



HAL
open science

Modélisation des pertes de puissance d'engrenages spiro-coniques lubrifiés par bain d'huile : Application à une boîte de transmission arrière d'hélicoptère

Romain Quiban

► **To cite this version:**

Romain Quiban. Modélisation des pertes de puissance d'engrenages spiro-coniques lubrifiés par bain d'huile : Application à une boîte de transmission arrière d'hélicoptère. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Lyon, 2020. Français. NNT : 2020LYSEI066 . tel-03102841

HAL Id: tel-03102841

<https://theses.hal.science/tel-03102841v1>

Submitted on 7 Jan 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



N°d'ordre NNT : 2020LYSEI066

THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON
opérée au sein de
INSA-LYON

Ecole Doctorale N° ED 162
(Mécanique, Énergétique, Génie civil, Acoustique)

Spécialité de doctorat : Génie mécanique

Soutenue publiquement le 25/09/2020, par :

Romain Quiban

Ingénieur ISAE-ENSMA

**Modélisation des pertes de puissance
d'engrenages spiro-coniques
lubrifiés par bain d'huile :
Application à une boîte
de transmission arrière d'hélicoptère**

Devant le jury composé de :

Belmonte, Jérôme	Ingénieur	Airbus Helicopters	Encadrant industriel
Changenet, Christophe	Docteur-HDR	ECAM Lyon	Directeur de thèse
Marchesse, Yann	Docteur	ECAM Lyon	Directeur de thèse
Lazard, Myriam	Docteur-HDR	ENSIP	Rapporteuse
Saury, Didier	Professeur	ISAE-ENSMA	Président
Seabra, Jorge	Professeur	Universidade do Porto	Rapporteur
Ville, Fabrice	Professeur	INSA Lyon	Directeur de thèse

Département FEDORA–INSA Lyon - Ecoles Doctorales–Quinquennal 2016-2020

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr INSA : R. GOURDON	M. Stéphane DANIELE Institut de recherches sur la catalyse et l'environnement de Lyon IRCELYON-UMR 5256 Équipe CDFA 2 Avenue Albert EINSTEIN 69 626 Villeurbanne CEDEX directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Sec. : M.C. HAVGOUDOUKIAN ecole-doctorale.eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI École Centrale de Lyon 36 Avenue Guy DE COLLONGUE 69 134 Écully Tél : 04.72.18.60.97 Fax 04.78.43.37.17 gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : H. CHARLES secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	M. Philippe NORMAND UMR 5557 Lab. d'Ecologie Microbienne Université Claude Bernard Lyon 1 Bâtiment Mendel 43, boulevard du 11 Novembre 1918 69 622 Villeurbanne CEDEX philippe.normand@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTÉ http://www.ediss-lyon.fr Sec. : Sylvie ROBERJOT Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 INSA : M. LAGARDE secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	Mme Emmanuelle CANET-SOULAS INSERM U1060, CarMeN lab, Univ. Lyon 1 Bâtiment IMBL 11 Avenue Jean CAPELLE INSA de Lyon 69 621 Villeurbanne Tél : 04.72.68.49.09 Fax : 04.72.68.49.16 emmanuelle.canet@univ-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://edinfomaths.universite-lyon.fr Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 infomaths@univ-lyon1.fr	M. Luca ZAMBONI Bât. Braconnier 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.26.23.45.52 zamboni@maths.univ-lyon1.fr
Matériaux	MATÉRIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Sec. : Stéphanie CAUVIN Tél : 04.72.43.71.70 Bât. Direction ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIÈRE INSA de Lyon MATEIS - Bât. Saint-Exupéry 7 Avenue Jean CAPELLE 69 621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.71.70 Fax : 04.72.43.85.28 jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://edmega.universite-lyon.fr Sec. : Stéphanie CAUVIN Tél : 04.72.43.71.70 Bât. Direction mega@insa-lyon.fr	M. Jocelyn BONJOUR INSA de Lyon Laboratoire CETHIL Bâtiment Sadi-Carnot 9, rue de la Physique 69 621 Villeurbanne CEDEX jocelyn.bonjour@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://ed483.univ-lyon2.fr Sec. : Véronique GUICHARD INSA : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04.78.69.72.76 veronique.cervantes@univ-lyon2.fr	M. Christian MONTES Université Lyon 2 86 Rue Pasteur 69 365 Lyon CEDEX 07 christian.montes@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Avant-Propos

Les travaux de recherche synthétisés dans le présent mémoire répondent à un besoin à la fois scientifique et industriel. Ils sont le résultat d'une collaboration entre la société Airbus Helicopters et les laboratoires de recherche Energétique et Matériaux (LabECAM) de l'ECAM Lyon et Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) de l'INSA Lyon. Cette thèse a été menée sous la direction de Christophe Changenet (LabECAM), Fabrice Ville (LaMCoS) et Yann MARCHESSE (LabECAM). Il s'agit d'une Convention Industrielle de Formation par la Recherche (CIFRE) financée par le ministère de l'Enseignement supérieur, de la Recherche et de l'Innovation et mise en œuvre par l'Agence Nationale pour la Recherche et la Technologie (ANRT). Elle est enregistrée sous le numéro 2016/1446.

Je souhaite remercier toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réussite de ces travaux de thèse.

J'ai une pensée particulière pour mes encadrants, Christophe Changenet, Fabrice Ville, Yann Marchesse du côté académique et Jérôme Belmonte du côté industriel, pour m'avoir confié ce projet et m'avoir épaulé avec bienveillance et humour. Je finis donc ma longue formation académique avec vos conseils et j'emporte avec moi vos méthodes de travail pour la suite.

Je suis vivement reconnaissant à Didier Saury, professeur à l'ISAE-ENSMA, pour avoir accepté d'examiner ce mémoire et de présider le jury. Mes remerciements s'adressent également à Myriam Lazard, docteure habilitée à diriger des recherches à l'ENSIP, et Jorge SEABRA, professeur à l'université de Porto, pour avoir lu attentivement ce rapport et en avoir rédigé une appréciation argumentée.

Merci à mes collègues de travail, les doctorants. Je tiens à citer leur nom pour que la postérité sache que je les ai fréquentés durant leurs dures années de doctorat, avant qu'ils ne deviennent connus suite à la publication de leur thèse : Charlotte Fossier, Charly Lagresle, Dimitri Niel, Emna Ben-Younes, Etienne Bossy, Grégoire Isaac, Guillaume Vouaillat, Jean-Baptiste Boni, Jean Di Stasio, Nicolas Grenet de Bechillon, Pierre Brossier, Pierre Navet, Pierrick Merino, Quentin Thoret-Bauchet, Thomas Touret, Tommy Pinel et Valentin Ripard.

Merci à toute l'équipe du pôle énergétique de l'ECAM Lyon, enseignants, techniciens et élèves en projet, avec qui j'ai partagé la vie de l'école pendant ces trois années sur la colline de Fourvière. Merci au personnel du LaMCoS, notamment à Sophie De Oliveira pour le soutien administratif et Jérôme Cavoret pour l'aide technique. Merci aux ingénieurs du département des ensembles dynamiques d'Airbus Helicopters, notamment à Adrien Escoffier, Gilles Eymard-Duvernay et Matthias Gatti pour votre passion et votre ouverture d'esprit qui m'ont inspiré.

Pour terminer, je tiens à remercier les amis que j'ai rencontrés à Lyon. Merci tout particulièrement à Clara, Lucie et Tommy qui ont sans aucun doute contribué à la réussite de cette thèse.

Ce mémoire est dédié aux enseignants de collèges et lycées en sciences et mathématiques. Nous utilisons les outils qu'ils nous ont fournis tellement souvent qu'il est dur de se souvenir ne pas les connaître ni les comprendre. Mais nos enseignants étaient témoins du temps où nous ne les maîtrisions pas, et à travers leurs instructions et patience, nous avons fini par apprendre.

Résumé

Le contexte environnemental actuel conduit l'industrie aéronautique à considérer de nouveaux critères de développement. D'une part, les gouvernements exigent des réductions d'émissions de polluants et d'autre part, les clients, c'est-à-dire les avionneurs, poussent à réduire les consommations de carburants. Ces deux objectifs peuvent être atteints grâce à l'amélioration des performances énergétiques. A ce titre, il est important de comprendre et de quantifier les pertes générées dans les systèmes de transmission de puissances.

L'objectif de l'étude présentée dans ce manuscrit est de modéliser les pertes de puissance d'une boîte de transmission arrière d'hélicoptère. Ces boîtes sont généralement caractérisées par la présence d'un engrenage à renvoi d'angle spiro-conique et d'une lubrification par bain d'huile.

Une campagne de tests sur un banc d'essai élémentaire a été effectuée afin de mesurer le couple résistant de roues dentées spiro-coniques en rotation dans un bain d'huile. Un phénomène peu commun sur l'évolution du couple avec la vitesse de rotation a été observé. A partir de ces résultats, un modèle analytique simple a été développé pour le calcul de la perte de puissance. Ce modèle a ensuite été validé sur une application réelle de boîte de transmission d'hélicoptère, pour laquelle des mesures de couple résistant et de températures ont été effectuées.

Mots-clés : perte de puissance, barbotage, ventilation, boîte de transmission, engrenage, spiro-conique, réseau thermique.

Abstract

The current environmental context is driving the aeronautic industry towards new design criteria. On the one hand, governments demand emission reductions of pollutants and on the other hand, customers, i.e. aircraft manufacturers, are pushing to reduce fuel consumption. Both of these goals can be achieved through efficiency improvements. As such, it is important to understand and quantify losses generated in power transmission systems.

The objective of this study is to model the power losses of an helicopter tail gearbox. These gearboxes are generally characterized by the presence a spiral bevel gear and oil bath lubrication.









A test campaign on an elementary test bench was carried out to measure the resistive torque of spiral-bevel wheels rotating in an oil bath. An uncommon evolution of the torque with the rotational speed was observed. From these results, a simple analytical model has been developed for the calculation of power losses. This model was then validated on a tail helicopter gearbox application, for which resistive torque and temperature measurements were made.

Key-words: power losses, churning, windage, gearbox, gears, spiral-bevel, thermal network.

Table des matières

AVANT-PROPOS	5
RESUME	9
ABSTRACT	11
TABLE DES MATIERES	15
NOTATIONS	19
INTRODUCTION GENERALE	23
REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	27
1. INTRODUCTION	28
2. PERTE PAR FROTTEMENT A LA DENTURE	29
2.1. Description	29
2.2. Cas des engrenages spiro-coniques	32
2.3. Evaluation du coefficient de frottement	36
2.4. Calcul de la perte par frottement d'un couple spiro-conique : application à une boîte de transmission arrière d'hélicoptère	41
3. PERTE PAR VENTILATION	43
3.1. Description	43
3.2. Présentation des modèles basés sur des approches différentes	45
3.3. Application des modèles de calcul de perte par ventilation	51
3.4. Cas des engrenages spiro-coniques	52
4. PERTE PAR BARBOTAGE	53
4.1. Description	53
4.2. Présentation des modèles basés sur des approches différentes	59
4.3. Cas des engrenages spiro-coniques	62
4.4. Application numérique des modèles de perte par barbotage d'une roue spiro-conique	64
5. CONCLUSION	66

MODELISATION DE LA PERTE PAR BARBOTAGE DES ENGRENAGES SPIRO-CONIQUES	69
1. INTRODUCTION	70
2. PRESENTATION DU BANC DE BARBOTAGE	70
3. RESULTATS EXPERIMENTAUX	73
3.1. Evolution du couple peu commune	74
4. MODELISATION DES PERTES PAR BARBOTAGE	77
4.2. Détermination du coefficient adimensionné de barbotage	78
4.3. Détermination du coefficient adimensionné de ventilation	78
4.4. Développement d'un modèle de baisse d'immersion d'huile	80
5. ESSAIS AVEC DEFLECTEUR ET FLASQUES	87
5.1. Impact de déflecteurs	87
5.2. Impact de flasques	88
6. APPLICATION DU MODELE A UNE ROUE DENTEE DE BOITE DE TRANSMISSION D'HELICOPTERE	90
7. CONCLUSION	96
APPLICATION A UNE BOITE DE TRANSMISSION ARRIERE D'HELICOPTERE	97
1. INTRODUCTION	98
2. PRESENTATION DE LA BOITE DE TRANSMISSION ARRIERE (BTA)	98
3. PERTES DANS LA BTA	102
3.1. Sources des pertes	102
3.2. Résultats d'essais	103
3.3. Comparaison aux résultats numériques	105
4. ESTIMATION DES TEMPERATURES DE LA BTA	108
4.1. Discussion sur les différentes méthodes de modélisation thermique	108
4.2. Description de la méthode du réseau thermique	108
4.3. Description du réseau thermique de la BTA	111
4.4. Validation de l'hypothèse liée à la répartition des pertes	115
5. CAS D'APPLICATION DU MODELE THERMIQUE DE LA BTA	119
5.1. Cas sans charge	119
5.2. Cas avec charge	121
5.3. Impact du volume d'huile	125
5.4. Cas d'une perte totale de lubrification	128
6. CONCLUSION	131
CONCLUSION ET DISCUSSIONS	133

ANNEXE A : SURFACES MOUILLEES SIMPLIFIEES D'UNE ROUE SPIRO-CONIQUE	139
ANNEXE B : RESISTANCES THERMIQUES	141
1. FORMULES DE CALCUL	141
1.1. Conduction 	141
1.2. Striction 	142
1.3. Convection forcée 	143
1.4. Projection d'huile 	145
1.5. Mélange diphasique 	145
1.6. Transport 	146
1.7. Ailette 	146
1.8. Rayonnement 	147
2. APPLICATION NUMERIQUE	148
ANNEXE C : CHARGEMENT DES ROULEMENTS	151
ANNEXE D : SURFACES MOUILLEES DANS LA BTA	155
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	159

Notations

Lettres latines

A	Aire de référence	m^2
A_G	Aire de la section frontale du carter (ISO 14179-2)	m^2
b	Largeur de dent	m
b_{roue}	Largeur de la roue dentée	m
C_0	Charge statique de base du roulement	N
C	Couple	$N.m$
c_p	Capacité thermique massique	$J/(kg.K)$
C_x	Coefficient de trainée dans l'équation de von Kármán [1]	—
$C_{m.barbo}$	Coefficient adimensionné de barbotage	—
$C_{m.ventil}$	Coefficient adimensionné de ventilation	—
D_f	Diamètre de pied de la roue dentée	m
D_p	Diamètre primitif de la roue dentée	m
d_m	Diamètre moyen d'un roulement	m
D_m	Diamètre moyen d'une denture spiro-conique	m
D_v	Diamètre virtuel de la roue dentée complémentaire	m
D_0	Diamètre extérieur de la roue dentée	m
f	Coefficient de frottement	—
f_0	Coefficient de perte liée aux effets visqueux dans les roulements	
f_1	Coefficient de perte liée à la charge dans les roulements	
F	Force de trainée	N
F_R	Effort radial	N
F_T	Effort tangentiel	N
Fr	Nombre de Froude = $\omega^2 R_0/g$	—
Fr^*	Nombre de Froude pour les écoulements à surface libre = $\omega R_0/\sqrt{gh}$	—
F_s	Charge statique équivalente d'un roulement	N
F_β	Charge équivalente d'un roulement	N
g	Accélération de pesanteur	m/s^2
h	Hauteur d'immersion statique d'huile	m
h_c	Epaisseur centrale du film d'huile	m
h_{min}	Epaisseur minimale du film d'huile	m
H_{dent}	Hauteur de dent	m
Ja	Jeu axial des flasques	m
Jr	Jeu radial des déflecteurs	m
K	Constante pour le coefficient adimensionné de ventilation	—
k_1	Constante empirique pour le calcul du coefficient f_1	
K_1	Constante pour le modèle de perte par ventilation de Pallas <i>et al.</i> [2]	m
l_h	Longueur hydraulique = $4A_G/U_M$ (ISO 14179-2 [3])	m
M	Nombre de Mach	—
M_0	Couple résistant dû aux effets visqueux dans les roulements	$N.mm$
M_1	Couple résistant dû à la charge dans les roulements	$N.mm$
m_m	Module moyen de denture d'un engrenage spiro-conique	m
m_n	Module normal de denture	m

m_t	Module apparent de denture	m
N	Force normale	N
p	Pression	Pa
P_{Hertz}	Pression de Hertz	Pa
p_b	Pas de base	m
P_{barbo}	Pertes par barbotage	W
P_{joint}	Perte d'une lèvre d'un joint à lèvre	W
$P_{méca}$	Puissance mécanique transmise	W
P_{max}	Puissance de fonctionnement maximale de la BTA	W
$P_{nominale}$	Puissance de fonctionnement nominale de la BTA	W
P_{RLT}	Perte d'un roulement	W
P_s	Perte par frottement à la denture	W
$P_{s.instan.}$	Perte instantanée par frottement à la denture	W
P_{ventil}	Pertes par ventilation	W
Q	Flux de chaleur	W
Q_v	Débit volumique expulsé par une roue dentée	m ³ /s
R	Rayon du mobile	m
R_a	Rayon de tête de dent	m
R_b	Rayon de base	m
R_m	Rayon moyen d'une denture spiro-conique	m
R_p	Rayon primitif	m
R_0	Rayon extérieur	m
Re	Nombre de Reynolds = $\omega R_0^2 / \nu$	—
Re_c	Nombre de Reynolds critique = $\omega R_p b / \nu$ [4]	—
Rq	Ecart type du profil de rugosité d'une surface (rugosité quadratique)	m
R_{TH}	Résistance thermique	K/W
R_0	Rayon extérieur de la roue dentée	m
S	Aire de la surface de la roue dentée	m ²
$S_{éjec}$	Aire de la surface d'éjection du débit expulsé par les dents (Pallas <i>et al.</i>)	m ²
S_m	Aire de la surface mouillée de la roue dentée	m ²
T	Force de frottement	N
u	Rapport de réduction d'un engrenage = Z_2/Z_1	—
u_v	Rapport de réduction virtuel d'un engrenage complémentaire	—
$u_{1,2}$	Vitesse des surfaces 1 et 2	m/s
U	Vitesse dans l'équation de von Kármán [1]	m/s
U_M	Périmètre de la section frontale du carter (ISO 14179-2 [3])	m
V_e	Vitesse de roulement moyenne, $V_e = (u_1 + u_2)/2$	m/s
V_r	Vitesse de roulement, $V_r = u_1 + u_2$	m/s
V_s	Vitesse de glissement, $V_s = u_1 - u_2$	m/s
V_T	Vitesse tangentielle	m/s
V_0	Volume du bain d'huile	m ³
x	Déport de denture	—
x_{masse}	Fraction massique d'huile	—
X	Fraction volumique d'huile	—
Z	Nombre de dents	—
Z_v	Nombre de dents virtuelles de la roue dentée complémentaire	—

Lettres grecques

α	Angle de pression normal (ou apparent si denture hélicoïdale)	rad
α_a	Angle de pression extérieur (en tête de dent)	rad
β	Angle de spiral	rad
β_b	Angle de spiral de base	rad
γ	Paramètre d'accélération (Changenet <i>et al.</i> [4])	—
δ	Angle de face	rad
ε_α	Rapport de conduite	—
ε_1	Rapport de conduite d'approche	—
ε_2	Rapport de conduite de retrait	—
η	Rendement	—
θ	Angle associé à la hauteur d'immersion	rad
λ	Conductivité thermique	W/(m.K)
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
μ_T	Viscosité dynamique turbulente	Pa.s
ν	Viscosité cinématique	m ² /s
ξ	Coefficient de parois (Diab <i>et al.</i> [5])	—
ρ	Masse volumique du fluide	kg/m ³
σ	Rugosité composite = $Rq_1^2 + Rq_2^2$	m
ϕ	Paramètre (Dawson [6] et Diab <i>et al.</i> [5])	—
χ	Effusivité thermique = $\sqrt{\lambda \rho c_p}$	J/(K.m ⁻² .s ^{-1/2})
ω	Vitesse de rotation	rad/s
Ω	Vitesse de rotation	tr/min
Γ	Paramètre pour la réduction de la perte par barbotage (Neurouth <i>et al.</i> [7])	—
Λ	Epaisseur de film d'huile réduite = $h_c / \sqrt{Rq_1^2 + Rq_2^2}$	—
X_T	Facteur de partage de charge	—

Nota Bene : les unités des grandeurs physiques ne seront pas rappelées dans la suite du manuscrit, sauf dans les cas particuliers où elles sont différentes de celle du Système International.

Indices

a	Tête
b	Base
e	Entrée
m	Moyen
p	Primitif
s	Sortie
0	Extérieur
1	Pignon
2	Roue

Abréviations

A	Point de début d'engrènement
B	Point de fin d'engrènement
BE	Bague extérieure de roulement
BI	Bague intérieure de roulement
W	Point de début d'engrènement à une seule paire de dent
V	Point de fin d'engrènement à une seule paire de dent
BTP	Boîte de transmission principale
BTI	Boîte de transmission intermédiaire
BTA	Boîte de transmission arrière
CFD	Computational Fluid Dynamics
EHD	Elasto-hydrodynamique
HD	Hydrodynamique
NR	Vitesse de rotation nominale
PFS	Principe fondamental de la statique
PIV	Vélocimétrie par Image de Particule
RLT	Roulement
RGB	Rangée de grosses billes
RPB	Rangée de petites billes
VOF	Volume of Fluid
SPH	Smoothed-Particle Hydrodynamics
SRR	Slide-to-roll ratio, $SRR = V_s/V_e$

Introduction générale

Le contexte environnemental actuel conduit l'industrie aéronautique à considérer de nouveaux critères de développement. D'une part, les gouvernements exigent des réductions d'émissions de polluants et d'autre part, les clients, c'est-à-dire les aviateurs, poussent à réduire les consommations de carburants. Ces deux objectifs peuvent être atteints grâce à l'amélioration des performances énergétiques des aéronefs. A ce titre, il est important de comprendre et de quantifier les pertes générées dans les systèmes de transmission de puissances. Ainsi, le rendement des boîtes de transmission est devenu un enjeu majeur dans les applications aéronautiques. Par ailleurs le besoin d'estimation des pertes existe à différents niveaux du processus de conception d'un hélicoptère :

- La puissance disponible au rotor est calculée en soustrayant les pertes de la boîte de transmission à la puissance fournie par les moteurs. La puissance disponible au rotor est une donnée capitale pour les études aérodynamiques et la définition du domaine de vol ;
- Le dimensionnement des systèmes de refroidissement des boîtes de transmission résulte directement des puissances dissipées dans les systèmes de transmission ;
- La durabilité des engrenages dépend en grande partie de leur lubrification. Un des rôles du lubrifiant est d'évacuer la chaleur générée par les composants. Une lubrification insuffisante peut conduire à une surchauffe et à la ruine des composants. A l'inverse, une lubrification abondante engendre des pertes supplémentaires qui peuvent nuire aux performances de l'appareil. Une estimation précise de la chaleur dissipée par chaque composant est alors essentielle afin d'y apporter une quantité d'huile adaptée ;
- Enfin, la connaissance des sources de chaleur est le point de départ du développement des modèles thermiques. Ces modèles permettent de connaître la température de chacun des éléments d'un système. Le comportement thermique d'un système mécanique est une composante clé de la conception car il permet de connaître, entre autres, les déformations des composants et donc les conditions de fonctionnement des organes. De plus, ces modèles permettent de prévoir le comportement des boîtes de transmission dans des conditions extrêmes, comme par exemple lors d'une coupure de lubrification.

Les boîtes de transmission d'hélicoptères permettent d'acheminer la puissance générée par le ou les moteurs jusqu'au rotor principal et au rotor arrière (Figure 1). La vitesse de rotation très élevée en sortie de moteur doit être réduite afin de ne pas dépasser la vitesse du son en bout de pale des rotors. Les boîtes de transmission ont alors également le rôle de réduire la vitesse de rotation, grâce à des étages de réduction d'engrenage.

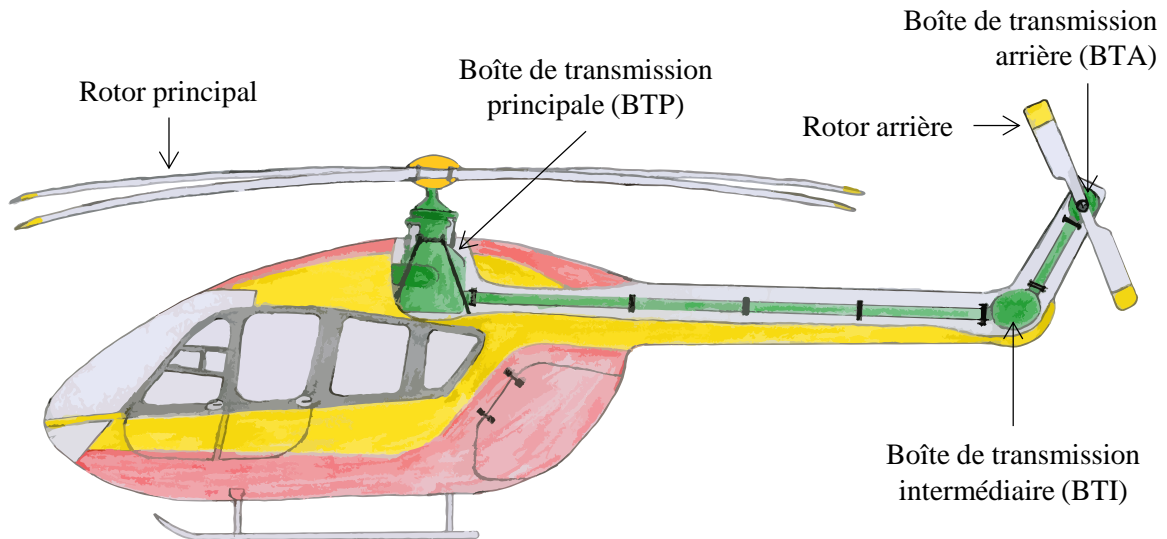


Figure 1 : Localisation de la boîte de transmission principale, intermédiaire et arrière.

Les transmissions d'hélicoptères sont complexes. Elles doivent être légères et peu volumineuses, tout en transmettant par des engrenages des puissances de l'ordre du Mégawatt. Les boîtiers peuvent être composés de plusieurs étages de réduction. Il y a des engrenages à axe parallèle, comme les engrenages cylindriques à denture droite ou hélicoïdale, et des engrenages à axe concourant, comme les engrenages spiro-coniques (Figure 2).

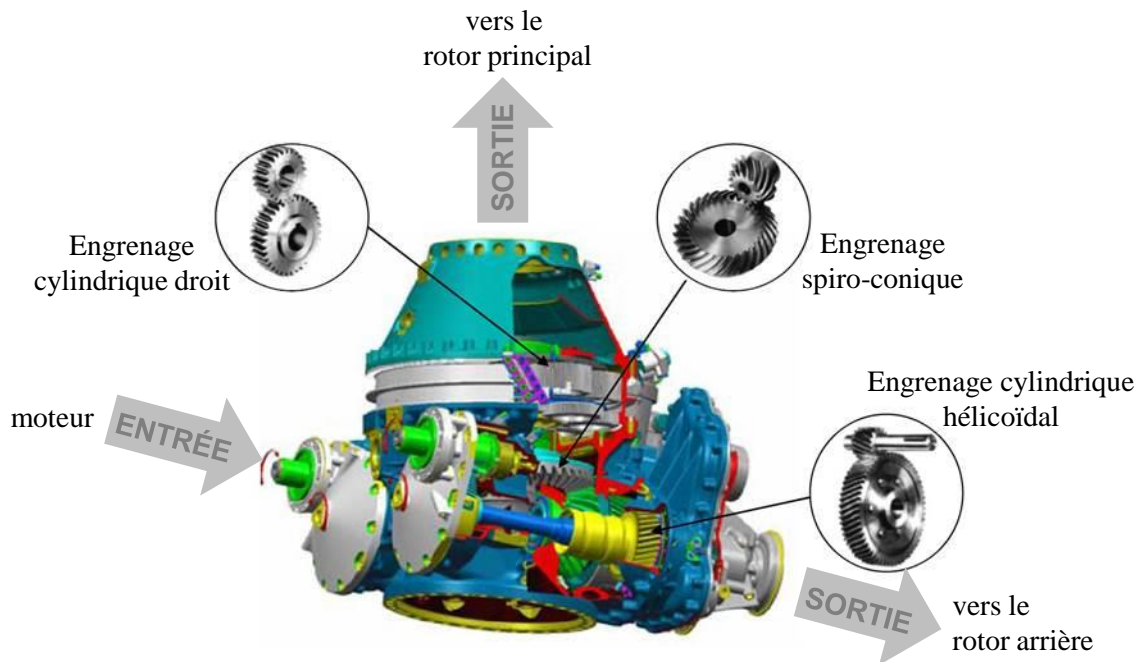


Figure 2 : Boîte de transmission principale d'hélicoptère. Mise en évidence d'engrenages cylindriques à denture droite et hélicoïdale et d'engrenages spiro-coniques [8].

Cette étude porte sur les boîtes de transmission arrière (BTA) (Figure 3). Ces boîtes sont caractérisées par un seul étage de réduction. Celui-ci est composé d'un renvoi d'angle spiro-conique afin d'orienter l'axe du rotor arrière dans une direction perpendiculaire à celle de l'hélicoptère. Le type de lubrification choisi dans ces boîtes de transmission est la lubrification par bain d'huile. Ceci s'explique car les vitesses restent modérées et les zones à lubrifier sont facilement accessibles dans les BTA, contrairement aux boîtes de transmission principales (BTP) qui ont un circuit de lubrification pressurisé.

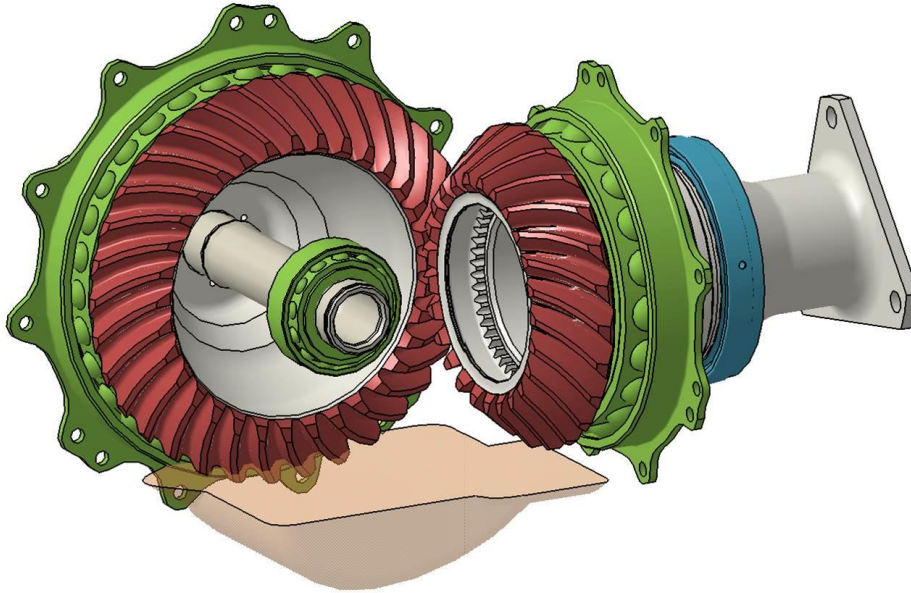


Figure 3 : Boîte de transmission arrière (BTA) sans carter. Vue isométrique issue d'une CAO 3D. Denture spiro-conique en rouge, roulements en vert et joints à lèvres en bleu.

L'objectif est de modéliser les pertes de puissances générées par les engrenages spiro-coniques lubrifiés par bain d'huile. Le chapitre 1 présente la revue des études sur les pertes des engrenages spiro-coniques lubrifiés par barbotage et notamment les modèles de calcul associés. Les trois types de pertes dans les engrenages étudiés sont la perte par frottement à la denture, la perte par barbotage avec le bain d'huile et la perte par ventilation avec le fluide environnant. Le deuxième chapitre rassemble une campagne de tests effectuée sur un banc d'essai élémentaire afin de mesurer le couple résistant de roues dentées spiro-coniques en rotation dans un bain d'huile. A partir de ces résultats, un modèle analytique simple a été développé pour le calcul de la perte de puissance. Le troisième chapitre propose une application du modèle développé sur une application réelle de boîte de transmission d'hélicoptère, pour laquelle des mesures de couple résistant et de températures sont disponibles.

Chapitre 1

Revue bibliographique

1.	INTRODUCTION	28
2.	PERTE PAR FROTTEMENT A LA DENTURE	29
3.	PERTE PAR VENTILATION	43
4.	PERTE PAR BARBOTAGE	53
5.	CONCLUSION	66

1. INTRODUCTION

Les pertes de puissance générées par les engrenages sont habituellement décomposées en deux types de pertes : i) les pertes liées à la charge et ii) les pertes non liées à la charge.

Les pertes liées à la charge, aussi appelées pertes à l'engrènement, sont associées aux phénomènes de frottement à la denture. Ce frottement est issu du mouvement relatif des surfaces. Ce mouvement peut être dissocié en glissement, pivotement et roulement. La cinématique des engrenages est telle que les pertes par glissement sont prépondérantes devant les deux autres. Ainsi, seules les pertes par glissement seront présentées dans cette catégorie de perte, et celle-ci sera appelée « perte par frottement » par la suite.

Les pertes non liées à la charge ont plusieurs origines. Dans le cas de la lubrification par bain d'huile, elles peuvent provenir de la transmission de quantité de mouvement des éléments en rotation avec le bain d'huile d'une part, c'est-à-dire les pertes par barbotage. D'autre part, un volume d'huile peut être piégé dans l'espace inter-dent : au passage de l'engrènement, les dentures agissent alors comme une pompe expulsant le fluide par les surfaces libres, c'est la perte par piégeage. Enfin, il y a également le brassage du fluide environnant les éléments en rotation, ce fluide est généralement composé d'air et d'un brouillard d'huile, ce sont les pertes par ventilation.

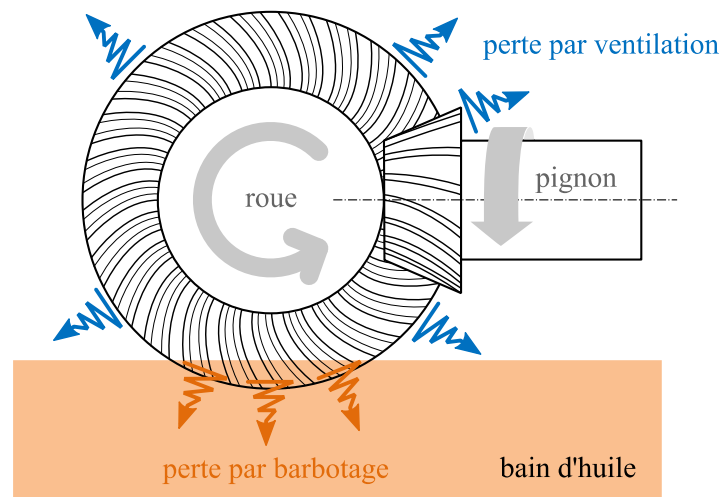


Figure 4 : Schéma d'une lubrification par bain d'huile d'un couple spiro-conique d'une boîte de transmission arrière d'hélicoptère et représentation des principales pertes non liées à la charge associées.

Le volume du bain d'huile est faible dans les boîtes de transmission d'hélicoptères car, au regard de la vitesse de rotation élevée, un volume d'huile plus important entraîne des pertes considérables. La Figure 4 représente un engrenage spiro-conique lubrifié par un bain d'huile. Seule une faible partie de la denture de la roue est immergée dans l'huile. Le pignon lui, est au-dessus du bain d'huile et est donc seulement en contact avec le fluide ambiant. Le niveau d'immersion d'huile limité et la vitesse élevée sont favorables à la génération de perte par le phénomène de ventilation en plus du phénomène de barbotage. Ces deux types de pertes seront donc investiguées dans la suite de cette étude. Au contraire, les pertes par piégeage sont limitées car la hauteur d'immersion est faible [9], ainsi, seule une quantité d'huile modérée atteint la zone d'engrènement. La perte par piégeage ne dépasse pas 3% de la perte totale d'un engrenage spiro-conique d'une BTA d'après les modèles de Terekhov [10], Mauz [11] et Maurer [12]. Ce type de pertes ne sera donc pas investigué dans cette étude.

2. PERTE PAR FROTTEMENT A LA DENTURE

La perte par frottement à la denture représente généralement une grande partie des pertes au sein d'une boîte de transmission. En premier lieu, une présentation de ce type de perte est proposée, dans laquelle les principes de base ainsi que les méthodes de calcul associées sont énoncés. Puis, un cas d'application d'une boîte de transmission d'hélicoptère en rotation sans charge est étudié afin d'estimer la contribution de la perte par frottement.

2.1. DESCRIPTION

Le frottement peut être défini comme étant l'action qui tend à s'opposer au déplacement relatif de deux solides en contact [13]. Lorsque deux solides glissent l'un contre l'autre en se transmettant une charge normale, la présence de frottement engendre une force de frottement déterminée par la loi de Amontons-Coulomb [14] :

$$T = f \times N \quad (1)$$

où N est la force normale, T la force de frottement et f le coefficient de frottement. La force de frottement est à l'origine de la perte par frottement par le biais du travail qu'elle génère lors d'un mouvement.

Dans un premier temps, un engrenage simple, de type cylindrique à denture droite, sera utilisé afin d'introduire la cinématique de base et les grandeurs principales communes à tous les types d'engrenages à axe parallèle. Une fois ces principes présentés, une section sera dédiée aux engrenages à axe concourants et notamment les engrenages spiro-coniques.

Dans le cas d'un engrenage cylindrique droit, la force normale N exercée d'une dent sur l'autre se décompose en deux forces (Figure 5) : une tangentielle (utile) qui transmet le couple, et une radiale (parasite) qui tend à éloigner le pignon de la roue. Pendant l'engrènement, la force transmise évolue le long d'une ligne imaginaire formant un angle égal à l'angle de pression α avec la tangente aux cercles primitifs de l'engrenage. Cette ligne s'appelle la ligne d'action et est représentée en vert sur la Figure 5. Le point A correspond au début du contact entre deux dents, c'est-à-dire le début de l'engrènement et le point B la fin. Selon la géométrie de l'engrenage, il est possible qu'un deuxième couple de dent rentre en contact, comme c'est le cas sur la Figure 5 aux instants t_1 et t_3 . Alors le point V correspond au début de la zone à deux contacts et le point W à la fin de la zone à deux contacts.

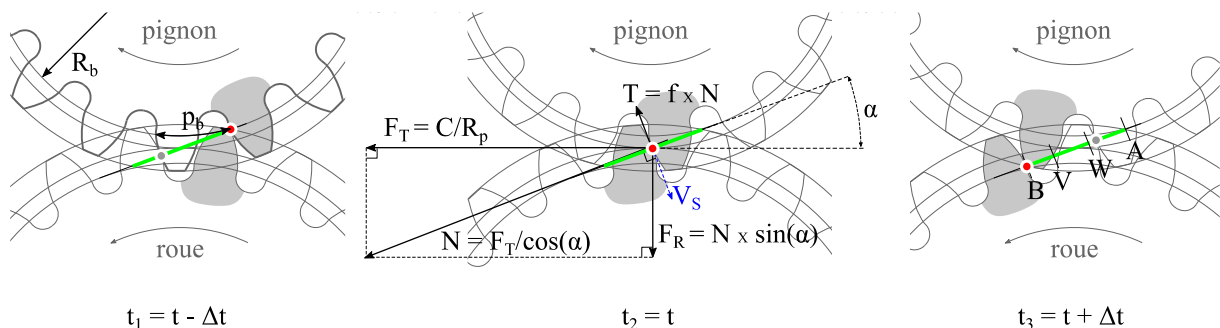


Figure 5 : Schéma de l'engrènement d'une denture cylindrique droite le long de la ligne d'action pour trois instants différents, t_1 : début d'engrènement, t_2 : point intermédiaire, t_3 : fin d'engrènement.

Pour un contact entre deux dents, la puissance instantanée de frottement s'écrit :

$$P_{s.instantanée}(x) = T(x) \times V_s(x) = f(x) \times N(x) \times V_s(x) \quad (2)$$

avec $P_{s.instantanée}$ la perte instantanée par frottement, x la position le long de la ligne d'action et V_s la vitesse de glissement. Il suffit donc de connaître la cinématique, le chargement et le coefficient de frottement afin de calculer la perte d'un engrenage.

G. Henriot a étudié la cinématique des engrenages. Son livre « Traité théorique et pratique des engrenages » [15], paru en 1954, fait référence encore aujourd'hui car c'est le premier ouvrage à détailler les relations analytiques qui lient les grandeurs telles que la force normale et la vitesse de glissement le long de la ligne d'action. Dans cet ouvrage, il est notamment montré que la valeur de la force normale N appliquée à un contact de denture est divisée selon le nombre de dents qui se partagent la charge simultanément. Cette évolution de la force normale le long de la ligne d'action est décrite par le facteur de partage de charge. La Figure 6 représente les différentes formes du facteur de partage de charge X_Γ selon la raideur des dents et la présence de corrections de flancs de denture (dépouilles). Ces données correspondent à une denture ayant un rapport de conduite égal à $\epsilon_\alpha = 1,5$. Le rapport de conduite traduit la proportion du nombre de dent en contact en moyenne. Dans ce cas, il y a alors 50% du temps une paire de dent en contact et 50% du temps deux paires de dents en contact.

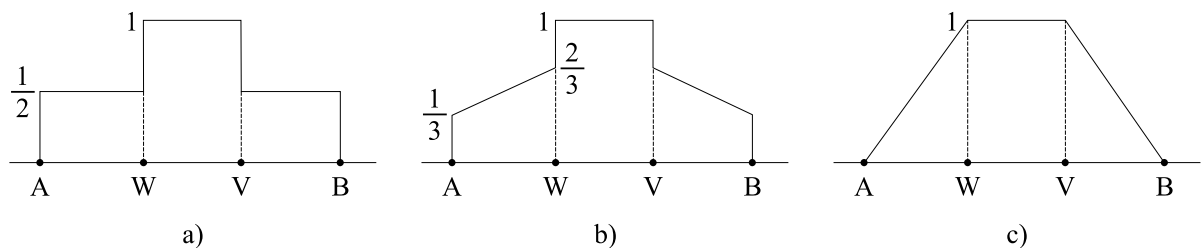


Figure 6 : Facteur de partage de charge X_Γ tel que $N(x) = X_\Gamma(x) \times N$, a) raideur de dent infinie et sans modifications de flanc de dent, b) sans modifications de flanc, c) avec modification de flanc adaptée (d'après la norme AGMA 925-A03 [16]).

La vitesse de glissement V_s varie également pendant l'engrènement. Elle évolue linéairement avec la position le long de la ligne d'action en passant par une valeur nulle au point de roulement sans glissement. Enfin, le coefficient de frottement varie aussi le long de la ligne d'action. Ce paramètre est complexe à déterminer puisqu'il peut dépendre d'une multitude de phénomènes physiques tels que la mécanique (chargement et cinématique, phénomène d'adhésion-glissement), la mécanique des fluides, la thermique, la rhéologie et la chimie. Par la suite, le paragraphe 2.3 est consacré à la description du coefficient de frottement.

La Figure 7 représente l'évolution de la puissance instantanée de frottement pour le cas d'une denture FZG de type C [17], en rotation à $N = 4500$ tr/min et chargée à $C = 135,5$ N.m ($P_{\text{Hertz,max}} = 1,2$ GPa). Le facteur de partage de charge utilisé est celui sans modification de flanc, c'est-à-dire le b) de la Figure 6. Enfin, le coefficient de frottement a été choisi constant et égal à 0,05. La perte évolue sensiblement le long de la ligne d'action. La puissance dissipée maximale se situe à l'approche et au retrait, c'est-à-dire en tête et proche du pied de dent (instant t_1 et t_3 sur la Figure 5), car la vitesse de glissement y est maximale. C'est pourquoi les corrections de flancs de dents (dépouilles), qui se trouvent être situées en tête et pied de dents, permettent un gain sur la perte par frottement. Ces

corrections conduisent à réduire la force supportée par une dent à l'approche et au retrait, c'est-à-dire aux instants où la vitesse de glissement est maximale (Figure 7). Dans la mesure où la perte par frottement n'est pas constante le long de la ligne d'action, il est intéressant de moyenner la puissance instantanée sur la plus petite période d'engrènement, c'est-à-dire le pas de base p_b , afin d'obtenir la perte moyenne de l'engrènement. La formule de la perte par frottement moyennée P_s s'écrit alors :

$$P_s = \frac{1}{p_b} \int_A^B f(x) \times N(x) \times V_s(x) dx \quad (3)$$

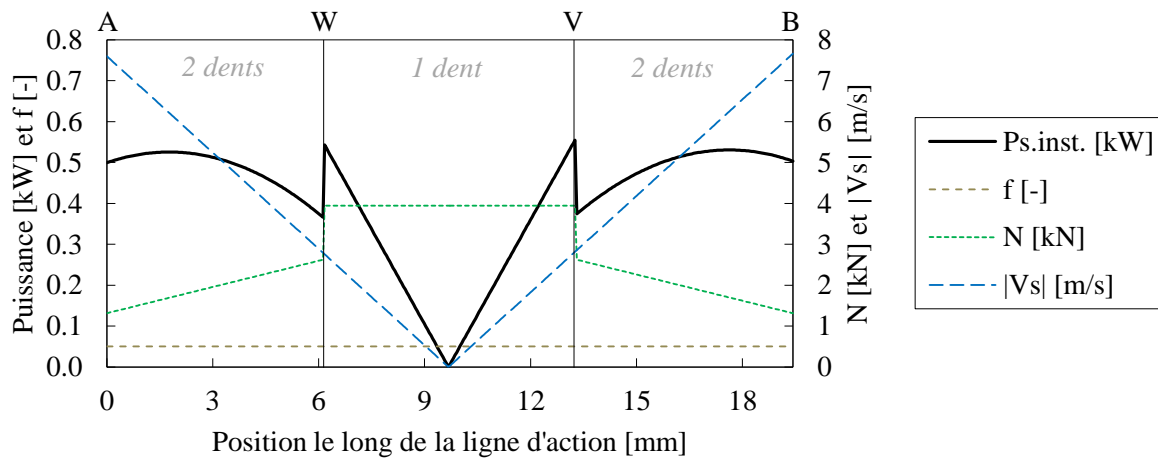


Figure 7 : Perte instantanée par frottement d'une denture le long de la ligne d'action.
Denture FZG type C, $\Omega = 4500$ tr/min et $C = 135,5$ N.m ($P_{\text{Hertz.max}} = 1,2$ GPa), $f = 0,05$.

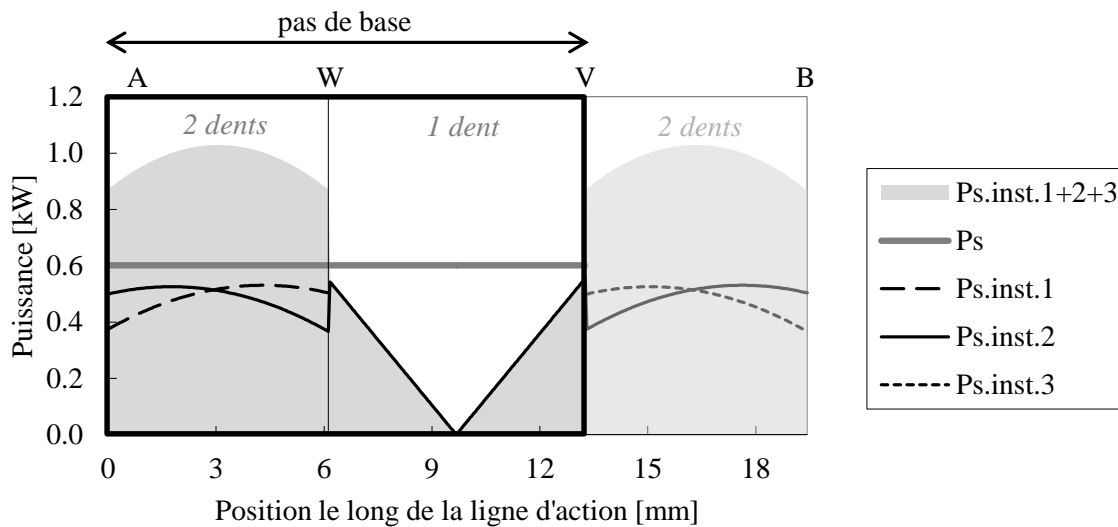


Figure 8 : Composition de la perte par frottement lors de l'engrènement le long du pas de base.
Denture FZG type C, $\Omega = 4500$ tr/min et $C = 135,5$ N.m ($P_{\text{Hertz.max}} = 1,2$ GPa), $f = 0,05$.

La Figure 8 montre la composition des pertes par frottement le long du pas de base. En effet, il peut y avoir plusieurs dents en contact au même instant et donc plusieurs sources de pertes :

- $P_{s.\text{inst.1}}$ est la puissance instantanée du premier contact denture ;

- $P_{s.inst.2}$ correspond à la puissance instantanée du deuxième contact denture, c'est la puissance instantanée visible sur la Figure 7 ;
- $P_{s.inst.3}$ est la puissance instantanée du troisième contact denture ;
- $P_{s.inst.1+2+3}$ est la somme des puissances instantanées générées par les dents en contact, c'est donc la puissance instantanée de l'engrenage ;
- P_s est la puissance moyenne dissipée (Eq. (3)), *i.e.* l'aire sous la courbe de $P_{s.inst.1+2+3}$ et est égale à $P_s = 0,6$ kW dans ce cas.

Il est alors possible de déterminer le rendement de l'engrenage, connaissant la puissance utile et la puissance perdue :

$$\eta = 1 - \frac{\text{puissance perdue}}{\text{puissance utile}} = 1 - \frac{P_s}{P_{méca}} = 1 - \frac{P_s}{C \times \omega} = 1 - \frac{0,6}{63,8} = 99,0\% \quad (4)$$

avec η le rendement et $P_{méca}$ la puissance mécanique transmise et égale au produit du couple C par la vitesse de rotation ω . La valeur de 99% est caractéristique du rendement d'un engrenage. En effet, dans les premières étapes de dimensionnement d'une boîte de transmission, il est couramment admis d'utiliser une valeur de rendement de 99% pour chaque étage de réduction. À cela s'ajoutent les pertes non liées à la charge, telles que la perte par barbotage et ventilation, ainsi que les pertes aux roulements et joints d'étanchéité.

2.2. CAS DES ENGRENAGES SPIRO-CONIQUES

La surface de dent des engrenages spiro-coniques est théoriquement composée d'une spirale conique et d'une développante de cercle sphérique (Figure 9).

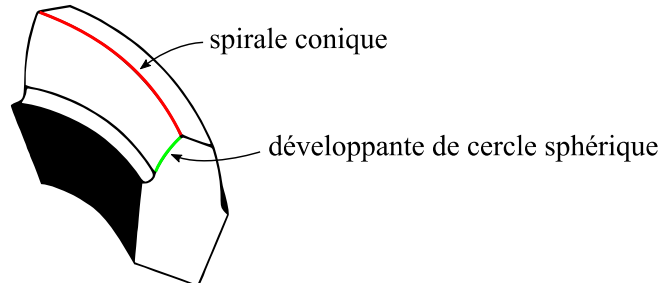


Figure 9 : Coupe d'une dent spiro-conique (roue conique à denture spirale).

Du fait de cette géométrie complexe, la zone d'action, c'est-à-dire la zone dans laquelle s'effectue le passage de la charge entre les dents, ne peut pas se réduire à une ligne comme les engrenages cylindriques droits, ni à un plan comme les engrenages cylindriques hélicoïdaux. Il n'est alors pas possible de calculer analytiquement le chargement $N(x, y, z)$ et la cinématique $V_s(x, y, z)$ le long de la zone d'action, contrairement aux engrenages cylindriques. Bien que cela ne change pas la remarque précédente, il convient de préciser que cette surface théorique n'est pas celle fabriquée en réalité.

