas statique. Néanmoins, au-delà d'une certaine vitesse assez faible, les coefficients d'échange baissent au stator et augmentent sur les flasques. Nous expliquons ceci par des effets de la rotation qui repoussent l'huile vers le flasque.
- La température d'huile augmente les coefficients de transfert sur les surfaces impactées et facilite le transport dans le domaine. Les coefficients sur les flasques sont considérablement augmentés par la hausse de la température d'huile.

En approche locale, nous avons relevé de grosses disparités dans la distribution de l'huile et dans les températures, selon la position angulaire. Avec l'ajout d'huile, les symétries sont rompues car les effets de gravité interviennent. Les disparités sont augmentées avec la vitesse de rotation croissante mais diminuées avec le débit d'huile grandissant.

Finalement, le repoussement de l'huile vers les flasques peut au premier abord sembler néfaste au refroidissement, car les échanges sur le stator sont diminués. Cependant, la convection sur les flasques est grandement améliorée. Sur une machine réelle, nous pouvons profiter d'une relativement bonne conduction à travers l'aluminium et les tôles. La projection de l'huile sur les flasques est suffisante pour dissiper une bonne partie des pertes fer. Si nous regardons les pertes générées dans la machine (Figure 2-7), à faible vitesse de rotation où la projection sur les flasques est moins importante, les pertes fer sont plus faibles. Ceci est favorable au refroidissement à huile sur les côté de la machine, qui de surcroit est moins dépendant de la dissipation par l'air extérieur.

Perspectives

Concernant la représentation des résultats et la méthodologie, nous avons souligné certaines faiblesses de la méthode inverse, en particulier à cause des hypothèses de symétries. La méthode présentée ici permet surtout de connaître les tendances et les niveaux de transfert sur les principales surfaces de l'enceinte interne de la machine. Une résolution plus précise serait possible. Pour ce faire, il faudrait multiplier nos points de mesure et adapter le modèle aux nouvelles hypothèses. Cette démarche pourrait s'avérer longue et hasardeuse. A défaut, l'analyse des températures locales est importante dans notre approche.

Les transferts thermiques dans le cas de refroidissement à huile n'ont pas été étudiés au rotor. Il serait intéressant de connaitre ces échanges, notamment pour une application aux machines comprenant des aimants (MSAP) ou une cage à écureuil (MAS).

Le refroidissement à huile procure des avantages certains par rapport à d'autres solutions et profite de certains effets d'aubaine. L'installation de nos injecteurs tels quels sur une machine réelle concurrencerait tout à fait un carter d'eau au niveau de la performance thermique.

Il nous semble que l'on pourrait encore améliorer l'efficacité de nos injecteurs à huile, à travers deux leviers. Le premier est l'augmentation du débit : le débit d'huile augmente toujours les transferts et les essais se placent dans une plage de débits relativement faibles. Le deuxième levier est l'amélioration des injecteurs.

- Globalement : nous pouvons viser une meilleure répartition de l'huile et de meilleurs bénéfices de la rotation au stator. Grâce au banc d'essai conçu et réalisé lors de cette thèse, de nouvelles solutions peuvent être testées aisément. Sur ce dernier moyen d'amélioration, des essais sont en cours au laboratoire TEMPO.
- Localement : L'étude précise de l'impact de jets ou de sprays peut aider à comprendre mieux les transferts globaux. L'influence de la rugosité de la surface des bobines peut être étudiée. Cette recherche peut s'appuyer sur la partie bibliographique spécifique et sur les premiers résultats de modélisation *CFD* obtenus pour un jet d'huile sur plaque plane, que l'on retrouve en annexe.

La présente étude ne propose pas de circuit complet pour intégrer notre système à un véhicule ; il serait intéressant de quantifier les améliorations potentielles avec un circuit commun au réducteur (notamment la réduction des frottements des pignons lors d'un démarrage à froid). Une étude d'intégration permettrait également la comparaison avec les systèmes de refroidissement existants pour les aspects de coût et de compacité. Voici le principal besoin pour voir apparaître de telles solutions de refroidissement dans les véhicules RENAULT prochainement.

Références bibliographiques

[1] K. T. Chau et Y. Wong, «Overview of power management in hybrid electric vehicles,» *Energy Conversion and Management* , vol. 43, p. 1953–1968, 2002.

[2] B. Multon et J. Bonal, «Les Entrainement Elactromécaniques Directs : Diversité, Contraintes, et Solutions,» *Journée de la conversion électromécanique directe, ENS Cachan - SEE,* 1999.

[3] J. Soudry, «Etude numérique et expérimentale des écoulements d'air dans les machines tournantes,» *Rapport de projet de fin d'étude, stage Renault,* 2011.

[4] N. Dehlinger, «Etude des performances d'une machine à flux transverse à noyaux ferromagnétiques amorphes,» *Thèse de l'université Laval, Québec,* 2007.

[5] L. Albert, «Modélisation et optimisation des alternateurs à griffes, application au domaine automobile,» *Thèse de l'Institut National Polytechnique de Grenoble,* 2004.

[6] J. Saint-Michel, «Bobinage des machines tournantes à courant alternatif,» *Techniques de l'ingénieur,* 2001, n° D3420.

[7] C. E. Carstensen, S. E. Bauer, R. B. Inderka et R. W. De Doncker, «Efficiency Comparison of Different Winding Configurations for Switched Reluctance Vehicle Propulsion Drives,» *20th International Electric Vehicle Symposium (EVS-20), Long Beach, USA,* 2003.

[8] C. Carstensen, «Eddy Currents in Windings of Switched Reluctance Machines,» *Thèse à la Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule, Aachen,* 2007.

[9] A. Milauvre, «Thermique des machines électriques,» *Note technique Renault, NT-65530/2013/22* , 2004.

[10] C. Pertusa, «Contribution à la définition de moteurs à aimants permanents pour un véhicule électrique hybride routier,» *Thèse de Institut National Polytechnique de Toulouse,* 1996.

[11] Y. Amara, «Contribution à la conception et à la commande des machines synchrones à double excitation, application au véhicule hybride,» *Thèse au LESiR, ENS Cachan,* 2001.

[12] N. Bianchi, S. Bolognani et B. Chalmers, «Salient-rotor PM synchronousmotors for an extended flux-weakening operation range,» *IEEE Transaction on Industry Applications,* vol. 36, pp. 1118-1125, n°4, 2000.

[13] M. Lajoie-Mazenc et P. Viarouge, «Alimentation des machines synchrones,» *Techniques de l'ingénieur,* 1991, n° D3630.

[14] E. Hoang, «Etude, modélisation et mesure des pertes magnétiques dans les moteurs à réluctance variable à double saillances,» *Thèse au LESiR, Ecole Nationale Supérieure de Cachan,* 1995.

[15] R. R. Moghaddam, «Synchronous Reluctance Machine (SynRM) in Variable Speed Drives (VSD) Applications,» *Thèse du KTH Royal Institute of Technology, Stockolm,* 2011.

[16] B. Multon, «Possibilités du moteur à réluctance variable à double saillance pour la motorisation de véhicules électriques. Bilan des essais d'un prototype de 27 kW,» *Rapport C-VELEC'95, Grenoble,* 1995.

[17] J.-C. Mouchoux, «Etude et réalisation de l'alimentation électronique d'un moteur à réluctance variable pour véhicule électrique – expérimentation du moteur,» *Mémoire de projet de fin d'étude au LESIR, ENS Cachan,* 1994.

[18] M. Takabatake, K. Hagiwara, M. Mochizuki, M. Otani et J. Kikuchi, «M ; Takabatake, High Power E-Motor and Inverter for Hybrid Electric Vehicle and Electric Vehicle,» *6th Braunschweig Symposium Hybrid Vehicles and Energy Management,* 2009.

[19] E. Bommé, «Modélisation et Optimisation des Machines Electriques Discoïdes à Double Entrefer,» *Thèse de l'Institut Polytechnique de Grenoble,* 2011.

[20] E. Bommé et A. Foggia, «Etude d'une machine discoïde à bobinage sur dents et aimants enterrés,» *Electrotechnique du Futur 2009, Compiègne : France,* 2009.

[21] L. Chédot, «Contribution à l'étude des machines synchrones à aimants permanents internes à large espace de fonctionnement. Application à l'alterno-démarreur,» *Thèse du Laboratoire d'Electromécanique de Compiègne et Valeo-SE,* 2004.

[22] S. Thieblin, «Analyse et modélisation du comportement thermique d'un moteur électrique soumis à des régimes de charge et de vitesse variables. Application au moteur de traction d'un véhicule électrique,» *Thèse de l'Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérothechnique,* 1997.

[23] E. Rullière et R. Perret, «Cours de formationsur le véhicule électrique, Institut National Polytechnique de Grenoble,» *Séminaire Véhicule Electrique, tome II, III et IV,* 1989.

[24] N. Medrea et I. A. Viorel, «Switched Reluctance Motors with Concentrated Stator Windings and Salient Poles of Different Shape on Rotor,» *Electrical Engineering series, IEEE journal,* 2008, n°32.

[25] W. Martiny, R. McCoy et H. Margolis, «Thermal relationships in an induction motor under

normal and abnormal operation,» *AIEE transactions, power apparatus and systems,* pp. 66-76, 1961.

[26] Y. Bertin, «Refroidissement des machines tournantes. Études paramétriques,» *Techniques de l'ingénieur,* 2006, n° D3462.

[27] S. P. Randall, «Cooling of electrical machines,» *Brevet pour Switched Reluctance Drives Limited, EP 1257043,* 2002.

[28] L. D. Marlino, «Report on toyota prius motor thermal management,» *Energy Efficiency and Renewable Energy, Oak Ridge National Laboratory,* vol. 33, 2005.

[29] R. Dejean, S. Ruby, J. Fiard, J. Le-Lagadec et J.-L. Ligier, «Analyse thermique de bobinages de rotor de moteur électrique,» *Note technique Renault, NT 66151-2009-1819,* 2009.

[30] K. Takahashi, H. Kuwahara, N. Kawasaki et T. Obata, «Thermal contact conductance between metal surfaces for induction motor cooling,» *Experimental heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics, 4th Conference, Brussels,* pp. 349-355, 1997.

[31] J. Bardon, «Introduction à l'étude des resistances thermiques de contact,» *Revue générale thermique n°125,* pp. 429-447, 1972.

[32] A. Matveev, «Development of Methods, Algorithms and Software for Optimal Design of Switched Reluctance Drives,» *Thèse de la Technische Universiteit Eindhoven,* 2006.

[33] D. Staton, A. Boglietti et 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,* vol. 20, pp. 620-628, 2005.

[34] D.-A. Staton, M. Popescu, D. Hawkins et A. Boglietti, «Influence of different end region cooling arrangements on end-winding heat transfer coefficients in electrical machines,» *Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE),* pp. 1298 -1305, 2010.

[35] D. Staton, S. Pickering et D. Lampard, «Recent Advancement in the Thermal Design of Electric Motors,» *"Emerging Technologies for Electric Motion Industry", SMMA 2001 Fall Technical Conference, Durham, North Carolina,* 2001.

[36] J. Holman, «Heat Transfer,» *Livre par McGraw-Hill, 8ème édition,* 1997.

[37] A. Mills, «Heat Transfer,» *Livre par Prentice Hall PTR, 2ème édition,* 1999.

[38] General Electric Company, «Heat transfer and fluid flow data book,» *General Electric Company Corporate Research and Development (Schenectady, N.Y.),* 1977.

[39] Y. Bertin, «Refroidissement des machines électriques tournantes,» *Techniques de l'ingénieur,*

1999, n° D3460.

[40] M. Broussely, «Réduction de modèles thermiques par la théorie des réseaux, application à la surveillance d'une machine asynchrone par couplage d'un modèle thermique réduit avec un schéma équivalent électrique,» *Thèse Ecole Nationale Supérieure de Méchanique et Aérotechnique, Poitiers,* 2000.

[41] P. Langry et O. Sahraoui, «Modélisation des organes électrotechniques,» *Note technique Renault, NT-65610/99/253,* 1999.

[42] V. Gnielinski, «New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow,» *Internationnal Chemical Engineering,* vol. 16, pp. 359-368, 1976.