Contrainte de fabrication et surface réelle des engrenages spiro-coniques

La surface théorique des engrenages coniques, composée d'une spirale conique et d'une développante de cercle sphérique, est très rarement fabriquée. En effet, il faudrait utiliser une méthode par fabrication additive ou par forgeage pour réaliser un engrenage conique dont la forme de denture respecte la surface théorique. Ces procédés ne sont pour le moment pas utilisés pour la fabrication

d'engrenages de transmission de puissance et pour les niveaux de qualité aéronautiques requis (qualité < 6). C'est alors le procédé de mise en forme par taillage qui est largement utilisé pour fabriquer un engrenage métallique. Or, il se trouve que les machines de taillage (Gleason, Klingelberg, Oerlikon) génèrent non pas une spirale conique mais une courbe décrivant généralement un arc de cercle ou un arc d'épicycloïde selon la cinématique de l'outil de coupe (Figure 10). Egalement, le profil de dent ne suit pas une développante de cercle sphérique mais un octoïde [18] (ou Lemniscate sphérique). En somme, les engrenages spiro-coniques ont une forme qui, en réalité, n'est ni conique, ni spirale. Leur forme réelle est difficile à décrire avec des outils analytiques. Pour cette raison, l'étude des phénomènes intervenants au contact de la denture des engrenages spiro-coniques est complexe.

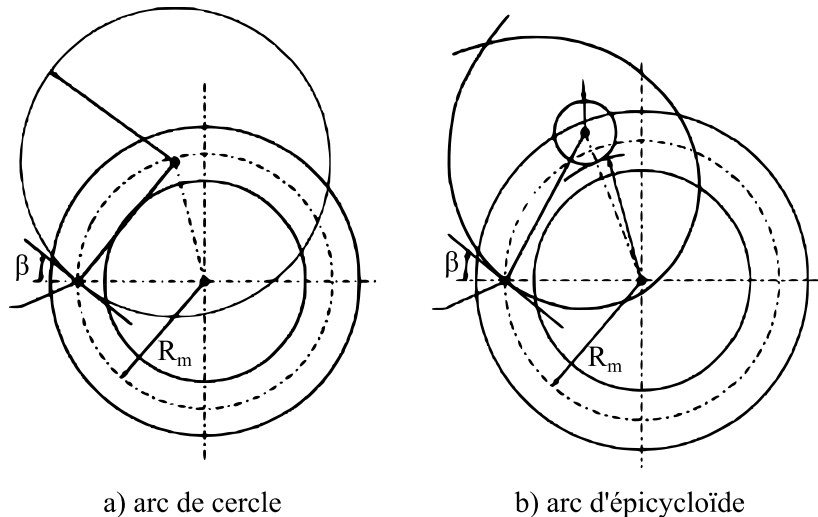


Figure 10 : Courbes directrices d'usinage d'une denture spiro-conique : a) arc de cercle, b) arc d'épicycloïde [19].

Calcul de la perte par frottement des engrenages spiro-coniques

Afin de calculer la perte par frottement des engrenages spiro-coniques, il se présente alors trois méthodes :

- la méthode des éléments finis : la surface réelle peut être discrétisée spatialement, puis le chargement et la cinématique sont obtenus grâce à un calcul éléments finis ;
- la méthode de l'engrenage complémentaire : une géométrie d'engrenage cylindrique complémentaire (*via* la transformation de Tredgold [20]) peut être obtenue à partir des paramètres géométriques simples du couple spiro-conique. L'engrenage cylindrique équivalent ainsi obtenu permet de calculer la perte par frottement classiquement par la méthode analytique décrite précédemment ;
- la méthode de la perte moyenne : le rapport technique ISO 14179-2 [3] propose une formule permettant de calculer une perte par frottement moyenne à partir de données simples telles que la vitesse et le couple, de données géométriques macroscopiques de l'engrenage spiro-conique, de la rugosité de surface moyenne et de propriétés physiques du lubrifiant.

▪ Méthode des éléments finis

La surface de la denture ne pouvant pas être décrite analytiquement, elle est modélisée *via* un nuage de points [21]. Ce nuage de points peut être généré à partir de la simulation du procédé d'usinage par exemple. Ensuite, à partir des conditions aux limites imposées, telles qu'un angle de rotation au pignon et un couple à la roue, il est possible de calculer l'ensemble des nœuds en contact

(Figure 11). Le regroupement de ces nœuds forme les zones de contact. Il y a autant de zones de contact que de dents en contact au même instant.

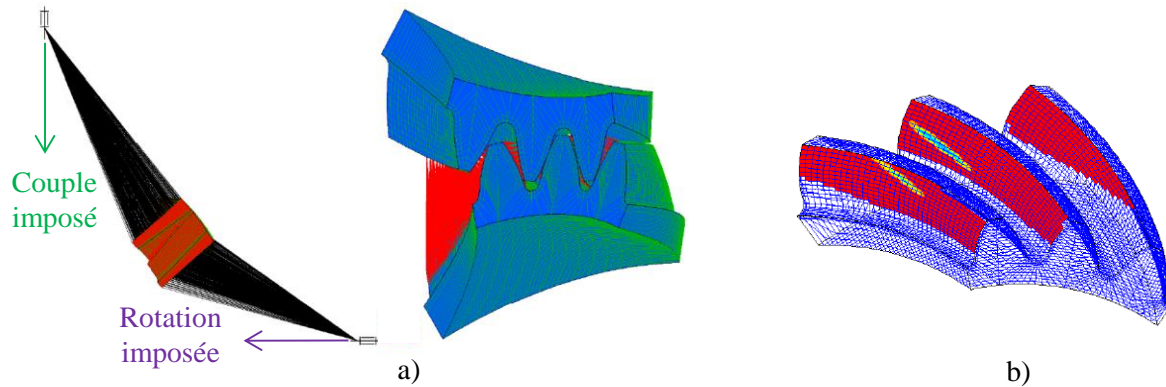


Figure 11 : Simulation d'un engrenement spiro-conique sous charge, a) conditions aux limites, b) pression de contact sur les flancs du pignon (d'après la thèse de Julien Astoul [22]).

La perte par frottement instantanée est la somme discrète du produit de la vitesse par la force de frottement en chacun des n nœuds. L'équation (5) est exprimée ici avec un coefficient de frottement constant.

$$P_{s.instantanée}(\theta) = f \sum_{i=1}^n N_i(\theta) \times V_{s,i}(\theta) \quad (5)$$

La perte par frottement moyenne s'obtient en sommant la puissance instantanée obtenue pour différentes positions (angle θ) imposées au pignon, jusqu'à décrire un pas de base complet :

$$P_s = \sum_{\theta=0}^{\theta=\theta_p} P_{s.instantanée}(\theta) d\theta \quad (6)$$

$$\theta_p = \frac{2\pi}{Z_1} \quad (7)$$

avec θ_p l'angle associé à un pas de dent et Z_1 le nombre de dents du pignon.

Il peut être noté que cette méthode considère des solides non pas indéformables mais élastiques, contrairement à la méthode analytique présentée pour le calcul des engrenages cylindriques. Ainsi, il n'y a plus besoin d'utiliser une fonction de partage de charge (Figure 6), car ici elle est directement induite dans la résolution des équations de la mécanique dans les solides élastiques.

- **Méthode de l'engrenage complémentaire (transformation de Tredgold)**

Dans la théorie, cette méthode ne peut s'appliquer que pour des engrenages coniques à denture droite ou hélicoïdale. Dans la pratique cette méthode est souvent employée également pour les engrenages coniques à denture spirale (spiro-conique). De plus, il a été vu que le profil théorique des dents des engrenages coniques ne suit pas une développante de cercle mais une octoïde [18]. La méthode de l'engrenage complémentaire est donc une méthode approchée.

Le principe de la transformation de Tredgold, tiré du livre « *Practical essays on mill work* » datant de 1832 [20], est le suivant : en développant les cônes du pignon et de la roue sur un plan, il est possible de trouver un engrenage cylindrique complémentaire. Les axes du pignon et de la roue ne sont alors plus concourants mais parallèles, comme représenté sur la Figure 12. La transformation de Tredgold s'applique au cercle moyen de l'engrenage conique, c'est-à-dire au milieu de la largeur de denture. Les expressions permettant de calculer le nombre de dents et le diamètre virtuel de la roue dentée et du pignon de l'engrenage complémentaire sont les suivantes :

$$Z_v = \frac{Z}{\cos(\delta)} \quad (8)$$

$$D_v = \frac{D_m}{\cos(\delta)} \quad (9)$$

$$m_m = \frac{D_m}{Z} = \frac{D_v}{Z_v} \quad (10)$$

avec δ l'angle de cône, D_m le diamètre moyen et m_m le module moyen de l'engrenage conique. Z_v le nombre de dent virtuel et D_v le diamètre virtuel de l'engrenage complémentaire. Ces formules s'appliquent au pignon et à la roue.

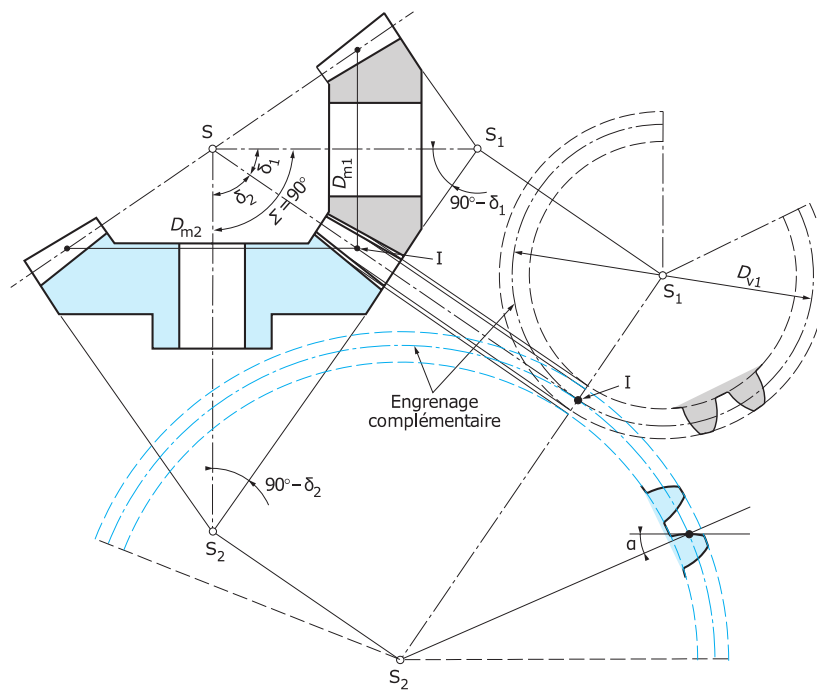


Figure 12 : Engrenage complémentaire (d'après Henriot [19]).

L'engrenage complémentaire est particulièrement intéressant car il permet d'étudier un engrenage conique, avec une approximation suffisante d'après Henriot [19], en considérant un simple engrenage cylindrique. Toutes les questions relatives à la continuité d'engrènement et la perte par frottement peuvent être traitées en considérant l'engrenage cylindrique complémentaire de nombres de dents Z_{v1} et Z_{v2} , de module m_m et d'angle de pression α . Raffy et Godet [23] ont étudié la validité de cette approximation dans le cas d'un engrenage conique à denture droite. Ils concluent que la méthode est applicable avec une bonne approximation pour des engrenages ayant au moins 17 dents.

▪ **Méthode de la perte moyenne, issue du rapport technique ISO 14179-2 [3]**

La troisième méthode de calcul de la perte de puissance par frottement d'une denture spiro-conique est celle proposée par le rapport technique ISO 14179-2 [3]. La formule énoncée permet d'estimer la perte simplement à partir de la puissance mécanique transmise, d'un coefficient qui rend compte de la cinématique de l'engrenage et enfin d'un coefficient de frottement moyen et constant :

$$P_s = P_{méca} H_V f_{moy} \quad (11)$$

avec $P_{méca}$ la puissance mécanique transmise (puissance d'entrée), H_V un paramètre de perte dépendant uniquement de la géométrie de l'engrenage et f_{moy} le coefficient de frottement moyen. La formule du paramètre de perte H_V pour les engrenages cylindriques est :

$$H_v = \pi \left(\frac{1+u}{Z_1 u} \right) \frac{1}{\cos(\beta_b)} (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (12)$$

avec u le rapport de réduction du couple pignon-roue, β_b l'angle d'hélice de la denture sur le cercle de base et ε_1 , ε_2 les rapports de conduite d'approche et de retrait respectivement, tels que $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \varepsilon_\alpha$. Cette formule est valable pour les engrenages cylindriques à dentures droite et hélicoïdale ainsi que pour les spiro-coniques. Il est précisé pour le cas des engrenages spiro-coniques qu'il faut utiliser les paramètres virtuels Z_{v1} et u_v à la place de Z_1 et u . Des formules sont alors proposées pour le calcul de ces paramètres virtuels. Les expressions sont différentes de celles de l'engrenage complémentaire issu de la transformation de Tredgold [20], et ne sont pas en accord avec la théorie du cône développé. Afin d'obtenir le nombre de dents virtuelles, la valeur du nombre de dents réelles est multipliée par $\cos(\delta)$ (Eq. (13)), alors qu'elle est divisée par $\cos(\delta)$ dans la transformation de Tredgold (Eq. (8)). Il en découle une expression simple du rapport de réduction virtuel :

$$Z_{v1} = Z_1 \cos(\delta_1) \quad (13)$$

$$u_v = u^2 \quad (14)$$

Les méthodes d'étude de la cinématique des engrenages spiro-coniques ayant été présentées, il ne reste plus qu'à évaluer le coefficient de frottement afin de pouvoir calculer la perte par frottement.

2.3. EVALUATION DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT

L'évaluation du coefficient de frottement dans un contact relève de la tribologie, c'est-à-dire, en grecque, de la science du frottement. Les études les plus anciennes remontent au XV^{ème} siècle avec des observations de Léonard de Vinci [24] sur deux solides glissant l'un contre l'autre. C'est au XIX^{ème} siècle, grâce aux travaux de Hertz [25] sur la description d'un contact entre deux solides et à ceux de Reynolds [26] sur la formulation des équations de la mécanique des fluides dans le cas d'un contact lubrifié, que les bases de la tribologie ont été posées. La description complète du contact sous haute pression, tel qu'il est dans un engrenage, a été achevée en 1958 par Dowson et Higginson [27]. Ces derniers ont prédit la déformation des solides sous l'action du fluide : c'est le contact élasto-hydrodynamique (EHD). De plus, ces travaux ont permis de prédire pour la première fois des épaisseurs de film d'huile en accord avec les résultats expérimentaux. Les formules de calcul

d'épaisseur de film d'huile proposées par Dowson et Higginson en 1958 sont encore utilisées aujourd'hui.

Les régimes de lubrification

Il est possible de définir une épaisseur de film réduite dans le contact, ou paramètre de Tallian [28], telle que :

$$\Lambda = \frac{h_c}{\sigma} \tag{15}$$

avec Λ l'épaisseur réduite de lubrifiant, h_c l'épaisseur du film de lubrifiant au centre du contact, σ la rugosité composite telle que $\sigma = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}$, et R_{qi} la rugosité quadratique de la surface i dans la direction de glissement. L'évolution du coefficient de frottement et les phénomènes physiques associés sont différents selon la valeur de l'épaisseur réduite. La Figure 13 représente le coefficient de frottement selon les quatre principaux régimes de lubrification. C'est une courbe de Stribeck et elle est tracée ici en fonction de l'épaisseur de film réduite. Une définition pour chaque régime est donnée par la suite.

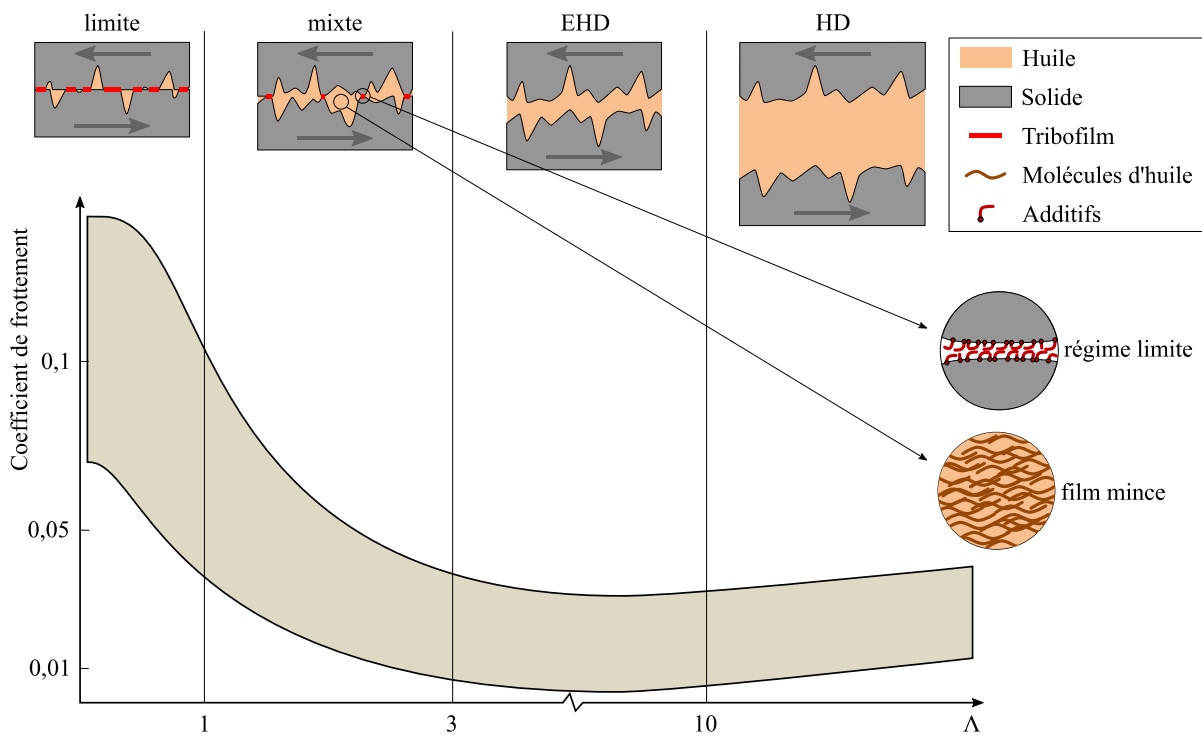


Figure 13 : Mise en évidence des régimes de lubrification dans un contact. Représentation sur une courbe de Stribeck, tracée en fonction de l'épaisseur réduite Λ du film de lubrifiant.

▪ **Régime limite**

La lubrification limite correspond au cas où la charge appliquée est totalement supportée par les aspérités de la surface des solides en contact. Par ailleurs, le frottement entre les deux surfaces n'est plus déterminé par la viscosité du lubrifiant mais dépend des propriétés physico-chimiques des surfaces et du lubrifiant [13,29]. Dans le cas des contacts sous haute pression, tels que les engrenages, les surfaces sont séparées par un film formé par réaction chimique des additifs présents dans le

lubrifiant, c'est le tribofilm [30]. En effet, sous l'effet de la pression et la température, des radicaux libres de soufre et phosphore réagissent avec le métal des surfaces et forment une nouvelle liaison chimique. Ces macromolécules sont alors liées aux surfaces et les protègent. Dans des conditions sévères, il peut se produire un arrachement de ces macromolécules et ainsi entraîner localement un contact direct (ou sec) entre les deux surfaces, ce qui mène à des dégradations rapides. Selon la revue bibliographique de Castro et Seabra [31], la valeur du coefficient de frottement en régime limite se situe entre 0,07 et 0,15.

- **Régime mixte**

Le régime mixte traduit une transition entre le régime limite et le régime EHD. Le coefficient de frottement diminue lorsque la vitesse ou la viscosité augmentent car l'épaisseur du film d'huile s'agrandit, séparant ainsi les surfaces et diminuant les contacts entre aspérités. En revanche, le produit vitesse \times viscosité n'est pas encore suffisant pour engendrer une pression dynamique qui assure complètement la portance de la charge, il persiste alors quelques contacts entre aspérités.

- **Régime EHD**

Le régime élasto-hydrodynamique (EHD) apparaît lorsque la pression hydrodynamique générée par l'entraînement du lubrifiant dans le contact est suffisante pour séparer totalement les deux surfaces. La charge est alors entièrement transmise à travers le lubrifiant. Dans le cas des contacts sous haute pression, tels que ceux des engrenages, la pression dans le film d'huile (de l'ordre du giga-Pascal, *c-à-d.* 10000 bars) accroît considérablement la valeur de la viscosité de l'huile. Si bien que, l'huile ainsi « rigidifiée » peut être considérée comme un troisième corps quasi-solide, en plus des deux surfaces. Dans ce cas, l'huile engendre des déformations élastiques sur les solides du même ordre de grandeur que l'épaisseur du film d'huile. Les propriétés élastiques des matériaux sont alors à prendre en compte [32]. De plus, pour ces niveaux de pression et de contrainte de cisaillement, le comportement de l'huile devient non-Newtonien, c'est-à-dire que la relation entre la contrainte de cisaillement et le taux de déformation n'est plus linéaire [33].

- **Régime HD**

Le régime hydrodynamique est similaire au régime élasto-hydrodynamique à la différence que les hauteurs de film d'huile sont suffisamment importantes devant les déformations des solides élastiques. Les solides sont alors considérés comme indéformables. Ce régime n'existe pas dans les engrenages, il est seulement présent dans les paliers et butées hydrodynamiques.

Une revue de l'ensemble des contacts d'engrenages présents dans la chaîne de puissance des hélicoptères a été effectuée. Cette revue montre que l'ensemble de ces contacts se situent dans le régime limite et le régime mixte. Il peut être noté que les engrenages situés aux entrées des boîtes de réduction principales (juste après les moteurs) tournent à une vitesse importante et ont des charges réduites. Les engrenages situés en sortie de boîte de réduction principale (au niveau du rotor) tournent à une faible vitesse et ont de forte charge. Par conséquent, les contacts situés aux entrées sont en moyenne en régime de lubrification mixte et les contacts situés à la sortie sont en moyenne en régime mixte et limite. Dans les boîtes de transmission arrières, le contact de la denture spiro-coniques est en régime de lubrification mixte.

Afin de connaître les valeurs de coefficients de frottement qui peuvent être rencontrés dans les contacts des dentures des boîtes de transmission d'hélicoptères, il est proposé d'appliquer plusieurs formules analytiques de calcul du coefficient de frottement. Les coefficients de frottement seront

calculés sur la plage de fonctionnement usuelle des engrenages de boîte de transmission d'hélicoptères.

Application des modèles permettant de calculer le coefficient de frottement

Il existe plusieurs formules permettant de calculer la valeur du coefficient de frottement. Ces formules peuvent dépendre des conditions opératoires telles que la vitesse, l'effort normal, le rayon de courbure équivalent du contact, l'état de rugosité des surfaces et les propriétés physiques du lubrifiant. Une rapide revue de quelques formules notables est proposée :

- La formule de coefficient de frottement moyen de Buckingham (1949) [34] découle de mesures de puissance effectuées sur des engrenages cylindriques droits tournant à de faibles vitesses ($V_T < 10$ m/s) ;
- La formule du coefficient de frottement instantané de Benedict et Kelley (1961) [35] est dérivée d'essais réalisés sur tribomètre bi-disques. Cette formule est très répandue et traditionnellement utilisée à titre de comparaison lors du développement de nouvelles formules. Il peut être noté que les essais ont été réalisés avec des surfaces dont la direction des stries d'usinage est parallèle à la vitesse de glissement et non perpendiculaire comme dans les engrenages. Egalement, la forme mathématique de la formule, en logarithme, donne des valeurs de coefficient de frottement qui tendent vers l'infini lorsque la vitesse de glissement tend vers zéro, c'est-à-dire au passage du point de roulement sans glissement. Cette formule est alors valable pour des *slide-to-roll ratio* (SRR) supérieurs à 20% ;
- La formule empirique du coefficient de frottement moyen de Schlenk (1994) [36] est issue de larges campagnes de mesures réalisées à l'université de Munich sur tribomètre bi-disques. Elle est utilisée dans les rapports techniques ISO 14179-2 [3] et ISO 13989-1 [37] ;
- Le modèle de coefficient de frottement instantané en régime mixte de Diab (2005) [38] est basé sur la mesure de quatre coefficients expérimentaux *via* une série de 2×27 essais sur tribomètre bi-disques. Ces essais permettent de caractériser le couple matériau-lubrifiant du contact. Ce modèle a la spécificité d'utiliser une base théorique pour distinguer les contributions des aspérités (régime limite) et du lubrifiant (régime EHD) dans le contact mixte. L'estimation de la charge réellement reprise par les aspérités se base sur la théorie de McCool [39]. L'aire de la surface de contact des aspérités est calculée avec la théorie de Mikic [40] ;
- La formule de coefficient de frottement instantané de Xu *et al.* (2007) [41] est basée sur des résultats issus d'un code de calcul numérique pour engrenages cylindriques. Il comprend un modèle de distribution de charge, de frottement et de perte à l'engrènement. Il n'y a pas d'informations supplémentaires sur le domaine de validité des neuf coefficients numériques cités dans leurs travaux ;
- Le modèle de coefficient de frottement moyen en régime mixte de Castro et Seabra (2008) [31] est basé sur des mesures de couple résistant sur banc FZG. La conception de ce modèle est analogue à celui de Diab, dans lequel les contributions des aspérités (régime limite) et du lubrifiant (régime EHD) sont séparées. Ici, la fonction de répartition des contributions est empirique. Les travaux de Schlenk ont été repris pour l'estimation du coefficient de frottement issu de la contribution du lubrifiant.

Certaines expressions donnent un coefficient de frottement moyen et d'autres donnent un coefficient de frottement instantané le long de la ligne d'action. Afin de comparer toutes les

expressions entre elles, un coefficient de frottement moyen le long de la ligne d'action sera utilisé. Le coefficient de frottement moyen f_{moy} peut-être défini en reprenant l'équation (3) et en considérant le coefficient de frottement constant le long de la ligne d'action :

$$P_s = \frac{1}{p_b} f_{moy} \int_A^B N(x) \times V_s(x) dx \quad (16)$$

puis, en combinant l'équation (16) et (3), l'expression du coefficient de frottement moyen est obtenue :

$$f_{moy} = \frac{\int_A^B f(x) \times N(x) \times V_s(x) dx}{\int_A^B N(x) \times V_s(x) dx} \quad (17)$$

Ainsi, il est maintenant possible de comparer les différentes expressions de la littérature. La Figure 14 regroupe les coefficients de frottement moyens calculés dans le cas de l'engrenage FZG type C, pour une large gamme de vitesses de rotation allant de 10 à 20000 tr/min. Les données sont tracées en fonction de l'épaisseur de film réduite Λ . Mis à part le coefficient de frottement obtenu avec le modèle de Buckingham, les coefficients de frottement obtenus avec tous les autres modèles diminuent avec la vitesse, ce qui est en accord avec la littérature de la lubrification en régime mixte ($1 < \Lambda < 3$).

- L'écart des valeurs du coefficient de frottement de Buckingham vis-à-vis des autres modèles peut s'expliquer car sa formule du coefficient de frottement est obtenue à partir de mesures de puissance globales d'un boîtier de réduction. Ainsi, sa formule est totalement empirique et ne se base pas sur les phénomènes physiques présents dans le contact. Ceci dans le but d'égaliser les pertes mesurées avec celles issues de sa formule de perte. De plus, en 1949 la composition des huiles et les états de surface des engrenages étaient vraisemblablement éloignés des huiles additivées et des engrenages superfinis d'aujourd'hui.
- Les valeurs de coefficient de frottement de la formule issue des travaux numériques de Xu *et al.* sont faibles dans le régime limite. Le coefficient de frottement atteint la valeur de $f = 0,05$ lorsque l'épaisseur de film réduite tend vers zéro. Cette valeur n'est pas cohérente avec les données de la littérature qui estiment que le coefficient de frottement limite se situe entre 0,07 et 0,15.
- Le modèle de Diab nécessite une série d'essais pour obtenir les quatre coefficients expérimentaux. Ici, les valeurs utilisées sont celles qu'a obtenu Diab durant ses travaux de thèse [42]. Ces valeurs correspondent à des contacts de denture d'engrenage pour l'industrie textile.

Le domaine de valeurs d'épaisseur de film réduite présent dans les contacts des engrenages d'hélicoptère est reporté sur la Figure 14. Selon les différentes formules¹, les valeurs de coefficients de frottement aux contacts des dentures dans les boîtes de transmission d'hélicoptères peuvent se situer en moyenne entre 0,03 et 0,07 pour des conditions de fonctionnement nominales.

¹ les formules issues des travaux de Buckingham et Xu *et al.* ne sont pas pris en compte pour les raisons évoquées sur cette page.

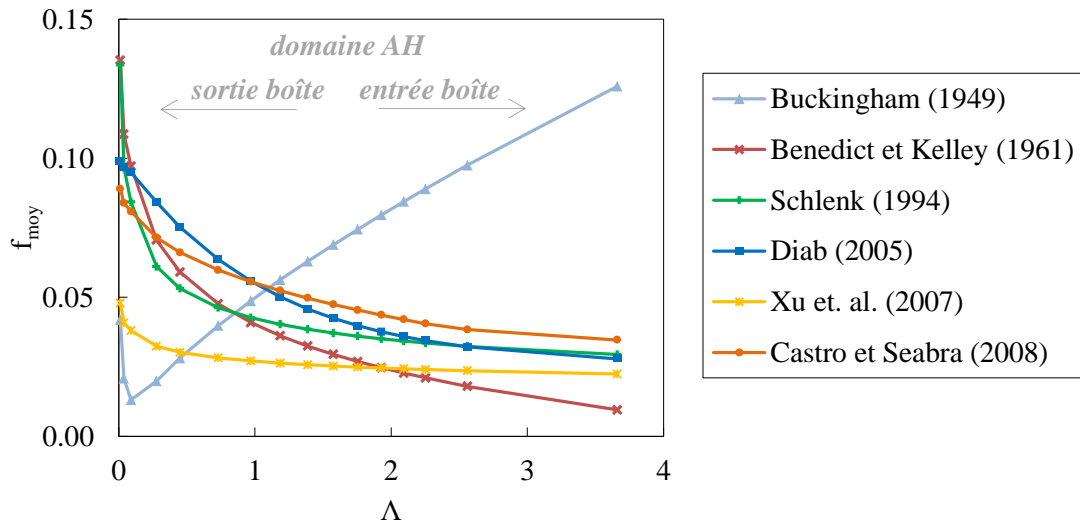


Figure 14 : Evolution du coefficient de frottement moyen calculé selon différentes formules. Application sur une denture FZG type C, $\Omega = 10 - 20000$ tr/min, $C = 135,5$ N.m ($P_{\text{Hertz,max}} = 1,2$ GPa), huile NATO-O 155 à 80°C .

Cette brève revue du coefficient de frottement souligne la diversité des phénomènes physiques intervenants dans un contact. L'estimation d'un coefficient de frottement est alors délicate et nécessite généralement une étude à part entière, notamment dans le cas du régime mixte pour lequel les phénomènes liés au contact des aspérités cohabitent avec les phénomènes liés au cisaillement visqueux du film d'huile. La démarche pour estimer le coefficient de frottement des transmissions mécaniques lubrifiées par de l'huile est alors d'une part de caractériser les propriétés physiques de l'huile, notamment le comportement non-Newtonien, afin de décrire correctement le régime élasto-hydrodynamique. D'autre part, il faut évaluer la valeur du coefficient de frottement limite, qui dépend fortement de la liaison physico-chimique qui se crée entre les solides et les additifs de l'huile.

Ici, l'analyse du coefficient de frottement n'étant pas l'objet de cette étude, une simple valeur constante du coefficient de frottement est retenue par la suite. Il a été estimé précédemment que le coefficient de frottement dans les contacts aux engrenages des boîtes de transmission d'hélicoptère se situe entre 0,03 et 0,07 selon le régime de lubrification.

2.4. CALCUL DE LA PERTE PAR FROTTEMENT D'UN COUPLE SPIRO-CONIQUE : APPLICATION A UNE BOITE DE TRANSMISSION ARRIERE D'HELICOPTERE

Le cas de la rotation d'une BTA sans transmission de charge est traité ici. L'arbre de sortie du boîtier est débrayé du reste de la transmission, c'est-à-dire du rotor arrière ou d'un frein dans le cas d'un montage sur banc d'essai. Il est intéressant de calculer un cas de rotation sans transmission de charge car la majorité des essais analysés dans ce manuscrit sont dans ce cas.

Des mesures de couple résistant d'une boîte de transmission arrière en rotation sans charge sont disponibles. Cette campagne d'essais est décrite en détail dans le troisième chapitre. Ici, le dispositif expérimental est représenté schématiquement sur la Figure 15. La puissance est directement calculée par le produit du couple mesuré par la vitesse mesurée. Cette puissance obtenue est égale à la somme des pertes au sein de la boîte de transmission (Figure 15), à savoir, dans ce cas, la perte des deux joints, des quatre roulements et du couple spiro-conique. La valeur de cette puissance est mesurée pour les conditions nominales sans charge, elle est nommée « Perte ». Bien que le boîtier ne transmette pas de puissance, il y a quand même une faible charge transmise à l'engrènement. Cette charge correspond

à la résistance des éléments sur l'arbre de sortie lorsqu'ils sont mis en rotation par le pignon d'entrée. Cette résistance provient de la perte par ventilation et par barbotage de la roue ainsi que la perte des roulements et du joint de sortie. Ces pertes ne sont pas connues a priori, seule la perte totale est mesurée. Afin de connaître la charge transmise et ainsi pouvoir calculer la perte par frottement à la denture, il est admis comme hypothèse que la puissance mécanique transmise à l'engrènement est égale à la perte totale de la BTA : $P_{méca} = P_{perte}$. Cette hypothèse est conservatrice car, dans ce cas non chargé, la puissance mécanique transmise à l'engrènement est forcément inférieure aux pertes totales car les pertes générées sur l'arbre d'entrée ne sont pas transmises à l'engrènement.

La perte par frottement est calculée pour des conditions de fonctionnement nominales avec (i) la méthode du rapport technique ISO 14179-2 [3] et (ii) la transformation de Tredgold [20]. Ces méthodes ont été présentées dans le paragraphe 2.2. La méthode des éléments finis n'a pas pu être utilisée, faute de ressources disponibles. Les pertes de puissances par frottement du couple spiro-conique sont présentées dans la Figure 16. Quelle que soit la méthode utilisée, la perte par frottement représente au maximum 0,9% des pertes totales de la boîte de transmission. Les pertes par frottement à la denture sont donc négligeables lorsque la boîte de transmission est en rotation sans charge.

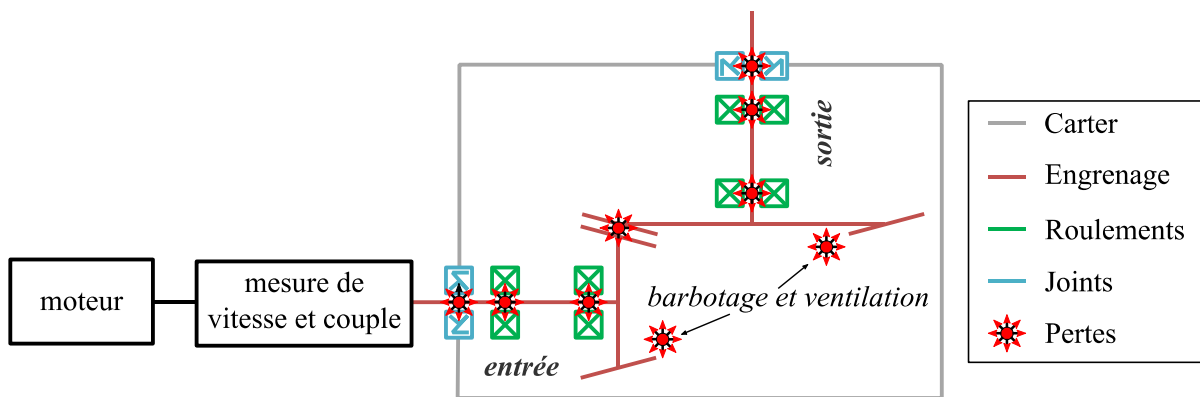


Figure 15 : Schéma du dispositif expérimental de mesure de la perte d'une boîte de transmission arrière non chargée.

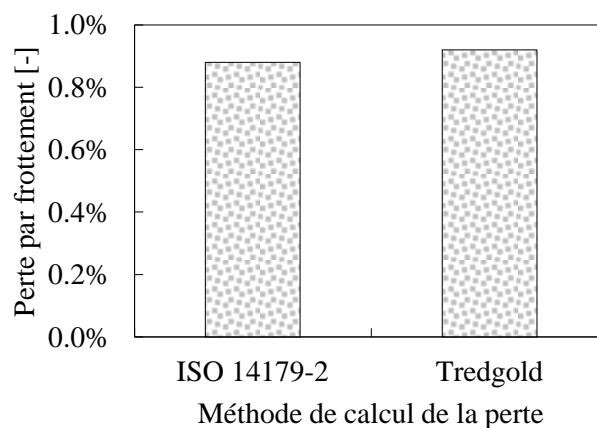


Figure 16 : Perte par frottement du couple spiro-conique d'une boîte de transmission arrière en rotation sans charge. La perte est calculée selon la méthode du rapport technique ISO 1479-2 [3] et celle de la transformation de Tredgold [20]. La perte de la perte par frottement est adimensionnée par la puissance mécanique transmise.

3. PERTE PAR VENTILATION

3.1. DESCRIPTION

La perte par ventilation est issue de la résistance du fluide qui s'oppose au mouvement d'un corps. Dans le cas des boîtes de transmission, la perte par ventilation est alors la puissance nécessaire pour entraîner le fluide environnant les pièces en mouvement, telles que les engrenages en rotation. Le fluide est généralement de l'air ou un brouillard composé d'air et d'huile. Ce phénomène fait partie des pertes indépendantes de la charge transmise et peut être majoritaire dans les cas d'application à grande vitesse [5,43]. Il est couramment admis que ces pertes sont très importantes lorsque les vitesses périphériques des engrenages dépassent 50 m/s [5,44,45]. En plus de la vitesse, la géométrie des engrenages joue un rôle majeur. La configuration du carter et la présence d'obstacles peut également avoir une influence sur la perte.

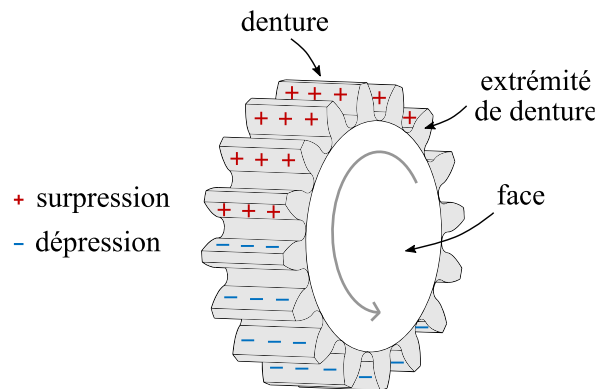


Figure 17 : Représentation de l'origine de la traînée sur une roue dentée.

La première étude conséquente sur la perte par ventilation des engrenages a été effectuée en 1984 par Dawson [6]. Celui-ci a mesuré le couple résistant de plusieurs engrenages cylindriques de grande taille, à denture droite ou hélicoïdale, et en rotation jusqu'à des vitesses périphériques de 50 m/s. Le diamètre de pied des engrenages testés est de 300 à 1160 mm, la largeur varie de 32 à 543 mm et le module de denture de 2 à 24 mm. Grâce à des mesures de couple résistant des faces d'engrenage seules (Figure 17) et ensuite de la roue dentée complète, il a pu montrer que les dents jouent un rôle majeur dans la génération de perte par ventilation. La perte générée par la denture peut représenter 90% de la perte totale d'une roue dentée, qui comprend également la perte des faces. Plus tard, cette expérience a été reproduite par Winfree [46], cette fois-ci sur une roue spiro-conique. La roue a un diamètre de 381 mm et la vitesse périphérique maximale est de 130 m/s. Winfree observe une chute de la perte par ventilation de 78% lorsqu'il bouche les extrémités intérieures et extérieures des dents de la roue spiro-conique avec du ruban adhésif. Ceci confirme les observations antérieures de Dawson sur les engrenages cylindriques. Ainsi, la perte par ventilation est traditionnellement décomposée en une contribution de la denture d'une part, et des deux faces de la roue dentée d'autre part (Figure 17). La perte totale par ventilation évolue avec la vitesse élevée à une puissance comprise entre 2,8 et 3 selon la proportion d'une contribution par rapport à l'autre, avec $P_{\text{ventil}} \propto V_T^{2,8-3}$ [5,6,44,47,48] où P_{ventil} est la perte de puissance par ventilation et V_T la vitesse tangentielle de la roue dentée. En effet, la contribution liée à la denture est classiquement proportionnelle à la vitesse à la puissance 3, alors que la contribution des deux faces se trouve être proportionnelle à la vitesse à la puissance 2,8 [1].

Une décomposition de la sorte permet, en outre, de séparer les deux phénomènes physiques à l'origine de la perte par ventilation : la trainée de pression (ou de forme) et la trainée de frottement (ou visqueuse). La contribution de la denture provient principalement de la trainée de pression, qui est liée à la forme des dents et aux différences de pression qu'elle génère (Figure 17). La contribution des faces provient de la trainée de frottement, c'est-à-dire du cisaillement visqueux qui s'opère dans le fluide entraîné par les faces de la roue. L'importance d'une contribution vis-à-vis de l'autre dépend principalement de la taille des dents proportionnellement à la taille de l'engrenage. Le module de denture $m = D/Z$ et le rapport de la largeur de dent par rapport au diamètre b/D permettent de bien décrire cette caractéristique. Ces deux sources de trainée ont récemment pu être calculées grâce aux simulations numériques CFD. Une étude numérique sur des roues dentées cylindriques droites a été menée par Hill *et al.* [49]. Les résultats numériques ont montré que la trainée de frottement est faible devant la trainée de pression. En règle générale, la perte par trainée de pression représente l'essentiel de la perte par ventilation des engrenages. Une attention particulière doit alors être portée sur la forme des dents.

Dawson a également observé que la forme et la distance du carter ont un impact notable sur les pertes par ventilation. Il utilise un coefficient multiplicateur dans sa formule de calcul des pertes, qui vaut 1 lorsque l'engrenage tourne à l'air libre et entre 0,5 et 0,6 lorsque l'engrenage tourne dans un carter ajusté. Ces résultats révèlent l'influence de la forme que prennent les écoulements aux abords du mobile en rotation et de leur influence directe sur le couple résistant. Plus tard, et encore une fois à l'aide de simulations numérique, les travaux de Hill *et al.* [49] et Marchesse *et al.* [50] ont révélé la forme des écoulements aux abords d'une roue dentée cylindrique droite. Bien que la géométrie de la roue dentée puisse se réduire à une géométrie plane par le biais de la symétrie dans la largeur, les écoulements, eux, sont fortement tridimensionnels. En effet, le fluide est d'abord aspiré axialement par l'espace inter-dent, aux extrémités de part et d'autres de la denture, puis il est ensuite expulsé radialement par les effets centrifuges (Figure 18). Ces résultats confirment les hypothèses qu'avait émises Dawson concernant le sens des écoulements autour des engrenages cylindriques [6].

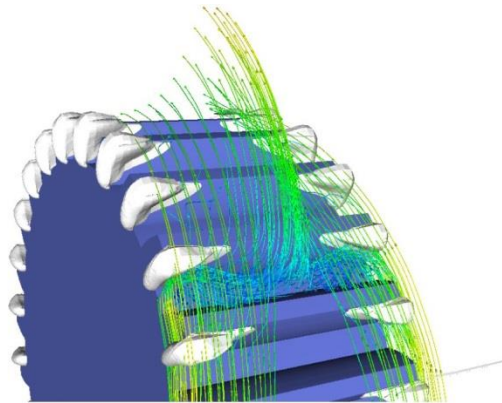


Figure 18 : Lignes de courant et régions de haute pression simulées par la méthode CFD (d'après Hill *et al.* [49]).

Les expériences de Winfree [46], dans lesquels les espaces inter-dent aux extrémités de part et d'autres la denture sont bouchés, mettent en évidence une chute substantielle de la valeur de la perte de puissance par ventilation. Ceci peut s'expliquer car le débit de fluide expulsé par la denture est coupé à la racine, c'est-à-dire dans les zones d'aspiration axiales de part et d'autres de la denture. Ces observations incitent à utiliser des parois de part et d'autres de la denture, et séparées d'un jeu axial, afin de réduire efficacement les pertes par ventilation.

Plusieurs études traitent de l'influence d'obstacles à proximité d'un engrenage en rotation. Des flasques et déflecteurs peuvent être utilisés pour modifier la valeur du jeu entre le mobile et les parois. Les déflecteurs circulaires sont des plaques placées en périphérie de la denture et permettent de réduire le jeu radial. Les flasques sont des plaques placées de part et d'autre des faces de l'engrenage de sorte à réduire le jeu axial, comme représenté dans la Figure 19. En ce qui concerne les déflecteurs, certaines études pointent une influence modérée [51,52] ou bien importante [48] sur la perte par ventilation. Les études employant des flasques mettent en évidence une réduction importante des pertes lorsque le jeu axial entre la roue dentée et les flasques est suffisamment réduit [42,45,50,53]. Lord [48] observe un comportement contradictoire avec les études précédentes, il ne relève pas d'influence du jeu axial sur les pertes par ventilation lorsqu'il fait varier le jeu J_a de 1 à 10 mm. Ceci peut s'expliquer car il utilise dans ces expériences une denture de faible module ($m = 1$ mm). La hauteur des dents ne serait alors pas suffisamment élevée pour créer le type d'écoulement avec le phénomène d'aspiration axiale, montré en Figure 18. En somme, la revue de la littérature souligne que des parois à proximité d'un engrenage en rotation peuvent avoir un effet de réduction des pertes par ventilation. Par conséquent, durant l'investigation qui est présentée par la suite, une étude de l'impact de parois sur les pertes sera réalisée.

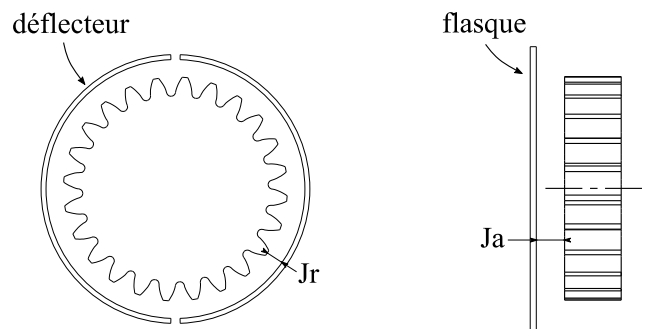


Figure 19 : Schéma d'une roue avec déflecteurs (à gauche) et d'une roue avec flasques (à droite).

Enfin, bien que l'environnement des boîtes de transmission soit souvent un brouillard composé d'air et d'huile, très peu d'études traitent de l'influence de ce mélange diphasique sur les pertes par ventilation. Handschuh et Hurrell [43] ont mesuré la perte par ventilation d'un engrenage cylindrique. Lorsqu'ils mettent en marche la lubrification, la perte augmente de 50%. Ces pertes additionnelles pourraient être liées au changement de propriétés physiques du fluide environnant, qui se charge en gouttes d'huile et devient ainsi plus dense. Dans la mesure où il y a très peu d'informations disponibles dans la littérature, une partie de la réflexion présentée par la suite concernera l'influence du brouillard d'huile sur les pertes par ventilation.

3.2. PRESENTATION DES MODELES BASES SUR DES APPROCHES DIFFERENTES

Modèles basés sur des approches expérimentales

Historiquement, de nombreuses études expérimentales ont été menées dans le but de quantifier les pertes par ventilation. Plusieurs formules empiriques ont été proposées. La plupart des formules se basent sur une analyse simplifiée de l'écoulement, c'est le cas de la formule de Dawson.

▪ **Modèle de Dawson (1984)** [6]

La perte est décomposée en une contribution des deux faces de l'engrenage et une contribution de la denture :

$$P_{ventil} = \Omega^{2,9} (0,16 \times D_f^{3,9} + D_f^{2,9} b^{0,75} m^{1,15}) \times 10^{-20} \Phi \lambda \quad (18)$$

avec Ω la vitesse de rotation de la roue dentée en [tr/min], D_f le diamètre de pied, Φ est un paramètre représentatif de l'atmosphère chargée d'huile et égal à 1 pour une atmosphère d'air pur. Enfin, λ est un paramètre dépendant du confinement de l'engrenage dans le carter, ce paramètre est égal à 1 pour un engrenage sans carter et est classiquement compris entre 0,5 et 0,7 pour un engrenage tournant dans un carter. Il peut être souligné que cette formule reprend les grandeurs physiques principales mises en évidence dans la revue de la littérature. La vitesse tangentielle est exprimée *via* le produit de la vitesse de rotation par le diamètre de pied. La puissance de 2,9 sur la vitesse est cohérente avec les valeurs de la littérature. La taille de la denture est représentée par la largeur et le module de denture.

Par ailleurs, la majorité des formules basées sur une analyse simplifiée des écoulements sont exprimées en fonction d'un coefficient adimensionné $C_{m,ventil}$. Ce coefficient vient de l'équation de la force de traînée exprimée par von Kármán [1] et écrite ci-dessous :

$$F = \frac{1}{2} \rho A U^2 C_x \quad (19)$$

où F est la force de traînée, ρ est la masse volumique du fluide, A l'aire de référence, U la vitesse de référence et C_x le coefficient de force de traînée adimensionné. Cette formule a été adaptée dans le cas du phénomène de ventilation pour la première fois en 1960 par Daily et Nece [54] et peut être réécrite comme la perte de puissance d'un mobile en rotation dans un milieu homogène :

$$P_{ventil} = \frac{1}{2} \rho S \omega^3 R^3 C_{m,ventil} \quad (20)$$

où S est une aire de référence dont la définition varie selon les études, ω est la vitesse de rotation du mobile et R est le rayon du mobile. L'expression du coefficient de couple adimensionné $C_{m,ventil}$ est déduite à partir de l'équation de quantité de mouvement de Navier-Stokes transformée afin de faire apparaître des grandeurs sans dimension. L'équation (21) est exprimée en régime permanent.

$$\tilde{\rho}(\tilde{u} \cdot \nabla) \tilde{u} = \frac{1}{\gamma M^2} \nabla \tilde{p} - \frac{1}{Re} \nabla^2 \tilde{u} + \frac{1}{Fr^2} \tilde{\rho} \tilde{f} \quad (21)$$

où les tildes indiquent les grandeurs adimensionnées, γ est le coefficient adiabatique et f est l'accélération due aux forces de volume de telle sorte que $\tilde{f} = f/g$. Le nombre de Mach (M) traduit les effets de compressibilité. Certaines études sur la perte par ventilation d'engrenages en rotation à hautes vitesses soulignent d'éventuels effets de compressibilité [45,49] pour des nombres de Mach supérieurs à 0,3, c'est-à-dire pour des vitesses périphériques supérieures à 100^2 m/s. Ces effets ont pour conséquence d'accroître la perte par ventilation. Dans la présente étude, le nombre de Mach ne

² Pour un environnement composé d'air pur à température ambiante.

dépassera pas 0,17, les effets de compressibilité sont alors écartés. Le nombre de Reynolds (Re) représente le rapport des forces d'inertie et des forces visqueuses exercées sur une particule fluide. Des études sur une roue spiro-conique [55,56] et une autre sur une roue cylindrique droite [57] ont soulignées une faible influence du nombre de Reynolds sur les pertes par ventilation. Les effets d'inertie semblent donc prépondérants devant les effets visqueux. Cette hypothèse sera vérifiée par la suite, dans le deuxième chapitre. Enfin, le nombre de Froude (Fr) est le rapport des forces d'inertie sur les forces de gravité. Sur la base de ces différents nombres sans dimension, des expressions semi-empiriques du coefficient de couple adimensionné $C_{m.ventil}$ sont établies grâce à des données expérimentales.