[43] VDI, association d'ingénieurs allemands, génie chimique, «VDI Heat Atlas, heat transfer in flow through coils,» *Livre par Springer, 2ème édition,* 1993.

[44] J. Mantere, «Cooling element for an electrical machine,» *Brevet européen, ABB Oy, Helsinki,* 2009.

[45] L. Gasc et L. Calegari, «Document de synthèse à la modélisation thermique du moteur synchrone à aimants,» *Rapport technique de la Direction de la Recherche Renault,* 2002.

[46] S. T. Evon et W. E. Martin, «Enhanced electrical machine cooling,» *Brevet Pour Rockwell Automation technologies, inc. , WO 2007/002216,* 2007.

[47] R. Boutarfa et S. Harmand, «Local convective heat transfer for laminar and turbulent flow in a rotor-stator system,» *Experiments in fluids* , vol. 30, pp. 209-221, 2005.

[48] J. Pellé et S. Harmand, «Heat transfer measurements in an opened rotor–stator system air-gap,» *Experimental Thermal and Fluid Science,* vol. 31, p. 165–180, 2007.

[49] J. Pellé et S. Harmand, «Heat transfer study in a discoidal system: The influence of rotation and space between disks,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 51, p. 3298–3308, 2008.

[50] L. A. Dorfman, «Hydrodynamic resistance and heat loss from rotating solids,» *Edinbourg and London : Oliver & Boyd, première édition,* 1963.

[51] J. Owen et M. Rogers, «Flow and heat transfer in rotating disk systems,» *Rotor-Stator Syst,* vol. e1, 1989.

[52] J. Pellé et S. Harmand, «Heat transfer study in a rotor–stator system air-gap with an axial inflow,» *Applied Thermal Engineering,* vol. 29, p. 1532–1543, 2009.

[53] J. Pellé et S. Harmand, «Heat transfer study in a discoidal system: the influence of an

impining jet and rotation,» *Experimental Heat Transfer,* 2007.

[54] S. Seghir-Ouali, D. Saruya, S. Harmand et O. Phillipart, «Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow,» *International Journal of Thermal Sciences,* vol. 45, pp. 1166-1178, 2006.

[55] M. Fénot, Y. Bertin, E. Dorignac et G. Lalizel, «A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow,» *International Journal of Thermal Science,* vol. 50, pp. 1138-1155, 2011.

[56] K. Becker et J. Kaye, «Measurements of adiabatic flow in an annulus with an inner rotating cylinder,» *Journal of Heat Transfer, ASME,* vol. 84, pp. 97-105, 1962.

[57] I. Raspo et E. Crespo del Arco, «Instability in a rotating channel–cavity system with an axial through-flow,» *International Journal of Heat and Fluid Flow,* vol. 24, pp. 41-53, 2003.

[58] S. R. M. Gardiner et R. Saberski, «Heat transfer in an annular gap,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 21, pp. 1459-1466, 1978.

[59] J. Tzer-Ming, T. Sheng-Chung et L. Chao-Hsien, «Heat transfer enhancement of Taylor-Couette-Poiseuille flow in an annulus by mounting longitudinal ribs on the rotating inner cylinder,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 50, pp. 381-390, 2007.

[60] M. Bouafia, Y. Bertin et J. Saulnier, «Analyse exp6rimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant,» *International Journal of Heat & Mass Transfer, n°10,* vol. 41, pp. 1279-1291, 1998.

[61] L. Oslejsek, «The cooling of the end-windings of small enclosed electrical machines,» *Electrotech Ozbor, n°10,* pp. 548-556, 1972.

[62] A. Fasquelle, «Contribution à la modélisation multi-physique : électro-vibro-acoustique et aérothermique de machines de traction,» *Thèse Laboratoire de Mécanique et Energétique, Valenciennes et ALSTOM,* 2007.

[63] C. Micallef, «End winding cooling in electric machines,» *Thèse de l'Université de Nottingham, Angleterre,* 2006.

[64] N. Hay, D. Lampard, S. Pickering et T.-F. Roylance, «Heat transfer from the stator end-windings of a low-voltage lap-wound electric motor,» *Seventh International Conference on Electrical Machines and Drives,* 1995, n° 412.

[65] A. Umeda, S. Tsutomu et K. Shin, «Alternator for vehicle,» *Brevet pour Denso Corporation, US006181045,* 2001.

[66] A. Umeda, S. Tsutomu et S. Kusase, «Stator winding arrangement of alternator for

vehicle,» *Brevet pour Denso Corporation, US0059655965A,* 1999.

[67] S. Kusase et T. Shiga, «Winding arrangement of alternator for vehicle,» *Brevet pour Denso Coporation, US006166461,* 2000.

[68] C. Vailescu, «Dispositif de ventilation pour machine électrique tournante,» *Brevet pour Valeo Equipements Electriques Moteur, FR2824201 A1,* 2002.

[69] D. Richard, «Machine électrique comportant un ventilateur entrainé par un couplage magnétique, et alternateur de véhicule automobile,» *Brevet pour Valeo Equipements Electriques Moteur, FR2819119A1,* 2002.

[70] T. Bilsing, «Electric machine,» *Brevet pour Robert Bosch GMBH, WO 02/071576A1,* 2002.

[71] B. Baudoin, «Contribution à l'étude dans le circuit de refroidissement d'un moteur électrique de type ouvert,» *thèse de l'Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique,* 1987.

[72] H. Kluge, «Polspule für elektrische Maschinen,» *Brevet pour BBC AG Brown, GM 7818185,* 1980.

[73] Y. Berrié, «Refroidissement d'un moteur électrique intégré à une boite de vitesse,» *Note technique Renault, NT-H7.1/98/131,* 1998.

[74] C. C. Di Pietro, S. S. Lie et N. Elkasabgy, «Electric vehicle motor,» *Brevet pour Northrop Grumman Corporation, US5682074,* 1997.

[75] F. Hollande, «Etude du refroidissement du moteur électrique par projection d'huile sur les têtes de bobines,» *Rapport de stage ENSEM/RENAULT,* 2000.

[76] H. Bandai, T. Taguchi et H. Minekawa, «Hybrid vehicle,» *Brevet pour Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha, US 7823669 B2,* 2010.

[77] B. Roulet, «Modélisation de l'évolution de la dissipation de puissance et du comportement thermique d'une boîte de vitesse manuelle,» *Thèse à l'université Paris VI / RENAULT,* 1995.

[78] E. J. Ognibene, «Passive, phase-change,stator winding end-turn cooled electric machine,» *Brevet pour Satcon Technology Corporation, WO 02/37648 A1,* 2002.

[79] R. Yu et A. Milauvre, «Refroidissement des machines électriques par l'huile : résultats de calculs sous Fluent et des essais sur MRVT et MRVE,» *Note technique Renault, 64260/01/520,* 2002.

[80] R. Yu et A. france, «Moteur électrique comprenant un système de refroidissement perfectionné,» *Brevet pour Renault, FR 2823382,* 2002.

[81] T. Kikuchi, K. Yokosuka-shi et S. Kitada, «Cooling passage in the slots of a rotating electric machine,» *Brevet pour Nissan Motor Co., EP 1215800,* 2002.

[82] L. Sjöberg et G. Nord, «Système de refroidissement d'un machine électrique,» *Brevet pour Emotron AB, WO 0001053,* 2000.

[83] S. Suzuki et M. Sakuma, «Cooling device for electric motor,» *Brevet pour Aisin Seiki Kabushiki Kaisha, US 005973427,* 1999.

[84] J. P. Fakult, W. Penghov et G. Dissauer, «Fluid-cooled, High power switched reluctance motor,» *Brevet pour Tridelta Industries, WO 01/33698,* 2001.

[85] I. Gröning, T. Schelbert, M. Heider et B. Schnurr, «Cooled primary or secondary part of an electric motor,» *Brevet pour Rexroth Indramat Gmbh, WO 02/078150,* 2002.

[86] N. Ghayoub, «Contribution à l'étude et à la modélisation de la thermique et de l'aéraulique couplées d'un moteur électrique asynchrone en vue d'une aide à sa conception,» *Thèse à l'Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique,* 1992.

[87] C. Ferreira et C. Legros, «Switched reluctance starter/generator,» *Brevet pour Sunstrand Corporation, WO9529529,* 1995.

[88] E. Zysset, «Liquid cooled asynchronous electric machine,» *Brevet pour The Swatch Group Management Services AG, UD 6191511,* 2001.

[89] H. Widder, «Device for cleaning the cooling oil for sprayed oil cooled electrical machines,» *Brevet pour Licentia Gmbh, GB 1468897,* 1977.

[90] A. Bricard et S. Chaudourne, «Caloducs,» *Techniques de l'Ingénieur, n°B9545,* 1997.

[91] J. Corman, R. Edgar, B. W. McLaughlin, B. Merchant et R. Tompkins, «Heat pipe cooled induction motor,» *IEEE Power Engineering Society Winter Meeting, New York,* pp. 1069-1075, 1974.

[92] Castrol, «L'huile et les transmissions,» *Delta Press,* 1993.

[93] Y. Mermond, M. Feidt et C. Marvillet, «Propriétés thermodynamiques et physiques des mélanges de fluides frigorigènes et d'huiles,» *International Journal of Refregiration,* vol. 22, pp. 569-579, 1999.

[94] S. Cheng, C. Li , F. Chai et H. Gong, «Research on Induction Motor for Mini Electric Vehicles,» *International Conference on Future Electrical Power and Energy Systems, Energy Procedia,* vol. 17, p. 249 – 257, 2012.

[95] K. Chen, A. Masrur, S. Ahmed et V. K. Garg, «Jet impingement cooling of electric motor

end-windings,» *Brevet pour Ballard Power Systems Corporation, US 6639334,* 2003.

[96] G. Olivier, R. Yu et A. Milauvre, «Refroidissement des machines électriques : comparaison des machines M33, MRVE et MRVT,» *Note technique Renault, NT-64260/01,* 2001.

[97] F. Incropera et S. Ramadhyani, «Single-phase, liquid jet impingement cooling of high performaance chips,» *Livre par Kluwer Academic Publishers, Dordrecht,* pp. 457-506, 1994.

[98] X. Liu, J. Lienhard et J. Lombara, «Convective heat transfer by heat impingement of circular liquid jets».

[99] J. Baonga, H. Louahlia-Gualous et M. Imbert, «Experimental study of the hydrodynamic and heat transfer of free liquid jet impinging a flat circular heated disk,» *Applied Thermal Engineering,* pp. 1125-1138, 2006.

[100] C. Rouaud, «Gestion thermique du véhicule hybride et étude du refroidissement de l'électronique de puissance,» *Thèse de l'Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, Poitiers,* 2004.

[101] M. Pais et L. Chow, «Jet impingement cooling in VSCF generators,» *SAE, Aerospace Atlantic Conference, Dayton, Ohio,* 1995.

[102] C. Ma et Q. Zheng, «Local heat transfer and recovery factor with impinging free-surface circular jets of transformer oil,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 40, pp. 4295-4308, 1997.

[103] D. Zhou et C. Ma, «Radial heat transfer behavior of impinging submerged circular jets,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 49, pp. 1719-1722, 2006.

[104] H. Sun, C. Ma et Y. Chen, «Prandtl number dependence of impingement heat transfer with circular free-surface liquid jets,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 41, pp. 1360-1363, 1998, n° 10.

[105] X. Lee, C. Ma, Q. Zheng et Y. Zuang, «Numerical study of recovery effect and impingement heat transfer with submerged circullar jets of large Prandtl number liquid,» *International Journal of Heat and Mass Transfer, n°11,* vol. 40, pp. 2647-2653, 1997.

[106] C. Ma, Q. Zheng, H. Sun, K. Wu et K. Horii, «Local convective heat transfer from a vertical flat surface to oblique submerged impinging jets of large Prandtl number liquid,» *Experimental Thermal and Fluid Science, n°17,* pp. 238-247, 1998.

[107] B. P. Whelan et A. J. Robinson, «Nozzle geometry effects in liquid jet array impingement,» *Applied Thermal Engineering, n° 29* , p. 2211–2221, 2009.