- **Modèle de Diab et al. (2004) [5]**

Ce modèle de Diab est basé sur l'analyse simplifiée des écoulements aux abords de la denture. Diab a mesuré le couple résistant de cinq roues dentées cylindriques dont les caractéristiques sont affichées dans le Tableau 1.

Tableau 1 : Caractéristiques géométriques des engrenages utilisés par Diab [5]

Désignation	D_p [mm]	m [mm]	Z	b [mm]	α_n [°]	β [°]
Roue n°1	288	4	72	30	20	0
Roue n°2	144	4	36	30	20	0
Roue n°3	144	4	36	60	20	0
Roue n°4	144	6	24	60	20	0
Roue n°5	288	4	72	30	20	15

Comme Dawson, Diab décompose la perte par ventilation en une contribution des dents et une contribution des faces de l'engrenage. Ici la surface de référence S est égale au carré du rayon primitif.

$$P_{ventil} = \frac{1}{2} \rho R_p^5 \omega^3 C_{m.ventil} \quad (22)$$

$$C_{m.ventil} = 2 \times C_{m.ventil.face} + C_{m.ventil.denture} \quad (23)$$

Le couple adimensionné d'une face est issu de l'intégrale de la force de trainée élémentaire sur la surface d'un disque. Cette formule prend en compte le passage éventuel du régime laminaire au régime turbulent.

$$C_{m.ventil.face} = \frac{2 n_1 \pi}{5 - 2 m_1} \frac{1}{Re_*^{m_1}} \left(\frac{R_*}{R_p} \right)^5 + \frac{2 n_2 \pi}{5 - 2 m_2} \left[\frac{1}{Re^{m_2}} - \frac{1}{Re_*^{m_2}} \left(\frac{R_*}{R_p} \right)^5 \right] \quad (24)$$

avec $n_1 = 1,293$ et $m_1 = 0,5$ des coefficients pour le régime laminaire, $n_2 = 0,074$ et $m_2 = 0,2$ des coefficients pour le régime turbulent, $Re_* = 3 \times 10^5$ le nombre de Reynolds critique de transition entre le régime laminaire et turbulent et $R_* = \sqrt{\mu Re_* / \rho \omega}$ le rayon critique pour lequel le régime d'écoulement passe du régime laminaire au régime turbulent. Cette formule est cohérente avec les remarques précédentes concernant la nature de la perte par ventilation générée par les faces d'un engrenage. La perte des faces provient de la trainée de frottement (ou visqueuse), dans laquelle la viscosité a une grande influence. Ici elle est prise en compte dans le nombre de Reynolds. De plus,

pour un régime turbulent, la perte par ventilation des faces évolue bien avec la vitesse à une puissance égale à 2,8.

Le couple adimensionné de la denture est de la forme suivante :

$$C_{m.ventil.denture} = \xi \frac{Z}{4} \frac{b}{R_p} \left(1 + 2 \frac{1+x}{Z}\right)^4 (1 - \cos\phi)(1 + \cos\phi)^3 (1 - \sin^2\beta) \quad (25)$$

avec ξ un coefficient dépendant de la présence d'obstacles aux abords de la roue dentée, $\xi = 1$ s'il n'y a pas d'obstacles, x est le coefficient de déport de denture, β est l'angle d'hélice, et ϕ est un paramètre dont la formule est la suivante :

$$\phi = \left[\frac{\pi}{Z} + 2(inv(\alpha) - inv(\alpha_a)) \right] + 2 \frac{R_a}{R_b} inv(\alpha_a) \quad (26)$$

$$\alpha_a = \cos^{-1} \left(\frac{R_b}{R_a} \right) \quad (27)$$

avec α_a l'angle de pression en tête de dent, R_b le rayon de base et R_a le rayon de tête de la roue dentée tels que représentés dans la Figure 20. Il peut être noté que la formule du couple adimensionné $C_{m.ventil.denture}$ ne dépend pas de nombres sans dimension propres à l'écoulement, tels que le nombre de Mach, Reynolds ou Froude, mais qu'il dépend seulement des caractéristiques géométriques de la roue dentée. Ceci s'explique car cette perte est issue de la traînée de pression qui résulte de la forme des dents. La perte par ventilation de la denture évolue bien avec la vitesse à une puissance égale à 3.

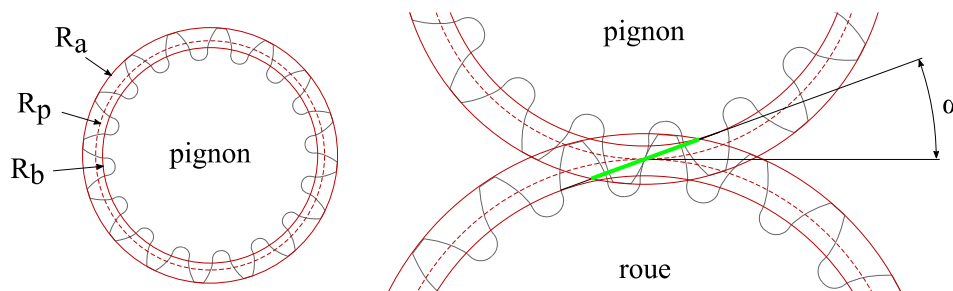


Figure 20 : Schéma des principaux paramètres de géométrie et d'engrènement d'un couple pignon-roue.

Ce modèle de Diab présente des similarités avec celui proposé par Dawson. Les deux modèles sont issues d'une analyse simplifiée des écoulements autour de l'engrènement. Dans le modèle de Diab, la taille des dents est prise en compte avec la largeur de denture et le nombre de dent. Ce modèle étant établi sur l'expression d'un effort de traînée, la masse volumique du fluide est directement incluse dans la pression dynamique $1/2 \rho V^2$, contrairement au modèle de Dawson qui utilisait un coefficient empirique Φ . L'influence de proches parois est ici modélisée par le coefficient ξ dont l'expression résulte d'une série d'essais en présence de flasques positionnées à plusieurs jeu axiaux Ja.

Modèles basés sur des approches numériques CFD

Les approches numériques majoritairement utilisées pour la simulation d'un problème de ventilation dans un milieu monophasique comme de l'air sont les approches eulériennes basées sur les équations de Navier-Stokes. Ces méthodes permettent d'obtenir des solutions quelle que soit la configuration et impliquent les équations de conservation de la masse et le bilan de quantité de

mouvement. Elles sont basées pour certaines sur une modélisation de la turbulence. Dans ce type d'approche, les effets de la turbulence sont introduits par l'addition de la viscosité turbulente μ_T , proposée par Boussinesq en 1877 [58], à la viscosité "moléculaire" μ . Le bilan de quantité de mouvement selon x s'écrit alors :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + (\mu + \mu_T) \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (28)$$

où u est la vitesse selon x , v la vitesse selon y et p la pression. Les différents paramètres de vitesse et pression sont des valeurs moyennes. La turbulence est mise de côté pour ne s'intéresser qu'à l'écoulement moyen, ce sont les approches RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes). La difficulté réside dans l'estimation de la valeur locale de la viscosité turbulente. Pour cela, il existe différents modèles de turbulence, les plus utilisés étant les modèles à deux équations de transport : $k - \varepsilon$ [59] et SST $k - \omega$ [60].

Les études numériques ont l'avantage de mettre en évidence la forme des écoulements. Ainsi, il a été montré (section 3.1) que l'écoulement autour d'un engrenage en rotation est tridimensionnel. Pour cette raison, la plupart des études CFD sont réalisées en trois dimensions. Les simulations montrent toutes une bonne cohérence avec les données expérimentales [2,49,50,52,53,56,57,61–64], ce qui montre que ce type de problème monophasique est bien reproduit par les méthodes RANS.

Cependant, la principale limitation des approches eulériennes est le maillage complexe et transitoire. En effet, afin d'avoir un maillage adapté aux gradients des grandeurs physiques étudiées, telles que la vitesse et la pression, le maillage doit être raffiné dans la zone à proximité des parois. En ce qui concerne la zone de la denture, la méthode du maillage statique dans un repère tournant (*Frozen Rotor*) ou bien la méthode de maillage glissant peuvent être utilisées dans le cas de l'étude d'un pignon seul. Le maillage se complexifie dans le cas d'un couple pignon-roue car d'une part il y a localement à l'engrènement de très faibles volumes de fluide contenus entre les dents et d'autre part le maillage est transitoire du fait de la rotation de l'engrenage. Ainsi, des méthodes de maillage en mouvement et/ou à géométrie variable sont couramment utilisées, telles que la méthode de chevauchement de maillage ou bien la méthode de re-maillage dynamique [65]. Malgré ces méthodes, les calculs actuels nécessitent un travail en amont sur la géométrie du couple pignon-roue afin, d'une part, d'assurer la continuité du domaine fluide (pas de contact aux flancs de dentures) et, d'autre part, d'augmenter l'espace inter-dent. La Figure 21 regroupe différentes modifications géométriques. Les plus couramment utilisées sont la modification de l'épaisseur de dent (e) et la réduction proportionnelle de l'échelle (f). La Figure 22 présente une image d'un maillage avec la méthode de remaillage dynamique et une modification de la géométrie de denture par réduction de l'épaisseur de dent.

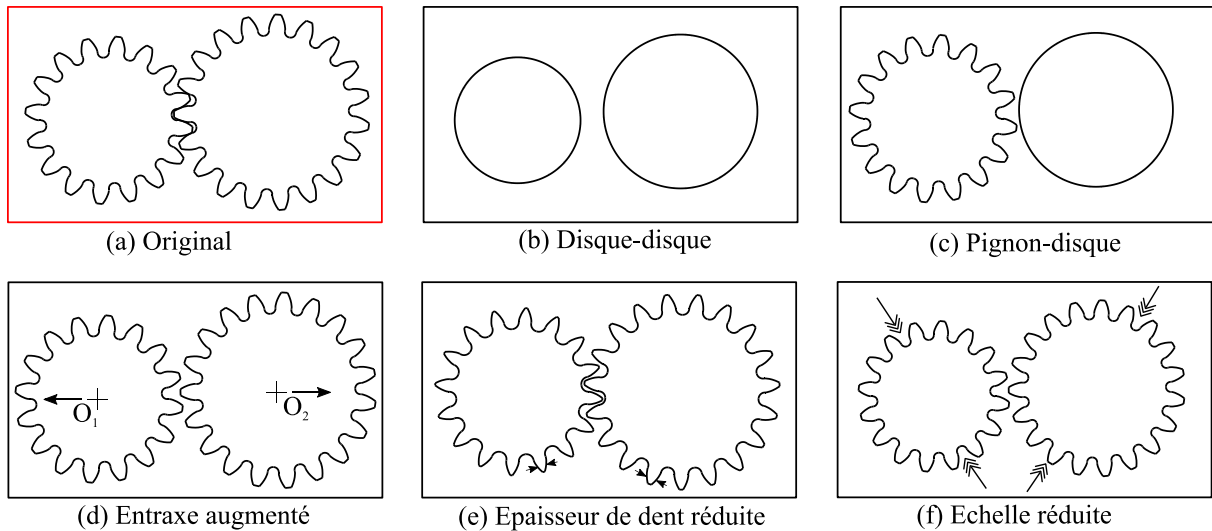


Figure 21 : Méthodes de modélisation du couple pignon-roue pour obtenir un maillage continu du domaine fluide.

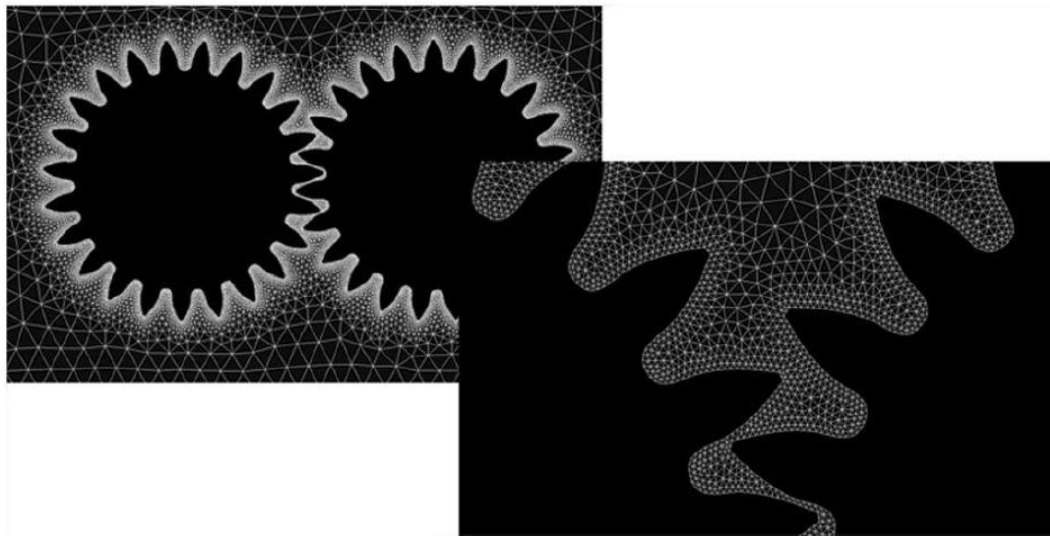


Figure 22 : Remaillage globale dû au passage successif des dents (d'après Concli et Gorla [65]).

- **Modèle de Pallas et al. (2012) [2]**

Le modèle semi-analytique de Pallas se base sur les travaux de Diab. Il y a été ajoutée une analyse approfondie des écoulements autour de la denture, grâce à une série de calculs CFD. Cette analyse a permis d'effectuer une analogie avec les écoulements présents dans les pompes centrifuges. Dans les deux cas, le débit de fluide est aspiré axialement pour être ensuite expulsé radialement (Figure 18). Ainsi, les équations décrivant le fonctionnement de ces pompes ont pu être réemployées et adaptées au cas des engrenages cylindriques droits. Le modèle permet de calculer le débit volumétrique expulsé par les dents :

$$Q_v = K_1 \times Z \times H_{dent} \times b \times \omega \quad (29)$$

avec Q_v le débit volumique expulsé par les dents et K_1 une valeur obtenue par simulation numérique, cette valeur peut dépendre de la roue et est égale en moyenne à $K_1 = 5,11 \times 10^{-3}$ m pour les dentures

cylindriques droites utilisées (Tableau 1). D'autre part, la perte par ventilation peut ensuite être calculée par une formule dérivée de la théorie des pompes centrifuges, et adaptée au cas des dentures droites :

$$P_{ventil.denture} = \rho Q_v V_T \left(V_T - \frac{Q_v \tan(\alpha_a)}{S_{éjéc}} \right) \quad (30)$$

$$\alpha_a = \cos^{-1} \left(\frac{R_b}{R_a} \right) \quad (31)$$

$$S_{éjéc} = m Z \frac{Z + 2}{2} b \left(\frac{\pi}{Z} - 2[\text{inv}(\alpha) - \text{inv}(\alpha_a)] \right) \quad (32)$$

avec α_a l'angle de pression en tête de dent et $S_{éjéc}$ l'aire de la surface d'éjection du débit Q_v et m le module de denture. R_b est le rayon de base et R_a le rayon de tête de la roue dentée tels que représentés dans la Figure 20.

3.3. APPLICATION DES MODELES DE CALCUL DE PERTE PAR VENTILATION

La Figure 23 rassemble la perte par ventilation mesurée et calculée selon les modèles de Dawson [6], Diab *et al.* [5] et Pallas *et al.* [2] pour trois roues dentées utilisées dans les travaux de Diab *et al.* (Tableau 1). L'écart relatif moyen sur les trois roues dentées entre la valeur de la perte mesurée et la perte numérique est de 6%, 13% et 40% pour les modèles de Pallas *et al.*, Diab *et al.* et Dawson respectivement. Le modèle de Pallas *et al.* est celui qui se rapproche le plus, en moyenne, de la perte mesurée pour les trois roues. Ce résultat était attendu dans la mesure où ce modèle est basé sur une étude spécifique des écoulements présents dans les engrenages cylindriques. Toutefois, il peut être noté que, même les modèles basés sur une analyse simplifiée, tels que celui de Diab *et al.* et Dawson donnent des valeurs de perte cohérentes pour les trois roues dentées. C'est ce type d'approche qui sera alors employée dans la présente étude.

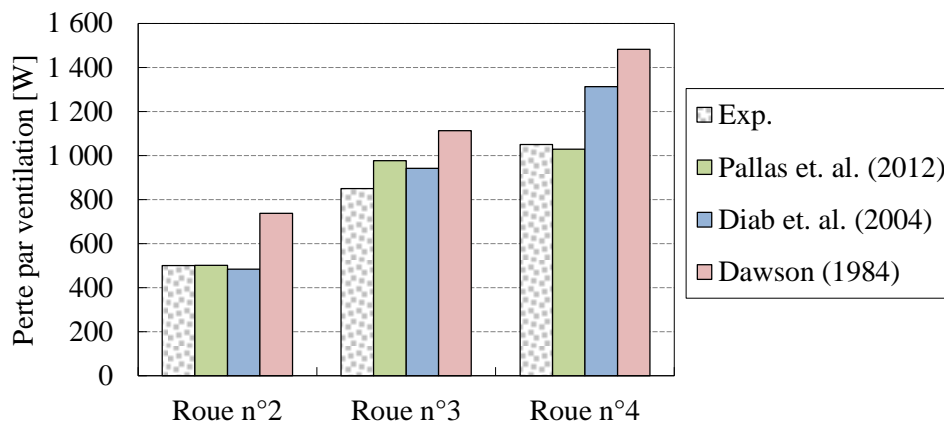


Figure 23 : Comparaison de la perte par ventilation expérimentale et numérique obtenue par les modèles de Dawson, Diab *et al.* et Pallas *et al.*. Roues n°2, 3 et 4, $\omega = 1200$ rad/s, air à 40°C.

3.4. CAS DES ENGRENAGES SPIRO-CONIQUES

Peu de travaux existent sur la ventilation des engrenages spiro-coniques, ces travaux sont généralement liés aux applications des turboréacteurs d'avion. En effet, dans la boîte de transmission intermédiaire, il y a deux couples spiro-coniques tournants à haute vitesse et faiblement chargés, les pertes par ventilation sont alors notables. Ces différents travaux n'ont, en revanche, pas abouti à l'élaboration de modèles de pertes par ventilation. Cependant certaines caractéristiques spécifiques aux engrenages coniques peuvent être soulignées.

Parmi les travaux réalisés par Winfree [46], il y a notamment une étude sur les configurations de carénages dans le but d'établir des règles de conception. Il établit que les roues spiro-coniques doivent être carénées lorsque les vitesses périphériques dépassent 51 m/s. Cette vitesse se trouve être la vitesse maximale qui peut être rencontrée sur les engrenages spiro-coniques des hélicoptères. Selon l'expérience de Winfree, les pertes par ventilation ne seront alors pas suffisamment réduites pour justifier l'emploi de carénages. Une étude de l'influence de parois sur les pertes sera réalisée afin de vérifier cette remarque.

D'autre part, Winfree remarque que le fluide est aspiré par l'intérieur de la denture et expulsé à l'extérieur, comme représenté sur la Figure 24.

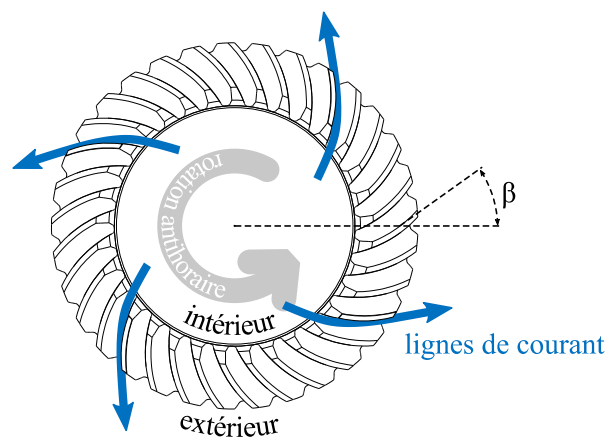


Figure 24 : Représentation de lignes de courants autour d'une roue spiro-conique gauche en rotation antihoraire.

Selon la direction du sens de rotation, horaire ou antihoraire, les dents peuvent être orientées avec une courbure de forme convexe ou concave vis-à-vis de la direction de la vitesse tangentielle. Cette caractéristique est d'autant plus prononcée que l'angle de spirale β est grand (Figure 24). Winfree n'observe pas d'évolution sur la valeur de la perte de puissance selon le sens de rotation. Ce résultat est contraire aux expériences de Johnson *et al.* [55] qui notent une augmentation de la perte de l'ordre de 25% lorsque le sens de rotation passe d'antihoraire à horaire avec une roue gauche (comme la denture de la Figure 24). Toujours selon ces auteurs, cette augmentation de perte n'apparaît plus lorsque la roue dentée est entourée d'un carénage ajusté. Ce contraste entre les deux études pourrait s'expliquer car l'angle de spirale β de la roue de Johnson *et al.* est plus important que celui de la roue de Winfree. Par conséquent, l'effet du changement de sens de rotation vis-à-vis de l'angle de spirale est plus important sur la roue de Johnson *et al.*³. Dans le cas des boîtes de transmissions arrière

³ La valeur de l'angle d'hélice a été estimée visuellement car aucune des deux études ne mentionne la valeur.

d'hélicoptères, une règle de conception spécifique un sens de rotation en particulier. En effet, l'orientation de la denture vis-à-vis du sens de rotation est telle que les dents écopent l'huile du bain d'huile (à l'image des aubes de turbine *Pelton* par exemple). Par conséquent, seul un sens de rotation sera étudié durant cette étude.

Dans sa thèse, Webb [66] a réalisé des simulations numériques des écoulements autour de roues spiro-coniques. Dans son étude paramétrique sur les pertes par ventilation, il trouve notamment que l'angle de face δ (Figure 12) a une influence sur les pertes, telle que lorsque l'angle de face diminue, les pertes par ventilation augmentent.

Dans la mesure où il n'y a pas de modèle de pertes par ventilation existants pour les engrenages spiro-coniques, le modèle de perte développé dans ce manuscrit se basera sur une analyse simplifiée des écoulements autour de la denture, telle que les modèles de Dawson et Diab *et al.*, qui fournissent déjà de bons résultats.

4. PERTE PAR BARBOTAGE

4.1. DESCRIPTION

La lubrification par barbotage est la méthode la plus courante et la plus économique pour assurer la circulation du lubrifiant dans une boîte de transmission. Cette méthode est utilisée dès lors que les vitesses périphériques des éléments immergées dans le bain d'huile restent modérées (réducteurs industriels, éoliennes, boîtes de vitesses automobiles, boîtes de transmission intermédiaires et arrières d'hélicoptères, etc.). Le principe de la lubrification par barbotage est relativement simple puisqu'il s'agit de profiter de la rotation des éléments mécaniques de la boîte, et notamment des roues dentées, afin de mettre en mouvement le lubrifiant. Etant donné le confinement dans une boîte de transmission, si les projections n'atteignent pas l'ensemble des contacts à lubrifier, alors l'architecture du carter et des pièces en mouvement peuvent être conçues de manière à orienter ou acheminer les projections d'huiles.

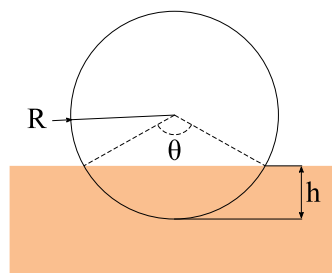


Figure 25 : Schéma des paramètres géométriques d'une roue dentée lubrifiée par bain d'huile.

Le niveau d'immersion d'huile est souvent défini comme le rapport adimensionné de la hauteur d'immersion du mobile dans le bain et du rayon du mobile h/R (Figure 25). Cette hauteur adimensionnée est un paramètre influant au premier ordre sur les pertes. Durant la conception d'une boîte de transmission, la valeur de la hauteur d'immersion des pignons, et plus généralement la valeur du volume d'huile, est déterminée en dernière phase de conception. C'est le paramètre d'ajustement principal pour diminuer les pertes par barbotage. En effet, le juste milieu doit être trouvé entre la réduction des pertes et le maintien d'une lubrification et d'un refroidissement suffisant des

composants. Dans les hélicoptères, cette hauteur d'immersion relative est classiquement comprise entre $h/R = 0,02$ et $h/R = 0,40$.

Le phénomène de barbotage est complexe puisqu'il implique la présence de deux phases, en général l'air et l'huile, séparées par une surface-libre, contrairement au phénomène de ventilation.

Régimes d'écoulements

En 1975, Terekhov [10] a effectué une vaste campagne de mesure du couple de barbotage d'engrenages cylindriques droits de module entre 2 et 8 mm. Les huiles utilisées ont de hautes viscosités ($20 < \nu < 2000$ cSt) et les vitesses de rotation sont modérées. Il observe une dépendance du couple de trainée avec la nature du régime d'écoulement dans le bain d'huile. Il distingue trois régimes d'écoulement séparés par un nombre de Reynolds : un régime laminaire, un régime de transition et un régime turbulent. Le nombre de Reynolds permet de décrire la proportion des effets d'inertie par rapport aux effets visqueux. Le régime laminaire est caractérisé par de faibles nombres de Reynolds, c'est un régime d'écoulement où les effets visqueux sont prépondérants devant les effets d'inertie et inversement pour le régime turbulent qui est caractérisé par des nombres de Reynolds élevés. Par exemple, Terekhov trouve que dans le régime laminaire le couple résistant de barbotage évolue avec la viscosité à la puissance 0,6 alors que dans le régime turbulent le couple évolue avec la viscosité à une puissance réduite à 0,3. Plus tard, en 2011, les travaux de Changenet *et al.* [4], toujours sur le barbotage d'engrenages cylindriques, permettent d'explorer des nombres de Reynolds plus élevés. Ceci est possible grâce à l'utilisation d'huiles moins visqueuses ($8 < \nu < 150$ cSt) et de vitesses plus importantes ($V_T = 58$ m/s) que celles des expériences de Terekhov. Il a été observé qu'à partir d'une valeur du nombre de Reynolds suffisamment élevée ($Re_c > 4000$), la viscosité de l'huile n'a plus d'influence sur le couple de barbotage.

Il ressort de ces investigations que le régime d'écoulement dans le bain d'huile est un élément important à déterminer pour la caractérisation du couple résistant de barbotage. Selon le régime d'écoulement, les phénomènes physiques mis en jeu sont différents et il en découle une dépendance plus ou moins importante à certaines grandeurs physiques telles que la viscosité de l'huile.

Influence de la denture

Il ressort des études précédentes que seules les dimensions extérieures des engrenages, telles que le diamètre et la largeur, ont une influence au premier ordre sur les pertes par barbotage. En effet, en 1975 Terekhov [10] conclue à la suite de ces expériences que le module de denture n'a pratiquement pas d'effet sur les pertes. En 2011, Changenet *et al.* [4] mesurent le couple résistant de huit roues dentées cylindriques droites de module entre 1,5 et 5 mm et d'un disque en rotation. Ils observent expérimentalement qu'un disque cylindrique de mêmes dimensions extérieures (*i.e.* diamètre et largeur) qu'une roue dentée cylindrique génère des pertes similaires. Également, en 2017, Laruelle *et al.* [67] mesurent le couple résistant de quatre roues spiro-coniques de module égal à $m \approx 3$ mm et de deux cônes lisses équivalents. Les huiles utilisées ont des valeurs de viscosité moyennes ($35 < \nu < 220$ cSt) et les vitesses sont modérées ($V_T = 20$ m/s). Ils observent le même phénomène sur des engrenages spiro-coniques, c'est-à-dire que le diamètre extérieur influe au premier ordre sur les pertes alors que le module et le nombre de dents influent au second ordre.

Ces résultats sont contrastés par ceux de Polly *et al.* [9]. Ces derniers ont réalisé une campagne de mesure du couple résistant de barbotage d'un engrenage cylindrique à denture droite et d'un autre à

denture hélicoïdale, tous deux de module égal à 2,7 mm. Un engrenage équivalent sans dent, composé de deux disques lisses, a également été utilisé. Les vitesses étaient modérées ($V_T = 20$ m/s) et la température de l'huile utilisée a été réglée afin d'obtenir différentes valeurs de viscosités ($7 < \nu < 30$ cSt). Ils mesurent des pertes 10 à 50% plus importantes, selon la vitesse et la hauteur d'immersion, pour les roues dentées par rapport au disque de diamètre et largeur identique. Les écarts les plus importants sont mesurés pour une hauteur d'immersion de $h/R_p = 0,05$ et $h/R_p = 2$, c'est-à-dire pour les cas qui se rapprochent le plus d'une configuration monophasique. A savoir de la ventilation dans l'air pour une immersion de $h/R_p = 0,05$ et de la ventilation dans l'huile pour l'immersion de $h/R_p = 2$. De fait, ces grands écarts de pertes entre une roue dentée et un disque lisse sont compréhensibles pour ces valeurs d'immersion. En effet, dans le phénomène de ventilation, les pertes proviennent principalement de trainée de pression générée par la différence de pression sur les flancs de denture, les dents ont donc une importance capitale dans ce cas, comme vu dans la section précédente.

Récemment il a été possible de visualiser la partie immergée de l'engrenage et ainsi mieux comprendre les phénomènes qui surviennent lors du passage des dents dans le bain. Várhegyi et Kristóf [68] ont utilisé de l'eau distillée afin de photographier la couche limite de la partie immergée d'une denture cylindrique droite à travers le bain. Des bulles d'air se forment dans l'espace inter-dent (Figure 26.a) et, à partir d'une certaine vitesse, l'espace inter-dent reste complètement rempli par l'air durant son passage dans le bain (Figure 26.b). La surface libre forme alors un cylindre presque parfait et est imperméable à l'eau. Cette observation confirme l'hypothèse émise par Luke et Olver [69] disant que le phénomène de barbotage pourrait induire la formation d'une couche limite d'air entre le mobile et le bain d'huile pour des vitesses suffisantes. Également, ces poches d'air qui remplissent l'espace inter-dent pourraient expliquer la raison pour laquelle les mesures de débits d'huile expulsés par la denture diminuent avec la vitesse de rotation jusqu'à atteindre une valeur constante dans les travaux de Leprince *et al.* [70]. Cette évolution des valeurs du débit expulsé pourrait être le reflet du remplissage de l'espace inter-dent par les poches d'air. Ce phénomène a également été reproduit récemment dans les simulations numériques diphasiques par la méthode Volume of Fluid (VoF) [71] ou Smoothed-Particle Hydrodynamic (SPH) [72]. Un exemple est montré pour le cas d'un engrenage cylindrique tournant dans un bain d'huile, la distribution de la fraction d'huile dans le plan de symétrie de l'engrenage est montrée en Figure 27. Chernoray et Jahanmiri [73] ont également visualisé l'air piégé entre les dents d'un pignon en utilisant un dispositif similaire à celui des premiers auteurs, avec cette fois-ci un bain d'huile minérale transparente. Grâce à un système PIV pour mesurer le champ de vitesse dans le bain d'huile, ils ont pu établir que l'épaisseur de la couche limite est la même pour une roue dentée cylindrique et pour un cylindre lisse avec les mêmes dimensions extérieures. En somme, ces études montrent que, pour certaines conditions opératoires, une roue dentée cylindrique en rotation dans un bain d'huile se comporte de la même manière qu'un disque lisse équivalent. Ainsi, les paramètres géométriques à considérer dans les modèles de pertes par barbotage des engrenages cylindriques semblent pouvoir être réduits aux dimensions extérieures d'un disque, à savoir le diamètre et la largeur, pour la plage de conditions opératoires où ce phénomène de piégeage d'air entre les dents apparaît.

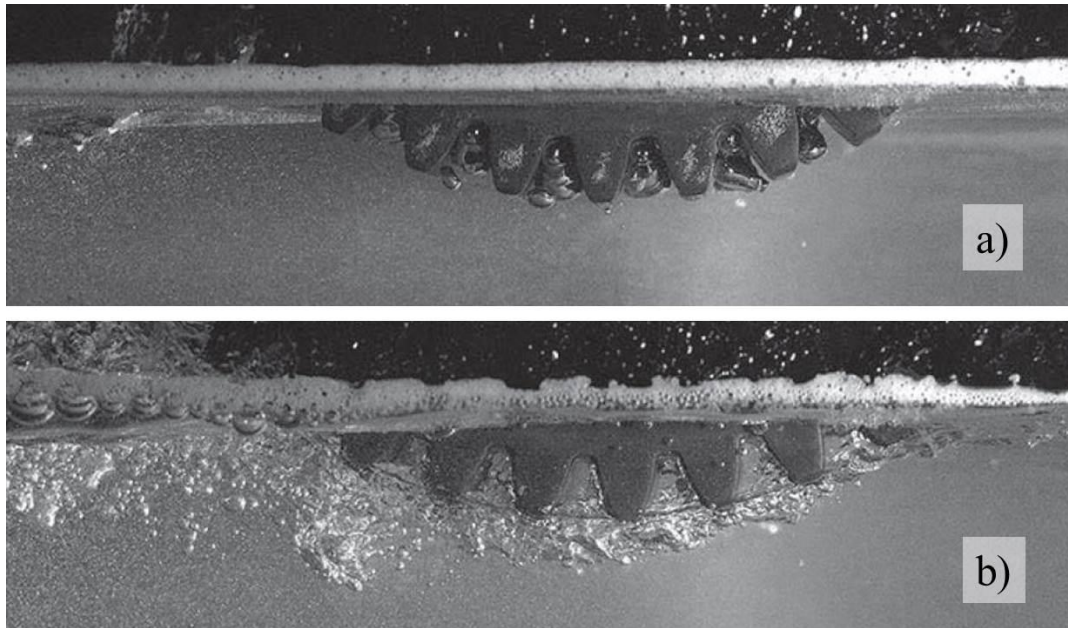


Figure 26 : Photo de la partie immergée d'une roue cylindrique droite tournant dans un bain d'eau distillée, rotation horaire. $h/R = 0,20$, $\nu = 1 \text{ cSt}$, a) $V_T = 0,5 \text{ m/s}$, b) $V_T = 2,5 \text{ m/s}$. Source Várhegyi et Kristóf [68].

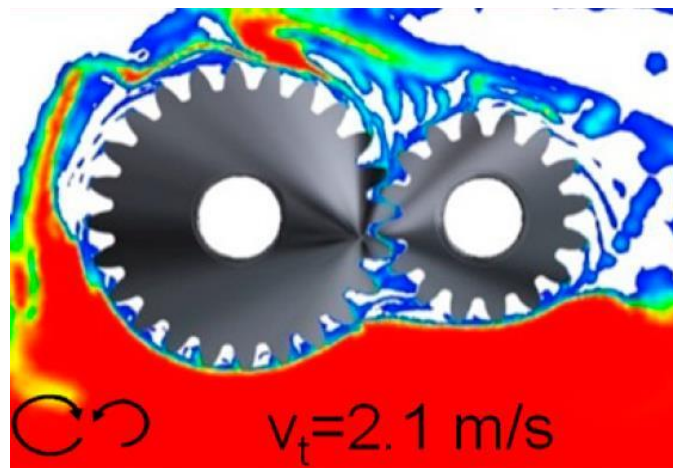


Figure 27 : Fraction d'huile simulée par CFD dans le plan de symétrie de l'engrenage. $V_T = 2,1 \text{ m/s}$, $(h/R)_1 = 0,10$ et $(h/R)_2 = 0,40$, $\nu = 480 \text{ cSt}$. Source Liu *et al.* [74].

Influence de la vitesse

De manière générale les pertes non liées à la charge augmentent avec la vitesse. En ce qui concerne le phénomène de barbotage, en moyenne et selon le régime d'écoulement, la perte évolue avec la vitesse à une puissance comprise entre 1,47 et 2 [4,69,75–77]. Cette sensibilité à la vitesse est plus faible que dans le cas du phénomène de ventilation où la vitesse est à une puissance entre 2,8 et 3.

Influence de la hauteur d'immersion

Toutes les études mettent en évidence une augmentation des pertes par barbotage avec la hauteur d'immersion [4,10,76–78]. Il est alors important d'estimer correctement la valeur de la hauteur d'immersion afin de prédire les pertes. Dans la mesure où cette hauteur d'immersion est amenée à évoluer lors de la rotation des mobiles, deux hauteurs d'immersions peuvent être considérées : une

statique et une dynamique. L'estimation de la hauteur d'immersion statique, c'est-à-dire sans rotation des mobiles, découle directement du volume d'huile introduit dans la boîte de transmission et des dimensions géométriques internes. En revanche, la hauteur d'immersion dynamique dépend des déformations dynamiques du bain d'huile qui peuvent être dues aux effets d'inertie et aux effets de gravitation. Bien que la hauteur d'immersion dynamique soit généralement fluctuante temporellement et spatialement le long du mobile étudié, il est d'usage de manipuler une valeur de hauteur d'immersion moyenne et constante car une valeur de perte moyenne est attendue. Récemment, des études sur engrenages cylindriques et spiro-coniques [9,67,76,79] se sont intéressées à la déformation dynamique du bain d'huile et à son influence sur le couple résistant. Les paramètres influents relevés sont la présence d'un pignon et sa position relative par rapport au bain d'huile, le sens de rotation (Figure 28) et la forme du carter (Figure 29).

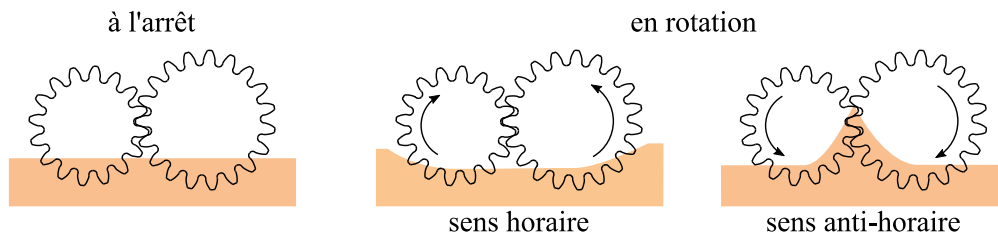


Figure 28 : Influence du sens de rotation d'un engrenage sur la déformation du bain d'huile.

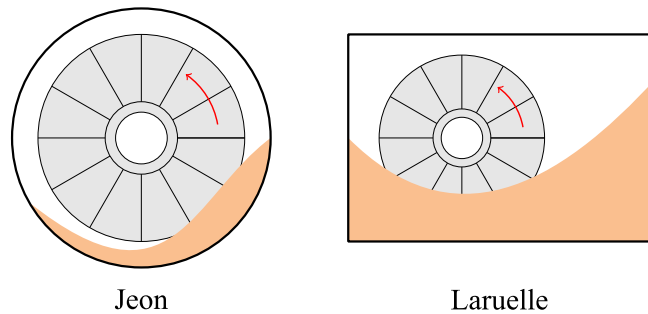


Figure 29 : Influence de la forme du carter sur la déformation du bain d'huile, comparaison entre les expériences de Jeon et Laruelle *et al.* [80].

Influence de l'aération de l'huile et la tension superficielle

Les lubrifiants sont couramment caractérisés par deux propriétés physiques pour l'estimation de la perte par barbotage : la masse volumique et la viscosité. Cependant, d'autres propriétés peuvent également avoir un rôle dans la génération de pertes. De l'air peut apparaître sous plusieurs formes dans le bain d'huile : bulles d'air, poches d'air piégées dans l'espace inter-dent (Figure 26), et enfin sous forme de mousse à la surface du bain d'huile. Les bulles d'air peuvent apparaître dans l'huile lorsque les dents de l'engrenage pénètrent dans le bain d'huile (Figure 26) ou bien lorsque le jet d'huile projeté par la denture retombe dans le bain. Toutes ces formes sont des sources de contamination de l'huile au titre qu'elles peuvent être dommageables pour la transmission [81]. Les problèmes associés sont une :

- 1) augmentation des pertes par barbotage (ce phénomène est expliqué au paragraphe suivant) ;
- 2) dégradation des propriétés thermiques du bain ;
- 3) oxydation de l'huile.

L'aération d'une huile dépend du niveau de génération de bulles d'air vis-à-vis de la capacité de l'huile à se désaérer, c'est-à-dire à rejeter lesdites bulles d'air à sa surface. La valeur d'aération correspond physiquement à la fraction volumique d'air dans un volume d'huile. L'estimation de cette valeur d'aération est très complexe car, en plus de dépendre de conditions telles que la vitesse, la hauteur d'immersion et la température du bain d'huile, elle dépend fortement des propriétés physiques de l'huile. Selon Leprince *et al.* [82], le moment polaire, la solubilité de l'air dans l'huile et la tension superficielle sont des paramètres qui ont une influence sur l'aération. Leur étude a montré que si la valeur d'aération dépasse 10% alors les pertes additionnelles générées par l'éclatement des bulles d'air deviennent non négligeables. Ils observent une perte par barbotage qui peut être multipliée par 1,6 au maximum. Peu après, Kolekar *et al.* [83] ont confirmé l'influence de la tension superficielle sur les pertes par barbotage. Ils mesurent des pertes augmentées de 28% lorsque la valeur de la tension superficielle de l'huile augmente de 16%.

En conclusion, toutes les propriétés physico-chimiques qui ont un rôle dans le phénomène d'aération n'ont pas encore été identifiées à ce jour. Ainsi, il est probable que les additifs présents dans l'huile aient également un rôle. Les principaux catalyseurs identifiés à ce jour sont la température du bain d'huile ainsi que l'agitation du bain d'huile, symbolisée par la vitesse et la hauteur d'immersion de la roue dentée. Il se trouve que les hauteurs d'immersion dans les boîtes de transmissions d'hélicoptères sont faibles, par conséquent il n'est pas attendu d'avoir un phénomène d'aération significatif. Cette hypothèse sera vérifiée par la suite.

Influence du jeu aux parois

Les études expérimentales sur des roues en rotation dans un bain d'huile [7,84] ont montré que les déflecteurs ont peu d'impact sur le couple résistant, en revanche, les flasques peuvent réduire considérablement le couple résistant. En effet, les flasques permettent de réduire l'effet d'aspiration et ainsi réduire le débit de fluide projeté par les dents. Ces observations sont en accord avec celles constatées pour le phénomène de ventilation (paragraphe 3.1). Neurouth [7] propose un critère permettant de choisir la distance axiale entre la roue dentée et les flasques. Il mesure une diminution de l'aération de l'huile lorsque la valeur du jeu axial diminue, ainsi les pertes par barbotage sont réduites. Il remarque, sur l'ensemble de ses essais, que le coefficient de moment adimensionné reste faible si $\Gamma > 10$, avec :

$$\Gamma = \frac{\omega R_p^2 \nu}{g h J a^2} \quad (33)$$

où Γ est un paramètre adimensionné, ν la viscosité cinématique de l'huile, g l'accélération de pesanteur, h la hauteur d'immersion dans le bain d'huile et $J a$ le jeu axial entre les flancs de la roue et les flasques (Figure 19).

Phénomène de piégeage

Selon le sens de rotation de l'engrenage, l'huile peut être projetée à l'extérieur ou à l'intérieur (Figure 28). Le sens antihoraire est la configuration préférée dans les applications de boîte de transmission lubrifiée par bain d'huile car il permet d'amener une grande quantité d'huile dans le contact denture. Ce sens de rotation génère des pertes plus importantes pour deux raisons : (i) de l'huile est piégée entre les dents au passage de l'engrènement, il en résulte des pertes par piégeage

[9,79] ; (ii) le pignon et la roue se projettent mutuellement de l'huile, leur surface immergée vont alors s'agrandir, ce qui a pour conséquence d'augmenter leur perte individuelle de barbotage [84].

Dans le cas d'un couple spiro-conique, Jeon [76] a mesuré des pertes par barbotage 2,5 à 3,5 fois supérieures à celles de la roue seule lorsqu'il ajoute un pignon engrenant. Le pignon ajouté se situe au-dessus du niveau du bain d'huile, il n'est donc pas immergé lorsque la boîte de transmission est à l'arrêt. Ces pertes additionnelles seraient donc dues à l'apparition des pertes par piégeage à l'engrènement ainsi qu'à l'augmentation des surfaces immergées dans l'huile lorsque la boîte de transmission est en rotation. Dans cette étude, les pertes par piégeage ne sont pas investiguées car elles sont supposées faibles au regard du volume d'huile limité dans les boîtes de transmission d'hélicoptère.

4.2. PRESENTATION DES MODELES BASES SUR DES APPROCHES DIFFERENTES

Modèles basés sur des approches expérimentales

Historiquement, de nombreuses études expérimentales ont été menées dans le but de quantifier les pertes par barbotage. Plusieurs formules empiriques ont été proposées dans le cas des engrenages cylindriques. La formule de Changenet *et al.* [4] rassemble les différents points évoqués précédemment. A ce titre, ce modèle a servi de base pour l'élaboration de formules de pertes des engrenages spiro-coniques. Ces formules seront détaillées dans la section suivante.

- **Modèle de Changenet *et al.* [4]**

Comme vu précédemment, les travaux de Changenet *et al.* ont couvert une large gamme de conditions opératoires pour des engrenages cylindriques en rotation dans un bain d'huile. La formule de perte proposée reprend la forme de la perte par trainée, utilisée une première fois par Boness [85] pour le cas d'engrenage en rotation dans un bain d'huile. La formulation du couple adimensionné de barbotage est analogue à celle de Terekhov [10], et se décline en quatre régimes d'écoulements différents. Le modèle de barbotage de Changenet *et al.* est valable pour les engrenages cylindriques droits et hélicoïdaux.

$$P_{barbo} = \frac{1}{2} \rho_{huile} S_m R_p^3 \omega^3 C_{m.barbo} \quad (34)$$

avec

$$S_m = R_p^2 (\theta - \sin \theta) + R_p \theta b + \frac{2 H_{dent} b Z}{\cos(\alpha) \cos(\beta)} \frac{\theta}{2\pi} \quad (35)$$

et

$$\theta = 2 \cos^{-1} \left(\frac{R_p - h}{R_p} \right) \quad (36)$$

où θ est l'angle d'immersion tel que défini dans la Figure 25.

Un nouveau paramètre γ , en plus du nombre de Reynolds, a été défini afin de mettre en évidence deux nouveaux régimes d'écoulement en lien avec les effets centrifuges.

$$\gamma = \omega^2 (R_p b m)^{1/3} \quad (37)$$

$$Re_c = \frac{\omega R_p b}{\nu} \quad (38)$$

où Re_c est le nombre de Reynolds critique.

si $\gamma < 750 \text{ m}^2/\text{s}$ et $Re_c < 4000$

$$C_{m.barbo} = 0,812 \left(\frac{h}{R_p}\right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{R_p^3}\right)^{0,1} Fr^{-0,6} Re_c^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,21} \quad (39)$$

si $\gamma < 750 \text{ m}^2/\text{s}$ et $Re_c > 4000$

$$C_{m.barbo} = 0,142 \left(\frac{h}{R_p}\right)^{0,45} \left(\frac{V_0}{R_p^3}\right)^{0,1} Fr^{-0,6} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,21} \quad (40)$$

si $\gamma > 1250 \text{ m}^2/\text{s}$ et $Re_c < 4000$

$$C_{m.barbo} = 22,29 \left(\frac{h}{R_p}\right)^{0,1} \left(\frac{V_0}{R_p^3}\right)^{-0,35} Fr^{-0,88} Re_c^{-0,21} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,85} \quad (41)$$

si $\gamma > 1250 \text{ m}^2/\text{s}$ et $Re_c > 4000$

$$C_{m.barbo} = 3,906 \left(\frac{h}{R_p}\right)^{0,1} \left(\frac{V_0}{R_p^3}\right)^{-0,35} Fr^{-0,88} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{0,85} \quad (42)$$

où V_0 est le volume d'huile et le nombre de Froude Fr est défini tel que :

$$Fr = \frac{\omega^2 R_p}{g} \quad (43)$$

Ces expressions du moment adimensionné de barbotage mettent en évidence la présence des forces visqueuses ou non par le biais du nombre de Reynolds. Dans le régime turbulent ($Re_c > 4000$), pour lequel ces forces visqueuses deviennent négligeables, le nombre de Reynolds n'est plus présent dans l'expression du moment adimensionné. Il peut être noté que pour les faibles accélérations centrifuges ($\gamma < 750 \text{ m}^2/\text{s}$) la hauteur d'immersion et le diamètre de la roue dentée ont une influence importante sur la perte. Pour des accélérations centrifuges importantes ($\gamma > 1250 \text{ m}^2/\text{s}$), la largeur de denture devient un paramètre influant sur la perte par barbotage.

Modèles basés sur des approches analytiques

Au-delà des études expérimentales susmentionnées, d'autres auteurs ont développé des relations analytiques permettant de quantifier les pertes par barbotage. Par exemple, Seetharaman et Kahraman [86] ont réduit les équations de Navier–Stokes à une formule analytique simple permettant de calculer le couple résistant d'un train d'engrenage partiellement immergé dans un bain d'huile. Ainsi, les pertes par barbotage résultent directement de la contrainte de cisaillement visqueux et sont donc proportionnelles à la viscosité de l'huile. Cependant, il a été souligné précédemment que les effets

visqueux peuvent être limités selon le régime d'écoulement dans le bain d'huile. Ainsi, par exemple, les pertes générées par un bain rempli d'eau peuvent être beaucoup plus élevées que celles générées par un bain d'huile plus visqueux [69,82,83]. Par conséquent, l'approche proposée par Seetharaman et Kahraman impliquant la viscosité dans la formulation ne peut s'appliquer qu'à un régime d'écoulement caractérisé par un nombre de Reynolds modéré.

Modèles basés sur des approches numériques CFD

Depuis peu, les boîtes de transmission lubrifiées par barbotage sont étudiées numériquement par des calculs CFD. Les approches eulériennes et lagrangiennes sont utilisées pour décrire ce problème diphasique à surface libre, mais pour différents objectifs. Les approches lagrangiennes, telles que la méthode Smoothed-Particle Hydrodynamic (SPH) [72], ne nécessitent pas de maillage, et sont donc plus adaptées pour les géométries complexes. Un exemple de distribution d'huile dans une boîte de transmission est montré sur la Figure 30. Il ressort de plusieurs études [62,87,88] que les méthodes SPH permettent d'obtenir une bonne estimation de la distribution d'huile dans la boîte de transmission mais ne sont, pour l'instant, pas adaptées à l'estimation des pertes de puissance.

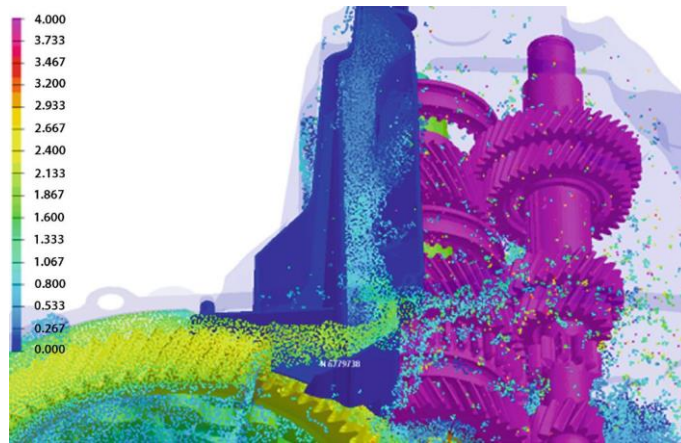


Figure 30 : Distribution d'huile dans une boîte de transmission automobile en utilisant une méthode SPH [89].

Au contraire, les méthodes eulériennes basées sur des volumes finis donnent de bons résultats de pertes par barbotage, en accords avec les résultats expérimentaux. L'une de ces méthodes est le Volume of Fluid (*VoF*) [71]. Celle-ci consiste à calculer dans chaque volume fini le rapport air-huile. Avec cette méthode, les projections d'huile et le couple résistant ont d'abord été reproduits pour un couple cylindrique en 2D par Li [90]. Celui-ci montre que le problème doit être tridimensionnel afin de bien représenter tous les phénomènes. Par la suite, des études tridimensionnelles se sont multipliées : sur des couples cylindriques avec les travaux de Liu *et al.* [74,91], sur un réducteur épicycloïdal par Concli et Gorla [92,93], et enfin sur des couples spiro-coniques [94,95]. Cependant, la principale limitation des approches eulériennes est le maillage complexe et transitoire. En effet, afin d'avoir un maillage adapté aux gradients des grandeurs physiques étudiées telles que la vitesse, la pression et le rapport air-huile, le maillage doit être raffiné dans deux zones principales : (i) la denture, (ii) la surface libre du bain d'huile. En ce qui concerne la zone de denture, les limitations ont déjà été exposées en amont dans le paragraphe 3.1. Dans le cas d'un engrenage en rotation dans un bain d'huile, l'huile peut se faire piéger dans l'espace inter-dent et ainsi générer des pertes par piégeage. Or, la modification des dimensions de la denture afin d'assurer un maillage continu (Figure 21) et permettre le bon déroulement du calcul numérique aboutissent à des zones inter-dent qui ne sont plus

représentatives des zones réelles. Le phénomène de piégeage d'huile ne peut donc pas être bien reproduit par ces méthodes.

En ce qui concerne la zone de surface-libre du bain d'huile, le maillage doit être suffisamment fin dans l'épaisseur de la surface-libre pour traduire correctement la discontinuité de propriétés physiques entre les deux fluides. Dans l'exemple d'une transmission lubrifiée par bain d'huile, il y a un classiquement un rapport de ~ 1000 entre la masse volumique de l'huile et celle de l'air. D'autre part, la position de la surface libre évoluant au cours du calcul, ce maillage raffiné doit être réparti sur une grande surface car la position de la surface-libre est inconnue a priori. Dans ce cas, l'utilisation d'un maillage adaptatif anisotrope [96,97] peut améliorer la qualité du maillage au cours du calcul en adaptant la taille des mailles en fonction des gradients du paramètre air-huile. Cette technique n'a pas été appliquée à une boîte de transmission pour le moment.

Finalement, le temps de calcul induit par un maillage conséquent est la limitation actuelle des approches eulériennes. Ce temps est typiquement de plusieurs heures à plusieurs jours pour calculer un point de fonctionnement. Ces contraintes ne sont pas compatibles avec cette étude qui a pour vocation d'aboutir au développement d'un modèle de calcul analytique simple basé sur une grande série de résultats.

4.3. CAS DES ENGRENAGES SPIRO-CONIQUES

- **Modèle ISO 14179-1** [98]

Le rapport technique ISO 14179-1 est inspiré de la norme américaine AGMA 96FTM9 [99]. Il donne une formule de perte basée sur le phénomène de ventilation dans l'air de Townsend [44]. Il est ensuite modifié afin d'ajouter la viscosité de l'huile et la contribution de la hauteur d'immersion. Pour une roue dentée, la perte est décomposée en une perte liée aux faces et une autre liée à la denture, de la même manière que les formules de perte par ventilation :

$$P_{barbo} = P_{barbo.faces} + P_{barbo.denture} \quad (44)$$

avec :

$$P_{barbo.faces} = \frac{1,474 \left(\frac{h}{D_0}\right) \nu \Omega^3 D_0^{5,7}}{0,2 \times 10^{26}} \quad (45)$$

et :

$$P_{barbo.denture} = 0,2 \times 10^{-26} \times 7,37 \left(\frac{h}{D_0}\right) \nu \Omega^3 D_0^{4,7} b \left(\frac{7,93 - \frac{4,648}{m_t}}{\sqrt{\tan\beta}}\right) \quad (46)$$

avec D_0 le diamètre extérieur de la roue, Ω la vitesse de rotation en [tr/min] et m_t le module apparent. Ici, la viscosité de l'huile et la forme des dents, par le biais du module de denture, sont toujours prises en compte, quel que soit le régime d'écoulement dans le bain d'huile. Ceci ne correspond pas aux observations précédentes concernant les vitesses élevées pour lesquelles le régime turbulent apparaît dans le bain d'huile avec une prédominance des effets inertiels devant les effets visqueux ainsi que l'apparition de poche d'air dans l'espace inter-dent. Ce modèle ne semble alors être valable que pour

un régime d'écoulement laminaire dans le bain d'huile, pour lequel la viscosité de l'huile et la forme de la denture ont un rôle.

▪ **Modèle ISO 14179-2** [3]

La deuxième version du rapport technique, l'ISO 14179-2, est une proposition allemande qui reprend les travaux de Mauz [100]. La perte est alors calculée d'une manière différente de la première version du rapport. La perte peut être évaluée pour une roue seule ou bien un couple pignon-roue immergé dans l'huile. Dans le cas d'une roue seule, la perte est donnée par :

$$P_{barbo} = \left[\left[\left(\frac{4h}{3R_0} \right)^{1,5} \frac{2R_0}{l_h} \right] \left[0,063 \left(\frac{h}{10} \right) + 0,0128 \left(\frac{b}{10} \right)^3 \right] e^{\left(\frac{h}{800} + 0,2 \right) \frac{V_T}{10}} \right] \omega \quad (47)$$

avec R_0 le rayon extérieur de la roue, l_h la longueur hydraulique telle que $l_h = 4A_g/U_m$, A_g l'aire de la section du carter et U_m le périmètre de la section du carter. Il peut être noté que ce modèle ne prend pas en compte de propriétés physiques du lubrifiant telles que la masse volumique et la viscosité de l'huile. Ceci n'est pas en accord avec les observations précédentes (section 4.1).

▪ **Modèle de Jeon** [76]

Jeon mesure le couple résistant de roues de diamètre primitif égal à 213 mm et à 222 mm dans un pont automobile en faisant varier la vitesse périphérique jusqu'à 23 m/s. Les expériences sont réalisées à partir d'une huile minérale et d'une huile synthétique ayant des viscosités cinématiques comprises entre 30 cSt et 280 cSt et pour des immersions relatives comprises entre 0,3 et 0,8 fois le rayon primitif. Il reprend la formule de perte du modèle de Changenet (Eq. (34)) en l'adaptant de la manière suivante :

$$P_{barbo} = \frac{1}{2} \rho_{huile} S_m R_p^2 b \omega^3 C_m \quad (48)$$

$$C_m = 2,185 \left(\frac{h}{R_p} \right)^{0,15} \left(\frac{V_0}{R_p^3} \right)^{-0,2} Re^{-0,25} Fr^{-0,53} \quad (49)$$

Il peut être noté que sa formule de coefficient de traînée adimensionné ne se décline pas selon le régime d'écoulement. Ici les forces visqueuses existent quelques soit le régime d'écoulement et sont représentées par le nombre de Reynolds à la puissance $-0,25$.

▪ **Modèle de Laruelle et Fossier et al.** [67,77]

Le travail réalisé par Jeon a été récemment complété par Laruelle *et al.* [67]. Ces derniers ont mis en évidence l'influence de la géométrie de l'engrenage et différents régimes d'écoulement dans le bain d'huile. En effet, leurs mesures sur plusieurs géométries de roues spiro-coniques et jusqu'à des vitesses périphériques de 20 m/s ont permis d'adapter la formule de perte (Eq. (48)), afin de donner une contribution plus élevée au diamètre de la roue plutôt qu'à sa largeur.

$$P_{barbo} = \frac{1}{2} \rho_{huile} S_m R_0^3 \omega^3 C_m \quad (50)$$

avec S_m la surface mouillée du cône équivalent, dont la formule de calcul est détaillée en Annexe A.

Elles ont aussi mis en évidence la présence de deux régimes d'écoulement séparés par le nombre Reynolds. Ce phénomène est analogue à celui observé sur les engrenages cylindriques. L'expression du coefficient de trainée de Jeon a été reprise et adaptée. Ici, les nombres de Reynolds et de Froude sont définis avec les rayons extérieurs et non primitifs.

$$\text{Pour } Re \leq 20000 \quad C_m = 1,45 \left(\frac{h}{R_0}\right)^{0,15} \left(\frac{V_0}{R_0^3}\right)^{-0,2} Re^{-0,25} Fr^{-0,53} \quad (51)$$

$$\text{Pour } Re > 20000 \quad C_m = 0,12 \left(\frac{h}{R_0}\right)^{0,15} \left(\frac{V_0}{R_0^3}\right)^{-0,2} Fr^{-0,53} \quad (52)$$

$$Re = \frac{\omega R_0^2}{\nu} \quad (53)$$

$$Fr = \frac{\omega^2 R_0}{g} \quad (54)$$

Il ressort de cette revue de la littérature que, même si des études approfondies sont disponibles sur les engrenages cylindriques, il y a peu de données concernant les pertes par barbotage générées par les engrenages coniques. De plus, les modèles présentés ici sont différents dans l'approche et dans la forme. Ces modèles sont alors appliqués à une configuration.

4.4. APPLICATION NUMERIQUE DES MODELES DE PERTE PAR BARBOTAGE D'UNE ROUE SPIRO-CONIQUE

Les caractéristiques géométriques de la roue dentée utilisée dans cette application sont présentées dans la Figure 31 et le Tableau 2. La roue est immergée à $h/R_0 = 0,5$, dans un bain d'huile de volume égal à $V_0 = 3,4$ L. L'huile est à une température de 80°C , sa masse volumique est égale à $\rho = 807$ kg/m^3 et sa viscosité égale à $\nu = 18$ cSt.

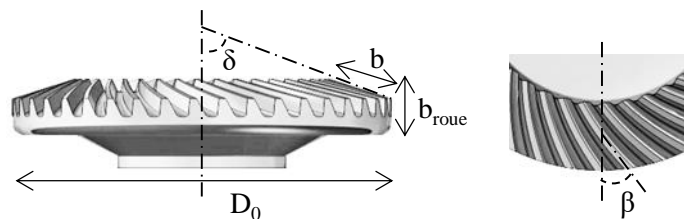


Figure 31 : Schéma des principales caractéristiques géométriques d'un engrenage spiro-conique.

Tableau 2 : Caractéristiques géométriques principales de la roue de référence.

D_0 [mm]	m_t [mm]	Z	b [mm]	b_{roue} [mm]	δ [°]	β [°]
157	3,8	41	27	22	72,4	35

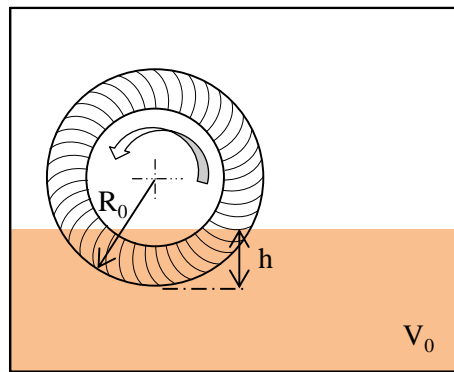


Figure 32 : Schéma des dimensions h et V_0 liées au bain d'huile.

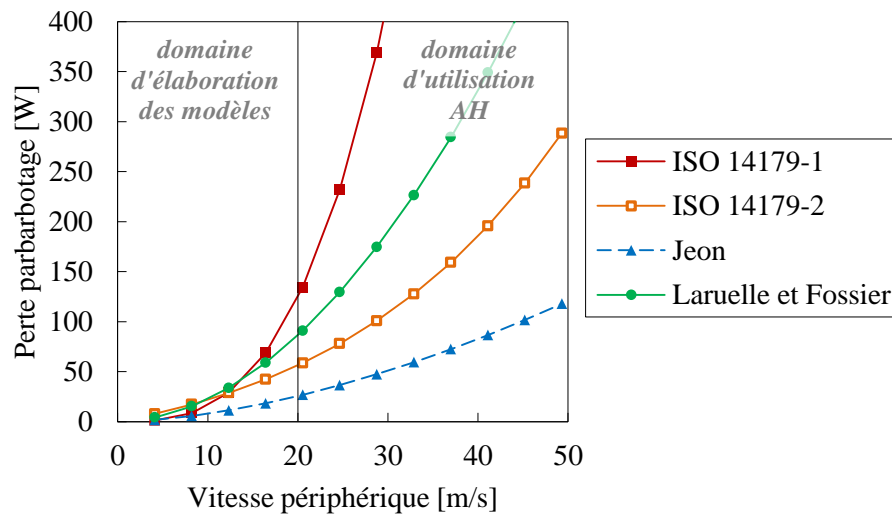


Figure 33 : Couple résistant de barbotage calculé selon différents modèles, roue de référence (Tableau 2), $h/R_0 = 0,5$, huile à 80°C , $\rho = 807 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 18 \text{ cSt}$.

La perte par barbotage calculée grâce aux différents modèles de barbotage présentés précédemment est rassemblée sur la Figure 33 pour plusieurs vitesses périphériques. Les pertes calculées ont des valeurs très éloignées. L'évolution de la puissance avec la vitesse est différente entre les modèles. Le modèle issu du rapport technique ISO 14179-1 a une évolution très sensible à la vitesse ($P \propto \omega^3$), et est très différente des trois autres modèles. Ceci s'explique car ce modèle est basé sur le phénomène de ventilation, dont la perte évolue avec le cube de la vitesse [5,6,44,47,48]. Il a ensuite été adapté au barbotage en rajoutant l'influence de la hauteur d'immersion et de la viscosité de l'huile. Les trois autres modèles présentent une évolution de la perte telle que $P \propto \omega^{1,33-1,8}$, ce qui est cohérent avec les études précédentes du barbotage des engrenages cylindriques. Dans ce cas d'application d'une boîte de transmission aéronautique, la viscosité de l'huile est faible ($\nu = 18 \text{ cSt}$) devant celle des expériences de Jeon ($30 \leq \nu \leq 280 \text{ cSt}$). Ce dernier modèle prédit alors une perte plus faible car, comme vu précédemment, il ne tient pas compte du changement d'écoulement lorsque le nombre de Reynolds augmente. Ainsi l'influence de la viscosité est toujours considérée dans son calcul et, celle-ci étant faible, le calcul donne alors une perte faible. Pour information, le changement de régime

d'écoulement n'est pas visible dans l'évolution du couple calculé avec le modèle de Laruelle et Fossier *et al.* car l'ensemble des vitesses tracées sont supérieures à la vitesse de transition, égale à 5 m/s dans ce cas. Dans le domaine des faibles et moyennes vitesses ($V_T < 20$ m/s), qui est le domaine dans lequel ces différents modèles ont été bâtis, la valeur de la perte par barbotage peut être multipliée par quatre selon le modèle avec lequel elle a été calculée. Ces écarts augmentent davantage pour des vitesses plus élevées. En ce qui concerne le domaine d'utilisation des boîtes de transmission arrières (BTI et BTA), les engrenages spiro-coniques lubrifiés par bain d'huile peuvent atteindre la vitesse de $V_T = 35$ m/s. Egalement, il peut y avoir des cas de barbotage marginal dans les boîtes de transmission principales (BTP) où la vitesse atteint $V_T = 50$ m/s. Cela signifie que les vitesses des boîtes de transmission d'hélicoptères sont supérieures à celles qui ont permis de développer les différents modèles présentés ici. Ainsi, selon le modèle utilisé pour calculer la perte par barbotage, celle-ci peut soit faire partie des pertes majoritaires dans la boîte de transmission soit être du second ordre. Pour ces raisons il est décidé d'étudier plus en profondeur le phénomène de barbotage des engrenages spiro-coniques pour des moyennes et hautes vitesses de rotation.

5. CONCLUSION

La revue de la littérature a montré que peu de travaux existent sur les pertes de puissances générées par les engrenages spiro-coniques. Les pertes peuvent se séparer en deux grandes catégories : (i) les pertes liées à la charge, c'est-à-dire liées à la puissance mécanique transmise à la denture et (ii) les pertes non liées à la charge, c'est-à-dire les pertes liées à la trainée des fluides environnants, tels que le bain d'huile et le brouillard d'huile.

En ce qui concerne les pertes liées à la charge, couramment appelées pertes par frottement, il a été montré que la méthode analytique standard ne peut pas s'appliquer aux engrenages spiro-coniques à cause de la forme complexe de la surface des dents. Dès lors, seules des méthodes approchées existent. Celles-ci se basent sur (i) une discrétisation de la surface de contact associée à un calcul de frottement en chaque nœud pour la méthode des éléments finis, (ii) une transformation approchée de l'engrenage spiro-conique en un engrenage cylindrique hélicoïdal équivalent avec la méthode de Tredgold [20] et enfin (iii) sur une approche empirique simple avec la formule du rapport technique ISO 14179-2 [3]. Les deux dernières méthodes ont été comparées entre elles sur un cas d'application et donnent des résultats similaires. En revanche ces méthodes n'ont pas pu être validées avec des données expérimentales. Néanmoins, quelle que soit la méthode utilisée, le calcul de la perte par frottement dépend du coefficient de frottement caractérisant le contact. La valeur de ce coefficient de frottement dépend d'une multitude de paramètres liés aux propriétés physiques des solides, du lubrifiant ainsi que des conditions opératoires telles que la vitesse, la charge et la température. Pour la gamme d'utilisation des engrenages dans les boîtes de transmission d'hélicoptères, la valeur du coefficient de frottement se situe entre 0,03 et 0,07. L'estimation précise du coefficient de frottement nécessite d'utiliser des modèles se basant sur des coefficients empiriques résultants d'une campagne de mesures de frottement sur le couple matériau – lubrifiant utilisé. Cette étude n'ayant pas été effectuée, un coefficient de frottement égal à 0,05 est retenu par la suite.

Un cas d'application sur une boîte de transmission arrière d'hélicoptère a permis de montrer que, dans le cas d'une rotation sans charge, la perte par frottement à la denture est négligeable. Ce sont les pertes non liées à la charge, telles que la ventilation et le barbotage, qui représentent la majorité de la perte de l'engrenage dans ce cas. La perte par ventilation provient principalement de la trainée de pression générée par la forme des dents, cette perte est donc fortement liée à la taille de la denture. En

revanche la trainée visqueuse, dite de frottement, générée principalement par les faces de l'engrenage, représente seulement une fraction réduite de la perte par ventilation. La perte par barbotage, quant à elle, dépend du régime d'écoulement dans le bain d'huile. Au regard des vitesses importantes dans les boîtes de transmission d'hélicoptère, le régime d'écoulement dans le bain d'huile est turbulent. Pour ces écoulements, les effets d'inertie sont prépondérants devant les effets visqueux. Ainsi, la masse volumique de l'huile est étroitement liée à la perte, alors que la viscosité de l'huile a une influence réduite. Également, de l'air est piégé dans l'espace inter-dent lors du passage dans le bain d'huile. La perte par barbotage est alors liée aux dimensions extérieures de l'engrenage, telles que le diamètre et la largeur, et est indépendante de la taille des dents, contrairement à la perte par ventilation.

Dans la mesure où il n'existe pas de modèle de calcul de la perte par ventilation des engrenages spiro-coniques et que les modèles existants pour la perte par barbotage ne conviennent pas aux vitesses élevées, ces deux types de pertes seront investigués dans le chapitre suivant. Au regard de la multitude de paramètres influents sur ces pertes, il est décidé d'utiliser des mesures expérimentales, plutôt que des simulations numériques, car les temps de calculs permettant de couvrir l'ensemble des conditions opératoires et géométries de dentures seraient trop importants.

Chapitre 2

Modélisation de la perte par barbotage des engrenages spiro-coniques

1.	INTRODUCTION	70
2.	PRESENTATION DU BANC DE BARBOTAGE	70
3.	RESULTATS EXPERIMENTAUX	73
4.	MODELISATION DES PERTES PAR BARBOTAGE	77
5.	ESSAIS AVEC DEFLECTEUR ET FLASQUES	87
6.	APPLICATION DU MODELE SUR UNE ROUE DENTEE DE BOITE DE TRANSMISSION D'HELICOPTERE	90
7.	CONCLUSION	96

1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, des mesures de couple résistant de roues spiro-coniques en rotation dans un bain d'huile sont effectuées. Quatre roues spiro-coniques de module entre 3,5 et 4,5 mm et de diamètre extérieur entre 130 et 188 mm sont utilisées. La vitesse de rotation atteint au maximum 6000 tr/min, ce qui représente une vitesse périphérique de 60 m/s pour la roue dentée la plus grande. Trois huiles minérales destinées aux applications aéronautiques sont utilisées. La viscosité des trois huiles se situe entre 41 et 63 cSt pour une température de 40°C. Les essais sont réalisés à une température du bain d'huile stabilisé à 40°C, sauf indication contraire. Les immersions relatives ont été réglées à $h/R_0 = 0,2 ; 0,3 ; 0,4$.

A partir de cette campagne de mesures de couple résistant, un modèle de perte associé a été développé [101]. La robustesse du modèle a ensuite été testée. Des mesures ont été réalisées en présence de parois aux abords de la denture, telles que des déflecteurs et flasques. Enfin, une roue issue d'une boîte de transmission arrière d'hélicoptère a été testée. Ces essais ont abouti à une discussion sur la présence d'un brouillard d'huile.

2. PRESENTATION DU BANC DE BARBOTAGE

Le banc d'essai est composé d'un moteur électrique entraînant un arbre de transmission *via* une courroie multipliant la vitesse de rotation jusqu'à un maximum de 7150 tr/min (Figure 34). Un variateur de fréquence permet de modifier la vitesse de rotation du moteur. Les arbres sont guidés en rotation grâce à deux boîtiers de roulements composés chacun d'un roulement à bille à gorge profonde (*SKF 6304-2Z* et *SKF 6205-2Z*) lubrifié par graisse. Il n'y a pas de joint d'étanchéité dans le montage. Les pertes par barbotage sont obtenues par une mesure du couple. Le capteur de couple (*CD 1140*) est doté d'un pont de jauge de déformation avec transmission sans contact, la précision sur la mesure est de $\pm 0,002$ N.m. Un capteur de vitesse de rotation est intégré dans le couplemètre, il est donc aussi utilisé pour la mesure de vitesse. Le carter est un parallélépipède avec une face en Plexiglas pour visualiser l'écoulement d'huile autour de la roue dentée (Figure 35). Les dimensions internes sont de 394 mm \times 266 mm \times 104 mm (Figure 36), ce qui mène à des jeux axiaux au-dessus de 27 mm pour toutes les configurations, suffisants pour minimiser les effets des parois sur les pertes par barbotage [7,84]. Un thermocouple type K est utilisé pour mesurer la température du bain d'huile. Plusieurs bandes chauffantes ont été placées sur la face extérieure inférieure du carter dans le but de réguler la température du bain d'huile.

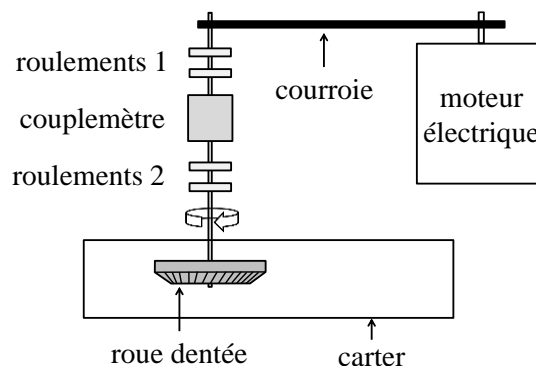


Figure 34 : Schéma des composants du banc de barbotage.

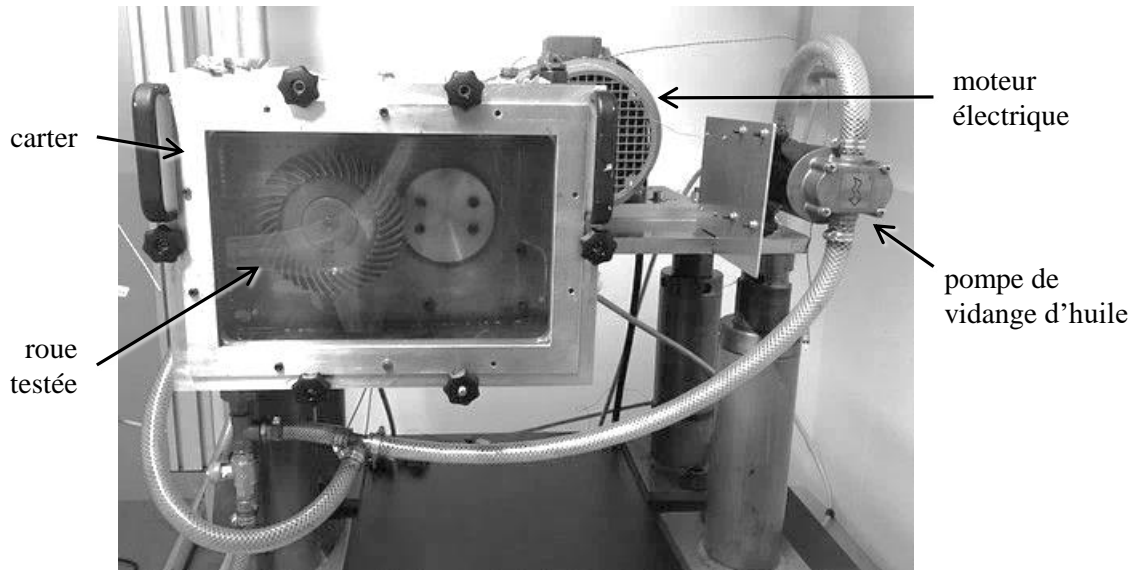


Figure 35 : Photo de face du banc de barbotage.

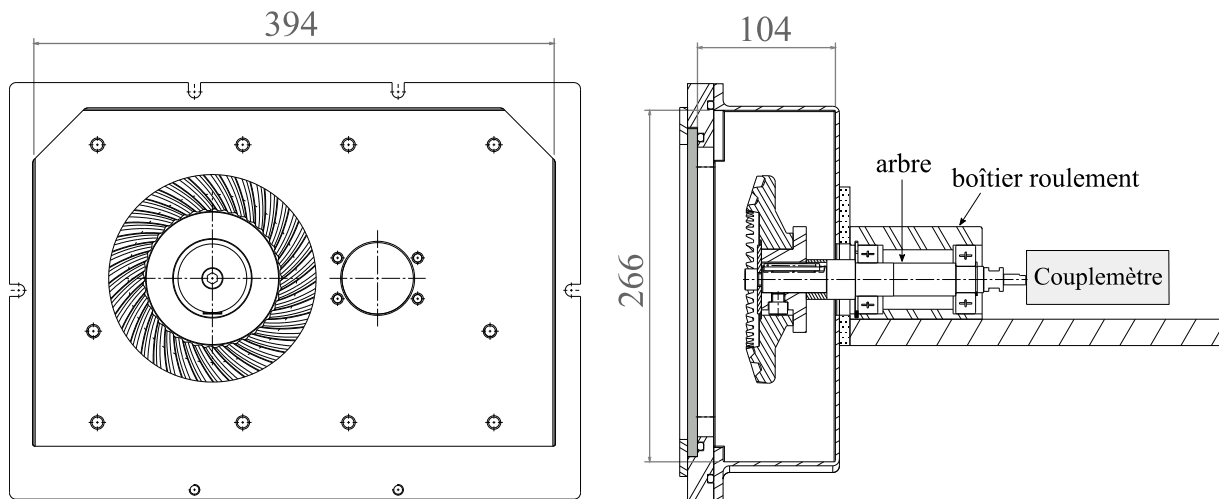


Figure 36 : Plan vue de face et vue de coupe du banc de barbotage.

Dans le but d'isoler les pertes par barbotage, le couple résistant de l'arbre tournant, comprenant le boîtier de roulements, sans mobile a été mesuré pour différentes vitesses de rotation et ensuite soustrait de la mesure du couple totale. La Figure 37 rassemble les couples mesurés en enlevant le mobile de l'arbre juste après un essai afin de conserver les mêmes conditions thermiques dans le boîtier de roulements. Le couple augmente régulièrement jusqu'à 3500 tr/min pour ensuite se stabiliser ou baisser légèrement, ce comportement est caractéristique des roulements graissés faiblement chargés [102]. La disparité dans les valeurs de couple peut provenir des propriétés de la graisse, dépendantes de la température. En effet, le boîtier des roulements n'étant pas régulé en température, il a été noté que les valeurs de couple mesurées étaient plus importantes l'hiver que l'été, c'est-à-dire lorsque la température de la cellule est plus faible.

Les roulements ne sont pas préchargés axialement afin de réduire leur production de chaleur. Les pertes des deux roulements atteignent au maximum 13 W à la vitesse de 6000 tr/min. Dans l'ensemble de la campagne de mesure de pertes par barbotage, les pertes aux roulements représentaient entre 2%

et 35% pour de la perte totale selon la vitesse de rotation, l'immersion d'huile et les dimensions de la roue dentée, l'écart maximum est atteint pour la roue n°2 à $N = 3500$ tr/min et $h/R_0 = 0,2$.

Des tests de répétabilité en présence de la roue dentée et d'un bain d'huile régulé à une température constante sont représentés sur la Figure 38. L'erreur relative moyenne est de 13% et l'erreur relative maximum est de 38% pour la plus faible vitesse et la plus faible immersion d'huile (500 tr/min et $h/R_0 = 0,2$). La principale source de non répétabilité est le réglage visuel du niveau d'huile.

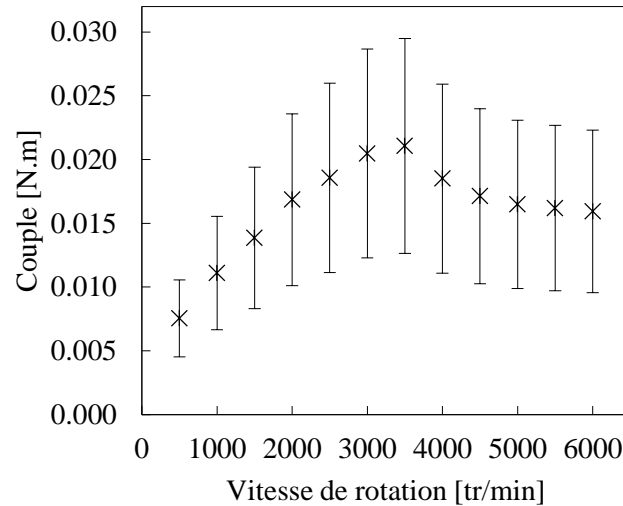


Figure 37 : Mesure du couple résistant des roulements (sans mobile sur l'arbre).

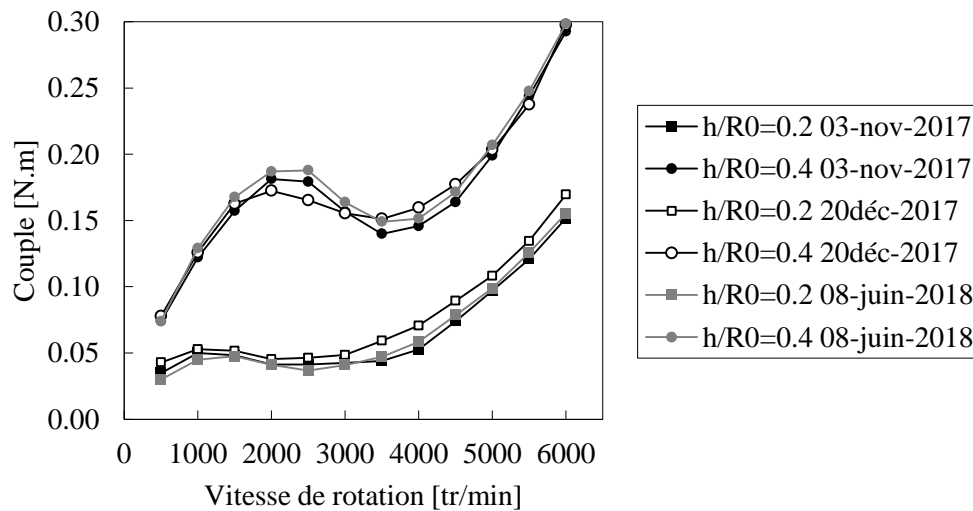


Figure 38 : Test de répétabilité de la mesure du couple résistant de barbotage pour différents niveaux d'immersion d'huile, roue spiro-conique $D_{ext} = 157$ mm, huile $\rho = 837$ kg/m³, $v = 58$ cSt.

Afin de mesurer un débit d'huile éjecté par la roue, un réservoir peut être placé à l'intérieur du carter pour récupérer une partie de l'huile projetée par le mobile (Figure 39). Dans ce but, une fenêtre de forme oblongue a été percée dans le réservoir et deux flotteurs permettent de mesurer le temps nécessaire au remplissage du volume (192 mL). Cette fenêtre d'entrée a une hauteur et une position réglable. Afin de réduire les incertitudes de mesure possiblement induites par l'écoulement agité dans le réservoir, une paroi a été introduite pour séparer la zone d'entrée de la zone de mesure. La surface

libre de l'huile est alors beaucoup moins agitée dans la zone de mesure. Un circuit hydraulique permet de vider l'huile récupérée lorsque le capteur de niveau du réservoir atteint le niveau haut, cette huile retourne directement dans le bain d'huile. Le système est présenté plus en détail dans les travaux de Leprince *et al.* [70], il a été montré que l'erreur relative maximum sur la mesure du débit d'huile éjecté est de 8%.

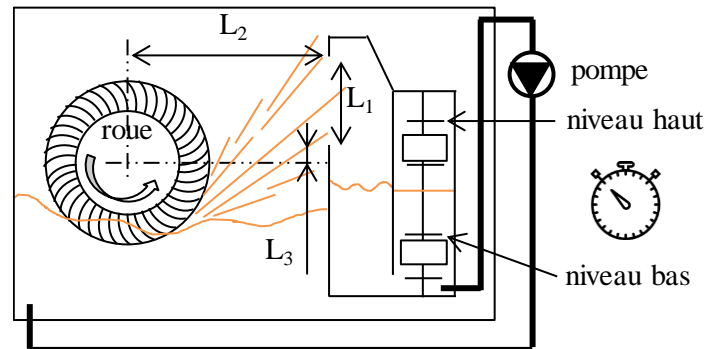


Figure 39 : Schéma de la mesure du débit d'huile projetée par le mobile.

3. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Les résultats présentés dans ce chapitre ont été obtenus en utilisant des roues spiro-coniques et un disque conique dont les caractéristiques sont données dans le Tableau 3 et représenté sur la Figure 31. Les roues 1 à 4 diffèrent principalement au niveau du diamètre extérieur et de la largeur. Le dernier mobile est un disque conique dont le diamètre extérieur et la largeur sont semblables à la roue 1. Les mobiles tournent dans le sens antihoraire jusqu'à 6000 tr/min. Les mobiles sont partiellement immergés dans les huiles dont les propriétés sont présentées dans le

Tableau 4. Les niveaux d'huile étudiés valent $h/R_0 = 0,2 ; 0,3 ; 0,4$ avec h la hauteur d'immersion d'huile statique et R_0 le rayon extérieur de la roue. Ceci correspond à des volumes d'huile V_0 entre 2 et 4 L, ces paramètres sont représentés schématiquement en Figure 32. Le bain d'huile est régulé à une température égale à 40°C , sauf indication contraire, et la pression atmosphérique a été maintenue à l'intérieur du carter grâce à un reniflard.

Tableau 3 : Caractéristiques géométriques des mobiles.











	Symbole	Roue 1	Roue 2	Roue 3	Roue 4	Cône 1
Diamètre ext. [mm]	D_0	157	130	188	154	157
Module [mm]	m_t	3,8	3,5	4,5	4,2	
Nombre de dent	Z	41	37	41	37	
Angle de face [°]	δ	72,4	58,1	72,4	58,1	72,4
Angle de spiral [°]	β	35	35	35	35	
Largeur de dent [mm]	b	27	24,5	32	27,5	27
Largeur roue [mm]	b_{roue}	22	27	30	30	23
Sens de l'hélice		Gauche	Gauche	Gauche	Gauche	
Photo de face						
Photo de profil						

Tableau 4 : Propriétés des fluides.

	Viscosité cinématique à 40°C [cSt]	Viscosité cinématique à 100°C [cSt]	Masse volumique à 20°C [kg/m ³]
Huile n°1	58	12	849
Huile n°2	63	8	867
Huile n°3	41	7	849

3.1. EVOLUTION DU COUPLE PEU COMMUNE

Une évolution peu commune du couple résistant est observée quelle que soit la roue, l'huile et la hauteur d'immersion (Figure 40). Le couple du mobile augmente avec la vitesse de rotation jusqu'à atteindre un maximum local (point A) ; le couple diminue ensuite jusqu'à un minimum local (point B) ; pour des vitesses de rotation supérieures le couple augmente de nouveau. La diminution de couple juste après le point A a déjà été observée par Jeon [76] sur un banc de barbotage représentatif d'un pont automobile. Ce dernier explique cette chute de couple par un déplacement de la surface libre du bain d'huile, réduisant ainsi l'immersion locale du mobile (Figure 29). Ce déplacement de la surface libre viendrait des écoulements d'air générés par la roue dentée en mouvement.

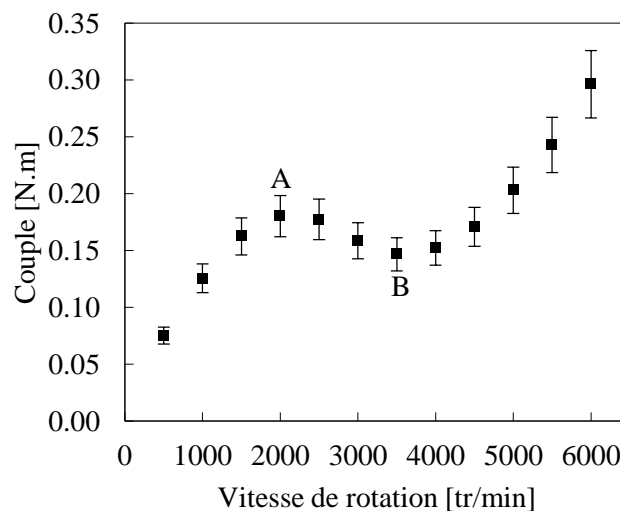


Figure 40 : Evolution du couple expérimental avec la vitesse de rotation.
Roue 1, huile n°1 à 40°C, $h/R_0 = 0,4$.

Dans la Figure 41 il peut être noté une corrélation entre le couple et le débit d'huile éjecté par la roue. Comme les valeurs de couple, les valeurs du débit chutent également à 2500 tr/min pour ensuite se stabiliser à partir de 4000 tr/min. Dans les travaux de Leprince *et al.* [70], des mesures de débit éjecté par des roues cylindriques dentées pour plusieurs conditions opératoires ont été réalisées. Le débit expulsé par la roue est quasiment constant avec la vitesse de rotation et est proportionnel à sa hauteur d'immersion dans l'huile. Le couple étant aussi dépendant de la hauteur d'immersion, la baisse inhabituelle du couple observée peut être assimilée à une conséquence d'une diminution locale de la hauteur d'immersion. Les observations sur l'huile expulsée, issues du test de la Figure 41, peuvent être expliquées comme suit :

- i) à des vitesses modérées, comprises entre 500 et 2000 tr/min, le débit mesuré augmente avec la vitesse car l'angle d'éjection du lubrifiant s'élargit (Figure 42.a), il alimente une plus grande surface de la fenêtre jusqu'à couvrir entièrement la fenêtre (Figure 42.b) ;
- ii) entre 2000 et 2500 tr/min, le débit d'huile atteint une valeur constante liée à la hauteur d'immersion de la roue ;
- iii) à partir de 2500 tr/min, une diminution du débit d'huile peut être observée jusqu'à 4000 tr/min, où il se stabilise à une valeur inférieure associée à une hauteur d'immersion inférieure.

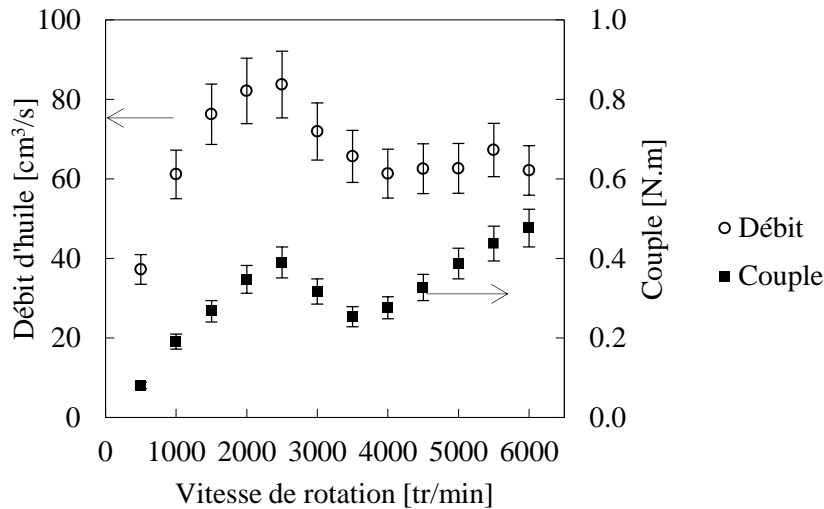


Figure 41 : Corrélation entre le débit d'huile éjecté et le couple. Roue 1, huile n°3 à 40°C, $h/R_0 = 0,5$.

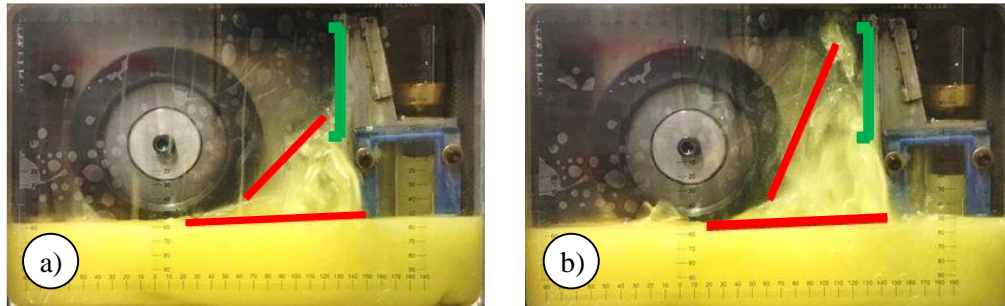
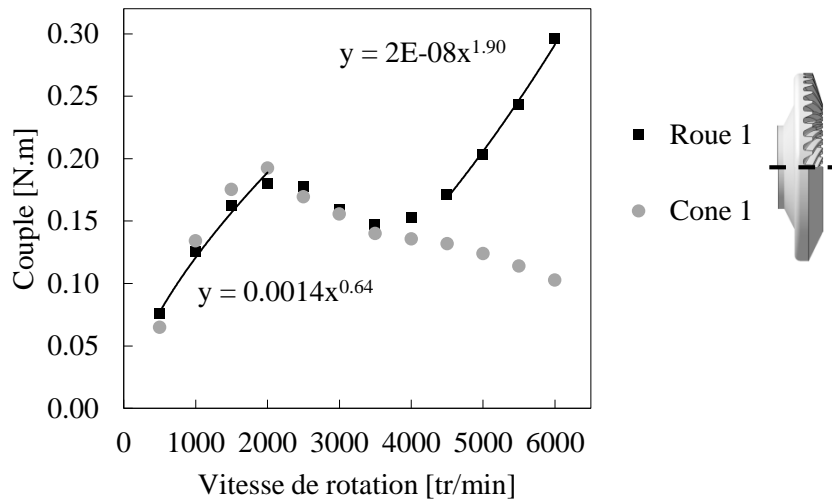


Figure 42 : Remplissage de la fenêtre d'entrée du dispositif de mesure du débit d'huile. Roue 1, huile n°3 à 40°C, $h/R_0 = 0,5$, position de la fenêtre : $L_1 = 50$ mm, $L_2 = 150$ mm, $L_3 = 0$ mm, a) 1000 tr/min, b) 2000 tr/min.

La diminution locale de l'immersion d'huile conduit, en contrepartie, à une plus grande surface de la roue en contact avec l'air. La Figure 43 présente l'évolution du couple de la roue dentée 1 et du cône 1 tournant dans un bain d'huile à $h/R_0 = 0,4$. Les deux mobiles ont les mêmes dimensions (diamètre et largeur). À basse et moyenne vitesse, les valeurs de couples de la roue dentée et du cône sont similaires. Ce résultat est en accord avec des études expérimentales précédentes, que ce soit pour les engrenages coniques [67] ou cylindriques [4], selon lesquelles la géométrie de la dent n'a pas d'impact significatif sur les pertes par barbotage. À 3500 tr/min, le couple de la roue dentée et celui du cône commencent à se différencier ; le couple du cône continue à diminuer avec la vitesse tandis que

le couple de la roue dentée augmente de nouveau, comme cela a été dit précédemment. Ce comportement semble associé au phénomène de ventilation. En effet, la majorité de la perte par ventilation est liée au débit d'air pompé et expulsé par les dents [2,5,6,66]. Le cône, n'ayant pas de dents, génère une perte par ventilation négligeable. En conséquence, une différence notable de couple peut être observée entre la roue dentée et le cône à des vitesses élevées. De même, l'évolution du couple pour les faibles vitesses de rotation (≤ 2000 tr/min) entraîne des pertes évoluant à la puissance telles que : $\omega^{1,64}$ (Figure 43). Cette valeur est conforme aux travaux expérimentaux de Jeon [76] sur les pertes par barbotage des engrenages coniques, celui-ci trouve un coefficient égal à 1,69. Ainsi, comme prévu, pour les vitesses faibles et modérées, l'évolution du couple correspond bien au phénomène de barbotage. De la même manière, une courbe de tendance appliquée sur l'évolution du couple pour des vitesses de rotation supérieures à 4500 tr/min entraîne des pertes de puissance telles que : $\Omega^{2,9}$. Cette valeur est en accord avec la littérature sur les pertes de ventilation, dont les valeurs varient de 2,8 à 3 [5,6,55]. A ces vitesses, le phénomène de ventilation ($P \propto \omega^{2,9}$) devient prépondérant devant le phénomène de barbotage ($P \propto \omega^{1,64}$).



**Figure 43 : Mise en évidence du phénomène de ventilation.
Roue 1 et cône 1, huile n°1 à 40°C, $h/R_0 = 0,4$.**

Aucun des modèles de pertes par barbotage présentés précédemment⁴ ne tient compte de la diminution de la hauteur d'immersion et, par conséquent, des pertes de ventilation associées. Ainsi, par la suite, un modèle original d'estimation de perte pour roues spiro-coniques lubrifiées par bain d'huile est proposé sur la base de résultats expérimentaux.

⁴ Voir paragraphe Application numérique des modèles de perte par barbotage d'une roue spiro-conique, du chapitre Revue bibliographique.

4. MODELISATION DES PERTES PAR BARBOTAGE

Afin de combiner les pertes associées au phénomène de barbotage et celles associées au phénomène de ventilation, les surfaces d'application de ces deux types de pertes sont schématisées sur la Figure 44 et ont été dissociées comme suit :

$$P = P_{barbo} + P_{vent} \quad (55)$$

où P est la perte de puissance totale, P_{barbo} est la perte par barbotage et P_{vent} est la perte par ventilation. Les valeurs de pertes obtenues avec le modèle seront appelées par la suite « perte numériques » par opposition aux pertes expérimentales. Selon les travaux précédents [4,67,78] la perte par barbotage peut être exprimé comme une pression dynamique de référence, une vitesse, et une surface associée :

$$P_{barbo} = \frac{1}{2} \rho_{huile} S_m R_0^3 \omega^3 C_{m.barbo} \quad (56)$$

où ρ_{huile} est la masse volumique de l'huile et S_m est la surface mouillée du mobile (Annexe A).

De la même manière, la perte par ventilation P_{vent} peut être exprimée comme suit [5,55] :

$$P_{vent} = \frac{1}{2} \rho_{air} (S - S_m) R_0^3 \omega^3 C_{m.vent} \quad (57)$$

avec S l'aire de la surface totale de l'engrenage et $(S - S_m)$ l'aire de la surface en contact avec l'air. Les pertes totales sont formulées de la façon suivante :

$$P = \frac{1}{2} \rho_{huile} S_m R_0^3 \omega^3 C_{m.barbo} + \frac{1}{2} \rho_{air} (S - S_m) R_0^3 \omega^3 C_{m.vent} \quad (58)$$

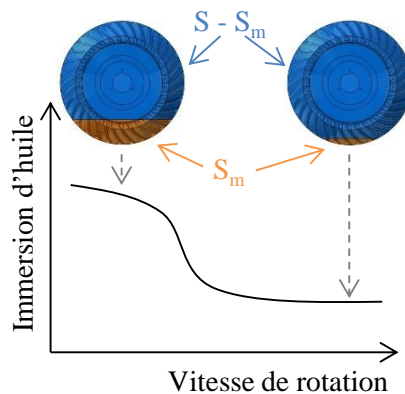


Figure 44 : Evolution schématique de la hauteur d'immersion d'huile avec la vitesse de rotation.

L'expression correspondante de $C_{m.barbo}$ et $C_{m.vent}$ repose sur les expériences menées et les régimes d'écoulement observés par différents auteurs, les nombres sans dimension tels que le nombre de Reynold, Froude ou Mach sont utilisés ou non dans les formulation de C_m [4,10,85,103].

4.2. DETERMINATION DU COEFFICIENT ADIMENSIONNE DE BARBOTAGE

Il a été choisi d'utiliser les formules de Laruelle et Fossier [77], rappelées ici :

$$\text{Pour } Re \leq 20000 \quad C_m = 1,45 \left(\frac{h}{R_0} \right)^{0,15} \left(\frac{V_0}{R_0^3} \right)^{-0,2} Re^{-0,25} Fr^{-0,53} \quad (59)$$

$$\text{Pour } Re > 20000 \quad C_m = 0,12 \left(\frac{h}{R_0} \right)^{0,15} \left(\frac{V_0}{R_0^3} \right)^{-0,2} Fr^{-0,53} \quad (60)$$

La hauteur d'immersion h est celle moyenne lorsque le mobile est en rotation.

4.3. DETERMINATION DU COEFFICIENT ADIMENSIONNE DE VENTILATION

Il existe peu de documentation sur les pertes par ventilation des engrenages coniques et, pour le moment, il n'existe pas de formulation concernant le coefficient adimensionné de traînée. Afin d'étudier l'influence des paramètres géométriques et des conditions opératoires, le même banc d'essai que celui utilisé pour les pertes par barbotage a été utilisé. Les pertes de ventilation ont été mesurées pour les roues 1, 2, 3 et 4 tournant dans l'air (Figure 45). Les pertes de puissance présentent une évolution classique avec la vitesse de rotation ($P = f \propto \Omega^3$) [5,6,55].

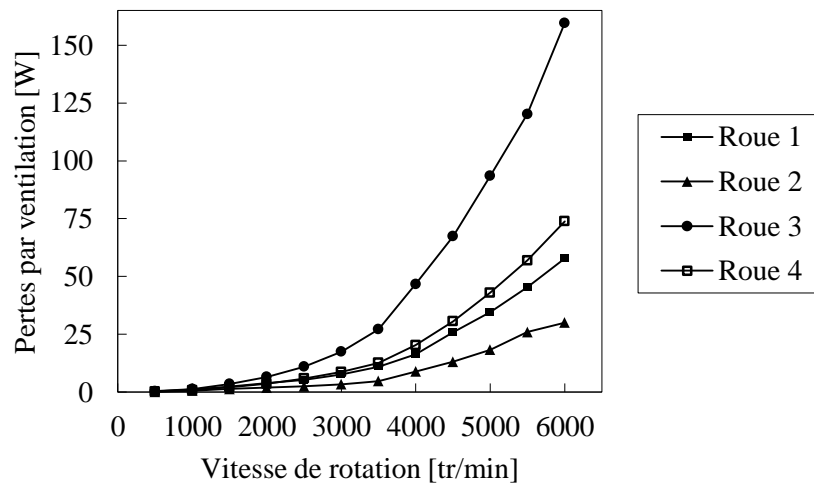


Figure 45 : Evolution avec la vitesse de rotation des pertes par ventilation mesurées. Roues 1, 2, 3 et 4, air à 40°C.

D'après la Figure 46 il peut être noté que le coefficient adimensionné de traînée $C_{m.vent}$ ne dépend pas du nombre de Reynolds. Cette observation est conforme aux investigations expérimentales et numériques précédentes [55,56]. Sur la même figure, les couples adimensionnés de ventilation se distinguent en deux groupes selon les roues. En effet, les roues 1 et 3 ont des valeurs de C_m proches de 0,020 alors que les roues 2 et 4 ont des valeurs proches de 0,025. Ces groupes de roues sont différenciés géométriquement par la valeur de l'angle de face, $\delta = 72^\circ$ pour le premier groupe et $\delta = 58^\circ$ pour le second. Ainsi, il ressort de ces tests que l'expression du couple adimensionné de traînée donnant les résultats les plus proches de ceux expérimentaux est :

$$C_{m.vent} = K \delta^{-1} \quad (61)$$

où K est une constante et δ est l'angle de face de la roue dentée [rad].