[108] Y. Shi, M. Ray et A. Mujumdar, «Effect of Prandtl number on impinging jet heat transfer under a semi-confined turbulent slot jet,» *International Communications in Heat and Mass*

Transfer, n°7, vol. 29, pp. 929-938, 2002.

[109] B. Elison et B. Webb, «Local heat transfer to impinging liquid jets in the initially laminar, transitional, and turbulent regimes,» *International Journal of Heat and Mass Transfer, n°37,* 1994.

[110] M. Zugari, R. Degraeve et J. Vullierme, «Thermal Characterization of Electronic Packages by Double Water Jet Impingement Cooling,» *Conférence EUROTHERM : Thermal Management of Electronic Systems III, n°58,* pp. 31-35, 1997.

[111] C. Ma et A. Bergles, «Convective heat transfer on a small vertical heated surface in an impinging circulat liquid jet,» *Heat transfer Science and Technology 1988, Hemisphere, New York,* pp. 193-200, 1988.

[112] O. F. P. Lyons, D. B. Murray, G. Byrne et T. Persoons, «Time averaged and fluctuating heat transfer measurements in an atomising mist jet nozzle,» *International Mechanical Engineering Congress and Exposition (ASME), Florida, USA,* 2009.

[113] A. Marie, «Etude du refroidissement des composants électroniques de puissance par jets de liquide,» *Rapport de stage LET/RENAULT,* 2002.

[114] Y. Pan et B. Webb, «Heat transfer characteristics of arrays of free-surface liquid jets,» *Journal of Heat Transfer, n°117,* pp. 878-883, 1995.

[115] E. Poulin, «Refroidissement des têtes de bobines d'un moteur électrique,» *Note Technique Renault, n°462/99/64260,* 1999.

[116] M. T. Meyer, I. Mudawar, C. E. Boyack et C. A. Hale, «Single-phase and two-phase cooling with an array of rectangular jets,» *International Journal of Heat and Mass Transfer, n°49,* p. 17–29, 2006.

[117] D. Wadsworth et I. Mudawar, «Enhancement of single-phase heat transfer and critical heat flux from an ultra-high-flux simulated microelectronic heat source to a rectangular impinging jet of dielectric liquid,» *Journal of Heat Transfer,* vol. 114, pp. 764-768, 1992.

[118] D. Womac, G. Aharoni et F. Incropera, «Correlating equations for impingement cooling of small heat sources with single circular liquid jets,» *Journal of Heat Transfer,* vol. 116, pp. 106-115, 1993.

[119] J. Kim, «Spray cooling heat transfer: The state of the art,» *International Journal of Heat and Fluid Flow,* vol. 28, p. 753–767, 2007.

[120] B. Abbasi, J. Kim et A. Marshall, «Dynamic pressure based prediction of spray cooling heat transfer coefficients,» *International Journal of Multiphase Flow,* vol. 36, p. 491–502, 2010.

[121] K. A. Estes et I. Mudawar, «Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces,» *International Journal of Heat and Mass Transfer, n°16* , vol. 38, pp. 2985-2996, 1995.

[122] J. R. Rybicki et I. Mudawar, «Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays,» *International Journal of Heat and Mass Transfer, n°49,* p. 5–16, 2006.

[123] W.-L. Cheng, F.-Y. Han, Q.-N. Liu et H.-L. Fan, «Spray characteristics and spray cooling heat transfer in the non-boiling regime,» *Energy, n°36,* pp. 3399-3405, 2011.

[124] K. Oliphant, B. Webb et M. McQuay, «An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the non-boiling regime,» *Experimental Thermal and Fluid Science,* vol. 18, pp. 1-10, 1998.

[125] K. Graham et S. Ramadhyani, «Experimental and Theoretical Studies of Mist Jet Impingement Cooling,» *Journal of Heat Transfer, n°118,* pp. 343-349, 1996.

[126] T. Shedd, «Next generation spray cooling: high heat flux management in compact spaces,» *Heat Transfer Engeneering, n°28,* p. 87–92, 2007.

[127] S. Freund, A. Pautsch, T. Shedd et S. Kabelac, «Local heat transfer coefficients in spray cooling systems measured with temperature oscillation IR thermography,» *International Journal of Heat and Mass Transfer, n°50,* p. 1953–1962, 2007.

[128] B. Li, T. Cader, J. Schwarzkopf et K. Okamoto, «Spray angle effect during spray cooling of microelectronics: Experimental measurements and comparison with inverse calculations,» *Applied Thermal Engineering, n°26,* p. 1788–1795, 2006.

[129] E. A. Silk, J. Kim et K. Kiger, «Spray cooling of enhanced surfaces: Impact of structured surface geometry and spray axis inclination,» *International Journal of Heat and Mass Transfer, n°49,* p. 4910–4920, 2006.

[130] H. Sakamoto, K. Kiger et E. Steinthorrson, «Multinozzle spray cooling: effects of spray interaction,» *13th International Heat Transfer Conference, Sydney, Australia,* 2006.

[131] R. H. Pereira, S. L. Braga et J. A. R. Parise, «Single phase cooling of large surfaces with square arrays of impinging water sprays,» *Applied Thermal Engineering, n°36* , pp. 161-170, 2012.

[132] L. Lin, R. Yerkes et B. Hager, «Large area spray cooling,» *42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, USA,* p. 10838–10843, 2004.

[133] A. Lefebvre, «Atomization and Sprays,» *Combustion (Hemisphere Publishing Corporation), New York,* vol. 1040, 1989.

[134] R. Chen, L. Chow et J. Navedo, «Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling,» *International Journal of Heat and Mass Transfer, n°45,* p. 4033–4043, 2002.

[135] N. Karwa, S. Kale et P. Subbarao, «Experimental study of non-boiling heat transfer from a horizontal surface by water sprays,» *Experimental Thermal and Fluid Science,* vol. 32, p. 571–579, 2007.

[136] B. Siwon, «Comparibon of heat transfer from a warm flat surface cooled by impingin a liquid jet and a gas -liquid sprayed jet,» *International Communication of Heat and Mass Transfer,* vol. 18, pp. 229-238, 1991.

[137] A. Bornschlegell, «Etude aérothermique d'une machine synchrone lente,» *Thèse par Jeumont/laboratoire TEMPO, Université de Valenciennes,* 2012.

[138] R. Glises, «Machines électriques tournantes, Simulation du comportement thermique,» *Techniques de l'Ingénieur, n°D2760,* 1998.

[139] O. Okoro, «Thermal Analysis of an Induction Motor Using MATLAB,» *The Greenwich Journal of Science and Technology, n°1,* vol. 4, 2003.

[140] J. Saari, «Thermal analysis of high-speed induction machines,» *Thèse de Helsinki University of Technology,* 1998.

[141] J. Lindström, «Thermal Model of a Permanent-Magnet for a Hybrid Electric Vehicle,» *Rapport de recherche de Chalmers University of Technology, Department of Electric Power Engineering, Göteborg, Sweden,* 1999.

[142] T. Davin, «Modélisation thermique 0D/1D : étude de sensibilité d'une MRV en permanent pour différents systèmes de refroidissement,» *Note technique Renault, NOTE-68550-2012-0741,* 2012.

[143] F. Kreith, «Convection heat transfer in rotating systems,» *Advances in Heat Transfer, Ed. Irvine et Hartnett,* vol. 21, 1968.

[144] S. Luke, «Essentials of Metaheuristics, a set of undergraduate lecture notes, First Edition,» *George Mason University Books, Department of Computer Science,* 2012.

[145] J. Leland et M. Pais, «Free jet impingement heat transfer of a high Prandtl number fluid under conditions of highly varying properties,» *Journal of Heat Transfer, ASME,* vol. 121, pp. 592-597, 1999.

[146] J.-L. Ligier, «Synthèse sur l'écoulement d'un film rampant et transfert de chaleur,» *Note technique Renault,* 2010.

[147] W. Vallerin et C. Rouaud, «Etude du circuit de refroidissement d'une chaine de traction hybride : modélisation sous Amesim,» *Rapport de stage Renault/Université Paul Sabatier, Toulouse III,* 2002.

[148] M. Guechi, P. Desevaux et P. Baucour, «Etude numérique du refroidissement d'une surface métallique par pulvérisation (spray cooling),» *20ème Congrès Français de Mécanique, Besançon,* 2011.

[149] A. J. Bula, M. Rahman et J. E. Leland, «Axial steady free surface jet impinging over a ¯at disk with discrete heat sources,» *International Journal of Heat and Fluid Flow, n°21,* pp. 11-21, 2000.

[150] G. Srivalli, B. Raghavarao et M. Sastry, «Fluid flow and heat transfer analysis of laminar multiple squarre jet impinging on a flat plate,» *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA), n°6,* vol. 2, pp. 48-56, 2012.

[151] X. Jiang, G. Siamas, K. Jagus et T. Karayannis, «Physical modelling and advanced simulations of gas-liquid two-phase jet flows in atomization and sprays,» *Progress in Energy and Combustion Science, n°36,* pp. 131-167, 2010.

[152] T. Kalb, H. Kaiser, A. Kubutzek et H. Chaves, «Splashing-phenomena due to droplet impact on patially wetted surfaces,» *ILASS-Europe Conference, Toulouse,* 1999.

[153] X. Li, J. Gaddis et T. Wang, «Mist/steam cooling by a row of impinging jets,» *International Journal of Heat and Mass Transfer, n°46,* p. 2279–2290, 2003.

Publications

Davin T., Yu R., *Dispositif de mise en place de résine pour refroidissement de moteur électrique par huile*, (FR1353343) brevet déposé pour Renault SAS le 12/04/2013

Davin T., Pellé, J., Harmand S., Yu R., *Experimental study of oil cooling systems for electric motor*, article soumis le 2/10/2013 au journal *Applied Thermal Engineering*

Projets en cours

Davin T., Pellé, J, Harmand S., Yu R., *Modélisation thermique par méthode nodale d'une machine électrique refroidie par huile : application de la méthode inverse,* article prévu pour soumission courant 2014

Yu R., Davin T., Lefebvre A., Harmand S., Pellé J., *Dispositifs pour le refroidissement d'une machine discoïde*, projet de brevet en cours prévu pour 2014

Yu R., Davin T., Harmand S., Pellé J., *Dispositif d'amélioration des échanges thermiques pour le refroidissement d'une machine électrique,* projet de brevet en cours prévu pour 2014

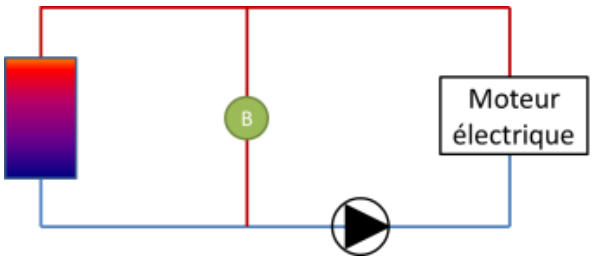
Annexe 1 : Circuit de refroidissement sur véhicule

Parlons maintenant rapidement de l'intégration d'un circuit de refroidissement sur le véhicule. Vu de l'élément à refroidir, une boucle de refroidissement permet deux choses : faire circuler le liquide à travers le système et réguler sa température. On donne ici un aperçu des circuits principaux possibles pour l'eau et pour l'huile.

Circuit d'eau

Circuit d'eau indépendant

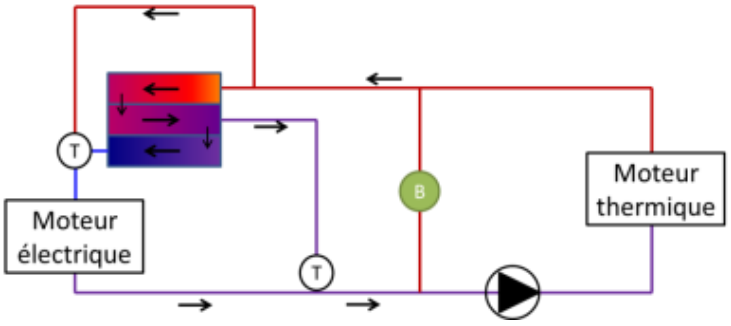
Le circuit d'eau pour refroidir les machines électriques et les électroniques de puissance (non présentées dans les figures ci-dessous) comporte essentiellement les éléments à refroidir et un radiateur eau/air conventionnel. Cet échangeur bénéficie d'un flux d'air important puisqu'il est placé sous capot. Si le flux d'air n'est pas assez important, on active un ventilateur (GMV) via un thermocontact. Pour la mise en circulation d'eau, on utilise une pompe électrique. Enfin, pour éviter les surpressions, on rajoute un bocal de dégazage. Ce type de circuit est utilisé sur véhicule électrique ou hybride.