Le rôle de l'angle de face dans les pertes de puissance de ventilation des roues spiro-coniques est en accord avec les travaux de CFD de Webb [66]. En raison des caractéristiques des roues étudiées, l'influence des paramètres géométriques tels que le module de denture ou l'angle de spirale n'ont pas pu être mis en évidence ici car ils étaient similaires sur les quatre roues, à savoir $m \in [3,5; 4,5]$ mm et $\beta = 35^\circ$.

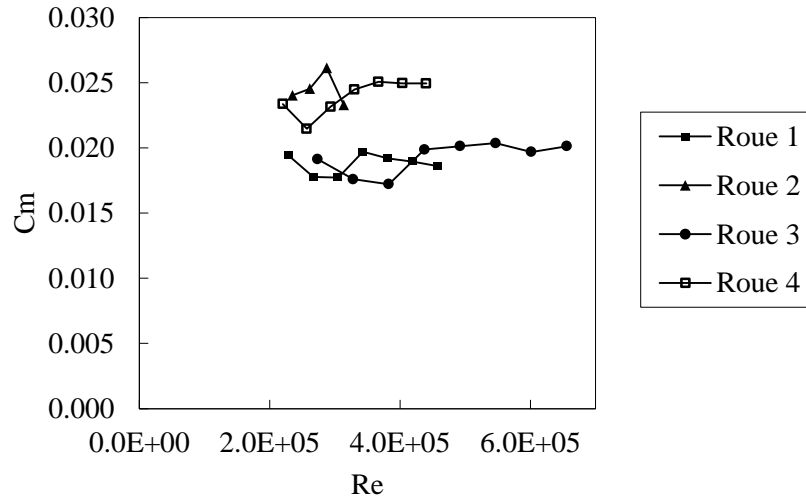


Figure 46 : Evolution du couple de ventilation en fonction du nombre de Reynolds. Roues 1, 2, 3 et 4, air à 40°C.

D'après la Figure 47, la constante K est égale, en moyenne, à 0,025 dans ce cas de roue dentée séparée d'une distance minimale de 27 mm avec les parois et tournant dans un carter de volume 0,011 m³. Pour les vitesses périphériques de roue inférieures à 25 m/s, les pertes de puissance sont très faibles et du même ordre que les incertitudes, ces données ne sont donc pas présentées.

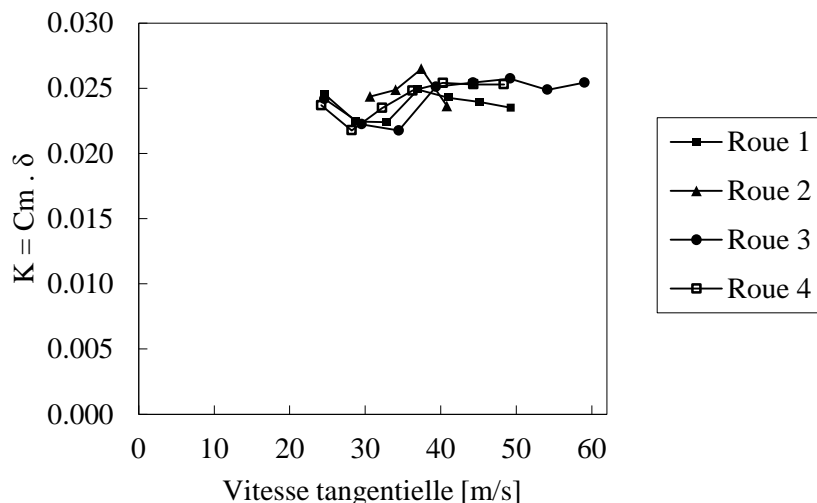


Figure 47 : Evolution de K (Eq. (61)) avec la vitesse, roue 1, 2, 3 et 4, air à 40°C

En utilisant l'équation (57), en prenant une valeur de S_m nulle car il n'y a pas de bain d'huile, et l'équation (61) basée sur $K = 0,025$, les pertes de ventilation peuvent être calculées. La Figure 48

présente les valeurs des pertes numériques et expérimentales. Les erreurs relatives moyennes et maximales entre les résultats théoriques et expérimentaux ne dépassent pas 5% et 14% respectivement, comme indiqué dans le Tableau 5. Les valeurs sont moyennées sur les vitesses tangentielles supérieures à 25 m/s.

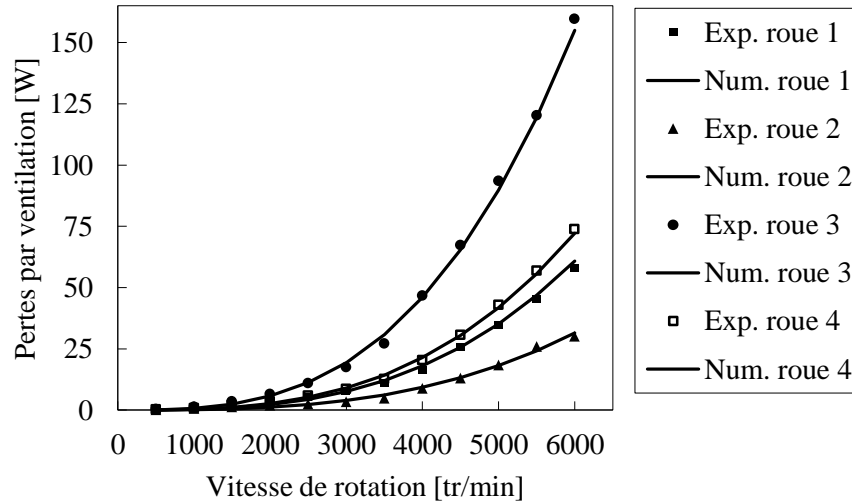


Figure 48 : Comparaison entre le modèle de perte par ventilation et les données expérimentales. Roue 1, 2, 3 et 4, air à 40°C.

Tableau 5 : Erreur relative moyenne et maximale de la perte par ventilation pour les roues 1, 2, 3 et 4.

	Roue 1	Roue 2	Roue 3	Roue 4
Erreur moyenne	4,6%	3,3%	4,9%	4,4%
Erreur maximale	10,3%	6,8%	13,6%	13,5%

4.4. DEVELOPPEMENT D'UN MODELE DE BAISSSE D'IMMERSION D'HUILE

Une baisse de l'immersion d'huile a été mise en évidence précédemment. Cette baisse d'immersion est observable sur l'évolution du couple résistant avec l'apparition d'un maximum et d'un minimum local. Une série de mesure de couple résistant pour plusieurs conditions opératoires a été menée afin de décrire l'évolution dynamique de l'immersion d'huile. La Figure 49 regroupe le couple de la roue 1 tournant dans un bain d'huile à différents niveaux d'immersion et pour différentes huiles, en fonction de la vitesse tangentielle de la roue $V_T = \omega R_0$. Les maxima et minima locaux du couple sont sensiblement les mêmes pour les trois huiles, de type aéronautique, utilisées. En revanche il y a une influence de l'immersion d'huile : plus l'immersion statique d'huile est élevée plus le maximum local de couple apparaît pour des vitesses élevées.

Il apparaît que l'évolution du couple pour toutes les configurations peut être prédite à l'aide du nombre de Froude suivant :

$$Fr^* = \frac{\omega R_0}{\sqrt{gh}} \quad (62)$$

Le nombre Froude Fr^* utilisé ici apparaît dans l'étude de Changenet et Vexel [84] s'intéressant à l'impact du volume d'huile sur le couple. Cette expression est proche d'une définition hydraulique prenant en compte l'amplitude des vagues ($\propto h^{-0,5}$).

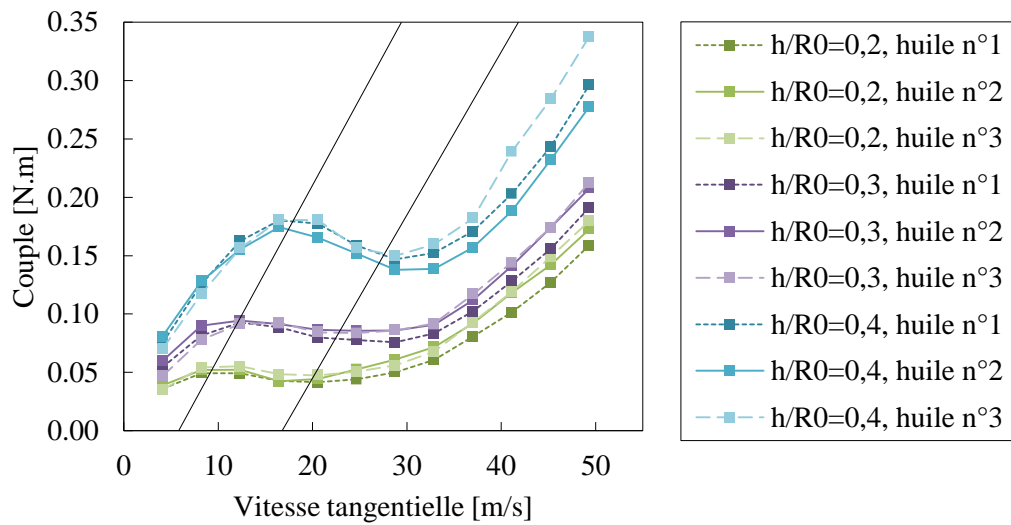


Figure 49 : Influence de l'huile et de la hauteur d'immersion sur l'évolution du couple avec la vitesse tangentielle. Roue 1, huile n°1, 2 et 3 à 40°C.

Des courbes similaires à celles de la Figure 49 sont tracées en fonction du nombre de Froude cette fois-ci, sur la Figure 50. Les maxima et minima locaux de couple apparaissent pour des valeurs communes du nombre de Froude. Le maximum local est noté à $Fr^* \approx 25$, tandis que le minimum local est à $Fr^* \approx 50$, quelle que soit la configuration. De la même manière, le couple résistant pour différentes roues est présenté en Figure 51.

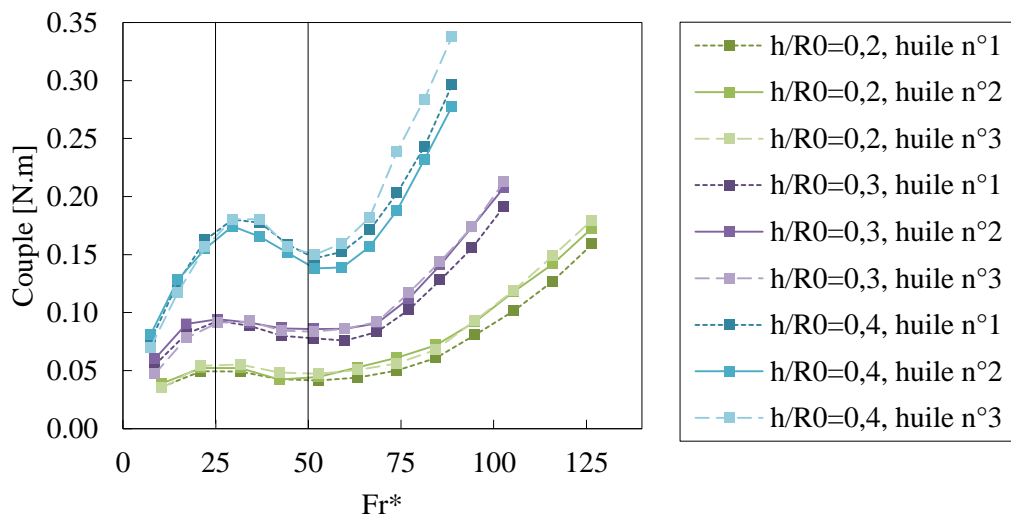
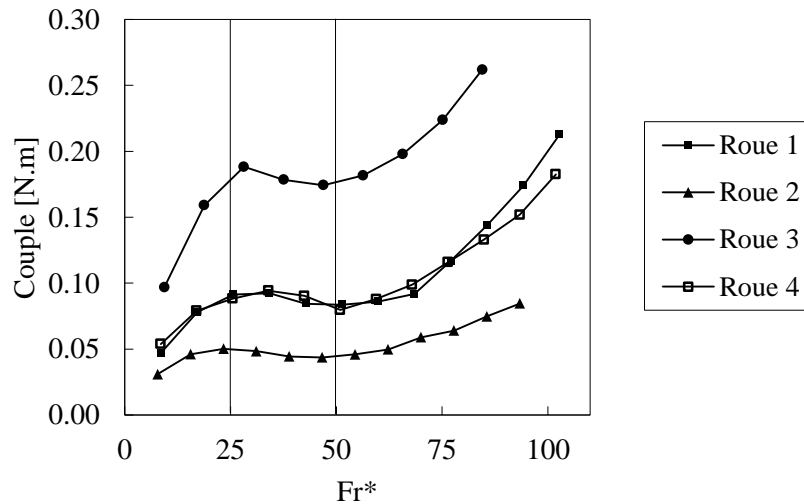


Figure 50 : Influence de l'huile et de la hauteur d'immersion sur l'évolution du couple avec le nombre de Froude. Roue 1, huile n°1, 2 et 3 à 40°C.



**Figure 51 : Influence de la roue dentée sur l'évolution du couple avec le nombre de Froude.
Roue 1, 2, 3 et 4, huile n°3 à 40°C, $h/R_0 = 0,3$.**

La mesure de la hauteur d'immersion dynamique est difficile en raison du mouvement du fluide et notamment des vagues dans le carter. Alors, une méthode semi-inverse a été utilisée pour estimer l'immersion d'huile en faisant correspondre la perte de puissance théorique (Eq. (58)) avec la perte de puissance mesurée, c'est-à-dire :

$$P_{barbo} + P_{vent} = P_{exp} \quad (63)$$

L'égalité entre le couple de la formule théorique et celui expérimental est obtenue en ajustant la valeur de la hauteur d'immersion d'huile dans la formule théorique. Ainsi, l'évolution de la hauteur d'immersion dynamique estimée théoriquement est présentée en Figure 52. La hauteur d'immersion dynamique diminue avec le nombre de Froude*, c'est-à-dire avec la vitesse, jusqu'à atteindre un seuil à partir duquel elle n'évolue plus. Il peut être noté que la valeur de l'immersion dynamique ne tend pas exactement vers la valeur de l'immersion statique lorsque le nombre de Froude* tend vers zéro, c'est-à-dire pour des vitesses de rotation nulles. Ceci s'explique car le modèle utilisé pour la contribution du barbotage [77] (§ 4.2) est basé sur une immersion moyenne lorsque la roue est en rotation et non sur l'immersion statique.

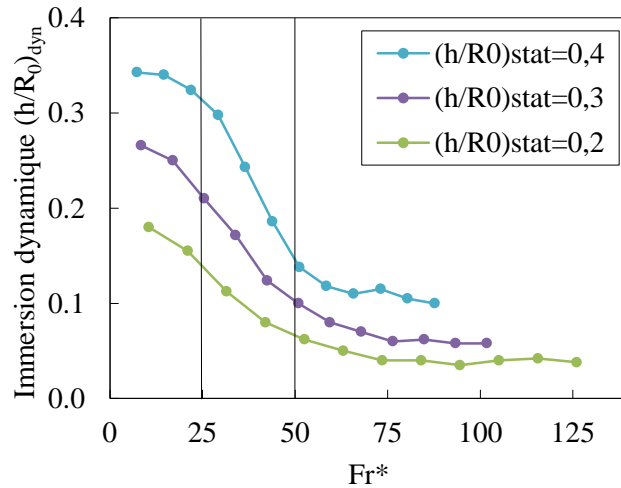


Figure 52 : Evolution de l'estimation par la méthode semi-inverse de la hauteur d'immersion dynamique en fonction du nombre de Froude. Roue 4, huile n°1 à 40°C.

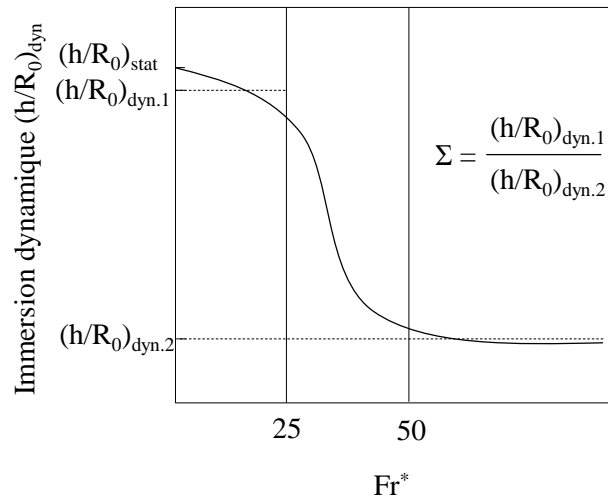


Figure 53 : Expression du rapport d'immersion d'huile Σ (stat : statique ; dyn : dynamique).

Comme c'est une méthode semi-inverse qui a été utilisée pour calculer l'immersion dynamique (Figure 52), lorsque cette évolution est injectée dans le modèle les valeurs de pertes obtenues sont égales à celles mesurées. Il est proposé d'établir un modèle simple de prédiction de l'évolution de l'immersion dynamique d'huile. Ceci permet d'estimer des premières valeurs de perte par barbotage dans les phases amont de conception. Afin de modéliser de manière simple l'évolution de l'immersion d'huile, cette dernière sera considérée comme constante dans la première et troisième partie (c'est-à-dire $Fr^* \leq 25$ et $Fr^* \geq 50$) avec une transition linéaire entre ces parties. Il est possible de définir un rapport Σ renseignant sur la chute d'immersion entre les domaines $Fr^* \leq 25$ et $Fr^* \geq 50$. Ce rapport est défini dans la Figure 53 comme étant égale à :

$$\Sigma = \frac{\left(\frac{h}{R_0}\right)_{dyn.1}}{\left(\frac{h}{R_0}\right)_{dyn.2}} \quad (64)$$

avec $(h/R_0)_{\text{dyn},1}$ correspondant au rapport d'immersion dynamique avant la chute d'immersion, et $(h/R_0)_{\text{dyn},2}$ correspondant au rapport d'immersion dynamique après la chute d'immersion. Les valeurs de Σ sont représentées dans la Figure 54 pour chaque roue dentée et chaque immersion statique. Il n'y a pas de corrélation notable entre Σ et la géométrie de roue. En revanche il existe un lien avec la hauteur d'immersion. Plus l'immersion relative est faible, plus le rapport Σ est élevé. En effet, lorsque l'immersion statique relative dans l'huile est $h/R_0 = 0,2$, elle sera presque divisée par 5 par les effets de ventilation déplaçant la surface libre, tandis que si l'immersion statique relative dans l'huile est $h/R_0 = 0,4$, elle sera divisée par 3,5. En d'autres termes, la diminution de l'immersion dans l'huile est d'autant plus notable que l'immersion statique dans l'huile est faible.

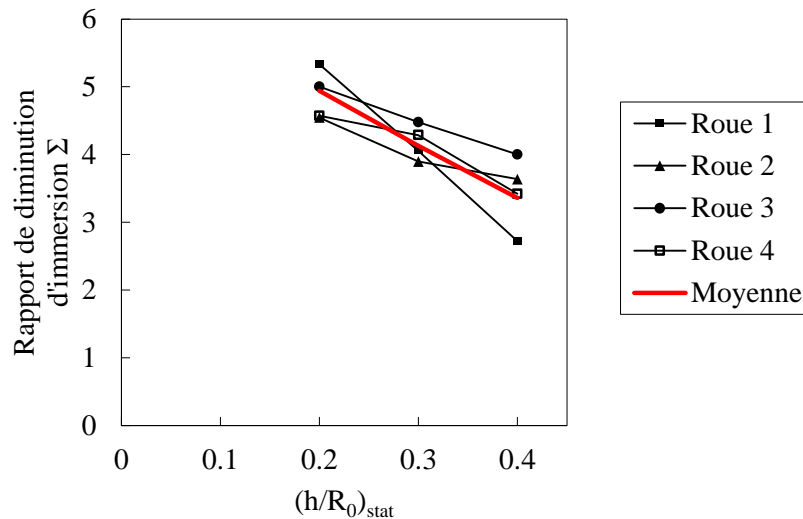


Figure 54 : Evolution du rapport de diminution d'immersion Σ avec l'immersion statique. Huile n°1 à 40°C.

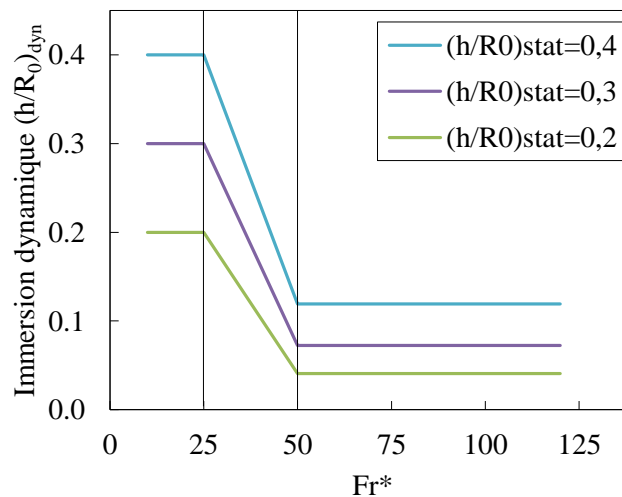


Figure 55 : Modèle de l'évolution de la hauteur d'immersion dynamique avec Fr^* .

Le modèle d'évolution d'immersion relative est présenté sur la Figure 55. En première approximation, la valeur de $(h/R_0)_{\text{dyn},1}$ est égale à $(h/R_0)_{\text{stat}}$. La valeur de la hauteur dynamique d'huile après la diminution, $(h/R_0)_{\text{dyn},2}$, est calculée avec la régression linéaire de la Figure 54, c'est-à-dire :

$$\left(\frac{h}{R_0}\right)_{dyn} = \frac{\left(\frac{h}{R_0}\right)_{stat}}{-7,88\left(\frac{h}{R_0}\right)_{stat} + 6,51} \quad (65)$$

Il est donc maintenant possible de prédire à la fois les pertes par barbotage, comprenant l'immersion dynamique, ainsi que les pertes par ventilation qui sont utilisées dans le modèle (Eq. (58)) pour l'évaluation des pertes. La Figure 56 présente, pour la roue 4, la comparaison entre le couple expérimental et le couple prévu par le modèle. Le modèle prévoit un maximum bien marqué, ce qui est moins le cas expérimentalement. Les erreurs relatives moyennes et maximales entre les valeurs théoriques et expérimentales sont de 32% et 123% respectivement, comme indiqué dans le tableau 4. Ces erreurs importantes proviennent de l'hypothèse, pour les basses vitesses ($Fr^* \leq 25$), que l'immersion d'huile reste constante et égale à l'immersion statique : $(h/R_0)_{dyn.1} = (h/R_0)_{stat}$. En réalité, l'immersion d'huile diminue légèrement lorsque la roue est en rotation, ce phénomène est visible sur les Figure 52 et Figure 53.

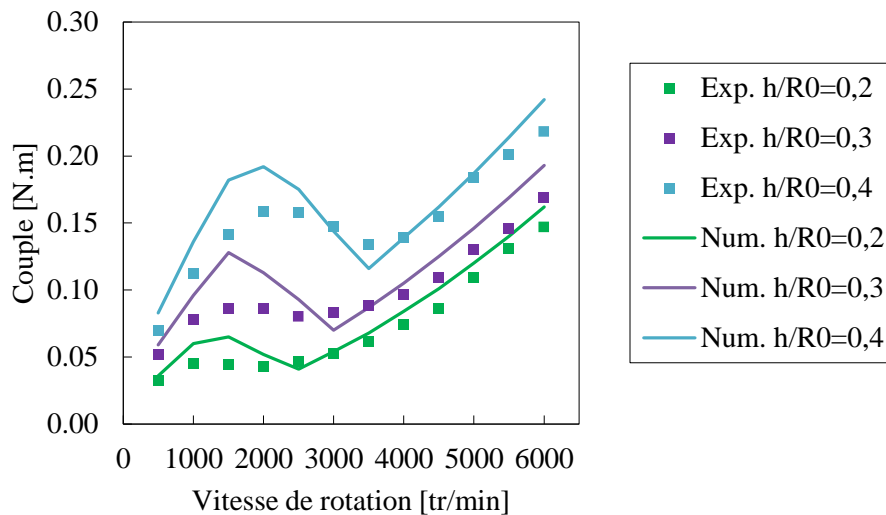


Figure 56 : Comparaison entre le modèle et les données expérimentales. Roue 4, huile n°1 à 40°C.

Tableau 6 : Erreur relative moyenne et maximale pour les pertes par lubrification en bain d'huile pour toutes les roues.

	Roue 1	Roue 2	Roue 3	Roue 4
Erreur relative moyenne	15,7%	10,5%	31,8%	15,4%
Erreur relative maximum	39,7%	26,0%	122,6%	49,0%

La nouvelle formule proposée dans ce manuscrit est présentée sur la Figure 57 pour le cas d'application d'une boîte de transmission arrière d'hélicoptère. Les parties du modèle liées au barbotage et la ventilation (Eq. (58)) sont décomposés. Un accord satisfaisant est obtenu avec le modèle actuel qui souligne la diminution de l'immersion d'huile et est compatible avec valeurs expérimentales pour les vitesses élevées. Pour ce cas d'application caractérisé par une faible hauteur d'immersion d'huile, l'ordre de grandeur de la contribution des pertes par ventilation est similaire à celui au barbotage à 20 m/s et devient majoritaire pour une vitesse tangentielle plus élevée.

La Figure 58 regroupe les résultats de couples prévus par le modèle et ceux expérimentaux pour l'ensemble des configurations qui ont permis le développement du modèle actuel. Malgré la complexité de ce phénomène bi-phasique, il y a un compromis acceptable entre les données expérimentales et le modèle proposé dans cette étude.

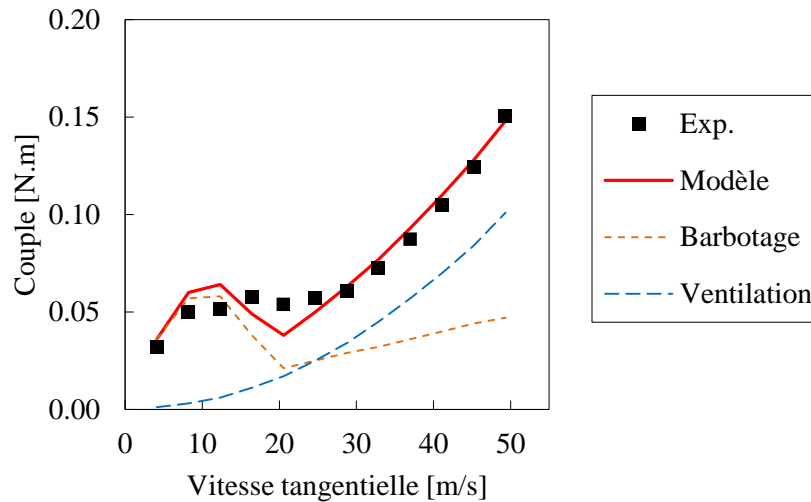


Figure 57 : Comparaison du couple épérimental et celui issu du modèle. Roue 1, huile n°1 à 80°C, $h/R_0 = 0, 2$.

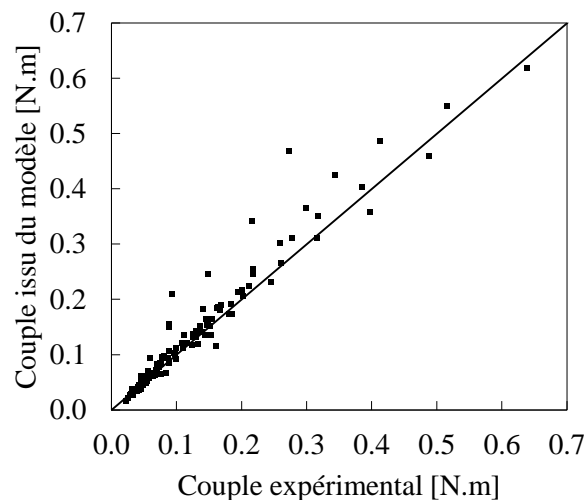


Figure 58 : Comparaison entre les valeurs de couple expérimentales et celles théoriques issues du modèle. Roue 1, 2, 3 et 4, huile n°1 à 40°C, $h/R_0 = 0, 2; 0, 3; 0, 4$.

Le modèle est établi sur une évolution d'immersion d'huile basée sur des observations indirectes, à savoir sur le couple expérimental et non sur une observation directe de l'immersion d'huile. Le résultat est une évolution de la hauteur d'immersion d'huile (Figure 55). Cette évolution dynamique de l'immersion d'huile est valable lorsque les parois sont suffisamment éloignées de l'engrenage en rotation. En effet, Jeon [76] a montré que pour les faibles jeux, inférieurs à 22,5 mm, il existe un fort effet de déplacement de la surface libre lorsque la vitesse augmente. Ainsi, de nouveaux essais ont été menés avec des parois à proximité de la roue en rotation afin d'investiguer l'influence de déflecteurs ou flasques sur le couple résistant. Ces essais permettent de déterminer un domaine de validité du modèle d'immersion présenté dans ce chapitre.

5. ESSAIS AVEC DEFLECTEUR ET FLASQUES

Des essais complémentaires ont été effectués avec des parois à proximité de la roue dentée. Ces parois permettent de se rapprocher des architectures de boîte de transmission qui peuvent contenir des flasques ou déflecteurs et avoir un carter de forme cylindrique.

5.1. IMPACT DE DEFLECTEURS

Les déflecteurs permettent de dévier la direction d'un fluide et dans le cas des boîtes de transmission, ils peuvent être placés en périphérie des engrenages. Ceci permet de contrôler la quantité d'huile récupérée dans les roulements par exemple ou bien de diminuer les pertes par brassage d'huile.

Dans cette étude, la roue 1 a été utilisée en présence d'un déflecteur sur la moitié gauche ou droite de la périphérie de denture. Le montage de la roue dentée en présence d'un déflecteur est présenté en Figure 59, il y apparaît notamment le jeu radial J_r . Ce jeu radial correspond à la distance entre le déflecteur et la périphérie extérieure de la roue. Pour le cas de la roue 1, $J_r = 15$ mm, soit 10% du diamètre extérieur de la roue, c'est une valeur cohérente avec les architectures usuelles de boîtes de transmission d'hélicoptères.

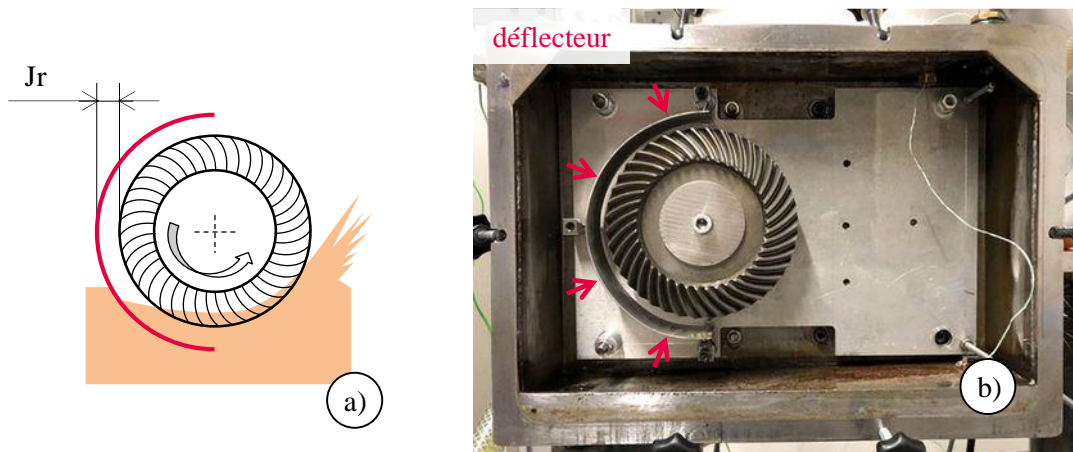


Figure 59 : Montage de la roue dentée avec déflecteur à gauche, a) schéma, b) photo.

La Figure 60 présente les mesures de couple en fonction de la vitesse de rotation pour la roue 1 tournant dans un bain d'huile avec une configuration sans déflecteur, avec déflecteur à gauche et avec déflecteur à droite. Les mesures ont été effectuées à deux niveaux d'immersion d'huile, $h/R_0 = 0,2$ et $h/R_0 = 0,4$. Le couple mesuré en présence de déflecteur est légèrement inférieur ou égal au couple sans déflecteur pour l'ensemble des vitesses de rotation et les deux immersions d'huile. Globalement le couple n'est pas sensiblement impacté par ces déflecteurs. Pour le niveau d'huile le plus faible, $h/R_0 = 0,2$, la réduction de couple maximum est de 26% à 1000 tr/min avec le déflecteur à gauche. Pour le niveau d'huile supérieur, $h/R_0 = 0,4$, la réduction de couple maximum est de 20% à 4500 tr/min, toujours pour le déflecteur à gauche. Une raison pour laquelle le déflecteur à gauche de la roue dentée réduit plus le couple de barbotage que le déflecteur à droite est que, la surface mouillée de la roue en fonctionnement est plus faible lorsque le déflecteur est à gauche, comme représenté dans le schéma de la Figure 60.

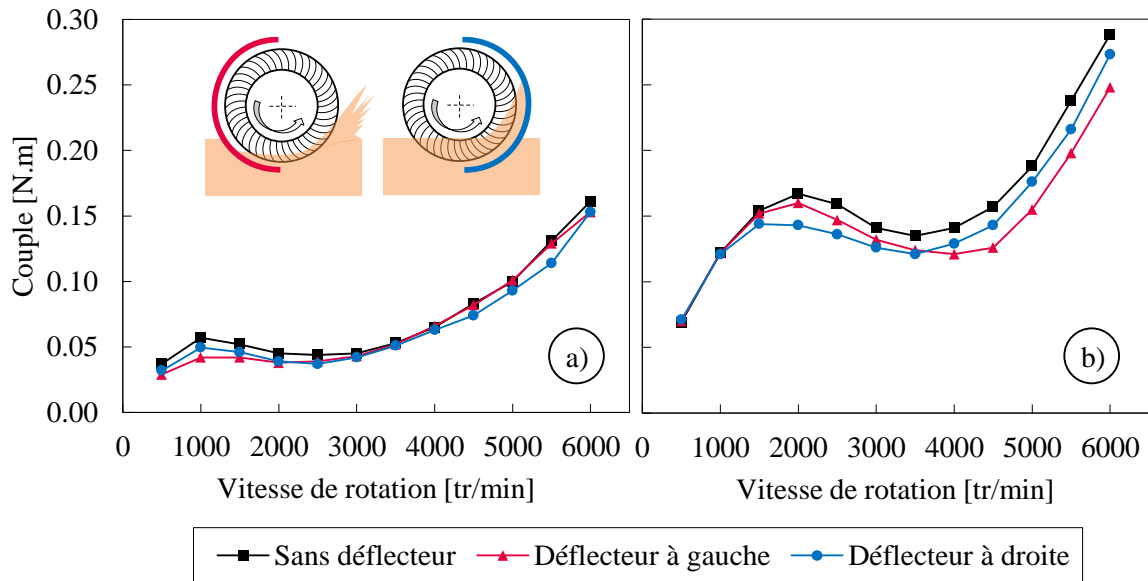


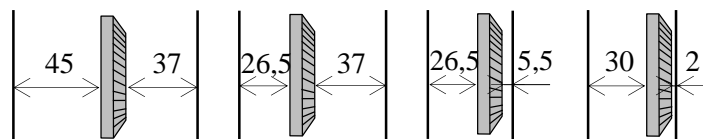
Figure 60 : Comparaison du couple entre des configurations avec et sans déflecteurs.
Roue 1, huile n°1 à 40°C, a) $h/R_0 = 0,2$, b) $h/R_0 = 0,4$.

5.2. IMPACT DE FLASQUES

Le couple de barbotage a été mesuré une nouvelle fois en faisant varier cette fois-ci la distance axiale entre les parois devant et derrière la roue dentée. Le Tableau 7 présente les différentes configurations appliquées. Une photo de la configuration 3, avec un flasque avant et arrière est montré sur la Figure 61. La configuration 0 correspond à la roue placée seule dans le carter, sans parois additionnelles. La configuration 1 est celle qui se rapproche le plus de la configuration des engrenages spiro-coniques dans les boîtes de transmissions d'hélicoptères.

Tableau 7 : Valeurs des jeux axiaux selon les configurations

Configuration n°	0	1	2	3
Jeu axial arrière [mm]	45	26,5	26,5	30
Jeu axial avant [mm]	37	37	5,5	2
Somme des jeux [mm]	82	63,5	32	32



La Figure 62 rassemble les mesures de couple de barbotage des quatre configurations pour différentes vitesses de rotation, l'immersion statique d'huile est fixée à $h/R_0 = 0,4$. L'ajout de flasque peut avoir un effet positif ou négatif sur le couple résistant mesuré. La configuration 1, qui réduit le jeu axial derrière la roue par rapport à la configuration d'origine, permet de réduire le couple sur toute la plage de vitesse, la réduction moyenne est de 7%. Cette diminution peut être expliquée par un volume d'huile brassée plus faible. Les configurations 2 et 3, avec un jeu axial avant réduit à 5,5 mm et 2 mm, augmentent le couple résistant mesuré pour les faibles vitesses de rotation, c'est-à-dire dans

le domaine de vitesse lié au phénomène de barbotage. Cet augmentation du couple résistant est contraire à ce qui a déjà été observé par Changenet & Velez [84] et Neurouth *et al.* [7] pour des engrenages cylindriques.



Figure 61 : Photo du montage d'une roue avec flasques, configuration 3.

Pour les faibles vitesses, caractérisées par le phénomène de barbotage, il semble qu'il y ait un compromis à trouver sur la valeur du jeu axial afin de réduire le volume d'huile brassé tout en conservant un cisaillement visqueux d'huile réduit entre la face de l'engrenage et la paroi. Pour les hautes vitesses de rotation, où les pertes par ventilation dans l'air deviennent majoritaires, avoir un jeu axial faible permet de couper les débits d'air expulsé entre les dents et ainsi réduire les pertes [46,55]. En conclusion les configurations avec de faibles jeux axiaux (5,5 mm et 2 mm) mènent à des réductions des pertes de ventilation observables pour les hautes vitesses. L'impact des flasques sur les pertes par barbotage semble plus complexe.

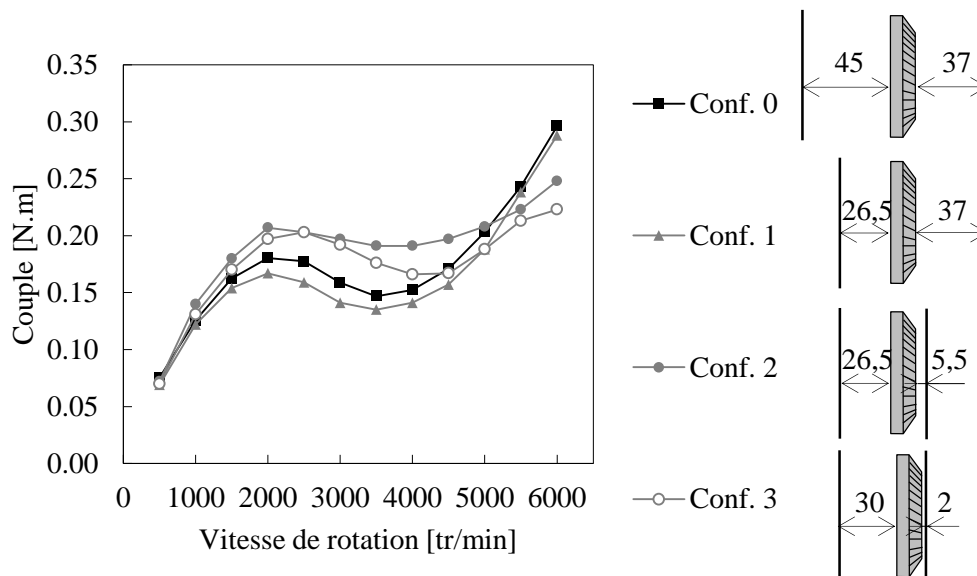


Figure 62 : Comparaison du couple entre les différentes configurations de flasques.
Roue 1, huile n°1 à 40°C, $h/R_0 = 0,4$.

Afin de se rapprocher davantage de l'application dans les boîtes de transmission d'hélicoptère, une roue identique à celle issue d'un hélicoptère a été testée dans le banc d'essai.

6. APPLICATION DU MODELE A UNE ROUE DENTEE DE BOITE DE TRANSMISSION D'HELICOPTERE

Dans cette partie, le modèle de perte par barbotage va être appliqué à une roue issue d'une boîte de transmission d'un hélicoptère. Une copie de la roue d'une boîte de transmission arrière d'hélicoptère a été fabriquée et montée dans le banc d'essai. Celle-ci a été obtenue par fabrication additive plastique avec une imprimante FORTUS 250. Le matériau est de l'ABS et l'épaisseur entre les couches est de 0,13 mm. Afin de vérifier l'impact du changement de procédé de fabrication et de matériau, une première roue a été imprimé en plastique, identique à une roue métallique pour laquelle plusieurs mesures de pertes ont déjà été effectuées.

Validation du procédé par fabrication additive de la roue

La Figure 63 présente les mesures de couple de la roue 1 métallique ainsi que la roue de géométrie identique, mais imprimée en plastique. Les mesures ont été effectuées pour différentes vitesses de rotation, avec et sans bain d'huile et pour différents niveaux d'immersion. Les mesures de couple sont cohérentes entre les deux roues. Le phénomène de chute de couple est bien représenté également, avec un maximum et un minimum local conforme entre les deux roues. Pour des vitesses supérieures à 2500 tr/min, l'écart relatif maximum du couple sans huile est de 12%. En ce qui concerne les mesures de couple en présence d'huile il y a un écart relatif maximum de 8% pour les vitesses de rotation inférieures à 2500 tr/min et de 14% pour les vitesses supérieures. En conclusion, les mesures de couples semblent cohérentes avec ce procédé de fabrication. Pour cette raison, la roue issue de la boîte de transmission d'hélicoptère a été fabriquée avec ce procédé. Les pertes ont pu être mesurées pour différentes vitesses de rotation et avec et sans bain d'huile.

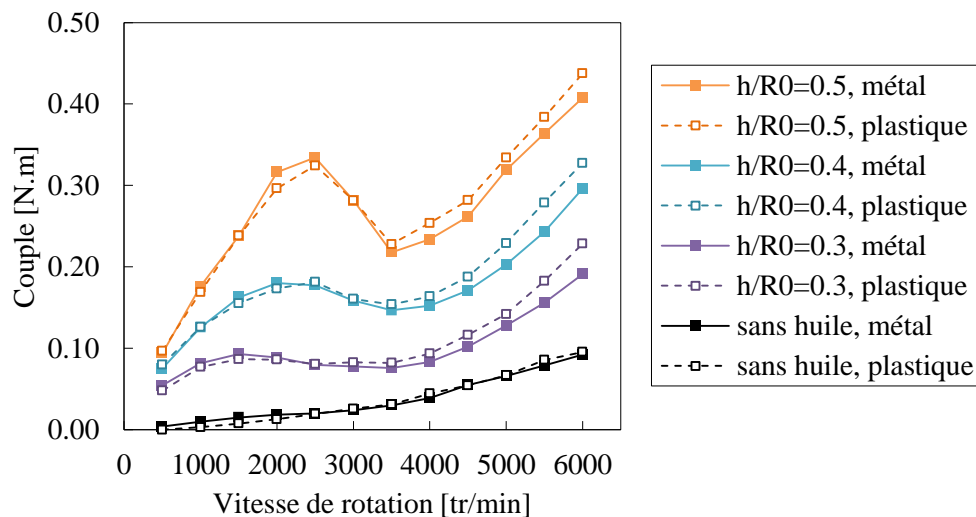






Figure 63 : Influence du type de fabrication des roues (métallique ou plastique) sur l'évolution du couple. Roue 1, sans huile et avec huile n°1 à $h/R_0 = 0, 3; 0, 4; 0, 5, 40^\circ\text{C}$.

Impact de la géométrie à voile de la roue

Le Tableau 8 présente les caractéristiques de la roue issue de la boîte de transmission. Sa géométrie se rapproche de la roue 3 utilisée précédemment, le diamètre extérieur est similaire. Les principales différences sont que la roue issue de la boîte de transmission possède une denture à plus gros module

($m_t \cong 6$ contre 4,5), l'angle de face est inférieur ($\delta \cong 60^\circ$ contre 74°) et elle est constituée d'un voile mince et non d'une âme pleine, comme illustré sur la Figure 64.

Tableau 8 : Caractéristiques géométriques des mobiles.

	Roue 3	Roue 5
Diamètre ext. [mm]	188	~ 190
Module [mm]	4,5	~ 6
Module moyen [mm]	3,1	~ 4
Nombre de dent	41	~ 33
Angle de face [°]	72,4	~ 60
Angle de spiral [°]	35	~ 30
Largeur de dent [mm]	32	~ 40
Largeur roue [mm]	30	~ 30
Sens de l'hélice	Gauche	Gauche
Photo de face		
Photo de profil		

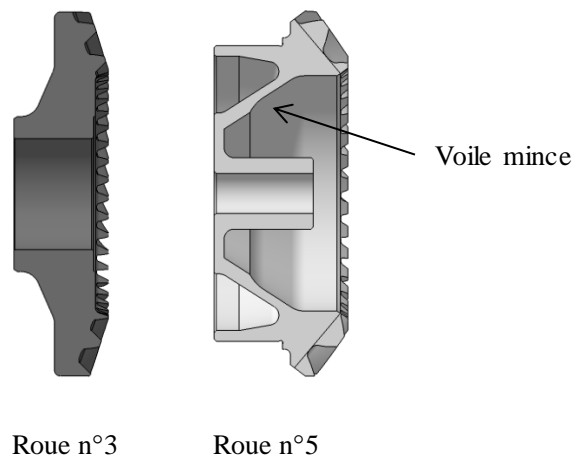


Figure 64 : Coupe schématique des roues 3 et 5.

Un essai a été réalisé en ajoutant une paroi au centre de la roue 5 afin de simuler une âme pleine au lieu d'un voile, et par conséquent de se rapprocher de la géométrie des roues sur lesquelles le modèle de perte a été développé. Le couple de barbotage et de ventilation mesuré avec et sans bain d'huile est similaire pour les deux architectures de roue dentée (Figure 65). L'écart relatif maximum entre la configuration avec et sans voile est de 23%, obtenu à une immersion d'huile relative de $h/R_0 = 0,2$ et à 1500 tr/min. La présence d'un voile ne semble donc pas avoir un impact significatif sur la valeur des pertes de puissance.

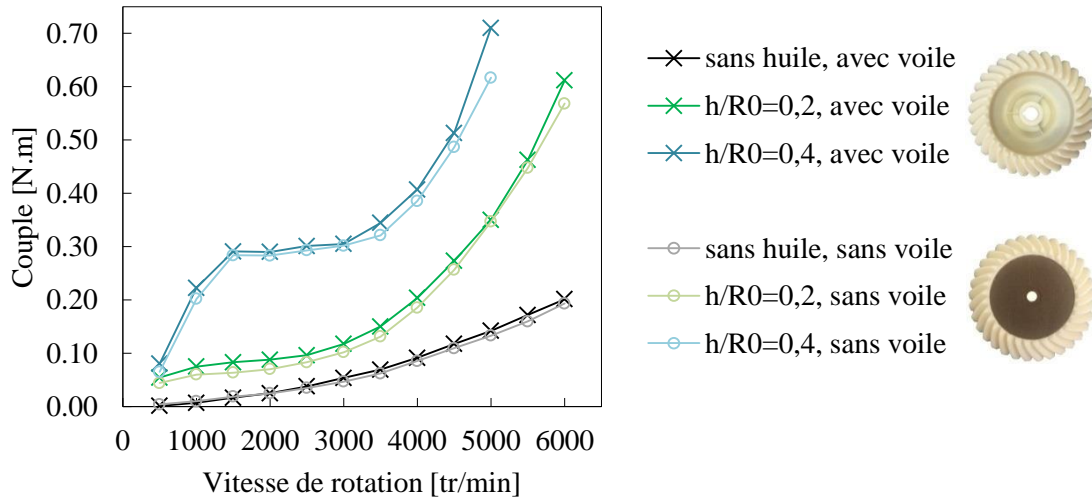


Figure 65 : Influence de la présence d'un voile ou non dans la roue sur l'évolution du couple.
Roue 5, huile n°1, $h/R_0 = 0,2$ et $0,4$, 40°C .

Mise en évidence d'un écart entre le couple expérimental et numérique

La Figure 66 présente le couple expérimental et théorique de la roue 5 tournant à plusieurs vitesses de rotation, avec et sans bain d'huile. L'évolution du couple en fonction de la vitesse lorsqu'il n'y a pas de bain d'huile est bien reproduite avec le modèle. L'écart relatif maximum pour les vitesses supérieures à 2500 tr/min est de 22%. En revanche, lorsqu'il y a présence d'un bain d'huile, les valeurs de couple expérimentales deviennent bien supérieures aux valeurs de couple issues du modèle pour des vitesses de rotation élevées. L'écart relatif maximum, pour les vitesses supérieures à 1000 tr/min, est de 47% et est obtenu à la vitesse de rotation maximum. Ainsi, le modèle ne reproduit pas l'évolution du couple avec la vitesse de rotation pour cette roue dentée.

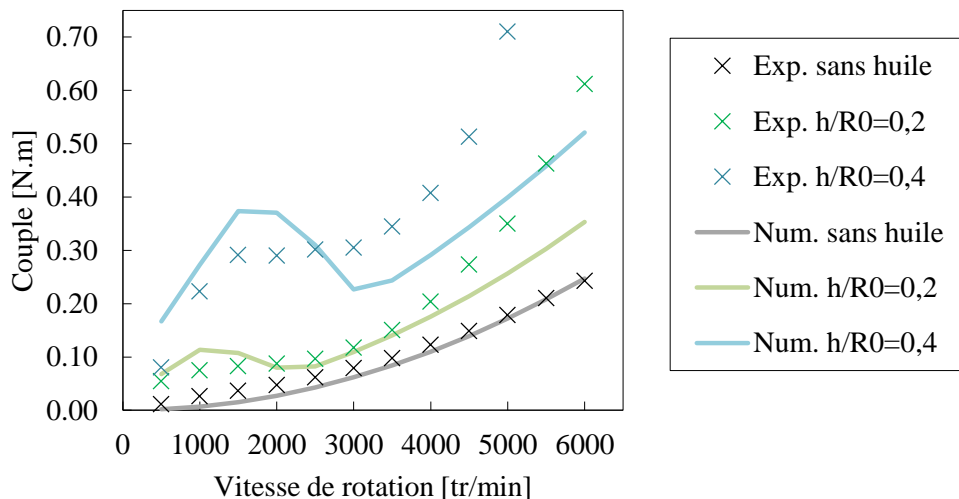


Figure 66 : Couples mesurés et calculés avec le modèle pour différentes vitesses de rotation et immersions d'huile.
Roue 5, huile n°1, $h/R_0 = 0,2$ et $0,4$, 40°C .

Afin d'étudier l'origine de cet écart de couple, la Figure 67 regroupe les mesures de couples des roues 3 et 5 pour différentes vitesses de rotation, avec et sans bain d'huile. Ces deux roues, dont les caractéristiques sont présentées dans le Tableau 8, ont des diamètres extérieurs similaires. Il apparaît

que les deux roues ont des valeurs de couple résistant similaires pour les faibles et moyennes vitesses de rotation ($N \leq 3000$ tr/min). En revanche, un écart apparaît pour les vitesses de rotation supérieures et augmente d'autant plus avec la vitesse. Cet écart se situe à des nombres de Froude $Fr^* > 25$, c'est-à-dire dans la zone où les pertes par ventilation ne sont plus négligeables vis-à-vis des pertes par barbotage. Le modèle ne semble alors pas bien reproduire les pertes liées au phénomène de ventilation. Afin d'étudier ces pertes de ventilation seules, le couple sans bain d'huile de ces deux roues est également présenté dans la même figure. Étonnamment, les deux roues ont des couples de ventilation similaires. L'écart prononcé aux vitesses de rotation élevées apparaît donc seulement lorsqu'il y a présence d'huile.