Boucle de refroidissement à eau simplifiée

Circuit d'eau Common Cooling

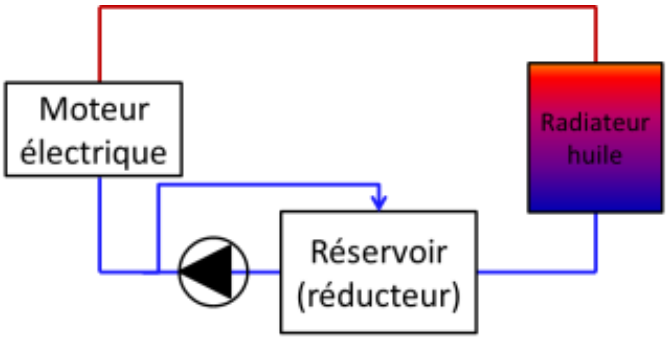
Dans le cas d'un véhicule hybride, on a cette fois deux moteurs (thermique et électrique) à refroidir. De plus, leur niveau de température n'est pas le même. Il est alors possible d'utiliser un radiateur à une entrée et deux sorties et à plusieurs passages d'eau pour générer une température d'eau à la seconde sortie du radiateur plus basse que celle de la première (Vallerin et Rouaud [147]). Des *by-pass* peuvent être ajoutés selon les besoins. Voici par exemple un schéma du circuit de refroidissement étudié sur une Laguna 2 hybride.



Boucle d'eau *Common Cooling* pour véhicule hybride

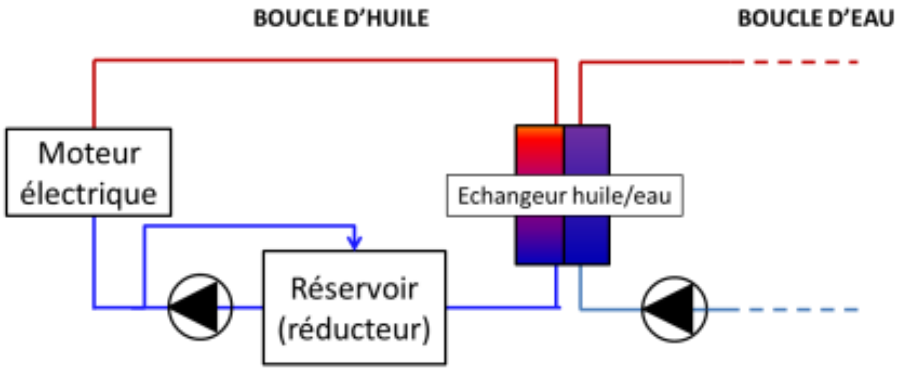
Circuit d'huile

Dans les applications automobiles, le moteur électrique de traction est généralement couplé avec un variateur mécanique de vitesse (réducteur). Pour le circuit d'huile, on peut penser à un circuit simple, dont le réducteur servirait de réservoir. Un radiateur huile/air peut être utilisé pour refroidir l'huile comme dans le cas du refroidissement à eau.



Boucle d'huile simplifiée

Pour éviter d'utiliser un tel radiateur spécifique huile/air, on peut aussi utiliser un échangeur huile/eau comme les échangeurs de l'huile de lubrification de moteur ou de la boite de vitesse automatique. On retrouve un système similaire sur la Prius où l'huile emmagasine des calories des machines électriques (moteur et génératrice) et les diffuse vers le carter, qui est en partie refroidi à eau. Les possibilités de circuit sont multiples et ce n'est pas le sujet principal de notre étude.



Circuits d'eau et d'huile

On note que nous n'avons pas présenté tous les éléments du circuit de refroidissement dans nos figures ci-dessus, notamment les électroniques de puissance. Elles sont généralement en série ou en parallèle avec la machine électrique. Un autre échangeur est aussi inséré dans le circuit pour chauffer l'habitacle.

Annexe 2 : Modélisation locale par Volumes Finis : impact sur plaque plane

Si on s'intéresse à un endroit particulier de la machine, on peut faire une étude plus locale. Les phénomènes globaux doivent être correctement pris en compte. On prend l'exemple du cas d'un impact de liquide sur une surface chaude.

1. Modèles diphasiques

On trouve différents modèles diphasiques [148]. Il est nécessaire de décrire les effets des deux fluides. Selon les hypothèses, les équations régissant l'écoulement sont modifiées et couplées avec les équations de phases rajoutées. On trouve deux approches fondamentales.

Pour la première, l'approche *Euler-Euler*, les deux phases ou plus sont considérées comme continues. La notion de fraction volumique est introduite pour caractériser localement le mélange. Les actions entre les fluides donnent lieu à différents types de modèles eulériens :

- Le modèle *eulérien* est le plus complexe car il permet toutes les libertés sur les mouvements entre les deux phases. Un seul champ de pression commun aux deux phases est défini, mais les équations de moment et de continuité sont résolues pour chaque phase. Il permet ainsi de modéliser une très large gamme d'écoulements.
- Le modèle *VoF (Volume of Fluid)* fait l'hypothèse de deux phases non miscibles. Il traite plutôt les problèmes à surface libre (quand on cherche à la localiser) ou dans le cas de grosses gouttes.
- Le modèle *de mélange* prend pour hypothèse un mélange par tranches de fluide (équilibre local), ce qui n'ajoute aux équations monophasiques qu'une seule autre pour la fraction volumique. Les phases peuvent s'interpénétrer, la surface libre n'est pas clairement définie. Il est assez simplifié et ne s'applique que dans des configurations limitées.

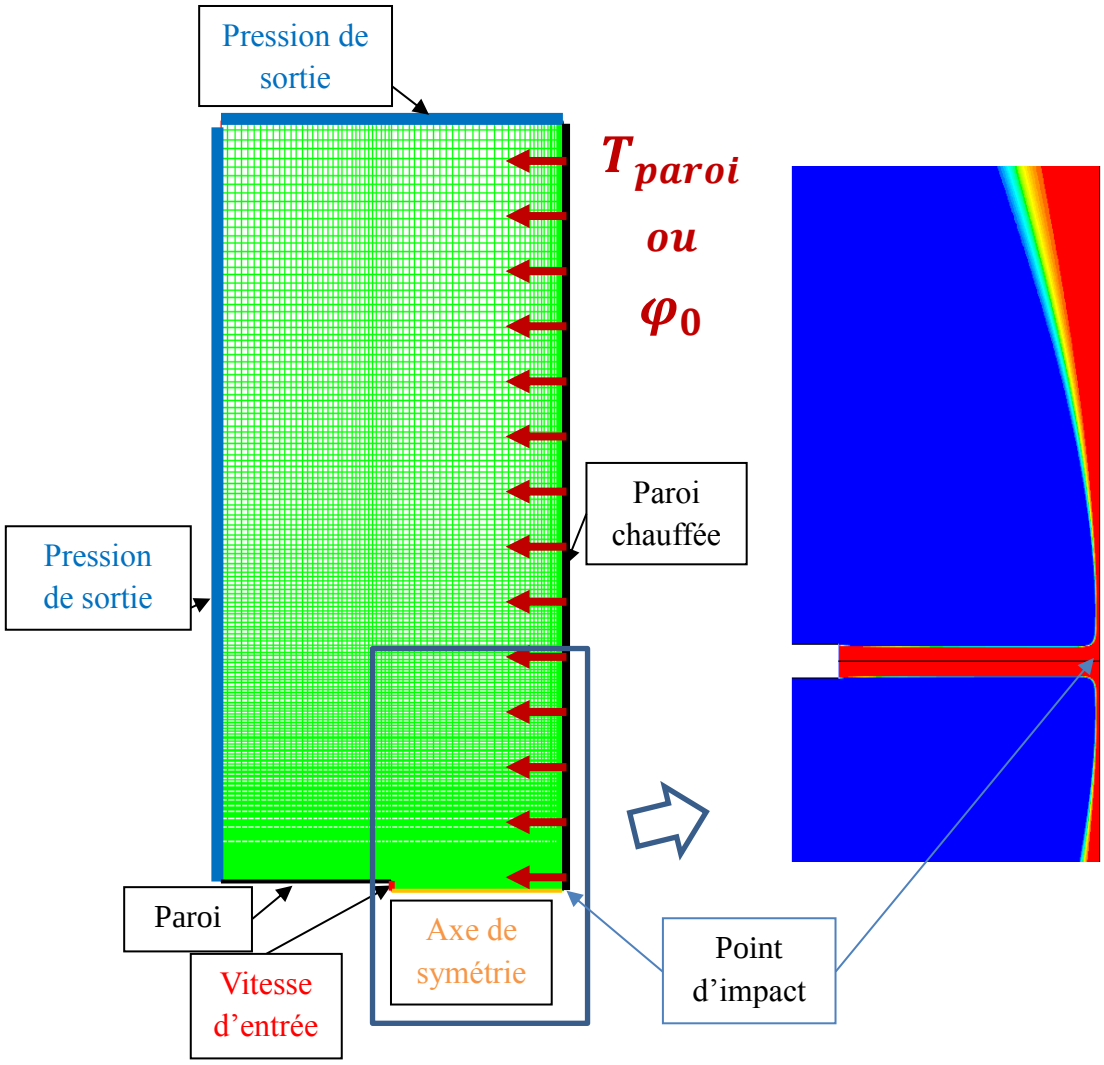
Au contraire, l'approche *Euler-Lagrange* consiste à suivre les trajectoires de particules discrètes présentes dans une phase porteuse continue (en général majoritaire) en résolvant les équations de la mécanique du point pour les particules soumises aux forces exercées par la phase porteuse.

2. Application à l'impact de jet

On se propose, dans cette partie, de modéliser simplement un jet d'huile impactant sur une paroi chaude. On utilise le code Fluent ®. Le diamètre du jet de sortie est de 1 mm, avec un profil de vitesse parabolique (de Poiseuille) comme en régime établi pour une conduite. La vitesse moyenne est de 5 m/s, pour de l'huile de réducteur à 60 °C impactant sur une plaque à température uniforme de 100 °C. Nous avons donc comme conditions : Re=267, Pr=249. L'ambiance d'air est à 20 °C mais son influence est négligeable. Le jet est placé à 10 mm de la surface d'impact et une condition de pression de sortie est utilisée sur les côtés et le dessus du jet. Dans un premier temps, on a limité le domaine à $\frac{r}{d} = 12$, mais cette limite est étendue à $\frac{r}{d} = 40$ pour ne pas avoir d'influence sur le reste du domaine. La taille de la première maille à la

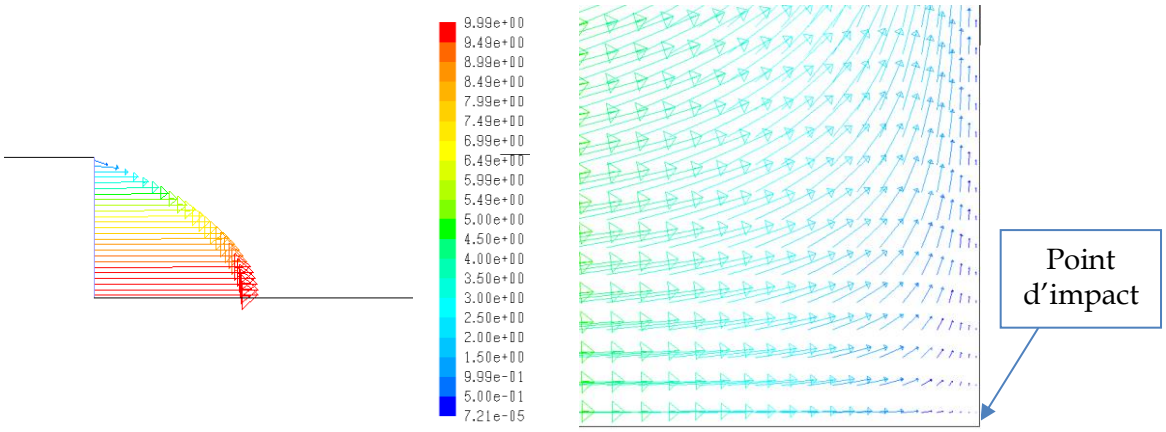
paroi (couramment notée y_p en mécanique des fluides numériques) est modifiée entre 0,03 ; 0,01 et 0,004 mm.