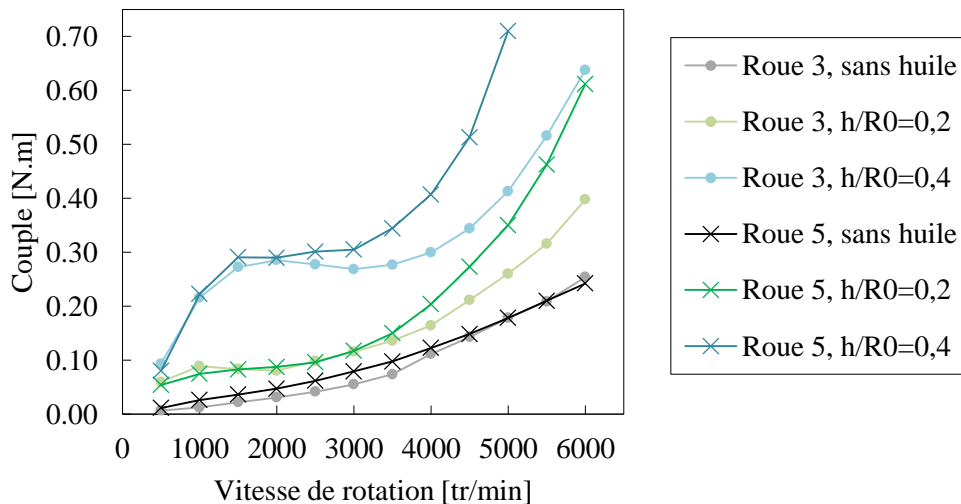


Figure 67 : Comparaison entre les mesures de couple, avec et sans bain d'huile, des roues 3 et 5. Huile n°1, $h/R_0 = 0, 2$ et $0, 4$, 40°C .

Provenance de l'écart

Le couple de la roue en présence d'un scotch à l'extrémité intérieure des dents a été mesuré, les résultats sont présentés sur la Figure 68. Une réduction des pertes est observée pour les moyennes et hautes vitesses, c'est-à-dire dans la zone liée au phénomène de ventilation. Ce résultat a déjà été observé par Winfree [46], qui a montré que le scotch, situé à cet endroit, a pour effet de couper le débit d'air expulsé par les dents, il influe ainsi directement sur les pertes de ventilation. En présence de scotch, les valeurs de couple de la roue 5, issue d'une boîte de transmission d'hélicoptère, retombent au même niveau que ceux que la roue 3, de géométrie standard. Cette expérience confirme que l'écart de perte observé entre la roue 3 et la roue 5 vient du phénomène de ventilation. Également, de la même manière que dans la Figure 67, l'écart de couple est plus prononcé lorsqu'il y a présence d'huile.

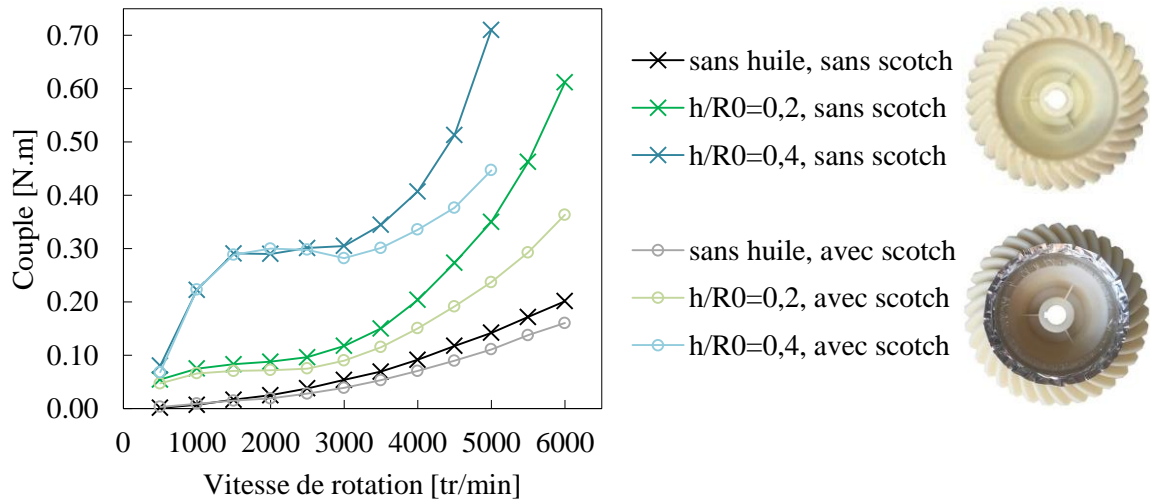


Figure 68 : Comparaison du couple expérimental de la roue 5 avec ou sans scotch. Huile n°1, $h/R_0 = 0, 2$ et $0, 4$, 40°C .

La Figure 69 présente une photo du bain d'huile à 6000 tr/min avec l'huile n°1 à 40°C pour la roue 3 et la roue 5. Ces photos permettent de distinguer deux configurations d'écoulement. Dans le cas de la roue 3, il y a toujours présence d'un bain d'huile avec une surface libre observable alors que dans le cas de la roue 5 il n'y a presque plus de bain d'huile en partie basse du carter : la majorité du volume d'huile est maintenue en suspension autour de la roue. L'environnement de la roue s'en trouve modifié puisque les dents en-dehors du bain se retrouvent dans un mélange air-huile et non dans de l'air pur.

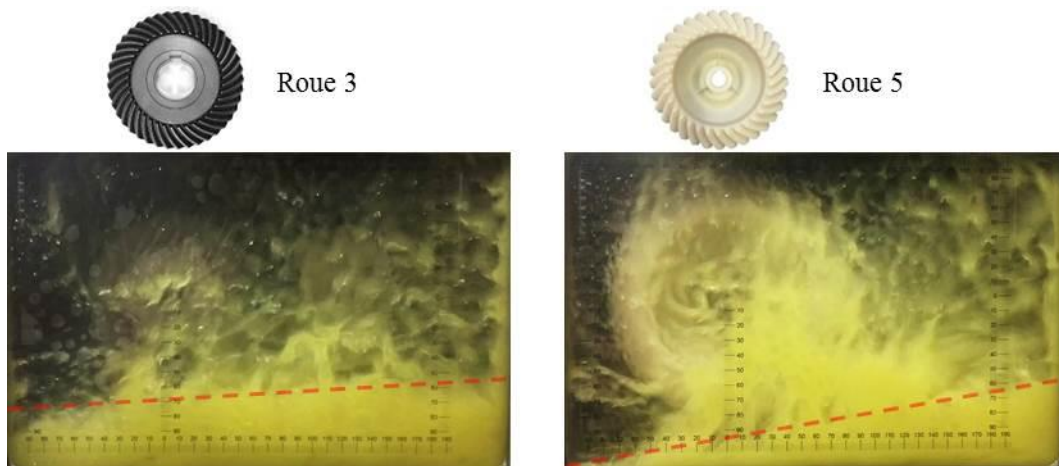


Figure 69 : Comparaison de l'écoulement d'huile dans le banc de barbotage pour la roue 3 et 5. Huile n°1, $h/R_0 = 0, 2$, 40°C , $\Omega = 6000$ tr/min.

À partir de ces observations, deux hypothèses peuvent être émises : (i) le nouveau mode d'écoulement d'huile induit une surface mouillée S_m différente de celle prédite par le modèle ; (ii) l'air environnant se charge en goutte d'huile provoquant ainsi un changement de propriétés de l'air, celui-ci devient ainsi plus dense : les pertes par ventilation sont alors augmentées [43]. Pour cette dernière hypothèse, ce phénomène peut être pris en compte dans le modèle de perte en considérant, dans la partie de ventilation, une masse volumique équivalente à un brouillard d'huile :

$$\rho_{\text{éq}} = X\rho_{\text{huile}} + (1 - X)\rho_{\text{air}} \quad (66)$$

Avec X la fraction volumique d'huile dans le mélange air-huile. L'équation complète des pertes devient alors :

$$P = \frac{1}{2} \rho_{\text{huile}} S_m R_0^3 \omega^3 C_{m.\text{barbo}} + \frac{1}{2} \rho_{\text{éq}} (S - S_m) R_0^3 \omega^3 C_{m.\text{vent}} \quad (67)$$

Le couple expérimental peut être retrouvé grâce au modèle de perte en utilisant une fraction d'huile équivalente. En effet, avec une valeur de fraction d'huile égale à $X = 0,15\%$ pour la configuration avec une immersion relative de $h/R_0 = 0,4$, les valeurs du couple obtenues numériquement sont similaires avec celles mesurées (Figure 70). Une fraction de $X = 0,15\%$ correspond à doubler la valeur de la masse volumique par rapport à celle de l'air pur.

De manière générale, l'estimation de cette fraction d'huile équivalente n'est pas aisée car d'une part, rien n'indique que la proportion de goutte d'huile soit homogène dans tout l'air environnant et d'autre part, elle dépend des conditions opératoires telles que la hauteur d'immersion d'huile par exemple. De plus, il n'existe pas de moyen expérimental afin de mesurer la fraction d'huile. Pour les roulements à grande vitesse, il est généralement admis la présence d'une fraction d'huile lors de l'estimation des pertes par ventilation [104,105]. En ce qui concerne les engrenages, il existe peu d'études qui traitent de ce sujet, comme souligné dans la revue bibliographique.

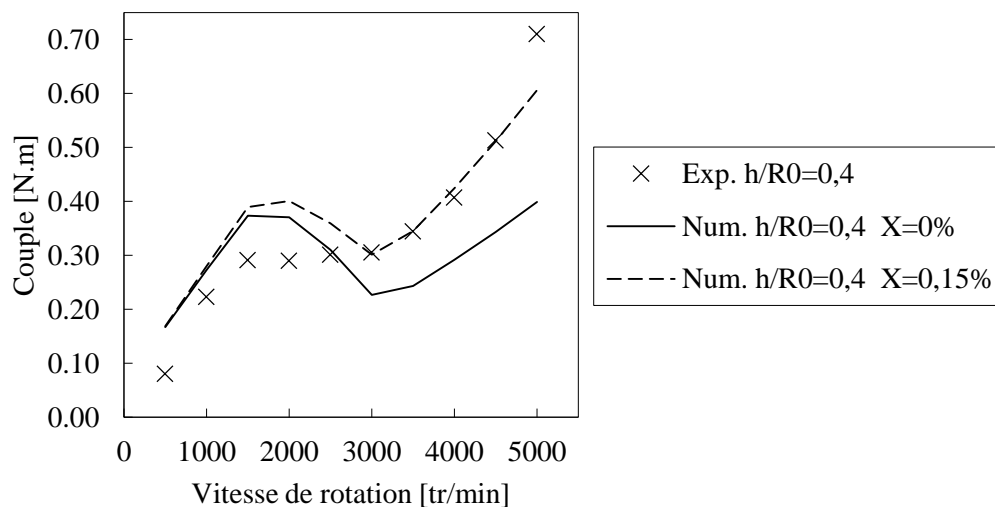


Figure 70 : Influence de l'ajout d'un brouillard d'huile de fraction X sur le couple issu du modèle de perte. Roue 5, huile n°1, $h/R_0 = 0,4$, 40°C .

7. CONCLUSION

Dans cette partie, les pertes de puissance de roues spiro-coniques tournant à grande vitesse dans un bain d'huile ont été étudiées. Contrairement aux précédentes études expérimentales sur les pertes de puissance non liées à la charge, soulignant une augmentation constante du couple résistant avec la vitesse, une diminution inhabituelle a été ici constatée. Ceci est dû à l'évolution dynamique de l'immersion d'huile qui a été décrite grâce à un critère sur le nombre de Froude (Fr^*). Ensuite, une formulation analytique associant à la fois les phénomènes de barbotage et de ventilation a été développée pour l'évaluation des pertes. Les conclusions suivantes peuvent être notées :

- les modèles antérieurs de perte par barbotage pour les engrenages spiro-coniques ne conviennent pas au cas des hautes vitesses ;
- les pertes dues à la ventilation dans l'air doivent être prises en compte lorsque $Fr^* = \omega R_0 / \sqrt{gh} > 25$;
- le couple de barbotage atteint des maxima et des minima locaux avec la vitesse, liés au nombre de Froude Fr^* ;
- un environnement de brouillard d'huile peut être pris en compte dans le modèle de perte *via* une fraction d'huile X .

Grâce au nombre de Froude et aux formules analytiques proposées dans cette étude, il est possible d'avoir une estimation plus précise des pertes de trainée d'une roue dentée tournant dans un bain d'huile pour une large gamme de conditions opératoires (*i.e.* [5; 60] m/s).

Des essais en présence de déflecteurs et flasques ont été réalisés. L'influence de déflecteur (jeu radial) est plus faible que celle des flasques (jeu axial). Ce comportement est similaire à ceux des engrenages cylindriques [84]. Finalement, pour les applications Airbus Helicopters, les parois sont suffisamment distantes et n'ont pas un impact significatif sur le couple résistant. Ainsi, le modèle de perte par barbotage développé en amont peut être utilisé sans modifications particulières.

Les mesures de couple sur la roue dentée issue d'une boîte de transmission d'hélicoptère suggèrent la présence d'un environnement composé d'air et d'huile. Cet environnement agit directement sur le couple mesuré car le fluide brassé par le phénomène de ventilation n'est plus de l'air pur mais un mélange air-huile plus dense. La dernière étape consiste alors à confirmer, d'une part, la présence d'un environnement composé d'air et d'huile et, d'autre part, d'étudier l'influence du couple pignon-roue sur les pertes de puissance. Jeon [76] a mesuré des pertes 2,5 à 3,5 fois supérieures pour un couple pignon et roue par rapport à la configuration avec la roue seule. Le banc d'essai utilisé ne permet pas de placer un couple pignon-roue pour des engrenages à axe concourant tels que les engrenages spiro-coniques. Ainsi, dans le chapitre suivant, des résultats d'essais d'une boîte de transmission complète d'hélicoptère seront utilisés pour tester le modèle de perte dans des conditions réelles.

Chapitre 3

Application à une boîte de transmission arrière d'hélicoptère

1.	INTRODUCTION	98
2.	PRESENTATION DE LA BOITE DE TRANSMISSION ARRIERE (BTA)	98
3.	PERTES DANS LA BTA	102
4.	ESTIMATION DES TEMPERATURES DE LA BTA	108
5.	CAS D'APPLICATION DU MODELE THERMIQUE DE LA BTA	119
6.	CONCLUSION	131

1. INTRODUCTION

Le chapitre précédent a présenté l'élaboration d'un modèle de perte d'une roue spiro-conique tournant dans un bain d'huile. La perte de puissance est décomposée en une contribution du phénomène de barbotage et une autre liée au phénomène de ventilation. Sur la base de résultats expérimentaux, le modèle prend en compte l'influence de plusieurs paramètres tels que la vitesse, le volume d'huile, les dimensions de la roue dentée, les propriétés physiques de l'huile et un éventuel brouillard d'huile sur la partie non immergée du mobile. Cependant, le modèle a été validé sur un banc d'essai élémentaire qui n'est pas complètement représentatif des boîtes de transmission d'hélicoptères. En effet, ce banc ne permet pas d'ajouter un pignon engrenant sur la roue afin de former un couple spiro-conique. D'autre part, la forme rectangulaire du carter du banc d'essai s'éloigne des formes usuelles des boîtes de transmission d'hélicoptères. En outre, il a aussi été mesuré une augmentation des pertes pour la roue dentée issue d'une transmission d'hélicoptère. Cette augmentation a été assimilée à densification du fluide environnant. L'hypothèse est que le brassage du bain d'huile par la denture charge l'air ambiant en gouttes d'huile. La roue dentée n'est alors plus en rotation dans une atmosphère d'air pur au-dessus du bain d'huile mais dans un brouillard d'huile.

Ainsi, l'objectif de ce chapitre est double. Le modèle de perte développé sera testé sur un boîtier de réduction d'hélicoptère. Les valeurs de perte de puissance calculées seront comparées à des mesures afin de valider et d'établir les limites du modèle. D'autre part, l'hypothèse de la présence d'un brouillard d'huile sera éprouvée.

Par ailleurs, le calcul de la perte de puissance de la boîte de transmission réalisé dans ce chapitre est intéressant car il permet également de connaître le rendement de cette boîte, et donc la puissance utile réellement transmise au rotor.

Enfin, par soucis de confidentialité, seule une valeur approximative des dimensions géométriques des composants est donnée. Certaines grandeurs, telles que les couples et forces sont adimensionnées par rapport à la valeur maximale. Les vitesses de rotation et volumes d'huile sont adimensionnées par rapport à la valeur en fonctionnement nominal de la BTA.

2. PRESENTATION DE LA BOITE DE TRANSMISSION ARRIERE (BTA)

La BTA est un équipement situé en bout de poutre de queue d'hélicoptère (Figure 71). Elle permet de transmettre la puissance disponible en sortie de BTP au rotor arrière. Le rotor arrière est indispensable pour l'hélicoptère puisqu'il fournit l'anti-couple qui stabilise l'appareil, en particulier dans les phases de vol stationnaire. Les deux fonctions principales de la BTA sont de réduire la vitesse de rotation d'une part et de renvoyer l'angle à 90° d'autre part puisque l'axe du rotor arrière est perpendiculaire à l'axe de l'hélicoptère. Ces deux objectifs sont remplis grâce à l'utilisation d'un engrenage spiro-conique. Les arbres sont guidés en rotation par des roulements à billes à contact oblique à double rangée de billes (Figure 72). Les roulements sont préchargés. L'étanchéité de la boîte de transmission est assurée par des joints à double lèvres. Les caractéristiques principales de ces éléments sont présentées dans le Tableau 9. La BTA assure également la fonction de commander l'angle d'incidence des pâles du rotor arrière, en ce sens un arbre de transmission et un roulement sont associés à cette fonction.

Tableau 9 : Valeurs approximatives des dimensions caractéristiques principales des éléments de la BTA à ± 5 mm, avec D_0 le diamètre extérieur, Z le nombre de dents ou billes et b la largeur. *RLT* : roulement.

	Pignon	Roue	RLT entrée	RLT sortie	RLT commande	Joint entrée	Joint sortie
D_0 [mm]	140	190	150	190	60	90	80
Z	25	33	20/24	32/25	13/13		
b [mm]	40	40	40	40	20	20	20



Figure 71 : Emplacement de la BTA sur appareil et vue isométrique de la boîte sans carter.

- roulements à billes à contact oblique à double rangée ; (1) (2) (3)
- joints à double lèvres ; (4) (5)
- pertes non liées à la charge de l'engrenage (barbotage + ventilation) ; (6)
- frottement de la denture spiro-conique. (7)

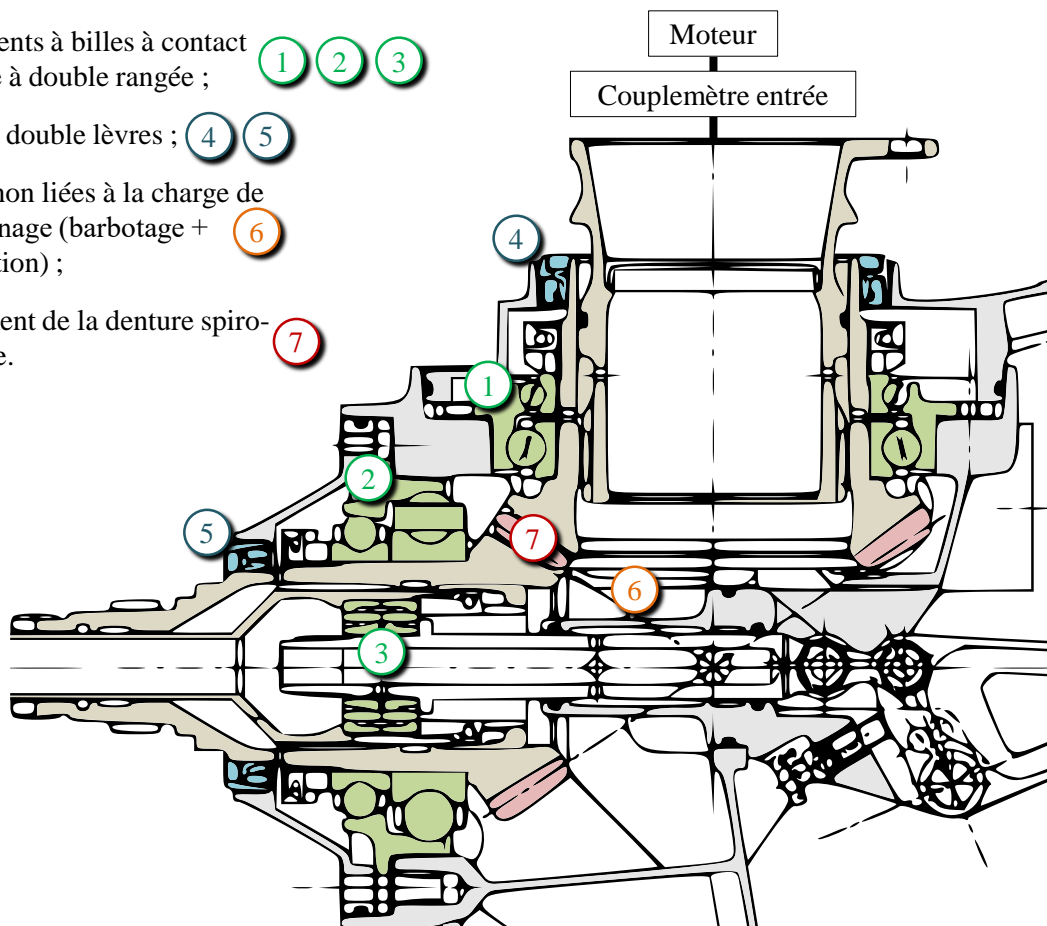


Figure 72 : Vue en coupe d'une BTA et sources de pertes de puissance.

Le banc d'essai

Une série d'essais sur une boîte de transmission arrière a été réalisée chez Airbus Helicopters en 2016. Ces essais ont la particularité d'être dédiés à la caractérisation du rendement de la boîte de transmission. Ainsi, un couplemètre adapté a été utilisé, en plus de l'instrumentation traditionnelle, afin de mesurer le couple résistant de la boîte de transmission. Les mesures n'ont pas été réalisées sur l'appareil en vol, mais sur un banc d'essai (Figure 73). Le banc peut être utilisé en configuration chaîne ouverte ou en configuration chaîne fermée (Figure 74). La configuration chaîne ouverte permet de faire tourner la BTA sans charge. En effet, dans cette configuration, la sortie de la BTA est débrayée, elle tourne alors librement sans transmission de charge. La configuration chaîne fermée ajoute un couple de chargement mécanique dans la boucle « back-to-back ». Cette configuration permet de reproduire les niveaux de puissance atteints par la BTA en fonctionnement en générant un couple résistant sur la sortie de la BTA. Ce couple résistant reproduit, sur un banc d'essai, le chargement nécessaire qu'il faudrait pour mettre en rotation les pâles du rotor lorsque la BTA est montée sur appareil.

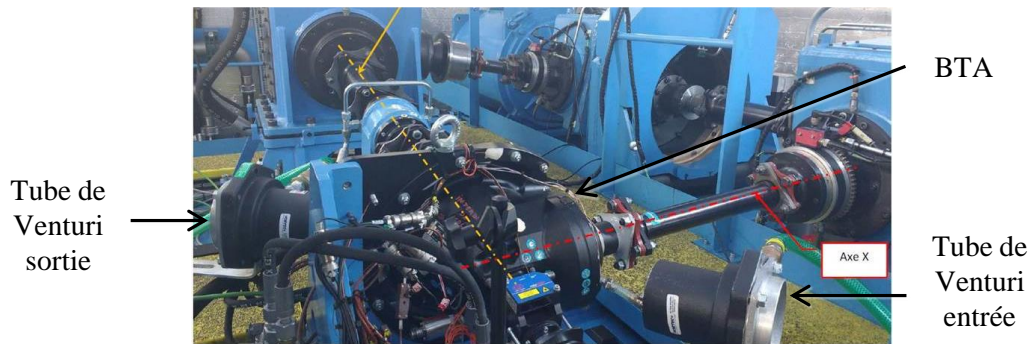


Figure 73 : Photographie du banc d'essai polyvalent de boîtes de transmission arrière.

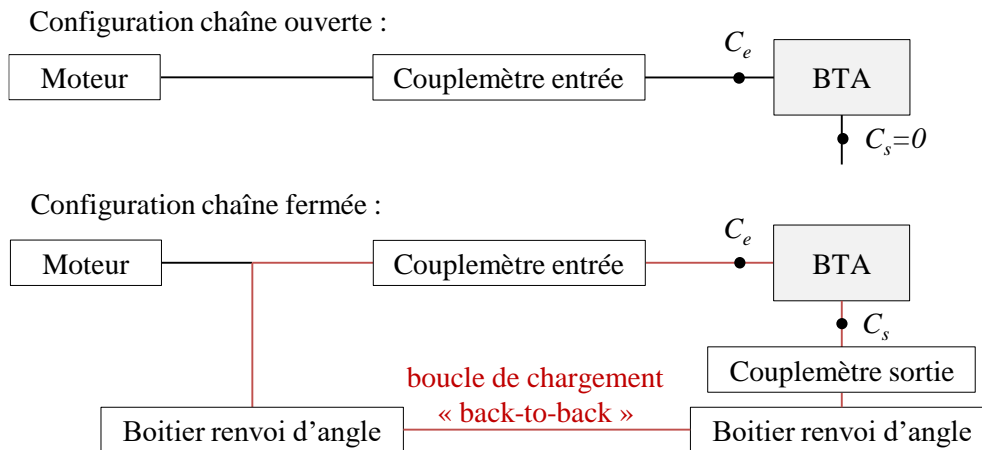


Figure 74 : Schéma de la configuration en chaîne ouverte et chaîne fermée du banc d'essai.

La perte de puissance de la BTA est définie comme étant la différence entre la puissance à l'entrée et à la sortie de la BTA :

$$P = P_e - P_s = C_e \omega_e - C_s \omega_s = \omega_e \left(C_e - C_s \frac{Z_1}{Z_2} \right) \quad (68)$$

où P est la perte de puissance de la BTA, P_e est la puissance à l'entrée, P_s la puissance à la sortie, C_e est le couple d'entrée, C_s est le couple de sortie, et Z_1 et Z_2 sont les nombres de dent du pignon et de la roue respectivement. Dans le cas de la configuration en chaîne ouverte, $C_s = 0$ car il n'y a pas de charge transmise ; dans ce cas, la perte de la BTA est égale au produit de la vitesse de rotation en entrée par le couple d'entrée : $P = C_e \omega_e$.

Le capteur de couple utilisé dans le cas sans charge (*CD 1140*) est doté d'un pont de jauges de déformation avec transmission sans contact, la précision sur la mesure est de $\pm 0,2$ N.m sur une étendue de mesure de 0 N.m à 30 N.m. Un capteur de vitesse de rotation est intégré dans le couplemètre, il est donc aussi utilisé pour la mesure de vitesse. Les températures de l'air extérieur, du carter, du bain d'huile et des bagues extérieures des roulements sont mesurées avec des thermocouples de type K. Les caractéristiques des capteurs du banc d'essai sont rassemblées dans le Tableau 10 et la position des principaux thermocouples est présentée sur la Figure 75.

Tableau 10 : Caractéristiques des capteurs du banc d'essai BTA.

Description	Nom	Étendue de mesure	Incertitude de mesure
Régime d'entrée	Ω_e	0 – 4500 tr/min	± 4 tr/min
Couple d'entrée	C_e	0 – 30 N.m	$\pm 0,2$ N.m
Couple d'entrée (dans le cas chargé)	C_e	0 – 2500 N.m	± 30 N.m
Couple de sortie (dans le cas chargé)	C_s	0 – 5000 N.m	± 30 N.m
Température ambiante	T_{OAT}	0 – 100°C	± 2 °C
Température bain d'huile	T_0	0 – 300°C	± 1 °C
Température carter	T_c	0 – 300°C	± 1 °C
Température bague extérieure du roulement d'entrée	$T_{RLT.entr\acute{e}e.BE}$	0 – 300°C	± 1 °C
Température bague extérieure du roulement de sortie	$T_{RLT.sortie.BE}$	0 – 300°C	± 1 °C

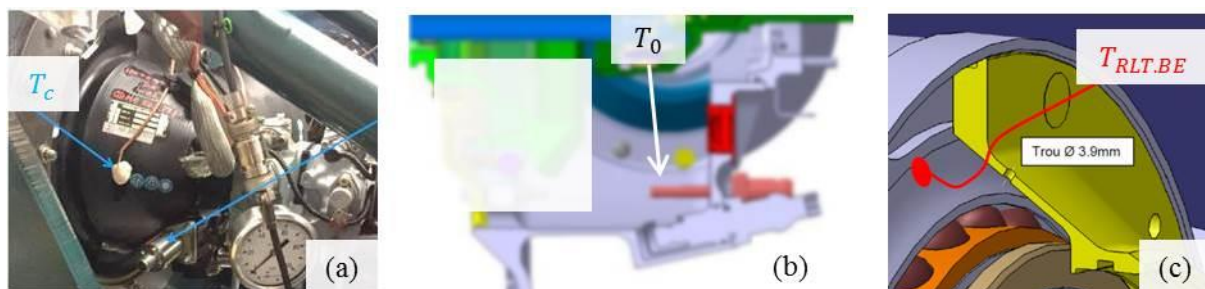


Figure 75 : Position des principaux thermocouples : a) température du carter, b) température du bain d'huile, c) température d'une bague extérieure de roulement.

La lubrification de la BTA est assurée par barbotage. Le lubrifiant utilisé est l'huile n°1 du

Tableau 4. C'est de l'huile minérale de type NATO O-155 [106] dont la viscosité cinématique à 40°C est égale à 58 cSt. Les arbres d'entrée et de sortie de la BTA sont refroidis par convection forcée générée par des tubes de Venturi (Figure 73). Aucune mesure n'a été effectuée dans l'écoulement généré par les tubes de Venturi. Le réglage des tubes de Venturi est resté identique pendant toute la campagne d'essai. Lors des essais, les mesures sont effectuées lorsque les températures sont stabilisées, c'est-à-dire qu'elles varient de moins de 1°C par minute. Les températures affichées

correspondent à une moyenne des températures estimées sur les cinq dernières minutes de chaque palier de stabilisation.

3. PERTES DANS LA BTA

3.1. SOURCES DES PERTES

Les sources de pertes de puissance de la BTA proviennent du frottement à l'engrènement, des joints, des roulements et de la trainée de l'engrenage. Ces sources sont représentées sur la Figure 72.

Les modèles permettant de calculer la perte par frottement d'un engrenage spiro-conique ont été détaillés dans le premier chapitre. Le modèle utilisé ici est celui du rapport technique ISO 14179-2 [3] avec un coefficient de frottement constant. Les modèles permettant de calculer la perte des joints à lèvres et des roulements à billes sont présentés par la suite. Le modèle de perte par trainée de l'engrenage est celui développé dans ces travaux de thèse et présenté dans le deuxième chapitre. Les pertes calculées à partir des modèles sont appelées « pertes numériques » par la suite.

- **Perte des joints**

La perte d'un joint à lèvre est usuellement calculée avec la formule de Freudenberg [107], cette formule est celle utilisée par le fabricant de joint Simrit®.

$$P_{joint} = 7,69 \times 10^{-6} \times \varnothing_{arbre}^2 \Omega_{arbre} \quad (69)$$

où P_{joint} [W] est la perte d'une lèvre d'un joint à lèvre (multiplier par deux dans le cas d'un joint à double lèvre), \varnothing_{arbre} est le diamètre de l'arbre [mm] et Ω_{arbre} est la vitesse de rotation de l'arbre [tr/min].

- **Perte des roulements**

La perte des roulements est calculée avec le modèle de Palmgrem [108], c'est le modèle utilisé à Airbus Helicopters. Dans ce modèle, la perte des roulements est décomposée en une contribution liée à la charge, indiquée 1, et une contribution visqueuse, indiquée 0.

$$P_{RLT} = \frac{(M_1 + M_0)}{1000} \Omega \frac{\pi}{30} \quad (70)$$

$$M_1 = f_1 F_\beta d_m \quad (71)$$

$$f_1 = k_1 \left(\frac{F_s}{C_0} \right)^{1/3} \quad (72)$$

$$M_0 = f_0 (\Omega \nu)^{2/3} d_m^3 \quad (73)$$

où :

- P_{RLT} est la perte du roulement [W] ;
- M_1 est le couple lié à la charge et M_0 est le couple lié aux effets visqueux [N.mm] ;
- f_1 est le coefficient de couple lié à la charge ;

- F_{β} est la charge équivalente [N] ;
- d_m est le diamètre moyen du roulement [mm] ;
- k_1 est un coefficient empirique pour le calcul de f_1 , sa valeur dépend du type de roulement et peut être trouvée dans un abaque ;
- F_s est la charge statique équivalente [N];
- C_0 est la charge statique de base du roulement [N] ;
- f_0 est le coefficient empirique de couple lié aux effets visqueux, sa valeur dépend du type de roulement et du mode de lubrification, sa valeur peut être trouvée dans un abaque ;
- Ω est la vitesse de rotation de l'arbre [tr/min] ;
- ν est la viscosité cinématique de l'huile calculée à la température moyenne entre la bague intérieure et la bague extérieure du roulement [cSt].

3.2. RESULTATS D'ESSAIS

Une série d'essais a été réalisée avec la configuration chaîne ouverte, c'est-à-dire sans transmission de charge. Le couple résistant a été mesuré pour plusieurs vitesses de rotation, avec et sans bain d'huile, et avec et sans ventilation extérieure.

La campagne d'essai s'est déroulée sur plusieurs jours, dans une salle non régulée en température. La température de l'air ambiant T_{OAT} a variée durant les essais. Afin de s'affranchir de cette variation de température, une température relative à l'air extérieur est utilisée. La température relative θ d'un élément s'écrit alors :

$$\theta = T - T_{OAT} \quad (74)$$

La Figure 76 présente le couple résistant de la BTA avec et sans bain d'huile. La vitesse de rotation d'entrée est exprimée en un pourcentage de la vitesse de rotation nominale. Le couple résistant sans bain d'huile est quasiment constant avec la vitesse de rotation. En revanche, le couple résistant avec bain d'huile augmente avec la vitesse, ce qui est caractéristique du couple résistant lié au brassage d'un fluide. Pour l'ensemble des vitesses de rotation, le couple résistant en présence du bain d'huile est supérieur au couple résistant sans bain d'huile. Cet écart met en évidence les pertes liées au lubrifiant, telles que le barbotage pour l'engrenage et les pertes liées aux effets visqueux dans les roulements. À la vitesse nominale, le couple résistant est réduit de 36% après la vidange du bain d'huile.

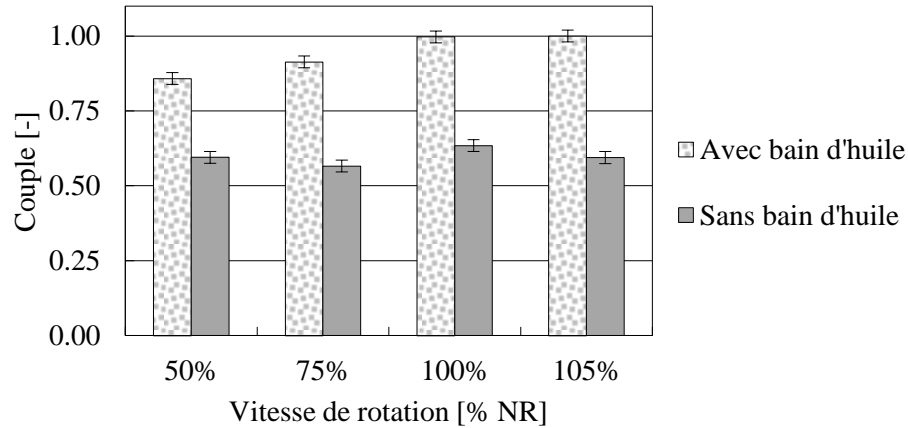


Figure 76 : Influence du bain d'huile sur le couple résistant de la BTA. Rotation sans charge.

La Figure 77 rassemble le couple résistant et la température du bain d'huile dans le cas avec les tubes de Venturi en marche, permettant un refroidissement extérieur par convection forcée, et dans le cas avec les tubes de Venturi coupés⁵, c'est-à-dire avec un refroidissement extérieur par convection naturelle. La BTA a donc exactement la même configuration entre les deux séries d'essais, ce sont seulement les échanges thermiques avec l'extérieur qui diffèrent. Dans le cas avec les tubes de Venturi en marche, ces échanges thermiques sont importants, alors que dans le cas avec les tubes de Venturi coupés, ils sont faibles. Dans ce dernier cas, la BTA est peu refroidie par l'air ambiant. L'effet est visible sur la température relative du bain d'huile, celle-ci augmente de 70% lorsque la ventilation extérieure est coupée. Cette augmentation de température engendre une baisse du couple résistant de 33%. Cette sensibilité du couple à la température peut s'expliquer par une réduction des pertes non liées à la charge. En effet, les pertes non liées à la charge sont dépendantes des propriétés des fluides telles que la viscosité et la masse volumique. Or, ces deux grandeurs physiques diminuent lorsque la température augmente, d'où la réduction du couple résistant observée.

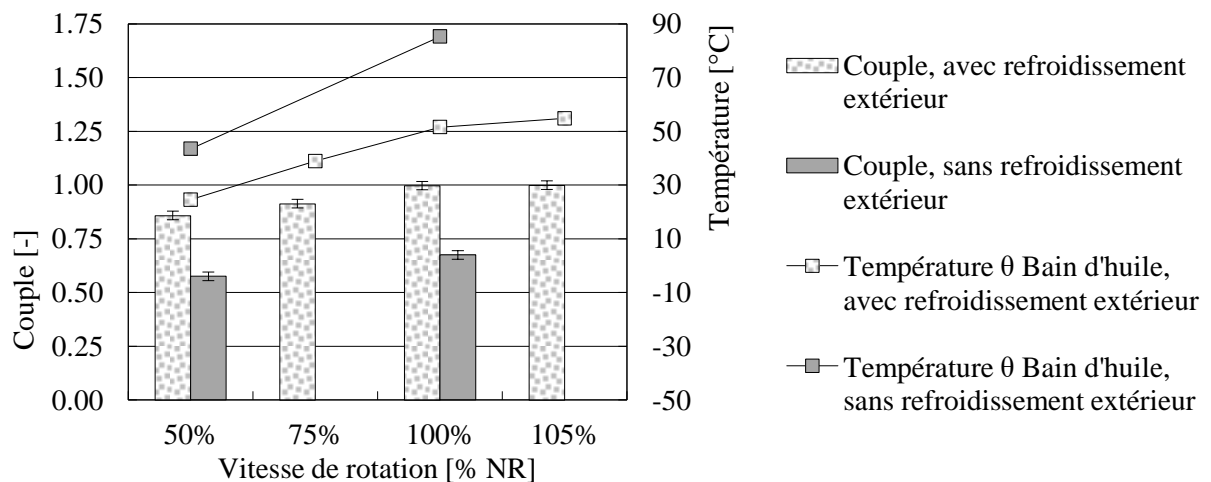


Figure 77 : Influence de la température du bain d'huile sur le couple résistant de la BTA. Rotation sans charge.

⁵ Dans le cas sans refroidissement extérieur, les mesures ont été effectuées pour deux vitesses : 50% et 100% de la vitesse nominale.

3.3. COMPARAISON AUX RESULTATS NUMERIQUES

Cas sans huile

Dans le cas sans huile il n'y a pas de perte par barbotage et la partie de la perte des roulements liée aux effets visqueux est supposée nulle ($M_0 = 0$ dans l'Eq. (70)). Les seules sources de pertes sont la perte liée à la précharge des roulements, la perte des joints et la perte par ventilation et par frottement de l'engrenage. Les formules décrites dans le paragraphe 3.1 sont utilisées pour calculer les pertes numériques. Pour le calcul de la perte par frottement à la denture il est nécessaire de connaître la puissance mécanique transmise à la denture (éq. (11)). Dans la mesure où la BTA tourne sans charge, la puissance mécanique transmise à la denture est presque nulle et est égale aux pertes générées sur l'arbre de sortie. Pour le calcul de la perte des roulements il est nécessaire de fixer la valeur du coefficient empirique k_1 (éq. (72)).

Le couple résistant numérique est comparé à celui mesuré (Figure 78), il y a une bonne corrélation entre les valeurs de couples numériques et expérimentales dans le cas où le coefficient de pertes aux roulements est égal à $k_1 = 0,0026$. Ce coefficient empirique est obtenu avec l'expérience, Palmgrem [108] propose une valeur de $k_1 = 0,0010$ pour ses propres expériences. Le couple évalué par le modèle reproduit bien une évolution constante avec la vitesse de rotation, comme les données expérimentales. Ceci s'explique car les pertes par frottement à l'engrènement et par ventilation de l'engrenage sont faibles. Ainsi, les sources de pertes restantes sont les joints et les roulements. Et, d'après les équations (69) et (71), le couple résistant des joints et des roulements, sans la contribution visqueuse, est indépendant de la vitesse de rotation. Ainsi, les pertes aux roulements représentent 75% de la perte totale et les joints 24% ; les pertes par frottement à l'engrènement et par ventilation de l'engrenage représentent seulement 1%. Il est décidé de garder la valeur de $k_1 = 0,0026$ pour la suite de l'étude.

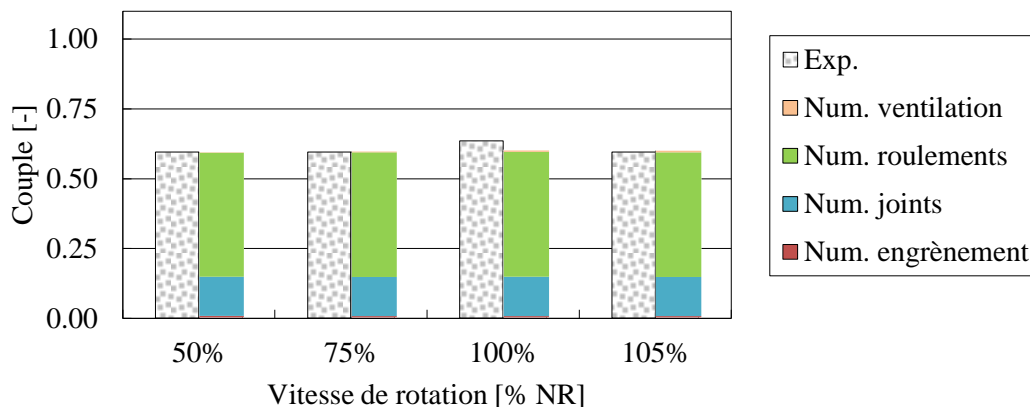


Figure 78 : Couple résistant dans le cas sans charge et sans huile : a) comparaison du couple expérimental et numérique avec $k_1 = 0,0026$ dans le modèle de Palmgrem, b) répartition des pertes à la vitesse nominale.

Cas avec huile

Un essai annexe sur une BTA avec un carter transparent a été réalisé pour observer la forme que prend l'écoulement d'huile lorsque la BTA est en rotation. Cet essai a montré que, bien que le niveau d'immersion de la roue soit faible (Figure 79.a), l'huile se retrouve projetée sur la totalité des parois (Figure 79.b). Cette répartition d'huile est due aux écoulements d'air créés par la rotation de la roue et

du pignon. Ces mouvements d'air sont suffisamment intenses pour entraîner une partie de l'huile en suspension autour des éléments en rotation. Les essais réalisés ne permettent pas de savoir si l'huile en suspension est localisée seulement sur les parois du carter, comme cela est visible sur la Figure 79.b, ou bien si l'air intérieur se charge aussi en gouttes d'huile. La question qui se pose ici est de savoir quel type de lubrification considérer pour le calcul des pertes, à savoir si c'est une lubrification par barbotage ou par brouillard d'huile. Le type de lubrification a une influence d'une part sur la perte des roulements, *via* le coefficient f_0 de la perte liée aux effets visqueux, et d'autre part sur la perte par ventilation de l'engrenage car celle-ci dépend de la masse volumique équivalente de l'air qui se charge en gouttes d'huile. Ainsi, il est proposé deux hypothèses sur le type de lubrification à considérer pour l'estimation des pertes :

- **Hypothèse 1** : lubrification par barbotage. L'air ne se charge pas en gouttes d'huile. Cette hypothèse implique $f_0 = 3,3$ pour la perte visqueuse des roulements d'après Palmgrem [108]. La valeur de pourcentage de brouillard d'huile est nulle $X = 0\%$ (éq. (66)) ;
- **Hypothèse 2** : lubrification par brouillard d'huile. L'air se charge en gouttes d'huile. Cette hypothèse implique $f_0 = 1,7$ pour la perte visqueuse des roulements d'après Palmgrem [108]. Ne connaissant pas *a priori* la valeur de pourcentage de brouillard d'huile, elle est calculée pour que les pertes théoriques soient égales aux pertes expérimentales. La valeur trouvée est égale à $X = 6\%$ (éq. (66)).

La Figure 80 et la Figure 81 présentent les valeurs des pertes calculées selon l'hypothèse 1 et 2 respectivement. Ces valeurs sont comparées à celles mesurées. Les deux hypothèses permettent d'estimer la valeur du couple mesuré avec un écart inférieur à 20%. L'hypothèse 2, basée sur une lubrification par brouillard d'huile, présente une évolution du couple avec la vitesse cohérente avec les données d'expériences : le couple augmente avec la vitesse de rotation. Ce n'est pas le cas dans l'hypothèse 1, qui est basée sur une lubrification par barbotage, car bien que la vitesse augmente, la viscosité⁶ de l'huile diminue d'autant. Ainsi les pertes visqueuses des roulements sont presque constantes (Eq. (73)). La perte des roulements étant majoritaire dans l'hypothèse 1, alors la perte totale est presque constante avec la vitesse de rotation.

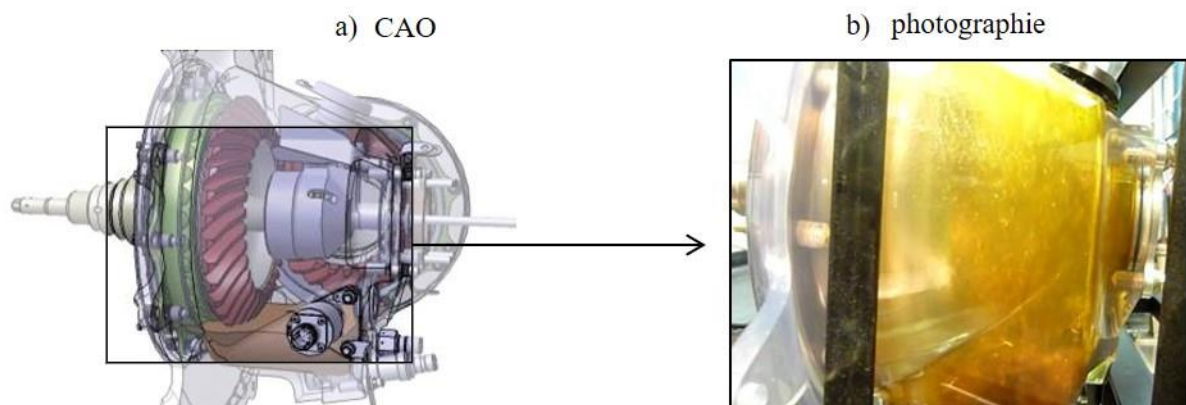


Figure 79 : Ecoulement d'huile dans la BTA : a) image CAO 3D d'une BTA à l'arrêt, b) photo d'une BTA en rotation, carter transparent.

⁶ La viscosité de l'huile utilisée pour le calcul de la perte visqueuse des roulements (éq. (73)) est prise à la température moyenne entre la température de la bague intérieure et extérieure du roulement.

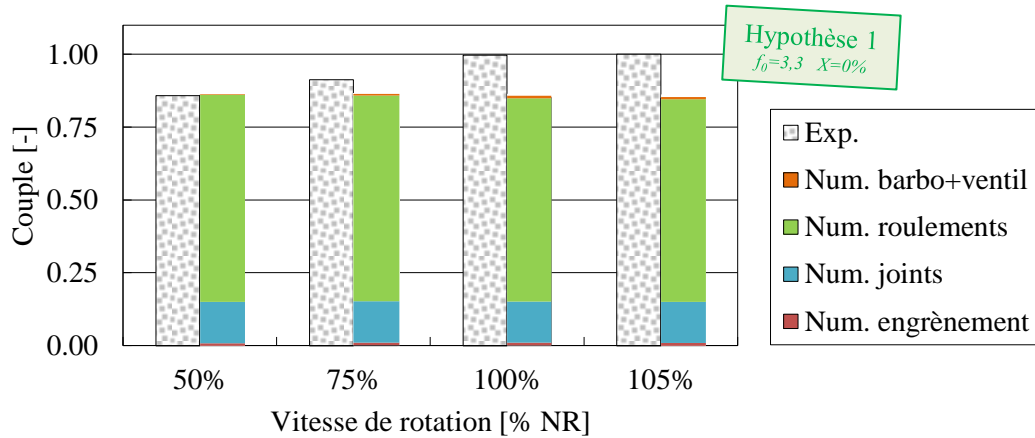


Figure 80 : Comparaison du couple expérimental et numérique selon l'hypothèse 1 ($f_0 = 3,3$ et $X = 0\%$).

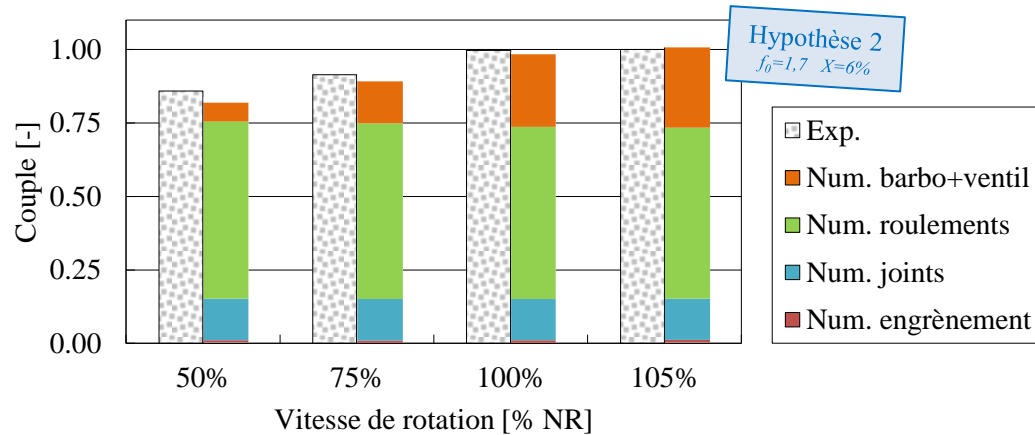


Figure 81 : Comparaison du couple expérimental et numérique selon l'hypothèse 2 ($f_0 = 1,7$ et $X = 6\%$).

L'hypothèse 2, basée sur le brouillard d'huile, semble à première vue la plus réaliste. En effet, l'évolution croissante du couple avec la vitesse est reproduite avec l'hypothèse 2 mais pas avec l'hypothèse 1 et l'écart relatif maximal entre le couple mesuré et celui issu des modèles est de 15% avec l'hypothèse 1 et de 5% avec l'hypothèse 2.