Le calcul est réalisé en laminaire vu le faible nombre de Reynolds. D'après un calcul fait à partir de l'étude de Liu et al. [98], la transition de la couche limite sur la plaque chaude du laminaire vers le turbulent se fait pour r/d = 115 avec nos conditions. Comme les conditions initiales impactent une éventuelle solution stationnaire, le calcul doit être instationnaire, même si les états transitoires ne nous intéressent pas.



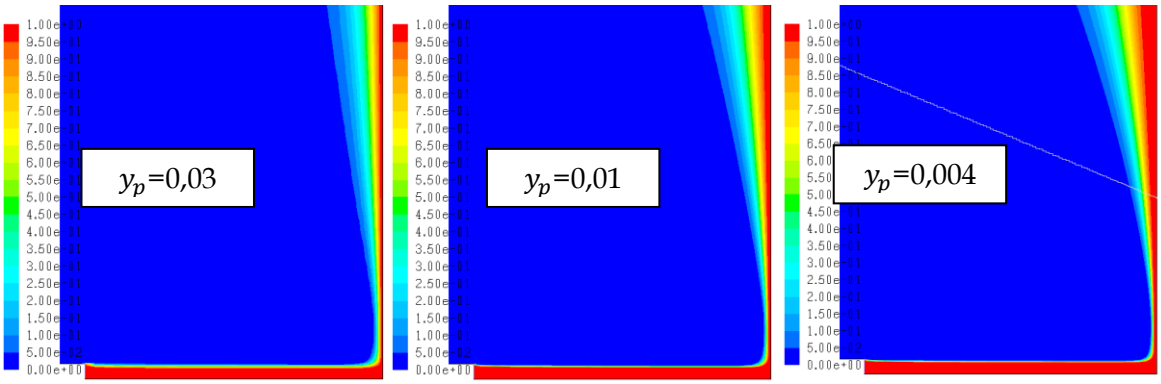
Domaine et conditions de modélisation (première maille à 0,03 mm) et répartition-type des phases (droite)

En premier lieu a été testée la convergence des deux modèles *multiphase* qui pourraient modéliser correctement notre écoulement : *VoF* et *Eulérien*. Le modèle *VoF* est moins complexe et d'après la documentation, contient assez d'hypothèses pour nous satisfaire. Le bilan pour ce premier test, non représenté ici, est que les deux modèles semblent donner des résultats similaires, mais avec un avantage pour le modèle *VoF*. Avec ce dernier, la convergence est meilleure (résidus de l'équation de continuité bien plus faibles) et le temps de simulation est plus court.

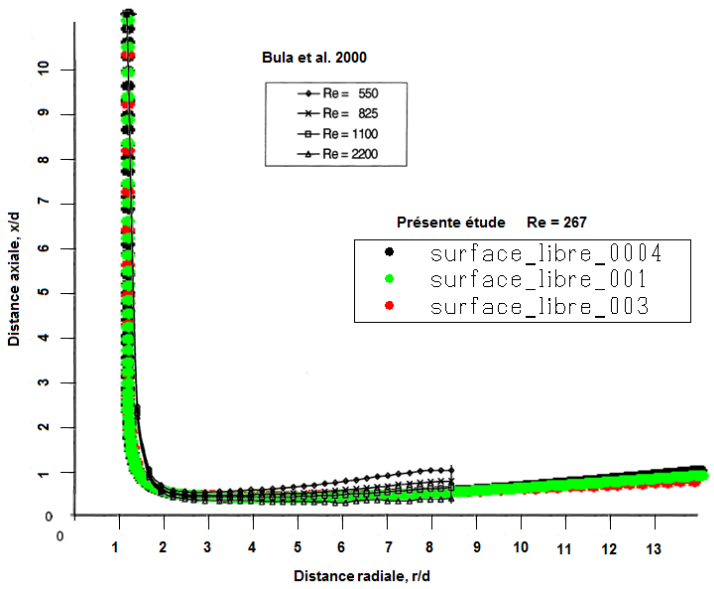


Profil de vitesse en entrée (gauche) et champ de vitesse en vecteur zoomé au point d'impact pour le maillage le plus fin (droite)

On observe que la finesse du maillage a un impact assez fort sur l'écoulement résultant. On visualise ici la fraction volumique : le jet se trouve en rouge, et la surface libre n'est pas totalement délimitée. On voit que la couche de liquide obtenue est plus épaisse quand le maillage est affiné, et de façon non négligeable. Cette différence est d'autant plus importante que l'on s'éloigne de la zone d'impact.



Fraction volumique près du point d'impact, influence du maillage

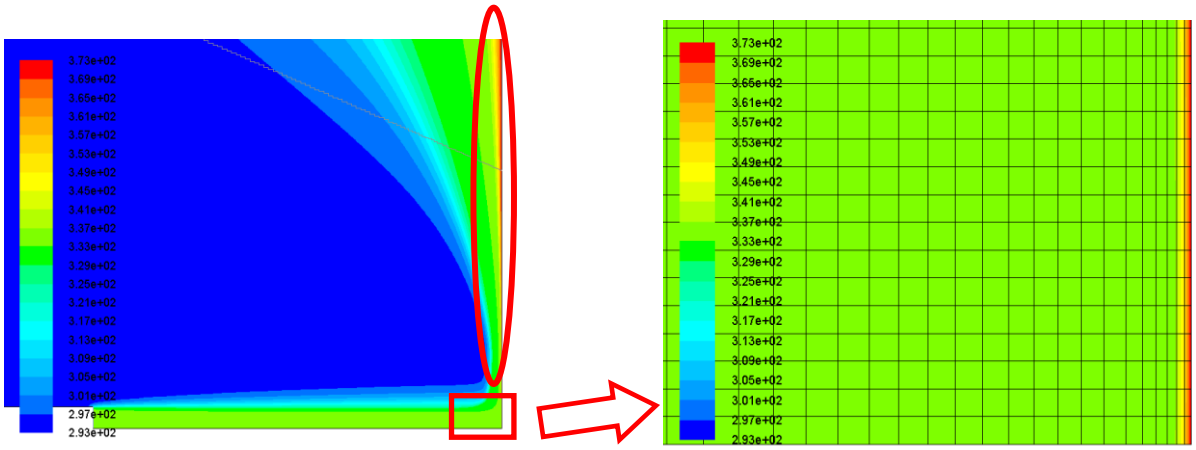


Comparaison de la localisation de la surface libre pour nos différents maillages et [149]

Nous avons essayé de comparer les résultats dynamiques par cette surface libre. Un article de Bula [149] présente la simulation numérique d'un jet d'eau et de FC-72 sur surface plane. Le diamètre du jet est de 1,7 mm et le nombre de Reynolds est supérieur à 550.

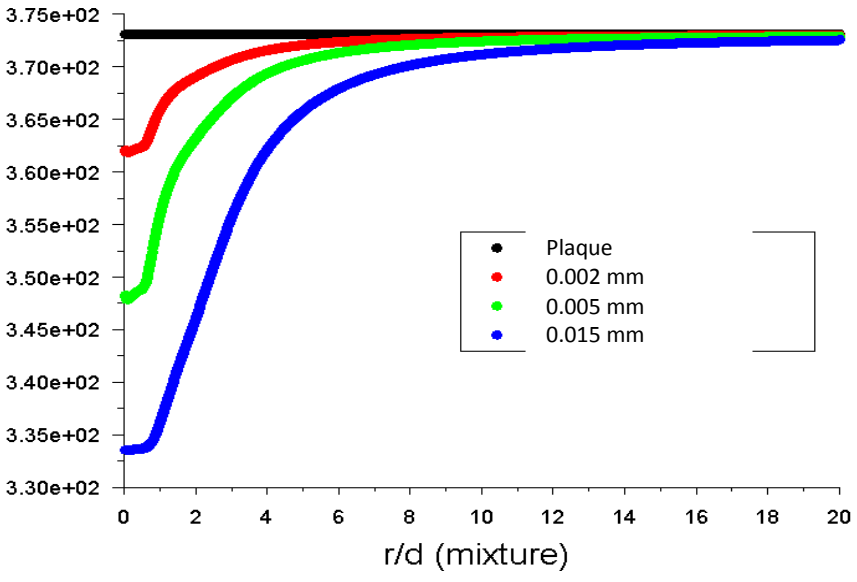
Selon l'étude de référence, la couche du jet plat s'épaissit en diminuant le nombre de Reynolds. On retrouve une couche plus épaisse avec notre modélisation. Ceci pourrait être dû au fait que dans l'étude de Bula, la vitesse d'entrée est supposée uniforme.

Voyons maintenant ce qui se passe du côté thermique. Si on visualise le champ de température, on observe, entouré dans l'ellipse rouge, une couche de fluide plus chaude. Il s'agit de la couche limite, qui s'agrandit de plus en grande à mesure que l'on s'éloigne du point d'impact. On remarque que la couche limite au point d'impact est de l'ordre de grandeur de deux mailles, malgré la grande finesse du maillage (ici, maillage le plus fin).



Champ de température global (gauche) et zoom au point d'impact (droite), maillage fin (y_p=0,004)

On essaye de comprendre mieux ce qui se passe en proche paroi : on visualise les températures à différents espacements de la paroi. On a choisi de représenter les températures à 0,002 ; 0,005 et 0,015 mm de la paroi, c'est-à-dire le centre de la première maille pour chaque maillage. En rouge, vert et bleu sont respectivement représentées les températures sur ces lignes. Pour référence, on trace aussi la température uniforme de la plaque en noir.



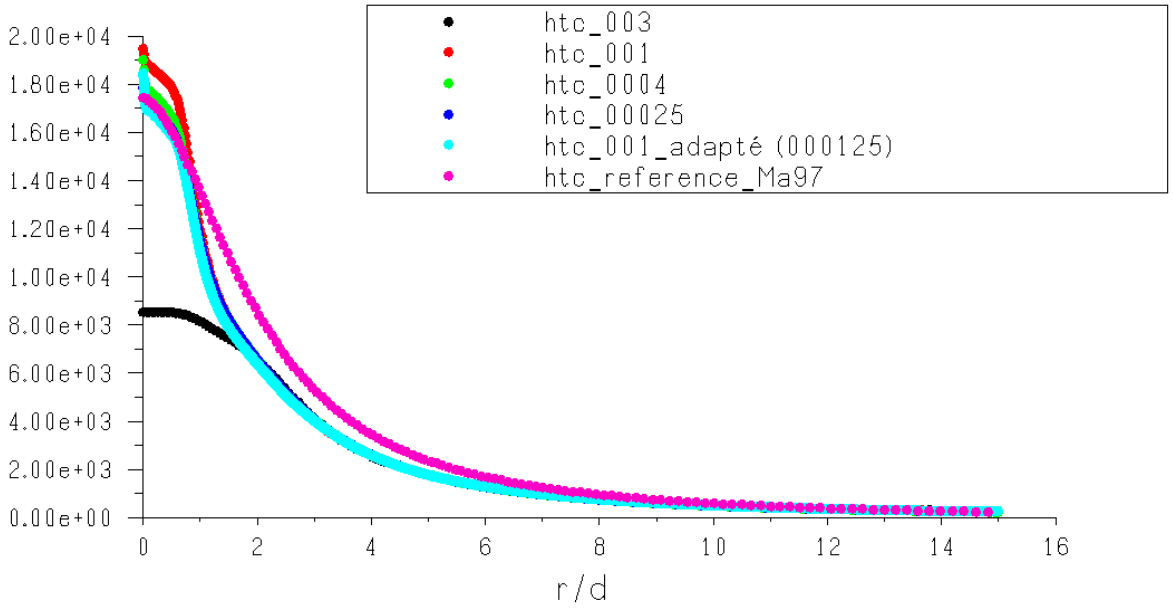
Profils de température en Kelvin à différents éloignements de la paroi

On remarque sur ce dernier graphe, obtenu avec le maillage le plus fin, que la température augmente assez rapidement avec le rayon : la couche limite thermique s'épaissit. On observe également que la température au centre de la première maille avec le maillage le plus grossier (en bleu) est à peine plus élevée que la température de sortie du jet (60 °C = 333 K). Ce maillage est donc loin de représenter la réalité près du point d'impact.