Afin de s'assurer de la validité de l'hypothèse du brouillard d'huile il est proposé de pousser l'analyse plus en profondeur. Parmi les données de la campagne d'essai de 2016, il y a également des mesures de la température des composants de la boîte de transmission, en plus des mesures du couple résistant. Et il a déjà été observé que ces deux grandeurs sont liées (Figure 77). Ces mesures de températures permettent de raisonner non plus sur la somme des pertes dans la boîte de transmission mais sur leur répartition. En effet, selon l'hypothèse de répartition des pertes, les températures calculées des éléments tels que le bain d'huile ou les roulements seront différentes. Durand de Gevigney [109] et Boni [80] ont utilisé cette méthode dans leur thèse pour déterminer la répartition des pertes de puissances dans un boîtier de réduction, à partir de la perte globale et de différentes températures mesurées. Ceci est intéressant ici car la répartition des pertes est différente selon l'hypothèse, ainsi des valeurs de températures différentes sont attendues. Par exemple, l'hypothèse 1 qui accroît la perte générée par les roulements va aboutir à des températures de roulements élevées. À l'inverse, l'hypothèse 2 qui accroît les pertes par ventilation générées par le brouillard d'huile, va aboutir à une température du bain d'huile élevée. La température calculée des différents composants sera comparée avec les températures mesurées afin de statuer sur la validité des hypothèses. La section suivante décrit la méthode pour calculer la température des composants de la boîte de transmission.

4. ESTIMATION DES TEMPERATURES DE LA BTA

4.1. DISCUSSION SUR LES DIFFERENTES METHODES DE MODELISATION THERMIQUE

La puissance mécanique perdue, couramment appelée perte de puissance, se transforme sous forme de chaleur dans la boîte de transmission. En régime stabilisé, la totalité de cette chaleur est évacuée à l'extérieur. La température d'un élément, en régime stabilisé, est le résultat de l'équilibre entre sa production de chaleur et sa capacité à évacuer cette chaleur au milieu extérieur.

Il existe plusieurs méthodes de modélisation thermique d'un système. Ces méthodes ont le point commun de décrire un processus physique par un système d'équations différentielles temporelles liant des grandeurs d'état. Dans le cas de la thermique, la grandeur d'état est la température, et les nœuds sont des volumes de matière à l'intérieur desquels il y a une température unique et des propriétés thermo-physiques homogènes. Les différentes méthodes peuvent être complémentaires dans le sens où elles ont chacune un degré de précision différent. L'approche globale consiste à étudier le système comme un seul élément isotherme. Cette méthode a été utilisée pour calculer la température d'un engrenage [110] ou d'un roulement [111]. À l'inverse, la méthode des éléments finis décrit finement les gradients de température dans le domaine considéré. Cette méthode est régulièrement utilisée pour l'étude thermique d'un élément spécifique tel que qu'un roulement [112,113], un engrenage cylindrique [114–117] ou spiro-conique [118–120]. À la connaissance de l'auteur, la méthode des éléments finis a été utilisée seulement une fois pour la modélisation thermique d'une boîte de transmission complète [121]. Sa complexité réside dans le caractère multi-échelle spatiale et temporelle du problème, lié aux contacts et aux différents modes de transferts de chaleur (convection en milieu diphasique, conduction). Enfin, la méthode du réseau nodal présente un compromis entre les deux méthodes précédentes. Elle peut être vue comme une approche globale appliquée, non plus à l'ensemble du système, mais à une multitude de composants isothermes de la boîte de transmission. La méthode du réseau nodal peut aussi être vu comme une méthode des éléments finis pour laquelle le nombre d'éléments finis serait réduit au nombre de composants de la boîte de transmission, tels que les roulements, arbres et engrenages.

Il est choisi d'utiliser la méthode du réseau nodal dans la suite de cette étude. Cette méthode simple présente l'avantage d'estimer la température de masse de plusieurs composants de la boîte de transmission tels que le bain d'huile ou les roulements, tout en ayant un couplage fort entre les pertes de puissances et les températures. Ces températures calculées pourront ensuite être comparées aux températures mesurées sur le banc d'essai.

4.2. DESCRIPTION DE LA METHODE DU RESEAU THERMIQUE

De nombreuses études sont basées sur la méthode du réseau nodal pour décrire le comportement thermique de transmissions mécaniques [122,123], et notamment celui des boîtiers de réduction d'hélicoptères [124–127]. Varailhon [126], dans son étude, apporte les limites suivantes à son réseau nodal : « *La limite d'un réseau nodal repose sur la détermination des limites associées à chaque nœud et à la connaissance des lois régissant les échanges entre les nœuds. Le choix du niveau de détail et des limites de la discrétisation de la boîte de transmission, sous la forme d'un petit nombre de nœuds, est fondamental pour la facilité de description du réseau et d'exploitation des résultats* ».

Les échanges thermiques entre les nœuds (engrenage, roulements, carter, etc.) sont caractérisés par une résistance thermique. Celle-ci est définie, par analogie avec la loi d'Ohm en électricité (Figure 82), de la façon suivante :

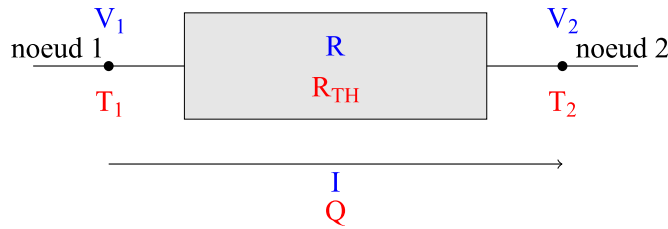


Figure 82 : Schéma d'annotations d'une résistance électrique/thermique.

$$R_{TH} = \frac{T_1 - T_2}{Q} = \frac{\Delta T}{Q} \quad (75)$$

avec R_{TH} la résistance thermique, ΔT la différence de température entre deux nœuds et Q le flux de chaleur qui transite entre les deux nœuds. La valeur de la résistance thermique dépend du type de transfert de chaleur qui existe entre les deux éléments connectés, à savoir de la conduction, de la convection ou du rayonnement. Les résistances thermiques suivent les mêmes lois de composition que les résistances électriques :

- la résistance équivalente de deux résistances placées en série est la somme de ces deux résistantes ;
- l'inverse de la résistance équivalente de deux résistances placées en parallèle est la somme des inverses de chacune des résistances.

Connaissant cette analogie, il convient ensuite de décomposer le système étudié en éléments supposés isothermes, appelés nœuds du réseau. Certains de ces éléments sont ensuite reliés entre eux par des résistances thermiques. Les pertes mécaniques, c'est-à-dire les sources de chaleur, sont injectées aux nœuds où elles sont produites, comme le contact des dentures ou des roulements par exemple. La température est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique à chacun des nœuds. Ce premier principe se traduit par l'égalité entre le taux de variation d'énergie interne du nœud considéré et la somme des sources de chaleur injectées à ce nœud avec l'ensemble des flux de chaleur échangés avec les nœuds voisins. Cette égalité est appliquée à l'ensemble des n nœuds du réseau thermique. Ci-dessous, l'égalité est appliquée à un nœud :

$$m c_p \frac{dT}{dt} = Q_{généree} + (Q_{entrant} - Q_{sortant}) \quad (76)$$

avec :

- m la masse du nœud ;
- c_p la capacité thermique massique du matériau du nœud ;
- T la température du nœud ;
- $Q_{généree}$ la perte de puissance générée par le nœud ;
- $Q_{entrant}$ et $Q_{sortant}$ les flux de chaleur provenant des autres nœuds voisins, ces flux sont calculés grâce à l'équation (75).

C'est un système à n équations différentielles pour lequel la dérivée de chaque température par rapport au temps est fonction des températures et où les conditions initiales sont connues (les températures sont imposées à $t = 0$). Ce problème revient alors à un problème de Cauchy et peut être résolu numériquement par les méthodes de Runge-Kutta ou Adams [128]. Un schéma résumant le fonctionnement de l'algorithme de résolution est donné sur la Figure 83.

Les hypothèses de calcul sont les suivantes :

- Nœuds isothermes avec des propriétés physiques et une production de chaleur homogène ;
- Toutes les propriétés physiques sont constantes avec la température, sauf la viscosité et la masse volumique des fluides (la dilation du volume d'huile est alors prise en compte) ;
- Les dilatations thermiques des solides ne sont pas prises en compte.

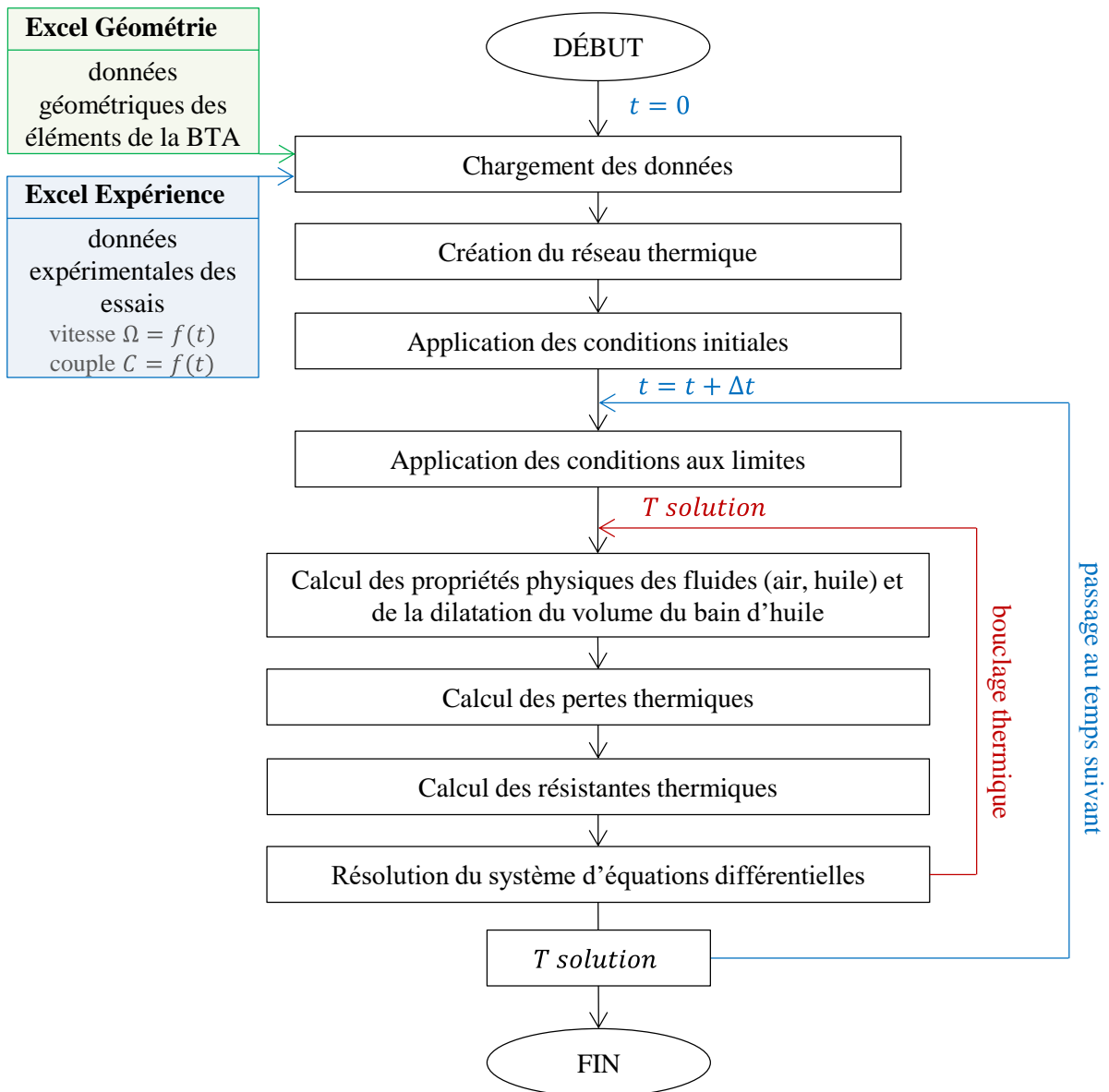


Figure 83 : Résumé de l'algorithme de résolution du réseau thermique [129].

4.3. DESCRIPTION DU RESEAU THERMIQUE DE LA BTA

La BTA et le banc sur lequel elle est installée ont été présentés dans la section 2. La boîte de transmission est découpée en 24 nœuds isothermes dans le réseau thermique, comme détaillé dans le Tableau 11 et la Figure 84. En règle générale, un élément de la BTA correspond à un nœud, cependant quelques précisions peuvent être notées :

- le carter est regroupé en un seul nœud (des détails sont ajoutés par la suite) ;
- les dents du pignon sont regroupées en un seul nœud denture, idem pour la roue ;
- un nœud fictif est créé pour l'engrènement, c'est à ce nœud que la perte par frottement est injectée ;
- les roulements d'entrée et de sortie sont découpés en trois nœuds chacun d'après la méthode proposée par Brossier [129] : un nœud pour la bague intérieure, un nœud pour la bague extérieure et un nœud pour chacune des rangées de billes ;
- le roulement de commande est regroupé en un seul nœud car un faible gradient de température est attendu, au regard de sa perte de puissance limitée ;
- les arbres d'entrée et de sortie sont découpés en deux nœuds car un fort gradient de température est attendu dans ces pièces. En effet, une partie des arbres se situe à l'intérieur de la boîte de transmission et une autre partie se situe à l'extérieur, les échanges thermiques associés sont alors différents ;
- le nœud de l'air à l'intérieur du boîtier peut être un nœud d'air pur ou un nœud de brouillard d'huile selon la valeur de la fraction d'huile X. Les propriétés physiques du fluide, telles que la masse volumique, la viscosité, la conductivité thermique et la capacité thermique massique s'ajustent en conséquence (des détails sont ajoutés par la suite) ;
- l'huile est séparée en deux nœuds : un nœud pour le bain d'huile et un autre nœud pour l'huile de commande. En effet, une écope en partie haute de la BTA permet de récupérer une partie de l'huile projetée par l'engrenage et de l'acheminer à l'intérieur de l'arbre de commande. Cette portion d'huile contenue dans l'arbre de commande assure la lubrification du roulement de commande par effet centrifuge : des perçages dans la bague intérieure permettent à l'huile de lubrifier le roulement avant de retomber dans le bain d'huile.

Tableau 11 : Désignation des nœuds du réseau thermique de la BTA.

RGB : rangée de grosses billes, RPB : rangée de petites billes

1	Air extérieur	10	RLT sortie BI	18	Joint entrée
2	Carter	11	RLT sortie BE	19	Joint sortie
3	Air intérieur / brouillard	12	RLT sortie RGB	20	Arbre entrée extérieur
4	Bain d'huile	13	RLT sortie RPB	21	Arbre entrée intérieur
5	Huile de commande	14	RLT commande	22	Arbre sortie extérieur
6	RLT entrée BI	15	Denture pignon	23	Arbre sortie intérieur
7	RLT entrée BE	16	Denture roue	24	Arbre de commande
8	RLT entrée RGB	17	Engrènement		
9	RLT entrée RPB				

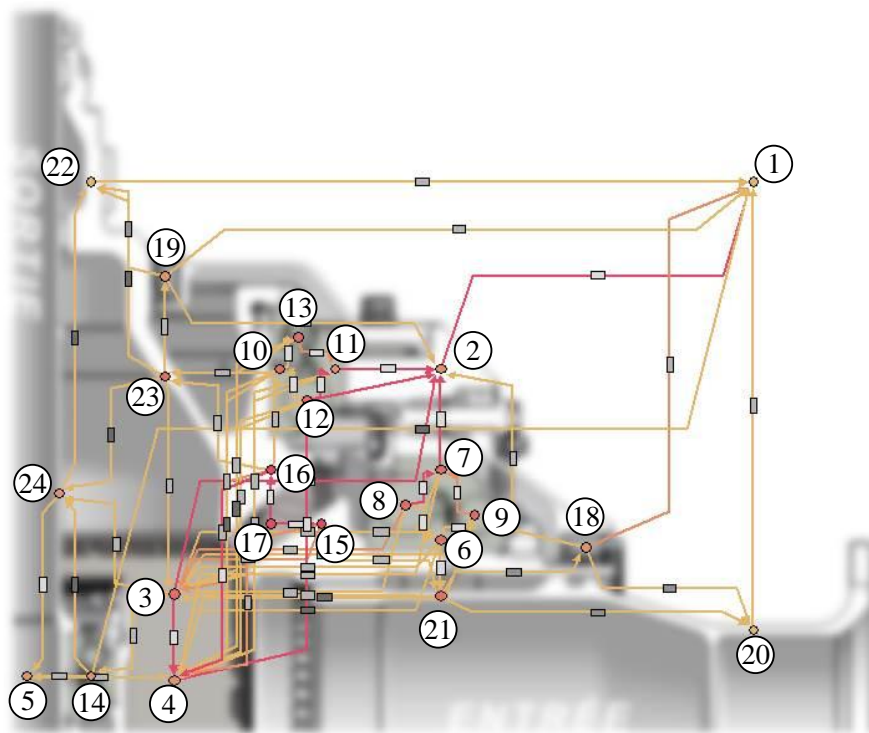


Figure 84 : Représentation de la position des 24 nœuds sur une coupe d'une BTA.

Les éléments sont connectés par des résistances thermiques dépendantes du mode d'échange de la chaleur, c'est-à-dire la conduction, la convection ou le rayonnement. L'engrenage, les roulements et les joints échangent de la chaleur avec le carter grâce à la conduction à travers les solides. Dans certains cas la chaleur peut être échangée par conduction à travers de très faibles surfaces, comme dans les contacts hertziens de l'engrènement et des roulements. La taille de ces contacts étant faible par rapport à la dimension caractéristique de l'engrenage et des roulements, il en résulte une constriction du flux de chaleur. Des résistances de striction sont utilisées pour prendre en compte ce phénomène [123]. Ce sont ces résistances qui conditionnent le partage du flux de chaleur généré à l'engrènement entre le pignon et la roue par exemple. Les éléments de la BTA échangent de la chaleur par convection avec l'huile et l'air intérieur, ces fluides échangent à leur tour de la chaleur par convection avec le carter. La rotation de l'engrenage entraîne également des projections d'huile issues des forces centrifuges, cet effet est pris en compte avec une résistance de projection. Concernant l'huile acheminée dans l'arbre de commande, le débit d'huile récupéré par l'écope a été mesuré lors d'un essai dédié. L'échange de chaleur entre le bain d'huile et l'huile contenue dans l'arbre de commande est alors décrit par une résistance de transport. Le roulement de commande échange de la chaleur directement avec l'air extérieur par le biais de la tige de commande avec laquelle il est solidaire, cet échange est représenté par une résistance d'ailette. Enfin, l'échange de chaleur par convection entre l'huile et l'air intérieur est décrit grâce à une résistance de convection d'un mélange diphasique. Les formules permettant de calculer ces résistances thermiques sont présentées dans l'Annexe B.

La chaleur générée par les pertes de puissances est injectée aux nœuds correspondants à :

- l'engrènement (n°17) avec l'équation (11) ;
- les joints (n°18, 19) avec l'équation (69) ;
- les roulements (n°8, 9, 12, 13, 14) avec l'équation (70) ;
- le bain d'huile (n°4) et l'air intérieur (n°3) avec l'équation (58).

Le réseau thermique de la BTA est représenté sur la Figure 85.

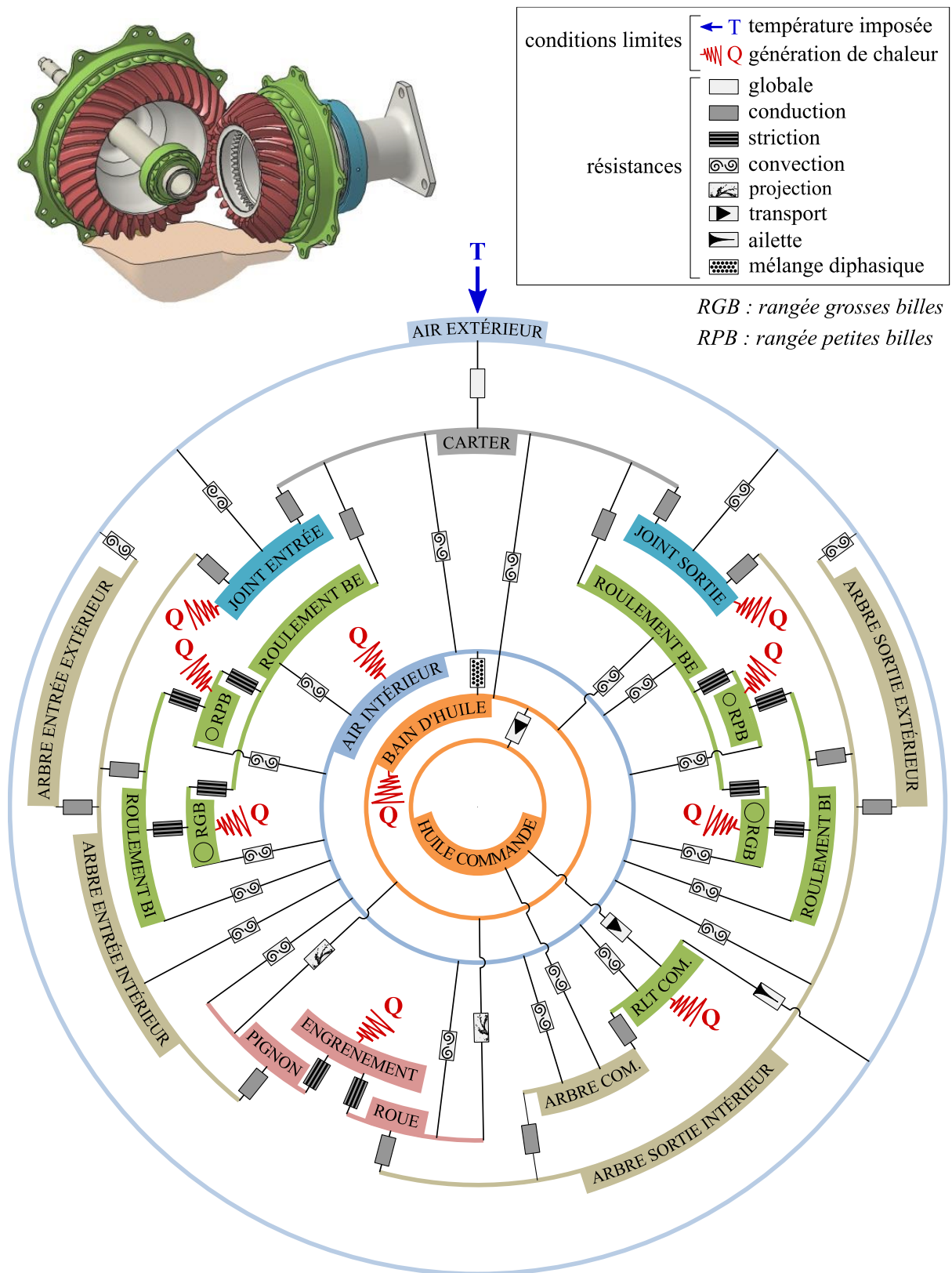


Figure 85 : Schéma détaillé du réseau thermique de la BTA.

La modélisation de l'échange thermique entre l'environnement extérieur et la BTA, se basant sur une simplification notable, est détaillée par la suite. C'est le seul échange thermique, avec celui de la tige de commande avec l'air extérieur, qui est recalé de manière empirique. L'échange thermique par ailette de la tige de commande est détaillé dans l'Annexe B. Tous les autres échanges thermiques sont basés sur des relations semi-empirique ou des calculs par éléments finis, comme présenté dans l'Annexe B.

Modélisation de l'échange thermique entre l'environnement extérieur et la BTA

Le modèle thermique se restreint aux limites naturelles du système étudié, c'est-à-dire à la BTA. Le bâti du banc d'essai, qui supporte la boîte de transmission, n'est donc pas modélisé. Une simplification des échanges thermiques permet de se ramener à un modèle dans lequel toute la chaleur générée par la boîte de transmission est évacuée par l'air extérieur. L'air extérieur est alors le nœud limite, à la température égale à T_{OAT} . Cette simplification des échanges consiste à rassembler l'ensemble des échanges thermiques avec l'extérieur à la BTA, tels que la convection et le rayonnement avec l'air environnant ainsi que la conduction avec le bâti (Figure 86.a), dans un seul échange global équivalent (Figure 86.b). Cette simplification est applicable à condition que les deux hypothèses suivantes soient valides :

- la température T_c du carter est homogène ;
- la valeur de la résistance globale est constante avec la température.

Ce choix de modélisation est utilisé ici car il n'est pas nécessaire de décrire précisément le comportement thermique de la partie extérieure de la BTA. En effet, l'étude concerne ici l'intérieur de la BTA et plus particulièrement le calcul de la température du bain d'huile et des roulements.

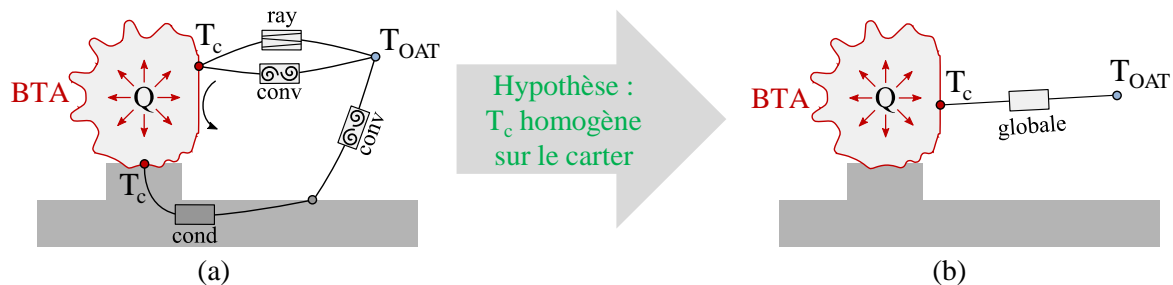


Figure 86 : Modélisation de l'échange thermique entre l'environnement extérieur et la BTA, a) configuration réelle, b) configuration simplifiée.

Une fois cette simplification adoptée, la résistance thermique entre le nœud du carter et le nœud de l'air s'écrit de la façon suivante (d'après l'équation (75)) :

$$R_{globale} = \frac{T_c - T_{OAT}}{Q} \quad (77)$$

avec $R_{globale}$ la résistance thermique globale équivalente entre le carter et l'air extérieur. Les températures du carter T_c et de l'air extérieur T_{OAT} ainsi que la perte totale Q (Eq. (68)) ont été mesurées. Il est alors possible d'évaluer la résistance globale, et par conséquent de caractériser les échanges thermiques avec l'extérieur. Cette équation est valable en régime stabilisé, c'est-à-dire lorsque la température du carter s'est stabilisée à une valeur résultant de l'équilibre entre la chaleur Q

transmise, la température T_{OAT} et les échanges thermiques ($R_{globale}$). La résistance globale a été calculée (Eq. (77)) en utilisant les mesures d'un essai de rotation de la BTA à différentes vitesses (Figure 87). La température de l'air extérieur et les échanges thermiques sont constants pendant la durée de l'essai⁷. Chaque changement de vitesse de rotation entraîne une évolution de la perte Q générée par la BTA. Cette modification de la perte est à l'origine d'une évolution de l'équilibre thermique de la BTA, et par conséquent d'une nouvelle valeur de la température stabilisée du carter T_c . Pendant ce temps de transition thermique, la formule de la résistance (Eq. (77)) n'est pas valable, ceci se caractérise par un saut de la valeur de la résistance après chaque changement de vitesse de rotation (Figure 87). Finalement, ce n'est qu'à partir de la vitesse de rotation à 100% NR que la BTA atteint son équilibre thermique, après environ 80 min d'essai. Il est alors possible de connaître la valeur de la résistance thermique, qui est égale à $R_{globale} = 3,47 \times 10^{-3}$ K/W.

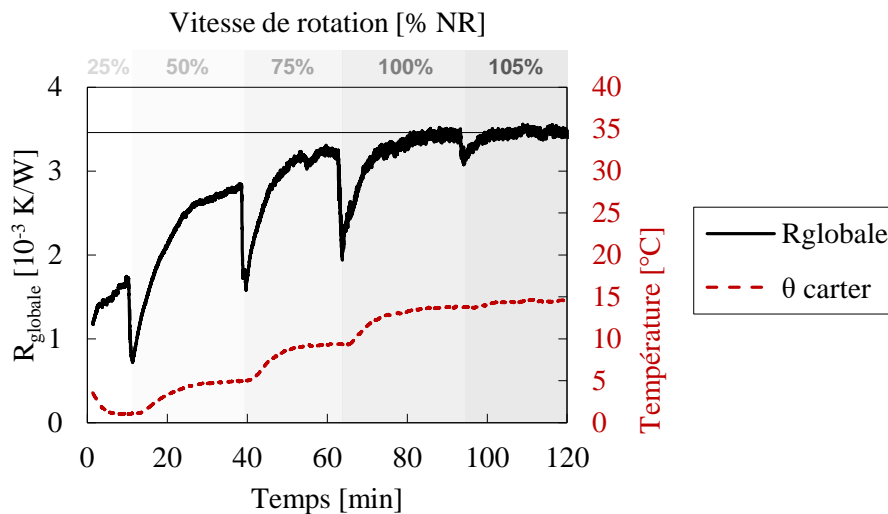


Figure 87 : Résistance thermique globale des échanges extérieurs, $R_{globale}$ (Eq. (77)). Données issues de l'essai de rotation de la BTA sans charge aux vitesses de rotation NR 25%, 50%, 75%, 100% et 105%.

Des mesures de température sur le carter ont montré que la valeur peut varier de 15°C selon la position sur le carter. La température du carter n'est donc pas homogène, ce qui remet en cause la première hypothèse utilisée. Cette hétérogénéité de la température du carter peut être prise en compte en encadrant la valeur de la résistance globale avec l'écart de température sur la valeur de T_c . La valeur de la résistance thermique globale est alors $R_{globale} = (3,47 \pm 0,76) \times 10^{-3}$ K/W.

Connaissant l'ensemble des sources de chaleur de la BTA d'une part et les échanges thermiques d'autre part, il est désormais possible de calculer les températures des composants de la BTA.

4.4. VALIDATION DE L'HYPOTHESE LIEE A LA REPARTITION DES PERTES

Ne connaissant pas la forme des écoulements et la répartition des fluides à l'intérieur de la boîte de transmission, il a été proposé deux hypothèses (§ 3.3) sur le type de lubrification à considérer :

⁷ Le réglage des tubes de Venturi, permettant le refroidissement des arbres d'entrée et de sortie par convection forcée, est constant durant l'essai.

- **Hypothèse 1** : lubrification par barbotage. L'air ne se charge pas en gouttes d'huile. Cette hypothèse implique $f_0 = 3,3$ pour la perte visqueuse des roulements d'après Palmgrem [108]. La valeur de pourcentage de brouillard d'huile est nulle $X = 0\%$ (éq. (66)) ;
- **Hypothèse 2** : lubrification par brouillard d'huile. L'air se charge en gouttes d'huile. Cette hypothèse implique $f_0 = 1,7$ pour la perte visqueuse des roulements d'après Palmgrem [108]. Ne connaissant pas à priori la valeur de pourcentage de brouillard d'huile, elle est calculée pour que les pertes théoriques soient égales aux pertes expérimentales. La valeur trouvée est égale à $X = 6\%$ (éq. (66)).

Ces hypothèses ont un impact sur la répartition des pertes de puissance, comme cela a été expliqué dans la section 3.3. En outre, ces hypothèses agissent aussi sur les échanges thermiques à l'intérieur de la boîte de transmission. En effet, selon l'hypothèse, l'air intérieur peut être composé d'air pur (hypothèse 1) ou alors d'un mélange d'air et d'huile (hypothèse 2). Les propriétés physiques telles que la masse volumique, la capacité thermique et la conductivité thermique du fluide ont alors des valeurs différentes. Ces modifications de propriétés physiques entraînent un échange thermique par convection entre les composants de la BTA et le fluide différent. L'échange thermique sera plus important dans le cas où l'air se charge en gouttes d'huile, ceci est dû, dans ce cas, principalement à l'augmentation de la densité du fluide équivalent, qui peut ainsi transporter plus de chaleur d'un point à un autre.

Application d'une convection forcée d'air ou d'un brouillard d'huile à titre d'exemple

Un exemple est utilisé dans le cas d'une convection forcée sur une plaque plane. Le Tableau 12 rassemble les propriétés physiques ainsi que les coefficients d'échange thermique d'un fluide composé (i) d'air pur et (ii) d'un fluide équivalent composé d'air et d'huile. La vitesse caractéristique de l'écoulement tangent à la plaque est de 10 m/s, la longueur de la plaque est égale à 0,1 m et les propriétés physiques des fluides sont prises à 80°C.

McAdams [130] propose en 1942 des formules pour le calcul des propriétés physiques du fluide équivalent :

$$X = \frac{V_0}{V_{total}} \quad (78)$$

$$\rho_{\text{éq}} = X \rho_{\text{huile}} + (1 - X)\rho_{\text{air}} \quad (79)$$

$$\lambda_{\text{éq}} = X \lambda_{\text{huile}} + (1 - X)\lambda_{\text{air}} \quad (80)$$

$$v_{\text{éq}} = \frac{v_{\text{huile}}}{\left(\frac{v_{\text{huile}}}{v_{\text{air}}}\right) * (1 - X) + X} \quad (81)$$

$$x_{\text{masse}} = X \frac{\rho_{\text{huile}}}{\rho_{\text{éq}}} \quad (82)$$

$$c_{p,\text{éq}} = x_{\text{masse}} c_{p,\text{huile}} + (1 - x_{\text{masse}})c_{p,\text{air}} \quad (83)$$

avec V_0 le volume d'huile, V_{total} le volume total de la BTA, λ la conductivité thermique, c_p la capacité thermique massique, X la fraction volumique d'huile et x_{masse} la fraction massique d'huile du fluide équivalent.

Le coefficient de convection thermique h (Eq. (84)) permet de quantifier l'efficacité de l'échange thermique entre une paroi et un fluide. Ce coefficient dépend de la longueur caractéristique de la zone d'échange, de la conductivité thermique du fluide ainsi que du nombre de Nusselt, Nu . Schlichting [131] propose une formule empirique pour le calcul du nombre de Nusselt dans le cas d'un échange thermique par convection forcée sur une plaque plane (Eq. (85)). Le nombre de Prandtl Pr (Eq. (86)) traduit l'importance de la couche limite cinématique devant celle thermique, le nombre de Reynolds (Eq. (87)) est le rapport des effets d'inertie par rapport aux effets visqueux

$$h = \frac{Nu \lambda}{L} \quad (84)$$

$$Nu = 0,664 \times Pr^{1/3} Re^{1/2} \quad (85)$$

$$Pr = \frac{\rho v c_p}{\lambda} \quad (86)$$

$$Re = \frac{V L}{\nu} \quad (87)$$

Tableau 12 : Propriétés physiques et coefficients d'échanges convectifs de l'air et du brouillard d'huile.
T = 80°C, V = 10 m/s, L = 0,1 m.

	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	c_p [J/(kg.K)]	λ [W/(m.K)]	Pr	Re	Nu	h [W/(m ² .K)]
(i) Air (X = 0 %)	1,00	20,62	1009	0,031	0,67	48500	128	40
(ii) Brouillard (X = 6%)	49,36	20,43	1942	0,037	52,93	48900	551	204

Dans cet exemple, lorsque le fluide est composé d'un mélange d'air et d'huile à une fraction volumique de 6%, l'échange thermique par convection est multiplié par 5 par rapport à l'air seul. Cette augmentation est principalement due à la densification du fluide. Les mouvements convectifs transportent, de la paroi au fluide, une quantité de chaleur plus importante.

Il est maintenant possible de prévoir l'évolution des températures selon l'hypothèse choisie. Premièrement, les hypothèses ont une influence sur la valeur des pertes de puissance. L'hypothèse 1 entraîne une perte aux roulements conséquente : la température des roulements sera alors élevée. Deuxièmement, il vient d'être vu que les hypothèses ont aussi une influence sur les échanges thermiques. L'hypothèse 2 se base sur un brouillard d'huile, les échanges thermiques par convection entre le fluide et les éléments de la boîte de transmission sont augmentés comme il vient d'être montré précédemment. Par conséquent, il est attendu des écarts de température réduits entre les éléments de la BTA, tels que les roulements et le bain d'huile. En d'autres termes, le brouillard d'huile a pour effet d'homogénéiser les températures à l'intérieur de la boîte de transmission.

La Figure 88 rassemble les températures des roulements et du bain d'huile calculées grâce au réseau thermique. Les températures numériques issues des hypothèses 1 et 2 sont comparées à celles mesurées, et ce, à 50% et 100% de la vitesse de rotation nominale. Le détail de la répartition des pertes selon l'hypothèse utilisée a été présenté dans la section 3.3. L'hypothèse 1, basée sur une lubrification par barbotage, surestime la température des roulements, notamment la température du roulement d'entrée qui est 11°C et 14°C plus importante que la température mesurée pour les vitesses de 50% et 100% NR respectivement. A l'inverse, la température du bain d'huile est sous-estimée par rapport aux données expérimentales. Avec l'hypothèse 1 l'écart maximum entre les températures numériques et expérimentales est de 14°C. Les températures obtenues avec l'hypothèse 2, basée sur la présence d'un brouillard d'huile, présentent un écart maximum de 4°C. Ce faible écart indique une bonne modélisation, d'une part de la répartition des pertes de puissance et d'autre part des échanges thermiques entre les éléments de la boîte de transmission. L'hypothèse 2 est retenue dans la suite de l'étude : les éléments en rotation dans la BTA projettent l'huile de telle façon qu'un brouillard d'huile apparaît. Ce phénomène est cohérent avec les constatations du deuxième chapitre.

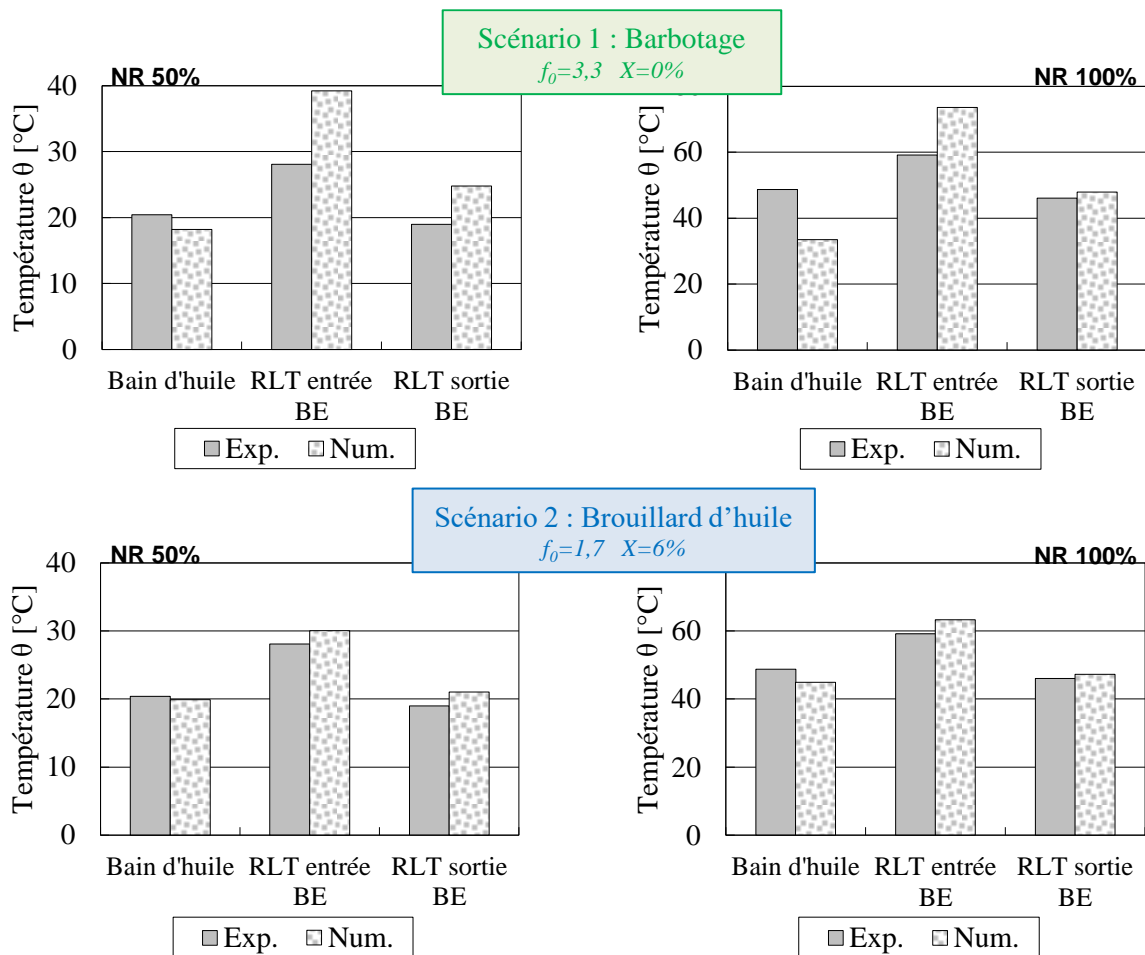


Figure 88 : Températures relatives du bain d'huile et des roulements d'entrée et de sortie calculées selon l'hypothèse 1 et 2. Rotation sans charge.

Puisque l'hypothèse 2 donne une évaluation des températures proches des valeurs mesurées, le réseau thermique est utilisé par la suite pour étudier d'autres configurations.

5. CAS D'APPLICATION DU MODELE THERMIQUE DE LA BTA

Le modèle thermique permet d'estimer la température des principaux composants de la boîte de transmission. La température des éléments en rotation, tels que les dentures et les bagues intérieures de roulement, est particulièrement intéressante car elle est rarement connue en raison de la difficulté pour la mesurer.

La différence de température entre la bague intérieure et extérieure d'un roulement (ΔT_{BI-BE}) est aussi une donnée intéressante car elle régit les dilatations thermique des bagues et donc ses jeux internes. Prédire cette différence est cruciale pour optimiser le chargement et la durée de vie du roulement ainsi qu'éviter les rattrapages de jeu destructeurs. Cependant, cette valeur est délicate à estimer car elle dépend, en plus du roulement, du système entier dans lequel il se trouve. La thermique des roulements est peu connue et constitue encore une question ouverte [104,112,113,132–135]. Ce réseau thermique permet d'avoir une idée de l'environnement thermique dans lequel se situe le roulement.

Egalement, l'analyse des résultats du modèle thermique permet de connaître les chemins d'évacuation de la chaleur. Ainsi, il est possible d'étudier le mode de refroidissement des pièces critiques telles que les dentures et les roulements.

5.1. CAS SANS CHARGE

Dans un premier temps, le cas de la rotation de la BTA à la vitesse nominale et sans chargement est repris afin d'étudier plus en détail son comportement thermique. La répartition des pertes de puissances (Figure 89.a) est calculée grâce au réseau thermique. Les roulements génèrent 60% des pertes de la BTA, la ventilation de l'engrenage dans le brouillard d'huile représente 25% des pertes totales, les joints 14% et les pertes de l'engrènement, du roulement de commande et de barbotage sont inférieures à 1%. Les roulements représentent donc la source de perte majoritaire dans la BTA. Ceci permet de comprendre les mesures mettant en évidence la grande sensibilité du couple résistant de la BTA avec la température (Figure 77), car la perte visqueuse des roulements est dépendante de la viscosité de l'huile (éq. (73)). La perte à l'engrènement est négligeable car la BTA n'est pas chargée, un calcul détaillé a été présenté précédemment dans le premier chapitre. La perte du roulement de commande est faible car ce roulement est de petite taille ($d_m \approx 40$ mm). La perte par barbotage est faible car la hauteur d'immersion de la roue est limitée à quelques millimètres, ce qui correspond à un rapport $h/R_0 \leq 0,02$. La fraction de la perte due au barbotage est si faible qu'il n'est pas possible d'estimer l'impact de l'ajout d'un pignon engrenant.

La température des composants principaux (Figure 89.b) est également calculée grâce au réseau thermique. Les valeurs des températures numériques ont un écart maximum de 4°C avec les températures mesurées. Malheureusement, il n'y a pas de mesures de température disponibles sur les pièces en rotation. Les températures numériques de l'engrenage et des bagues intérieures de roulements ne peuvent donc pas être comparées aux valeurs expérimentales. Les valeurs des températures de la denture du pignon et de la roue se situent entre la température du bain d'huile et la température des roulements. Ceci s'explique car la dissipation de chaleur à l'engrènement est négligeable, la BTA n'étant pas chargée. La température des dentures se stabilise alors entre la température des éléments avec lesquelles elle échange de la chaleur : c'est-à-dire principalement le bain d'huile et les roulements.

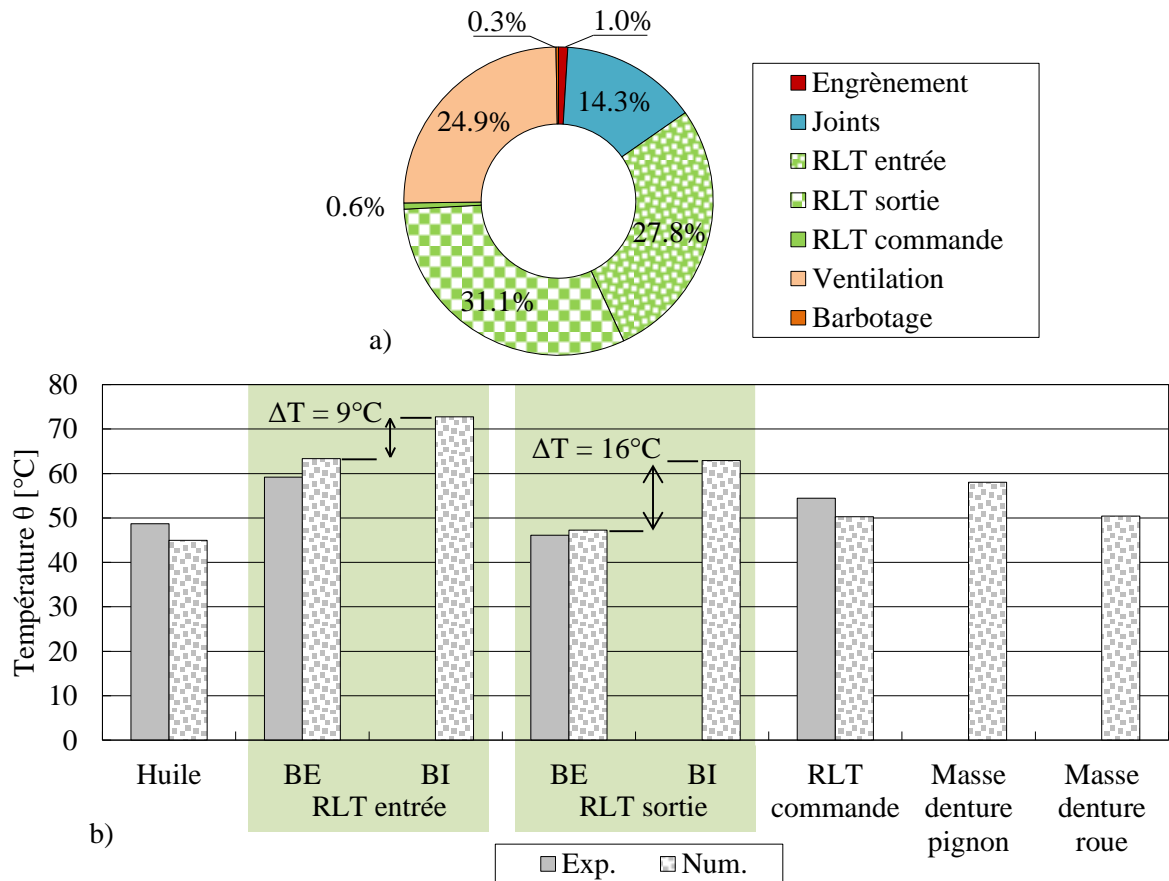


Figure 89 : Rotation de la BTA sans charge ($P_{méca} = 0$) à la vitesse nominale : a) répartition des pertes de puissance, b) comparaison des températures relatives numériques et expérimentales des composants.

L'écart de température entre la bague intérieure et extérieure du roulement d'entrée est de 9°C , et de 16°C pour le roulement de sortie. L'écart de température du roulement de sortie est notablement plus important que celui du roulement d'entrée de la boîte de transmission. Ceci peut s'expliquer car la géométrie de la roue présente un voile mince (Figure 90). Le flux de chaleur passant par l'arbre de sortie est alors très réduit (Figure 92). C'est une voie d'évacuation de la chaleur en moins par rapport au roulement d'entrée.

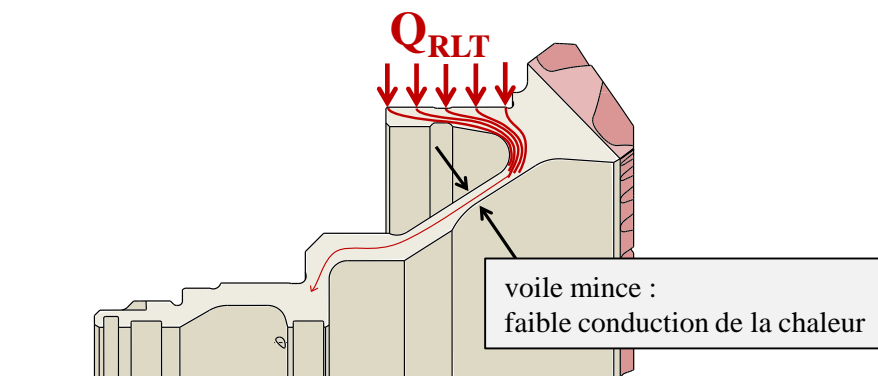


Figure 90 : Chemin de la chaleur dissipée par le roulement dans la roue : effet de constriction du flux par le voile mince.

5.2. CAS AVEC CHARGE

L'ajout d'un chargement permet de simuler le fonctionnement de la boîte de transmission lorsque l'hélicoptère est en vol et que la BTA doit alors mettre en mouvement le rotor arrière. La puissance mécanique transmise est égale à $P_{nominale}$. L'apparition des efforts à la denture, plus élevés dans ce cas, engendre un nouveau type de chargement dans les roulements. Ils ont désormais, en plus du chargement axial issu de la précharge, un chargement radial et un moment fléchissant (Annexe C).

La répartition des pertes de puissances (Figure 91.a) et la température des principaux composants (Figure 91.b) sont calculées grâce au réseau thermique. Les pertes des roulements sont toujours calculées avec le modèle de Palmgrem présenté dans la section 3.1. La perte par frottement à la denture est calculée avec la formule du rapport technique ISO 14179-2 [3]. En revanche, ici la valeur du coefficient de frottement est ajustée pour que la température numérique du bain d'huile corresponde à la température mesurée. De plus, il a été vérifié que le couple total numérique corresponde au couple mesuré, ici l'écart relatif est de 5%. Les pertes par barbotage et ventilation de l'engrenage sont presque identiques à celles du cas sans charge. Le faible écart est lié à l'équilibre thermique différent qui engendre une évolution de la masse volumique de l'air et de l'huile et par conséquent de la hauteur d'immersion de la roue. La perte des joints est inchangée. Les valeurs de l'ensemble des résistances thermiques sont rassemblées dans l'Annexe B pour ce cas de fonctionnement nominal. La valeur des pertes totales est plus élevée de 63% dans ce cas chargé par rapport au cas non chargé. Les roulements sont encore la source majoritaire de perte, ils représentent 43% de la perte totale. La perte par frottement à la denture représente 34% de la perte totale. Les valeurs des températures numériques ont un écart maximum de 3°C avec les températures mesurées.