Dans un deuxième temps, on se place dans les mêmes conditions qu'une étude qu'on prendra pour référence (Ma et al. [102]). On impose alors un flux constant à la paroi au lieu d'une température constante. On définit le coefficient de convection de la même manière que dans cette étude expérimentale. Il est calculé avec le flux surfacique échangé φ_0, qui est contant divisé, par la différence de température entre la paroi (locale) et le fluide (amont, constante) :

$$h = \frac{\varphi_s}{T_p - T_{fluide}} = \frac{\varphi_0}{T_{paroi}(r) - T_{fluide}}$$

Pour améliorer la simulation, nous avons encore réduit la taille des mailles aux parois, mais selon une adaptation que procure le logiciel Fluent. Ainsi, le nombre de maille était augmenté, bien sûr, mais dans des proportions raisonnables. On voit ici les profils des échanges pour les différents maillages.



Comparaison du coefficient de convection local (W/m²K) pour les différents maillages avec la référence expérimentale [102]

En diminuant la taille des mailles à la paroi, les résultats convergent vers un profil de température, et à fortiori à un profil du Nusselt. Les différences de simulation pour le champ de fraction volumique (épaisseur de la couche d'huile) ne semblent pas perturber les contraintes de cisaillement à la paroi. Si nous recherchons de la précision au point d'impact, il faut avoir un maillage très fin. Pour le reste du domaine (r/d > 2), le maillage peut être moins affiné. On explique ceci par le grossissement de la couche limite thermique précédemment mis en évidence. En s'éloignant de l'impact, la couche limite devient bien plus grosse que la taille de première maille, même la plus grossière, et les différentes simulations se rejoignent.

Pour le maillage le plus fin, le coefficient d'échange au point d'impact est bien estimé mais le profil n'est pas tout à fait fidèle aux données expérimentales. Nous définissons de la même manière le coefficient de transfert thermique moyen, sur un disque de rayon R.

$$\bar{h}(\mathrm{R}) = \frac{\iint_0^R \varphi_s(r)\, dS\, /S}{\iint_{r=0}^R (T_{paroi}(r) - T_{fluide})\, dS/S} = \frac{\varphi_0}{\iint_{r=0}^R (T_{paroi}(r) - T_{fluide})\, dS/S}$$

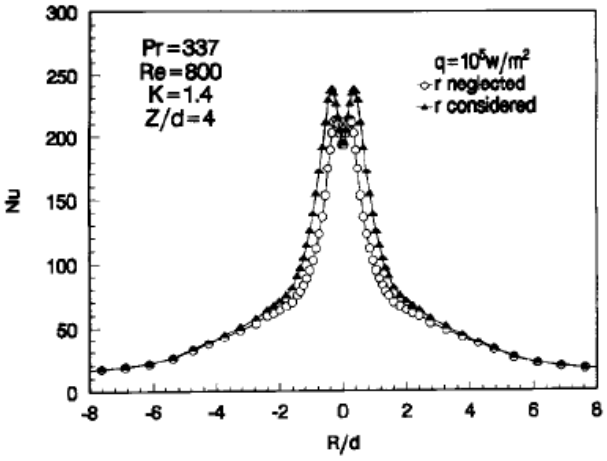
Enfin, nous estimons l'erreur sur les coefficients d'échange, entre l'expérimental et l'étude numérique présente avec le maillage le plus fin. Localement, il s'agit de la différence relative entre les h simulé et mesuré par [102]. Globalement, il s'agit de la différence relative entre le $\bar{h}$ simulé et mesuré, prenant en compte le disque de rayon R. En balayant le rayon dans le domaine considéré dans l'étude expérimentale (r/d < 10), nous relevons les valeurs maximales de l'erreur.

	Coefficient de transfert local	**Coefficient de transfert moyen**
Erreur maximale locale	25 %	22 %

Erreur maximale obtenues entre notre simulation et Ma et al. [102]

Pour donner une première estimation des coefficients de transferts possibles pour ce jet sur une tête de bobine, nous considérons ces mêmes conditions de diamètre de jet et vitesse. On rappelle que selon les auteurs, l'interaction entre les jets reste locale et le coefficient d'échange est modifié seulement dans ces zones. En considérant un diamètre d'action de 10 mm ($r/d = 10$), le coefficient d'échange moyen est de l'ordre de 1 000 W/m²K (1 190 pour la loi globale et 960 W/m²K pour notre modèle). Pour un cas multi-jets sur les bobines, l'écoulement risque d'être modifié, à cause de la présence de grosses rugosités, de la gravité et de l'interaction avec le reste de l'écoulement.

Lee et Ma [105] ont utilisé les mêmes données pour comparer avec leurs modélisations. L'article donne des informations sur le *recovery factor*, effet négligeable dans notre cas où les vitesses restent raisonnablement faibles pour une viscosité équivalente à l'huile de transformateur, et des vitesses plus réduites. Ils utilisent un code réalisés par eux-mêmes. La différence est qu'ils modélisent des jets submergés. On observe la forme du profil des échanges dans la zone d'impact : un minimum local est calculé au point d'impact. De même dans d'autres études, on retrouve ce genre de profils, toujours en jet immergé ([150], étude 3D). Nous observons ce minimum dans nos simulations mais très localement et seulement pour un maillage assez fin.



Profil des transferts avec et sans prise en compte du *recovery effect* [105]

3. Modèles de spray

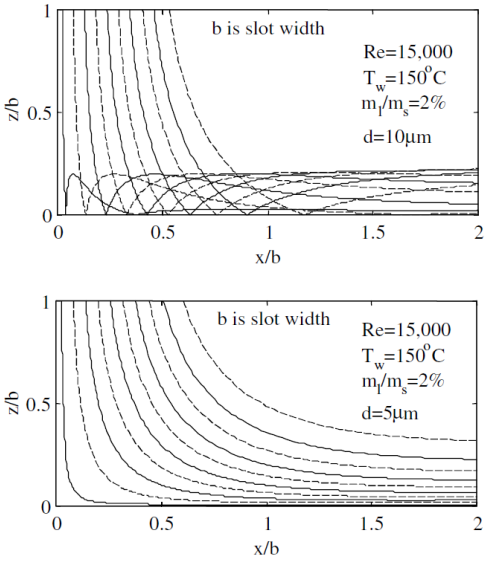
La pulvérisation ou l'atomisation d'un jet liquide elle-même est complexe [151]. Elle peut être décrite comme le résultat des perturbations au niveau des tensions de surfaces de l'écoulement liquide causées par les forces internes et externes. Des sous-modèles d'atomisation sont utilisés pour représenter ces phénomènes. Il permet de fournir les premiers paramètres nécessaires à la simulation : taille, vitesse, température des gouttelettes… Les mécanismes physiques liés à l'atomisation des jets liquides restent tout de même mal-connus. Plusieurs sous-modèles d'atomisation ont été proposés dans la littérature. Ces modèles utilisent des sous-modèles d'éclatement de gouttelette : le modèle *TAB* (pour *Taylor Analogy Breakup*) et le modèle d'éclatement ondulatoire (*Wave Breakup Model*). Le sous-modèle *TAB* décrit la dispersion d'une gouttelette, basé sur l'analogie avec un système masse/ressort. Le sous-modèle ondulatoire est basé sur la description des instabilités de Kelvin-Helmholtz générées par les mouvements de cisaillement au niveau de la surface libre.

Selon [151], les modèles de turbulence sont à considérer avec précaution. L'étude répertorie un nombre conséquent de modélisations faites, des calculs souvent lourds (LES, DNS), de spray pour combustion. Pour ces applications, les modèles RANS ne sont pas assez précis, et comme pour la modélisation LES, les modèles de comportement aux parois et les transferts thermiques manquent.

Grâce à l'approche Lagrangienne, ce comportement peut être traité différemment. Des termes d'interaction peuvent être ajoutés aux équations lagrangiennes (phase des gouttelettes) et ajoutés-ou soustraits- aux équations eulériennes. Il existe des modèles de collision, de trainée, d'interaction avec la turbulence de la phase gazeuse et les parois.

Le nombre de Weber, défini comme $We = \frac{\rho v^2 d}{\sigma}$ (d est le diamètre de gouttelettes), caractérise l'inertie des gouttelettes par rapport aux forces de tension de surface. Selon la valeur du nombre, on observe différents régimes d'impact sur paroi sèche (rebond ou écrasement) [152]. On peut aussi caractériser le comportement des gouttelettes, cette fois-ci par rapport à la phase gazeuse, par le nombre de Stokes. Celui-ci est défini par $Stk = \frac{\tau U_0}{d}$ avec le temps de relaxation des gouttelettes. Si Stk est petit, les gouttelettes vont suivre le gaz dans lequel elles sont suspendues.

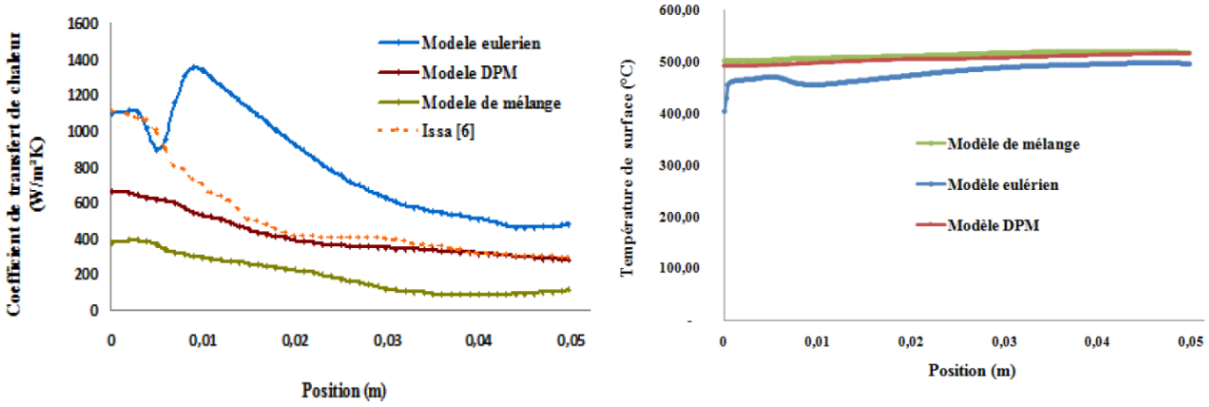
Des études ont étudié l'impact d'un spray en simplifiant les hypothèses à la sortie de la buse. On peut pour cela utiliser des résultats d'études citées dans la partie 1.5.2. L'article [153] présente une modélisation assez simple en 2D utilisant un modèle *Euler-Lagrange*. L'application est un jet de vapeur sur paroi avec une faible concentration de gouttelettes (0 à 3,5 % massique), pour d'assez fortes vitesses. Quatre mécanismes thermiques sont explicités : l'effet simple-phase de la vapeur, la modification de l'écoulement par les gouttelettes, effet de « trempe »



Trajectoires modélisées de gouttelettes pour 2 différents diamètres [153]

entre les gouttelettes et la vapeur, et le contact direct entre gouttelettes et paroi. On voit ici le changement de comportement pour deux diamètres de gouttelettes différents. Toutes les gouttelettes n'impactent pas la paroi, notamment aux plus loin du centre du jet à cause de la probabilité de collision plus grande. Ceci est à modérer vu la faible proportion de liquide dans le gaz, qui reste prédominant en quantité de mouvement, et force sans doute les particules fluides à suivre une trajectoire plus vite orientée radialement. On note que les transferts augmentent avec la durée de contact.

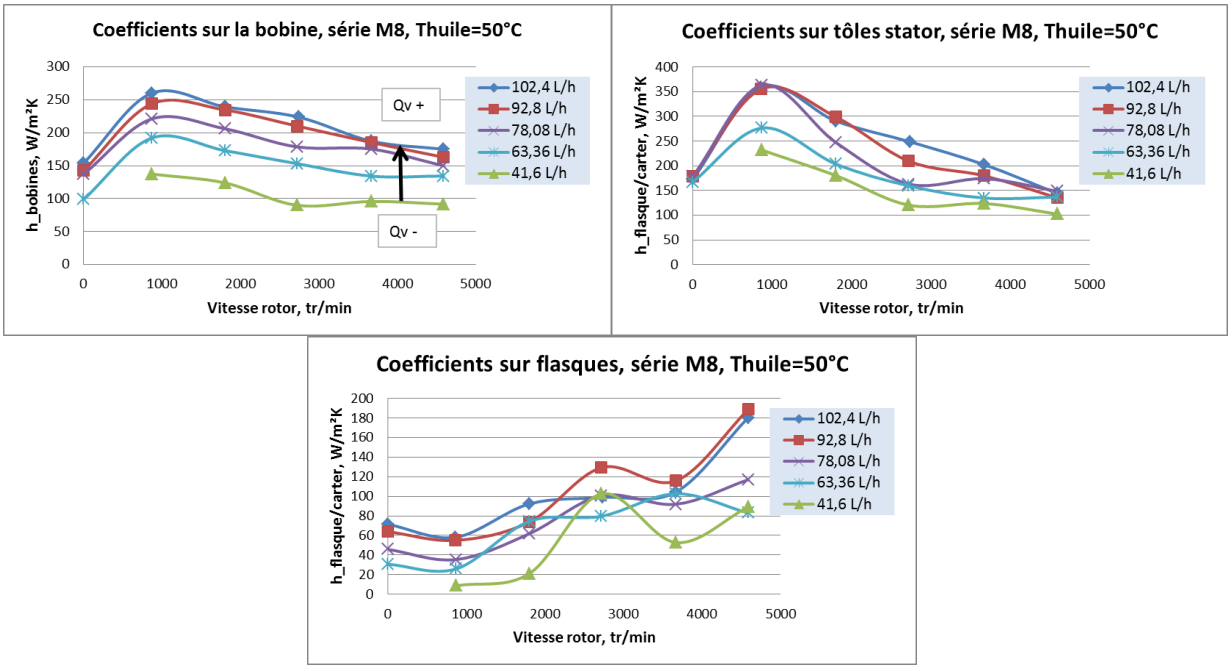
Une étude similaire [148] propose la modélisation de spray (atomisation d'eau par air) impactant une paroi très chaude (avec phénomènes double-phases). Les modèles eulériens (mélange, eulérien, VoF non adapté) et Euler-Lagrange (DPM) de Fluent ® sont testés. Le modèle de turbulence choisi est le k-epsilon, toujours en 2D axisymétrique. Les résultats montrent une grande disparité selon les différents modèles : près du centre, on a une meilleure représentation par le modèle eulérien, mais éloigné du centre, le modèle Euler-Lagrange (DPM) est plus fidèle. Le modèle de mélange est inapproprié.



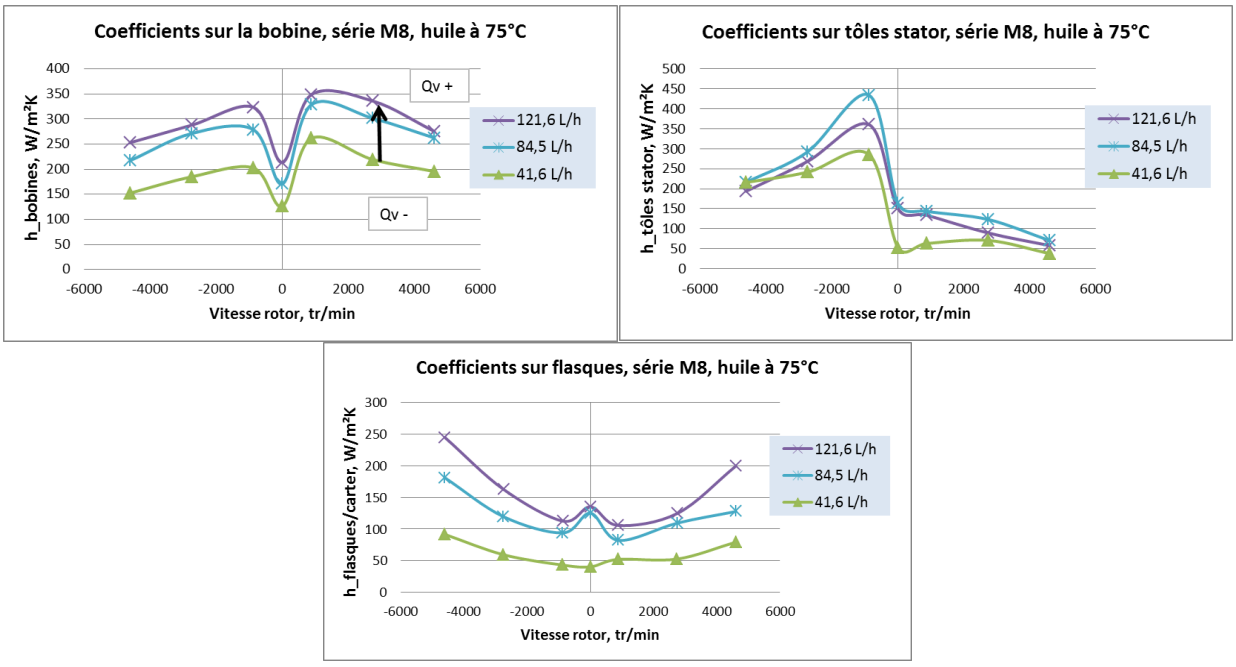
Comparaison des modèles pour un spray impactant une surface chaude [148]

Annexe 3 : Données de l'identification des coefficients d'échange

Nous donnons dans cette annexe les résultats des coefficients d'échanges pour toutes les séries d'essais. Les résultats sont donnés de la partie 4.3. Les données sont considérées par série de mesure (une température d'huile et un injecteur). Chaque surface (bobines, flasques et tôles) est différenciée par un graphique propre, où le coefficient associé est représenté en fonction de la vitesse de rotation. Les données à iso-débit sont reliées entre-elles. La comparaison des 4 injecteurs, au débit nominal respectif et pour une huile à 75 °C, est donnée en dernière page.

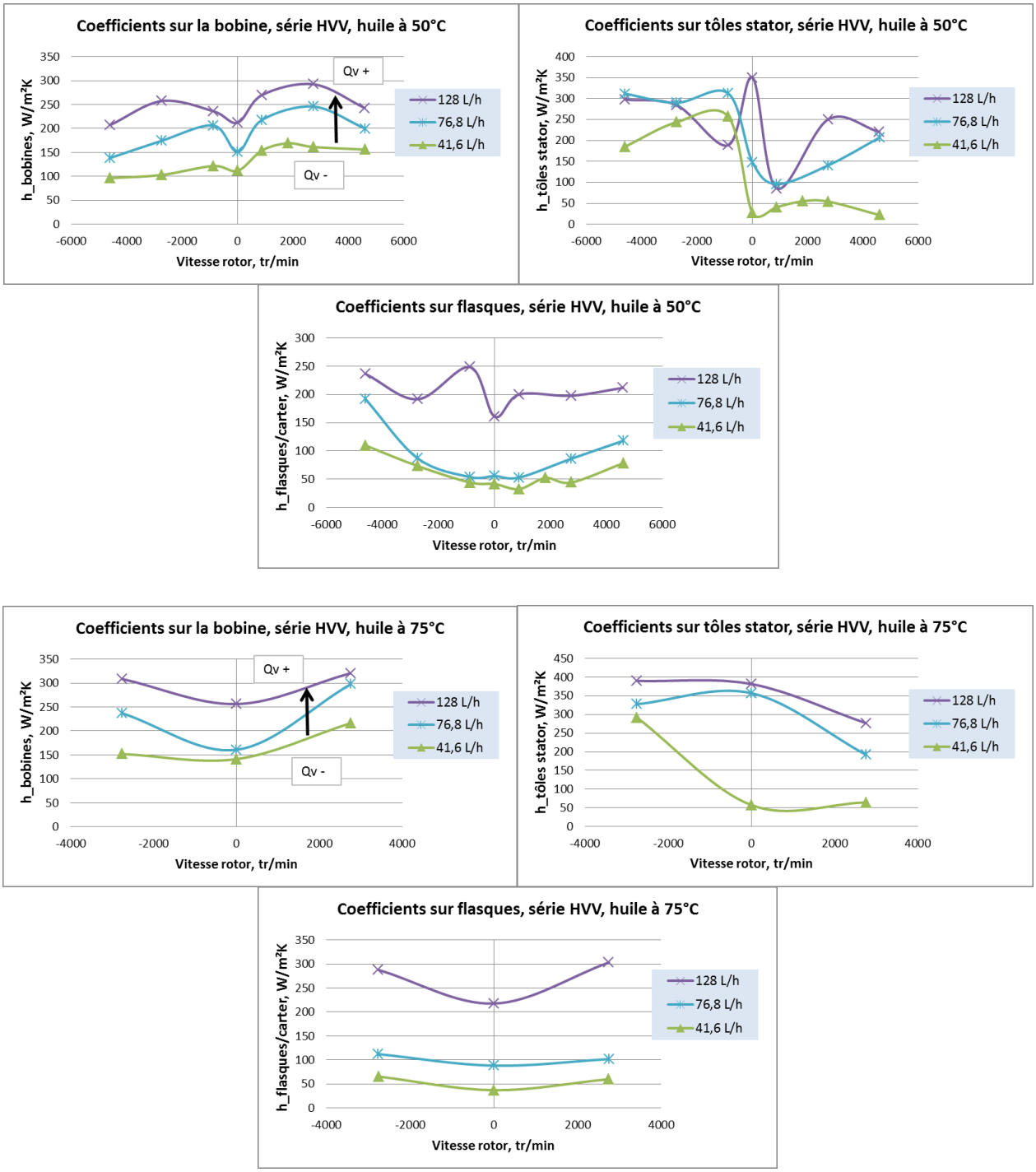


Coefficients *h* identifiés pour les essais de buse M8 avec huile à 50 °C, un graphique par zone



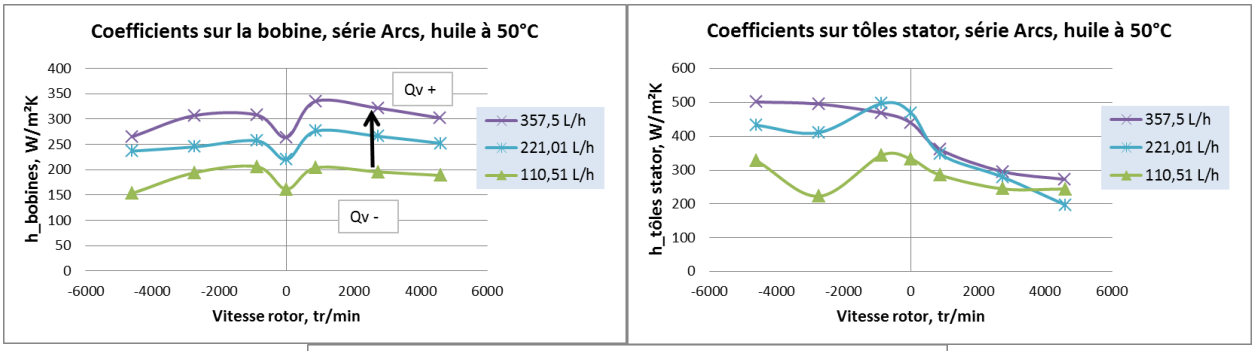
Coefficients *h* identifiés pour les essais de buse M8 avec huile à 75 °C

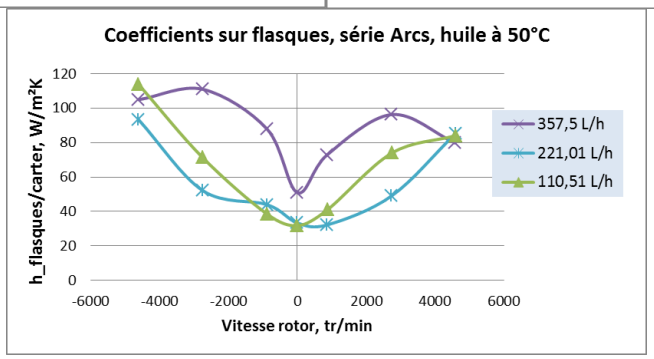
4.5.1.1 *Buse de brouillard à jet plat*

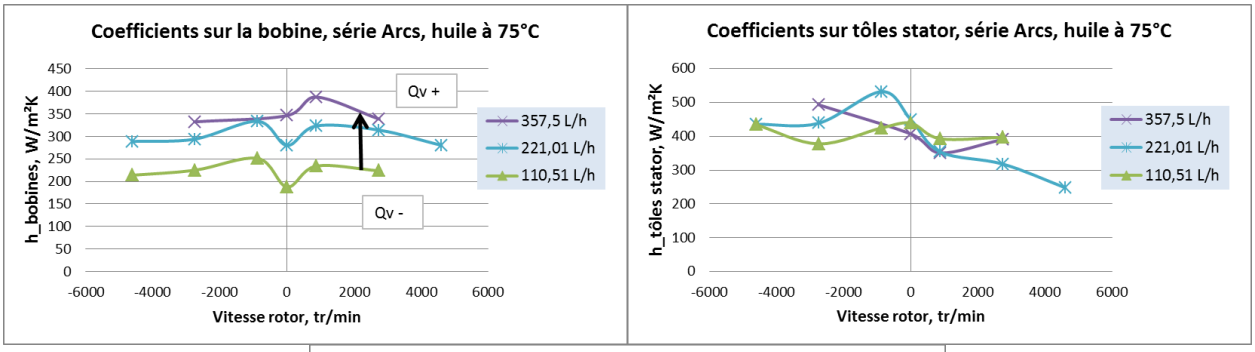


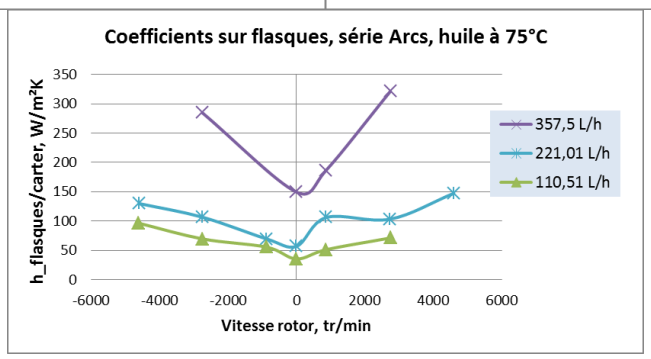
Coefficients *h* identifiés pour les essais de buse HVV

4.5.1.2 *Arcs de ruissèlement*



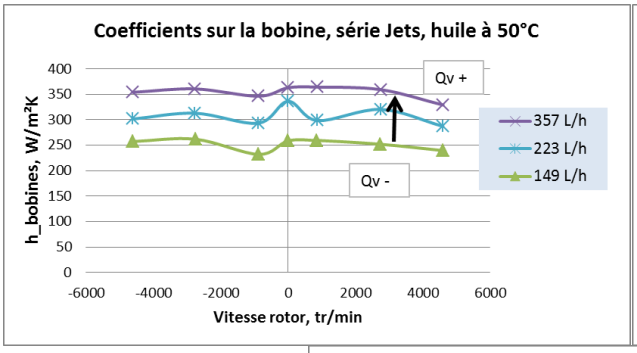


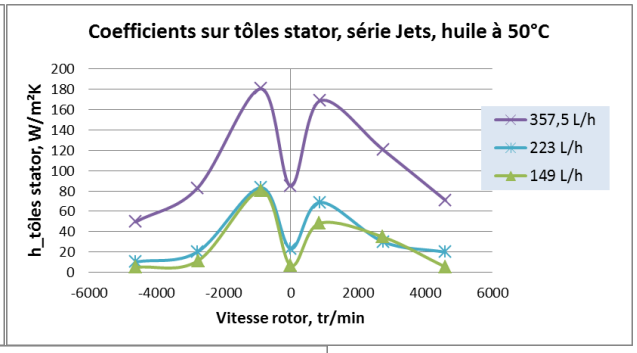


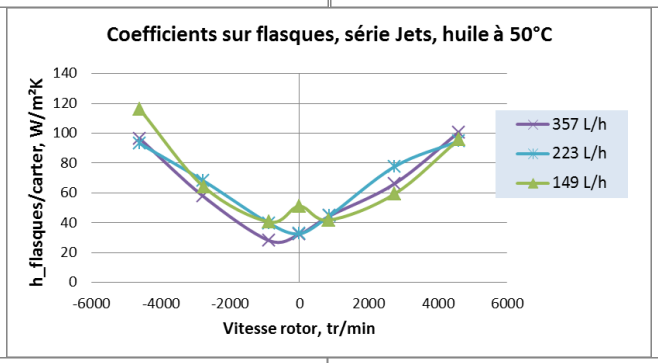


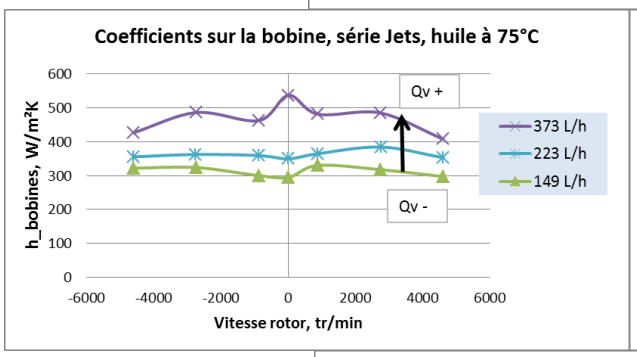
Coefficients *h* identifiés pour les essais avec l'arc de ruissèlement

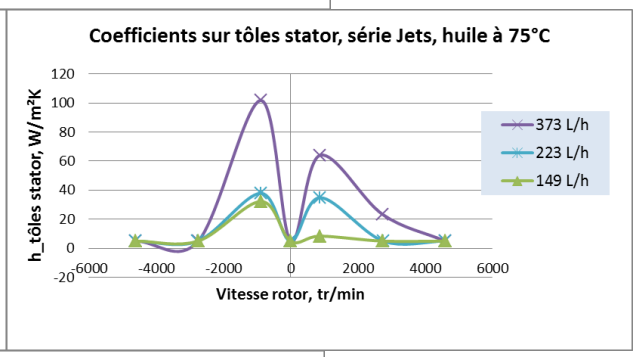
4.5.1.3 *Araignées multi-jets*

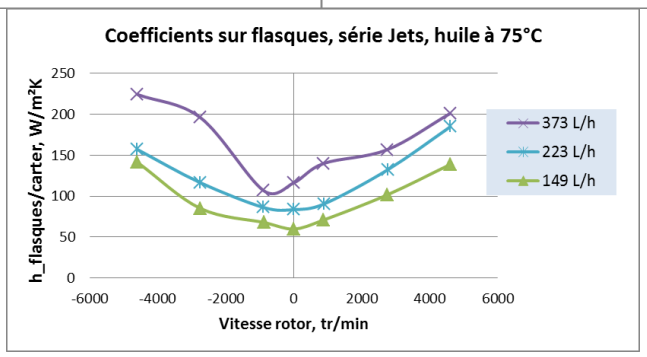




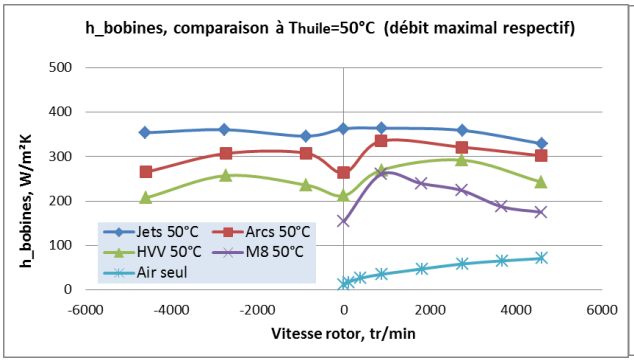


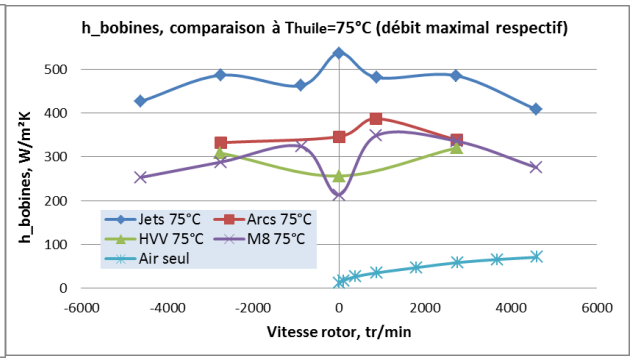






Coefficients *h* identifiés pour les essais avec l'araignée multi-jets





Comparaison des coefficients sur bobines pour tous les injecteurs, à débit maximal respectifs (huile à 75 °C)

Résumé de l'étude de thèse

Mots-clés : Machines électriques, Thermique, Huile, Automobile

Le moteur électrique est l'un des organes principaux d'un véhicule électrique. Sa température, notamment celle des bobines, doit être réduite pour éviter toute dégradation. Le refroidissement par l'extérieur, comme avec une chemise d'eau dans le carter, apparait limité car les pertes générées dans les bobines doivent traverser des zones où la conduction thermique est très mauvaise. L'extraction des calories au cœur de la machine est préférable, mais les échanges thermiques avec l'air sont modérés. En application automobile, le moteur électrique est situé à proximité d'un circuit d'huile de lubrification. Le refroidissement par l'huile en contact direct avec les bobines est étudié.

La thèse s'est d'abord attachée à la recherche bibliographique étendue sur les différentes solutions de refroidissement de moteur. Ensuite, les transferts thermiques à l'intérieur du moteur ont été modélisés par méthode nodale. A travers une étude de sensibilité, les principales améliorations thermiques passives ont été dégagées, puis les systèmes de refroidissement eux-mêmes ont été modélisés. Enfin, des essais ont été réalisés sur un banc spécialement conçu. Pour cette partie expérimentale, le refroidissement direct des bobines par circulation d'huile a été étudié en détail. Différents types d'injecteurs d'huile sur les têtes de bobine ont été testés dans diverses conditions de vitesse du rotor, température et débit d'huile.

L'objectif de cette thèse est d'analyser l'ensemble des problématiques thermiques liées aux solutions de refroidissement à huile. Il s'agit d'une étude comparative de la performance des solutions à huile entre elles et avec celle d'un refroidissement à eau plus conventionnel.

Abstract: Cooling for electric motors: Investigation on systems using lubricating oil

Key-words: Electric motors, Heat transfer, Oil cooling, Automotive

Electric motor is one of the most important elements of an electric vehicle. Some elements, particularly the windings, can be affected by rising heat. External cooling, as water jacket in the case, appears to be limited because the losses generated in windings must pass through zones where conduction is very poor. Cooling in the core of the machine is preferable, but heat transfer with air is poor. Due to the presence of lubricating oil in the vicinity of the motor and the heat transfer enhancement that such a liquid provides, oil circulation on the windings has been considered.

The research was first dedicated to an extensive bibliography on the different solutions of motor cooling. Then heat transfer within the motor was modelled by using the lumped system analysis. Thanks to a sensitivity analysis, the main parameters affecting temperature have been identified before cooling systems were modelled. Finally, tests were performed on a specially designed bench. Oil was introduced at each side of the machine to directly cool the stator coil end-windings. Several oil injection patterns were tested. The influence of the oil flow rate, rotation speed and oil temperature has been investigated.

The objective of this PHD study is to analyse all the thermal issues related to the oil cooling systems. This is a comparative study of the performance of the oil cooling solutions. Comparison is also done with conventional water cooling.