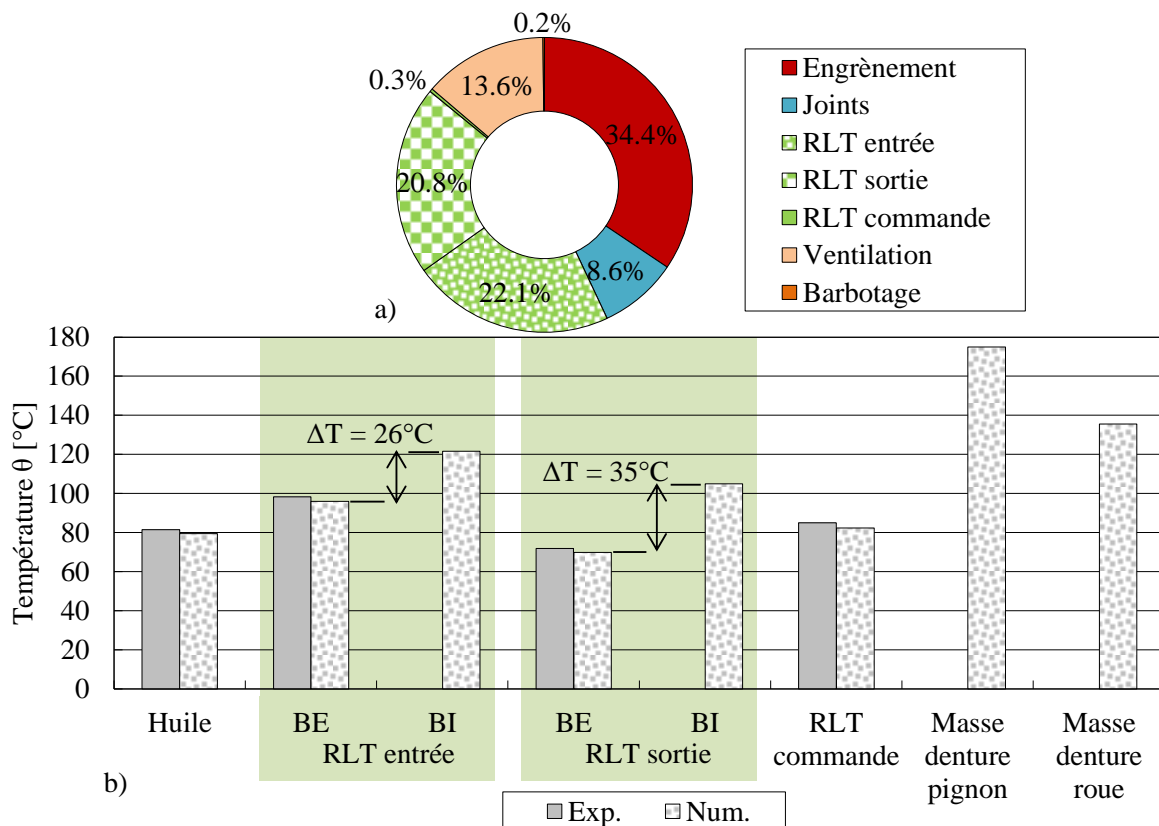


Figure 91 : Rotation de la BTA à la vitesse nominale avec charge ($P_{méca} = P_{nominale}$) : a) répartition des pertes de puissance, b) comparaison des températures relatives numériques et expérimentales des composants.

Les températures relatives de masse des dentures du pignon et de la roue atteignent 175°C et 135°C respectivement. Ces températures élevées posent la question de la tenue du lubrifiant et du traitement thermique des aciers. Néanmoins, le restant des résultats du réseau thermique est cohérent avec les données expérimentales. Cette question pourrait être tranchée grâce à des mesures de température sur les dentures en rotation. Ces températures élevées sont le fruit de deux facteurs : la génération conséquente de chaleur par le frottement des dentures, de l'ordre du kilowatt dans ce cas chargé, et la difficulté d'évacuer cette chaleur. Cette difficulté s'explique car l'engrenage est l'élément le plus éloigné du carter, qui est l'unique surface d'évacuation de la chaleur avec l'extérieur. En effet, les deux principaux chemins d'évacuation de la chaleur générée à l'engrènement sont i) la conduction à travers les arbres de transmission et les roulements, ii) la convection avec le bain d'huile et le brouillard d'huile. Il a été vu précédemment que les échanges par conduction sont très réduits à travers les arbres de transmission du fait des faibles sections des voiles minces. En revanche les échanges avec l'huile représentent le chemin d'évacuation principal de la chaleur produite aux dentures (Figure 92). Ces échanges restent cependant bridés dans la mesure où le volume d'huile introduit dans la BTA est faible.

Bilan des flux de chaleur sur la roue de sortie

Une partie de la chaleur générée par frottement à l'engrènement est dissipée dans la roue et une autre dans le pignon. Cette répartition dépend de la température du pignon et de la roue ainsi que de l'effet de striction du flux de chaleur au passage du contact. La Figure 92 montre le bilan thermique de la denture de la roue dans le cas avec et sans charge. La valeur des flux de chaleur est adimensionnée par la perte de puissance à l'engrènement. Dans le cas sans charge, il y a peu de chaleur générée à l'engrènement. En fait, dans ce cas, la roue est chauffée de part égale par l'engrènement et le roulement. Cette chaleur est ensuite évacuée par le bain d'huile. Dans le cas chargé, la chaleur provenant de l'engrènement est bien plus importante. Dans ce cas, le sens de l'échange thermique avec le roulement est inversé : c'est la denture qui réchauffe le roulement. En somme, l'échange de chaleur entre la roue et le roulement change de manière significative avec la charge transmise, mais ceux avec le brouillard d'huile et l'arbre changent peu. L'échange de chaleur avec le roulement change de sens du fait que l'engrènement génère beaucoup plus de chaleur sous charge.

Dans le cas chargé, la température de la roue est pilotée majoritairement par les échanges par convection (89%), devant les échanges par conduction (11%). Les échanges thermiques par rayonnement sont négligeables car ils représentent moins de 1% (voir la partie rayonnement de l'Annexe B).

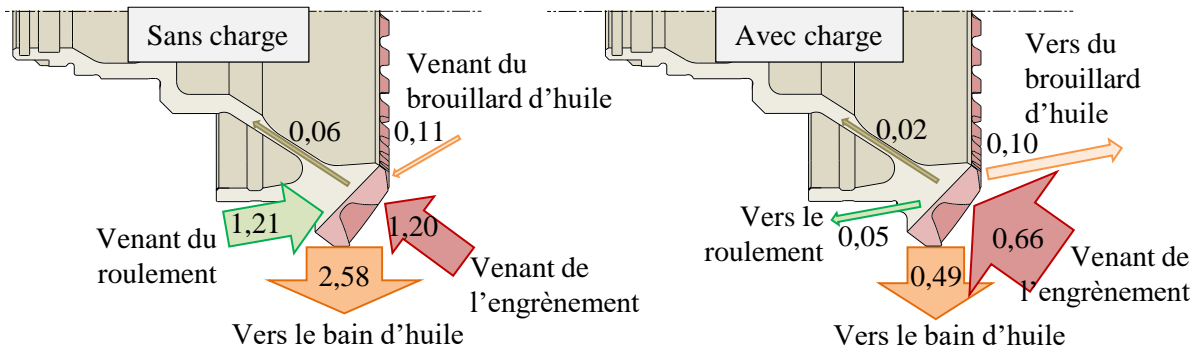


Figure 92 : Bilan thermique de la denture de la roue, cas avec et sans charge. Les flux de chaleur sont adimensionnés par la perte de puissance par frottement à l'engrènement dans chaque cas.

Bilan des flux chaleur sur le roulement de sortie

La Figure 93 présente les chemins d'évacuation de la chaleur dissipée par le roulement de sortie pour le cas non chargé et le cas chargé. La chaleur générée par le roulement est la somme des pertes générées par la rangée de grosses billes (RGB) et celles générées par la rangée de petites billes (RPB). Dans le cas non chargé ($P_{méca} = 0$), la chaleur générée est égale à 0,192. Dans le cas chargé ($P_{méca} = P_{nominale}$), la chaleur générée est égale à 0,208. L'augmentation est de 8%, la perte totale du roulement évolue donc peu avec la charge transmise par la boîte de transmission. Ce comportement est représentatif des roulements préchargés à double rangée de billes, dont le chargement équivalent total varie peu avec les efforts extérieurs. Lorsque la BTA est chargée, des efforts additionnels à la précharge s'appliquent aux roulements. Le chargement du roulement comprend alors, en plus de la force axiale de la précharge, un moment fléchissant ainsi qu'une force radiale et axiale additionnels. Les forces axiales s'additionnent dans la rangée de grosses billes mais elles se soustraient dans la rangée de petites billes (Annexe C). C'est pour cette raison que, dans le cas chargé, la rangée de grosses billes génère une fraction de perte notablement plus importante (86%) que la rangée de petites billes (14%).

La répartition des échanges de chaleur du roulement change peu avec la charge transmise. La chaleur générée par le roulement est principalement évacuée par conduction dans la bague extérieure, puis dans le carter. Selon la valeur de la chaleur générée à la denture, la bague intérieure du roulement peut évacuer de la chaleur en l'acheminant jusqu'au bain d'huile à travers la roue, ou bien apporter de la chaleur provenant de la roue (Figure 93).

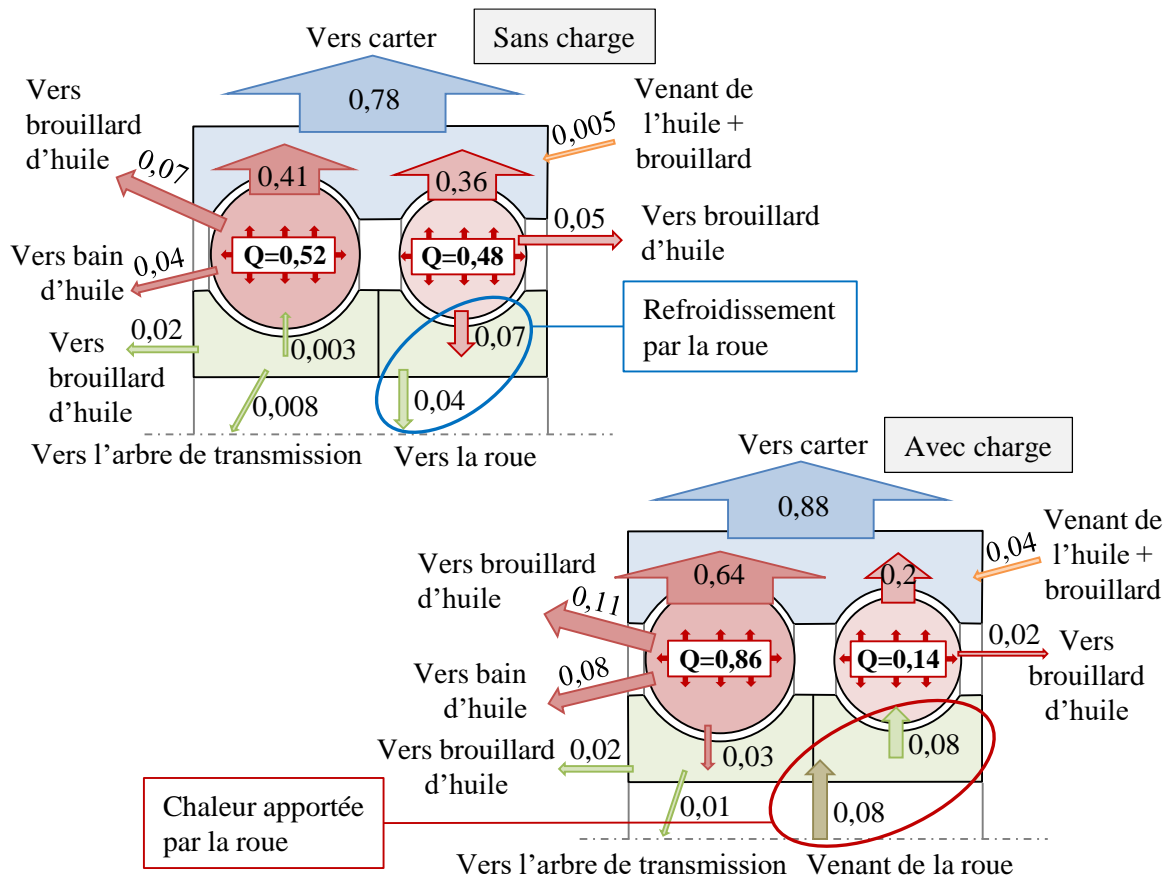


Figure 93 : Chemins d'évacuation de la chaleur générée par le roulement de sortie, cas avec et sans charge. Les flux de chaleur sont adimensionnés par la perte de puissance totale du roulement dans chaque cas.

L'écart de température entre la bague intérieure et extérieure du roulement de sortie est égal à 16°C dans le cas non chargé et 35°C dans le cas chargé (Figure 89 et Figure 91). Cette augmentation ne peut pas s'expliquer par une augmentation de la puissance générée par le roulement car il a été vu précédemment qu'elle augmente seulement de 8% lorsque la charge est appliquée. En fait, ceci est le résultat de deux effets. Le premier a déjà été pointé précédemment : la bague intérieure n'est plus refroidie dans le cas chargé, l'écart de température se creuse alors avec la bague extérieure, qui est quant à elle refroidie par le carter. Le deuxième effet est dû à la nouvelle distribution de chargement des billes du roulement dans le cas chargé. Pour rappel, dans le cas non chargé, la force axiale de précharge est répartie sur toutes les billes, ainsi toutes les billes participent aux échanges par conduction thermique avec les bagues. Dans le cas chargé, l'apparition d'une force radiale change la répartition de chargement des billes (Figure 94). Certaines billes peuvent se retrouver non chargées⁸, celles-ci ne sont alors plus en contact avec les bagues et ne peuvent donc plus conduire la chaleur. L'échange thermique entre les billes et les bagues est un ensemble de résistances de striction en parallèles (Annexe B). Il y a autant de résistance en parallèle qu'il y a de billes, car un contact engendre un échange thermique. Dans ce cas chargé où certaines billes ne sont plus en contact, l'échange par conduction thermique dans le roulement se dégrade (Tableau 13). Ceci a pour effet d'isoler thermiquement les bagues intérieures et extérieures du reste du roulement. Ainsi, la bague intérieure se retrouve isolée dans son environnement « chaud », près de la denture, et la bague extérieure est isolée dans son environnement « froid », près du carter. Par conséquent l'écart de température entre les deux bagues augmente.

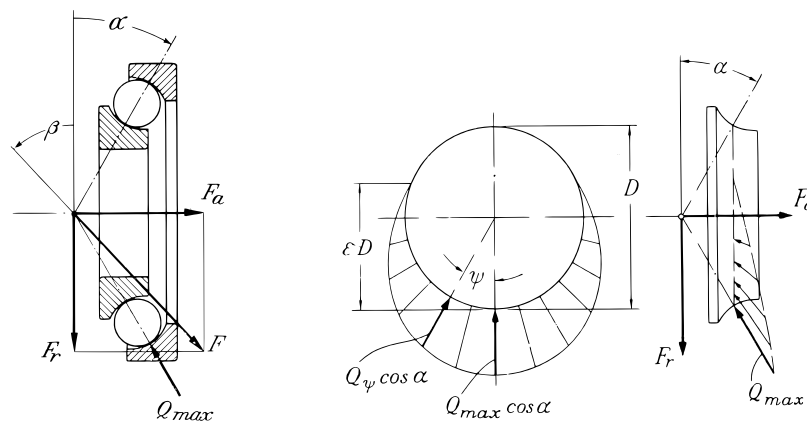


Figure 94 : Chargement axial et radial d'un roulement à contact oblique à une rangée de bille [108].

Tableau 13 : Bilan thermique du roulement de sortie pour les cas avec et sans charge. RGB : Rangée de grosses billes, RPB : Rangée de petites billes.

	Perte roulement (RGB+RPB) [-]	Résistances de striction RGB [K/W]	Résistances de striction RPB [K/W]	ΔT_{BI-BE} [°C]
Sans charge ($P_{méca} = 0$)	0,192	0,012	0,016	16
Avec charge ($P_{méca} = P_{nominale}$)	0,208 (+8%)	0,017 (+42%)	0,039 (+143%)	35

⁸ Le détail du chargement de chacune des billes dans le cas non chargé et le cas chargé est présenté dans l'Annexe C.

5.3. IMPACT DU VOLUME D'HUILE

Durant la campagne d'essai, des mesures de températures ont été effectuées avec un volume d'huile réduit de 30% par rapport au volume nominal. Ainsi, plusieurs calculs ont été réalisés à l'aide du réseau thermique en changeant la valeur du volume d'huile introduit initialement dans la boîte de transmission. Les valeurs du volume d'huile numérique varient entre -32% et 32% de la valeur nominale. La puissance mécanique transmise dans ce cas est égale à P_{max} . Cette puissance est supérieure à celle utilisée précédemment et correspond à des phases de vol occasionnelles pour lesquelles une puissance accrue est demandée ponctuellement. Ces nouveaux volumes d'huile entraînent une évolution des pertes de puissances et des échanges thermiques à l'intérieur de la BTA tels que :

- Perte par barbotage : la hauteur d'immersion de l'engrenage évolue (Eq. (67)) ;
- Perte par ventilation dans le brouillard d'huile : la fraction volumique d'huile évolue (Eq. (66) et (67)) ;
- Perte visqueuse des roulements : la valeur du coefficient f_0 évolue (Eq. (70)) ;
- Echanges par convection forcée et projection du bain d'huile : la surface immergée dans l'huile des différents éléments évolue (Annexe B et D) ;
- Echange par convection forcée avec le brouillard d'huile : la fraction volumique d'huile évolue (Eq. (66) et Annexe B) .

La relation entre les hauteurs d'immersion - surfaces immergées et le volume d'huile associé est obtenue grâce à la CAO 3D de la BTA, le détail est présenté dans l'Annexe D. L'évolution de la fraction volumique d'huile et du coefficient f_0 avec le volume d'huile est estimée simplement en première approximation. Les travaux de Parker [104] et Pouly [136] sur la fraction d'huile et ceux de Schaeffler [137] sur le coefficient f_0 montrent une augmentation de ces paramètres avec le volume d'huile. Ici, leur évolution est considérée linéaire avec le volume d'huile telle que :

$$X = X_{réf} \frac{V}{V_{réf}} \quad (88)$$

$$f_0 = f_{0,réf} \frac{V}{V_{réf}} \quad (89)$$

avec $X_{réf}$ la fraction volumique d'huile de référence et $f_{0,réf}$ le coefficient de perte visqueuse de référence, c'est-à-dire pour le volume d'huile nominal.

Les différents volumes d'huile entraînent une nouvelle température des éléments de la boîte de transmission. Ces nouvelles températures sont présentées dans la Figure 95 sous forme de différence avec la température obtenue pour le volume d'huile nominal. Les estimations numériques sont cohérentes avec les valeurs mesurées pour un volume d'huile diminué de 30%. L'influence du volume d'huile sur l'évolution des températures semble donc bien prise en compte dans le réseau thermique. La température du bain d'huile augmente avec le volume d'huile. Ceci s'explique car l'augmentation du volume d'huile a pour conséquence d'augmenter les hauteurs d'immersions et les surfaces immergées des éléments de la BTA. L'effet est double : d'une part la chaleur générée par barbotage dans le bain d'huile augmente et d'autre part, les échanges thermiques avec les éléments « chauds » tels que les dentures et les roulements augmentent. L'évolution de la température des roulements résulte de la concurrence de deux effets ayant une influence opposée sur la température du roulement. Lorsque le volume d'huile augmente, la chaleur générée par les roulements augmente, ce qui tend à élever leur température, mais les échanges de chaleur avec le bain d'huile augmentent aussi, ce qui tend à diminuer la température des roulements car le bain d'huile est plus froid.

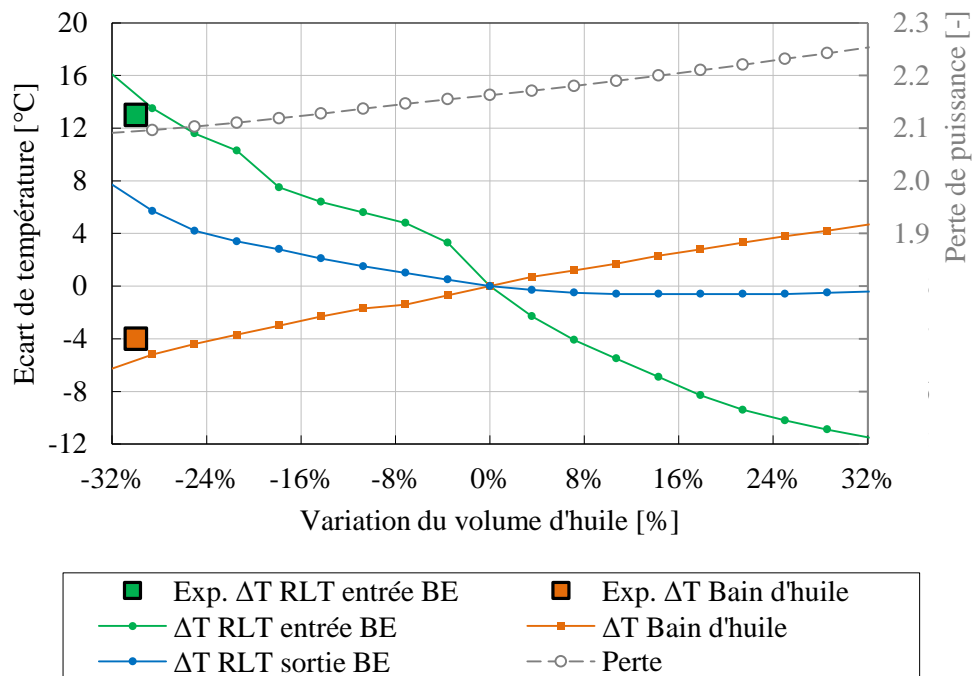


Figure 95 : Evolution de la température relative des roulements avec la variation du volume du bain d'huile, $P_{méca} = P_{max}$.

L'évolution de la température de masse des dents avec le volume d'huile est présentée sur la Figure 96. Une image en coupe de la BTA est également représentée pour trois niveaux d'huile caractéristiques : i) le niveau d'huile atteint la roue, ii) le niveau d'huile atteint le pignon, iii) niveau d'huile maximum calculé, égal à 32% du volume d'huile nominal. Les températures de masse des dents sont très sensibles au niveau d'huile. Comme vu précédemment, l'échange thermique avec le bain d'huile est le chemin d'évacuation principal de la chaleur dissipée par les dents. Pour le volume d'huile nominal, celui-ci évacue 75% de la chaleur dissipée par la roue. Ainsi, l'évolution du volume d'huile a une influence notable sur l'évacuation de la chaleur dissipée par la denture, et donc sur sa température. Un point d'inflexion (point A) peut être noté sur l'évolution de la température de la denture du pignon. Pour des volumes d'huile inférieurs à 6% du volume d'huile nominal, la température de la denture est moins sensible à la variation du volume d'huile. En effet, ce point correspond au volume pour lequel le pignon n'échange plus avec le bain d'huile, ainsi la source d'évacuation principale de la chaleur n'est plus le bain d'huile. Les échanges sont alors répartis plus équitablement entre la convection du brouillard d'huile et la conduction dans le roulement et l'arbre de transmission. Ces derniers étant indépendants de la variation du volume d'huile, alors la température de la denture du pignon est moins sensible à la variation du volume d'huile.

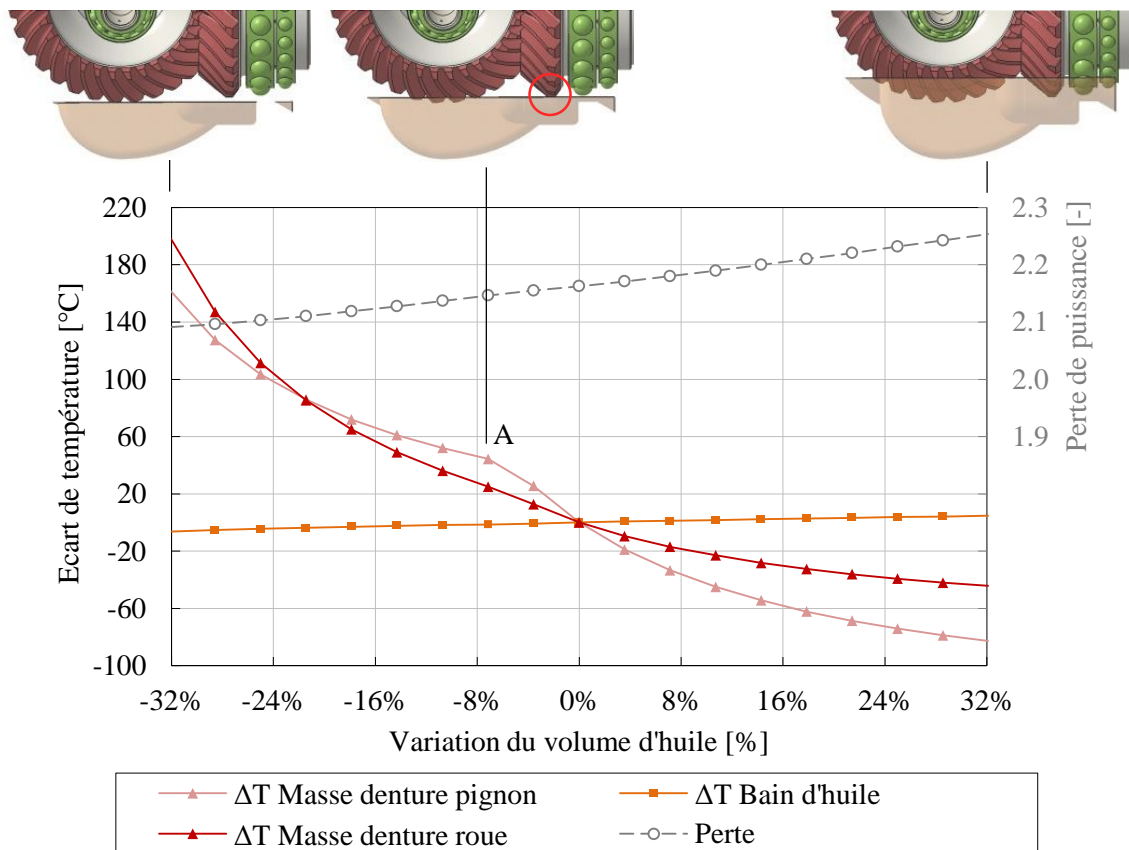


Figure 96 : Evolution de la température relative des éléments de la BTA avec la variation du volume du bain d'huile. $P_{méca} = P_{max}$.

Ces résultats illustrent que la température du bain d'huile n'est pas représentative de la thermique de la BTA, mais simplement représentative des pertes de puissance et des surfaces échanges convectifs.

5.4. CAS D'UNE PERTE TOTALE DE LUBRIFICATION

Dans le cadre de l'amélioration des performances des hélicoptères et afin d'être conforme aux dernières exigences réglementaires, les aspects de sécurité et de fiabilité des boîtes de transmissions sont l'un des principaux sujets de préoccupation. Une attention particulière est portée sur leurs capacités opérationnelles après une perte totale de lubrification. Le lubrifiant ayant pour rôle principal de séparer les surfaces en contact et d'évacuer la chaleur générée, sa disparition entraîne une évolution des pertes de puissances et des échanges thermiques. La capacité d'évacuation de la chaleur n'est plus suffisante pour assurer l'équilibre thermique de la boîte de transmission. Il s'en suit alors une augmentation des températures qui peuvent aboutir à des dégradations avancées des surfaces de contact, et dans certains cas jusqu'à la destruction de la transmission.

Ces conditions de fonctionnement marginales entraînent une évolution transitoire des températures. Dans la mesure où le calcul du réseau thermique n'a pas encore été utilisé en régime transitoire, il va être testé par la suite. Des valeurs de températures issues du réseau thermique en régime transitoire ont été comparées à des valeurs expérimentales. La Figure 97 regroupe ces températures pour un test de la BTA à plusieurs vitesses de rotation et sans charge transmise. Pour le début de l'essai, la dynamique des températures n'est pas reproduite correctement par les températures numériques. Ceci vient du fait que le réseau thermique modélise seulement la BTA, et non l'ensemble du banc d'essai comprenant notamment la structure et le bâti. Le réseau ne prend donc pas en compte l'inertie du bâti et sa grande capacité pour évacuer la chaleur en début d'essai, lorsqu'il est encore froid. Ce point a déjà été abordé dans la section 4.3, au sujet de la modélisation de l'échange thermique avec l'extérieur. La valeur de la résistance thermique utilisée dans le réseau est surestimée au début de l'essai (Figure 87). Une fois que le banc d'essai est monté en température ($t > 80$ min), l'évolution des températures numériques reproduit bien celles des températures mesurées.

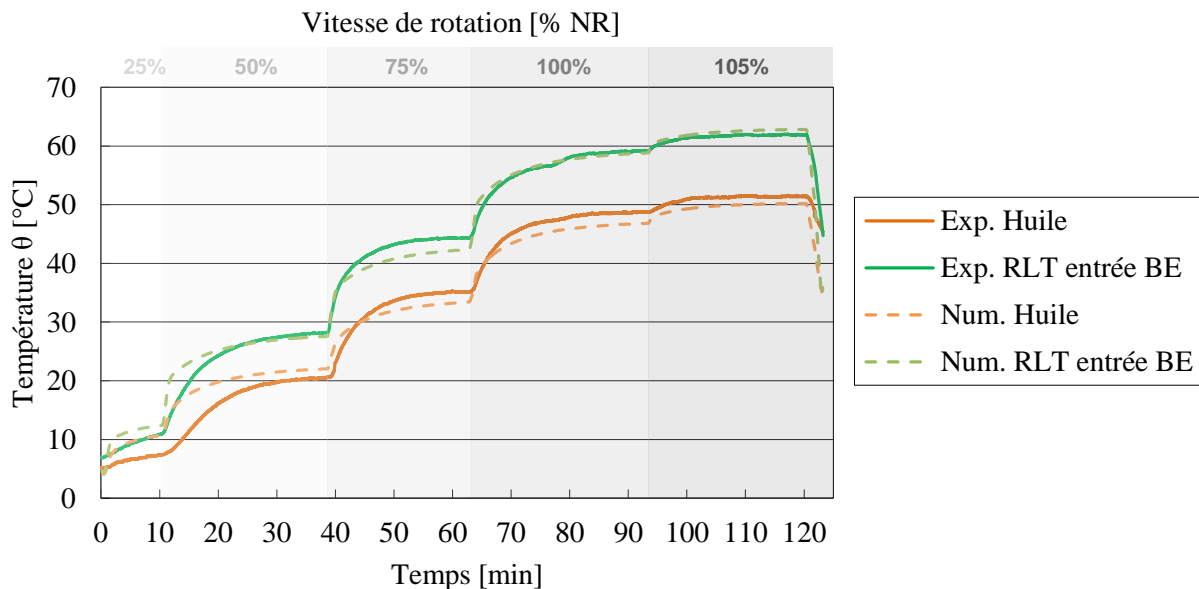


Figure 97 : Validation du réseau thermique en régime transitoire: comparaison des températures relatives numériques et mesurées du bain d'huile et du roulement d'entrée. Rotation sans charge ($P_{méca} = 0$ kW) jusqu'à 105% de la vitesse nominale.

Dans la simulation de l'essai de perte de lubrification, la première phase en présence d'huile sera maintenue jusqu'à atteindre l'équilibre thermique du banc d'essai, c'est-à-dire pendant 80 minutes. Il est ensuite proposé de simuler les premiers instants (cinq minutes) d'une perte totale de lubrification. Ces temps courts permettent d'utiliser l'hypothèse qu'il n'y a pas de rupture du film d'huile dans les contacts, c'est-à-dire que le coefficient de frottement n'est pas altéré par des effets d'assèchement du film d'huile [138]. La perte par barbotage de l'engrenage, le brouillard d'huile et les pertes visqueuses des roulements disparaissent avec la vidange du bain d'huile. Le nœud d'huile laisse place à celui de l'air intérieur, qui est désormais le seul fluide à l'intérieur de la BTA. En ce qui concerne les échanges thermiques, la roue, le pignon et les roulements n'échangent plus de chaleur avec le bain d'huile, mais seulement avec l'air intérieur, qui n'est maintenant composé que d'air pur. Les résistances liées à l'huile sont supprimées : (4,2), (4,7), (4,6), (4,11), (4,10), (4,8), (4,9), (4,12), (4,13), (4,15), (4,16), (4,24), (4,15), (4,16), (4,5), (4,14), (4,3). Les résistances avec le brouillard d'huile deviennent des résistances avec de l'air pur : (3,2), (3,6), (3,7), (3,10), (3,11), (3,15), (3,16), (3,21), (3,23), (3,8), (3,9), (3,12), (3,13), (3,14), (3,24).

Un scénario de perte totale de lubrification est simulé pour une puissance mécanique transmise égale à la puissance nominale. L'huile est vidangée après 80 minutes de rotation. La disparition du bain d'huile et du brouillard d'huile est considérée instantanée. L'évolution des températures relatives de la BTA est tracée sur la Figure 98. L'élévation notable de la température de masse des dentures est cohérente avec les observations précédentes (sections 5.2 et 5.3). En fonctionnement normal, la chaleur produite par l'engrènement est évacuée majoritairement par le bain d'huile, ainsi lorsque le volume d'huile diminue, la température de masse des dentures augmente. La roue était la première bénéficiaire de l'échange thermique avec l'huile car c'était l'élément le plus immergé dans le bain. Ainsi, lorsque le bain d'huile est vidangé, l'évolution de la température de masse de la denture de la roue est la plus radicale. La température de la bague intérieure du roulement de sortie augmente à son tour, en lien avec l'échauffement de la roue.

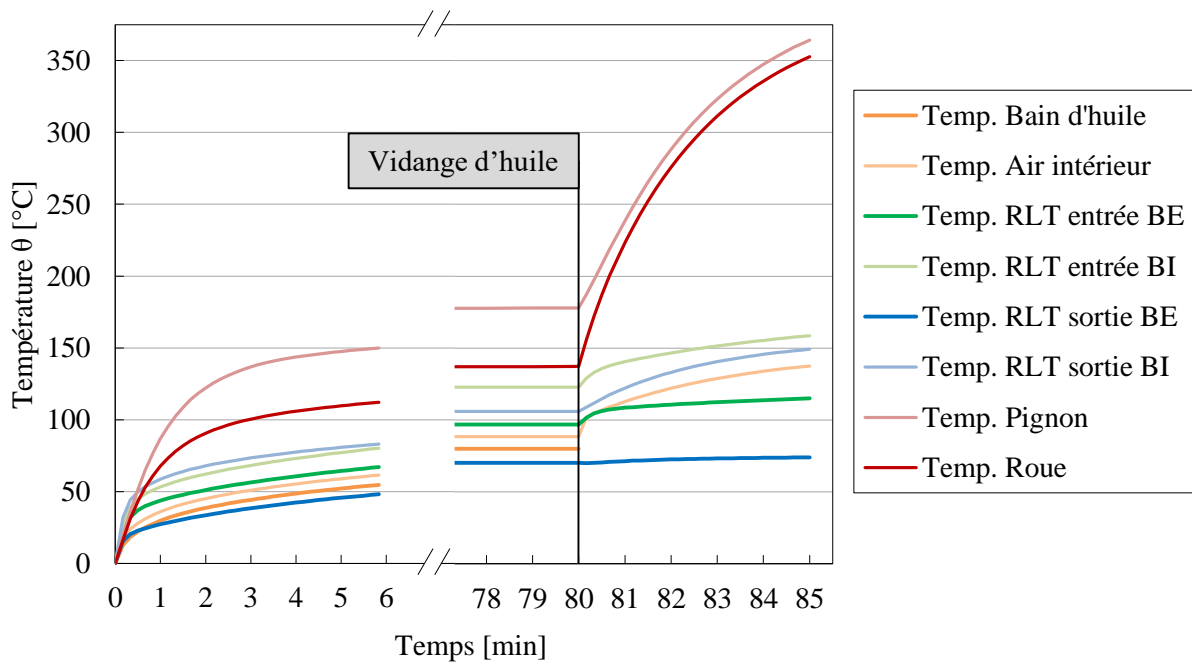


Figure 98 : Evolution des températures numériques lors d'un scénario de perte totale de lubrification. Rotation à la puissance nominale.

Après la coupure d'huile, les deux moyens d'évacuer la chaleur des dentures et des roulements sont la convection avec l'air intérieur et la conduction avec les arbres de transmission et le carter. La Figure 99 présente le bilan des flux de chaleur des roulements, cinq minutes après la coupure de lubrification. L'échange par convection avec l'air est très faible devant ceux par conduction. Ceci s'explique car l'air a lui-même une température élevée, et en plus, ses propriétés physiques ne lui permettent pas d'évacuer de grandes quantités de chaleur. Ce sont donc les échanges par conduction qui déterminent la température des roulements. C'est une des raisons pour laquelle la dissymétrie de la valeur du ΔT_{BI-BE} entre le roulement d'entrée et de sortie augmente. En effet, la bague intérieure du roulement de sortie ne peut pas évacuer de chaleur par l'arbre de transmission du fait de la géométrie en voile mince (Figure 90), contrairement à la bague intérieure du roulement d'entrée. Et d'autre part, il a été vu précédemment que la température de la roue augmente beaucoup, ainsi elle apporte de la chaleur à la bague intérieure du roulement de sortie. Les valeurs de ΔT_{BI-BE} du roulement d'entrée et sortie évoluent de 16°C et 35°C respectivement avant la coupure d'huile à 33°C et 72°C cinq minutes après la coupure de lubrification. Pour ces valeurs de différence de température dans les roulements, il est probable que la dilatation thermique différente entre la bague intérieure et extérieure entraîne une modification des jeux de fonctionnement et, à minima, une modification de la précharge.

Le modèle thermique tel qu'il est actuellement ne permet de pas simuler un scénario de coupure d'huile complet pour deux raisons : (i) la perte par frottement dans un contact en lubrification marginale (assèchement du film d'huile) n'est pas connue, (ii) il n'y a pas de bouclage thermomécanique pour le calcul du chargement des roulements (influence des jeux de fonctionnement sur le chargement des billes).

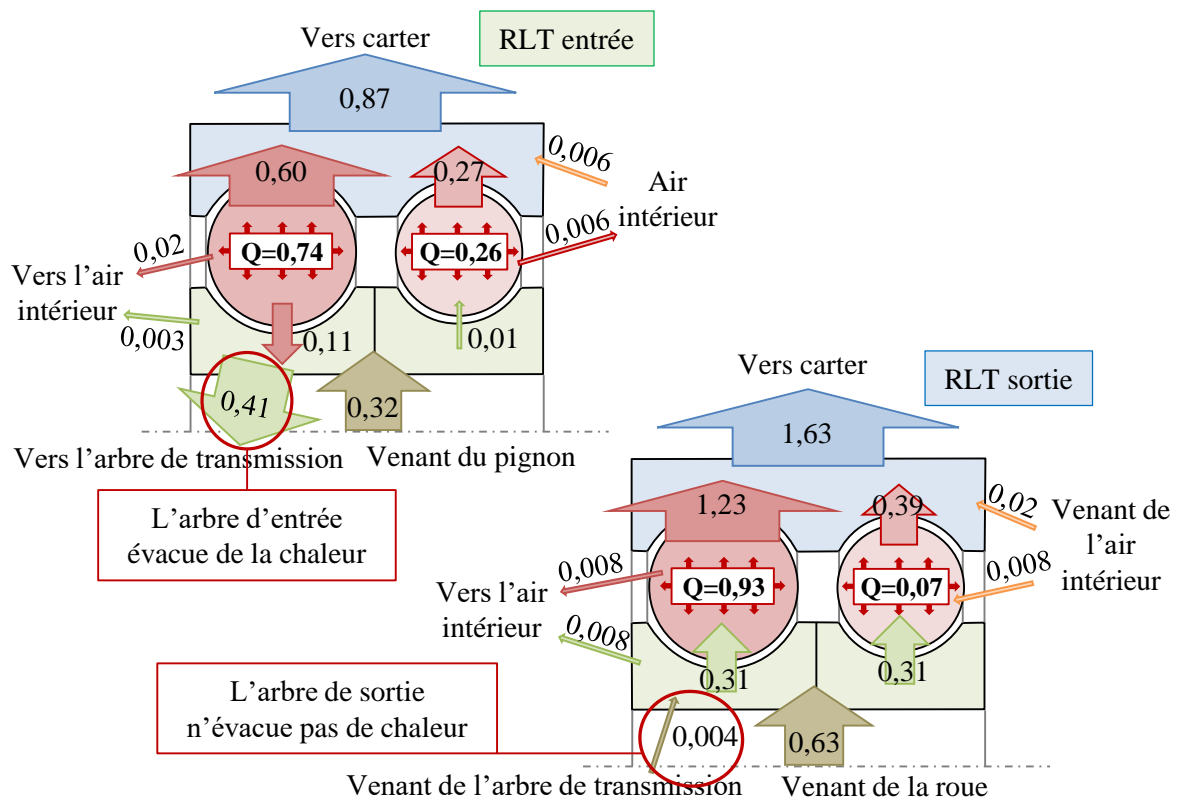


Figure 99 : Bilan des flux de chaleur sur le roulement d'entrée et de sortie après cinq minutes de coupure d'huile. Rotation à la puissance nominale. Les flux de chaleur sont adimensionnés par la perte de puissance totale du roulement dans chaque cas.

6. CONCLUSION

Le modèle de perte par barbotage développé dans cette étude a été appliqué à un boîtier de réduction arrière d'hélicoptère. A partir de l'observation des écoulements d'huile à l'intérieur de la BTA grâce à un carter transparent, deux hypothèses sur le type de lubrification ont été établies. La première hypothèse considère une lubrification par barbotage classique, sans présence de brouillard d'huile. La deuxième hypothèse se base sur la présence d'un brouillard d'huile, créé par le brassage intense du bain d'huile et suggéré par les analyses du deuxième chapitre. Pour ces deux hypothèses, la valeur du couple résistant numérique a été comparée à la valeur expérimentale pour plusieurs vitesses de rotation. Les résultats issus des deux hypothèses sont cohérents avec les valeurs de couple mesurées. En conséquence, il a été décidé de calculer les températures des différents éléments de la BTA afin de les comparer aux mesures de températures disponibles. Les hypothèses ont une influence d'une part sur la répartition des pertes de puissances et d'autre part sur l'intensité des échanges thermiques : un échange par convection est plus important dans un brouillard d'huile que dans l'air pur. Les résultats numériques obtenus avec l'hypothèse 2, basée sur la présence d'un brouillard d'huile, sont proches des valeurs expérimentales de température avec un écart maximum de 4°C, contre 14°C pour l'hypothèse 1. L'écart de température a pu être calculé sur le bain d'huile et les bagues extérieures de roulements mais pas sur des pièces en rotation telles que l'engrenage et les bagues intérieures de roulements car il n'y avait pas de données expérimentales disponibles. Finalement, ces résultats mettent en évidence la présence probable d'un brouillard d'huile dans la BTA. Cette observation rejoint les mesures effectuées sur le banc d'essai du LabECAM avec une roue dentée d'hélicoptère. La fraction volumique estimée dans la BTA est de 6% alors que dans le banc du LabECAM elle était estimée à 0,15%. Ces écarts sont importants. La différence vient possiblement de l'écoulement et de l'encombrement différent des deux configurations. Dans le banc d'essai du LabECAM la roue dentée était en rotation seule, sans pignon engrenant, dans un carter espacé et de forme rectangulaire. La quantité d'huile emportée dans l'air était alors projetée loin de la denture par les effets centrifuges. Dans le cas de la BTA, la rotation conjointe de la roue et du pignon développe des écoulements plus intenses et le brouillard d'huile généré reste confiné dans un carter ajusté à l'engrenage. Les travaux expérimentaux de Kolekar *et al.* [83] ont montré que dans le cas de la rotation d'un engrenage dans un carter cylindrique ajusté, de l'huile issue du bain d'huile peut se retrouver tout le long de la périphérie du carter.

Tout compte fait, les pertes de la BTA calculées notamment grâce au modèle de perte par barbotage permettent de reproduire les pertes mesurées pour quatre vitesses de rotation dans le cas sans charge, avec un écart maximal est de 5%. Le modèle de perte par barbotage développé durant cette étude montre de bons résultats qui permettent de bien reproduire les mesures pour ce cas d'application. Cependant, dans ces essais, la perte calculée avec le modèle développé dans le deuxième chapitre représente, à la vitesse nominale, 25% de la perte totale de la BTA. De plus, la contribution du barbotage représente seulement de 1% de la perte totale. Une autre série d'essai avec un volume d'huile plus important dans la BTA pourrait être envisagée afin d'augmenter la part des pertes par barbotage et de valider le modèle pour des hauteurs d'immersions d'huile plus importantes. Egalement, dans le cas chargé, les pertes par frottement à la denture deviennent importantes (~35%). L'incertitude sur le coefficient de frottement peut alors entraîner de grands écarts de pertes dans la BTA.

Il a été montré que les pertes de la BTA proviennent majoritairement des roulements, devant la perte par frottement des dentures. Ceci explique la grande sensibilité des pertes de la BTA avec la température d'huile observée durant les essais.

Ensuite, le modèle thermique développé a permis d'étudier les chemins d'évacuation de la chaleur des éléments critiques, tels que les dentures et roulements. Il a été vu que l'échange de chaleur entre la roue et le roulement est fortement impacté par la charge transmise. Dans le cas non chargé le roulement chauffe la roue, alors que dans le cas chargé c'est la roue qui chauffe le roulement du fait de la perte par frottement à l'engrènement consécutive dans ce cas. Les dentures sont refroidies à 75% par le bain d'huile et seulement à 11% par conduction. Ainsi, une variation du volume d'huile entraîne une grande variation de la température des dentures. Les roulements, eux, sont refroidis majoritairement par conduction vers le carter. L'effet de déversement dans le roulement en présence d'un moment fléchissant dégrade la conduction de chaleur à travers les billes. Pour cette raison, le ΔT_{BI-BE} du roulement de sortie passe de 16°C à 35°C dans le cas non chargé et chargé respectivement. La température du bain d'huile n'est pas représentative de la température des roulements et de l'engrènement, en revanche elle est liée aux pertes de puissances générées et aux surfaces d'échanges convectifs. Une diminution du volume d'huile de la BTA entraîne une réduction de la température du bain d'huile mais une augmentation de la température des dentures et des roulements. Ceci vient du fait que la diminution du volume d'huile est d'abord synonyme d'une réduction de l'évacuation des calories avant d'être synonyme d'une réduction des pertes de puissances, car ces dernières proviennent majoritairement de la précharge des roulements et du frottement des dentures. Enfin, un scénario de perte totale de lubrification a été simulé à l'aide du réseau thermique. Une fois l'huile vidangée, ce sont principalement les échanges par conduction thermique qui déterminent la température des éléments de la boîte de transmission. Ce cas de fonctionnement marginal a mis en évidence deux limitations du modèle thermique : (i) l'évolution de la perte par frottement dans les contacts avec l'assèchement des films d'huile n'est pas prise en compte, (ii) il n'y a pas de bouclage thermomécanique pour le calcul du chargement des roulements.

Conclusion et discussions

La réduction d'émissions de polluants et de consommation de carburant passe par l'amélioration des performances énergétiques. A ce titre, il est important de comprendre et de quantifier les pertes générées dans les systèmes de transmission de puissances. L'objectif de cette thèse était de modéliser les pertes de puissance d'engrenages spiro-coniques lubrifiés par bain d'huile.

La revue de la littérature a montré que peu de travaux existent sur les pertes de puissances générées par les engrenages spiro-coniques. La perte par frottement à la denture est liée au coefficient de frottement caractérisant le contact. La valeur de ce coefficient de frottement dépend d'une multitude de paramètres liés aux propriétés physiques des solides, du lubrifiant ainsi que des conditions opératoires telles que la vitesse, la charge et la température. Pour la gamme d'utilisation des engrenages dans les boîtes de transmission d'hélicoptères, la valeur du coefficient de frottement se situe entre 0,03 et 0,07. La formule du rapport technique ISO 14179-2 [3], couplée à une valeur de coefficient de frottement, a été utilisée pour le calcul de la perte par frottement. La perte par ventilation provient principalement de la denture et peu des faces de l'engrenage, les effets visqueux sont du second ordre. La perte par barbotage, quant à elle, dépend du régime d'écoulement dans le bain d'huile. Au regard des vitesses importantes dans les boîtes de transmission d'hélicoptère, le régime d'écoulement dans le bain d'huile est turbulent. Pour ces écoulements, les effets d'inerties sont prépondérants devant les effets visqueux. Ainsi, la perte de puissance est étroitement liée à la masse volumique de l'huile, alors que la viscosité de l'huile a une influence réduite. Également, la perte par barbotage est liée aux dimensions extérieures de l'engrenage, telles que le diamètre et la largeur, et est indépendante de la taille des dents, contrairement à la perte par ventilation. Les modèles permettant de calculer ces deux types de pertes pour les engrenages spiro-coniques sont inexistantes ou non-adaptés pour les vitesses élevées dans les boîtes de transmission d'hélicoptère. Une campagne d'essai a alors été réalisée pour caractériser ces pertes de puissances.

Dans le deuxième chapitre, le couple résistant de roues spiro-coniques tournant à grande vitesse dans un bain d'huile a été mesuré sur un banc d'essai élémentaire au LabECAM. Contrairement aux précédentes études expérimentales sur les pertes de puissance non liées à la charge, soulignant une augmentation constante du couple résistant avec la vitesse, une diminution inhabituelle a été ici constatée. Ceci est associé à l'évolution dynamique de l'immersion d'huile, et a été décrit grâce à un critère sur le nombre de Froude (Fr^*). Ensuite, une formulation analytique associant à la fois les phénomènes de barbotage et de ventilation a été développée pour l'évaluation des pertes. Grâce au nombre de Froude et aux formules analytiques proposées dans cette étude, il est possible d'avoir une estimation plus précise des pertes de trainée d'une roue dentée tournant dans un bain d'huile pour une large gamme de vitesse (c'est-à-dire [5; 60] m/s). Par ailleurs, des essais en présence de déflecteurs et flasques ont été réalisés. Un comportement similaire à celui des engrenages cylindriques a été trouvé. Les architectures de BTA d'Airbus Helicopters comprennent des parois suffisamment distantes de l'engrenage pour avoir un impact limité sur le couple résistant. Des mesures de couple sur une roue dentée issue d'une boîte de transmission d'hélicoptère suggèrent la présence d'un environnement composé d'air et d'huile. Cet environnement agit directement sur le couple mesuré car le fluide brassé par le phénomène de ventilation n'est plus de l'air pur mais un mélange air-huile plus dense.

Le troisième chapitre présente l'application du modèle de perte, développé à partir d'une campagne de mesure sur un banc d'essai élémentaire, à une configuration réelle. Des valeurs de couple résistant numériques ont été comparées à des valeurs mesurées sur une boîte de transmission arrière d'hélicoptère. Le modèle utilisé pour calculer la perte de l'engrenage spiro-coniques avec le bain d'huile est celui développé dans cette étude. Les modèles utilisés pour calculer la perte des roulements

et des joints sont celui de Palmgrem [108] et de Freudenberg [107]. À partir de l'observation des écoulements d'huile à l'intérieur de la BTA, deux hypothèses sur le type de lubrification ont été établies. La première hypothèse considère une lubrification par barbotage classique, sans présence de brouillard d'huile. La deuxième hypothèse se base sur la présence d'un brouillard d'huile, créé par le brassage intense du bain d'huile et suggéré par les analyses du deuxième chapitre. La comparaison des couples numériques avec ceux expérimentaux ne permet pas de distinguer une hypothèse plus réaliste que l'autre. En conséquence, il a été décidé de calculer les températures des différents éléments de la BTA afin de les comparer aux mesures de températures disponibles. Les hypothèses ont une influence d'une part sur la répartition des pertes de puissances et d'autre part sur l'intensité des échanges thermiques : un échange par convection est plus important dans un brouillard d'huile que dans l'air pur. Les résultats numériques obtenus avec l'hypothèse 2, basée sur la présence d'un brouillard d'huile, sont proches des valeurs expérimentales de température avec un écart maximum de 4°C, contre 14°C pour l'hypothèse 1. L'hypothèse la plus réaliste est donc celle qui se base sur la présence d'un brouillard d'huile dans la BTA. Cette observation rejoint le constat sur les mesures effectuées sur le banc d'essai du LabECAM. Tout compte fait, les pertes de la BTA calculées notamment grâce au modèle de perte par barbotage permettent de reproduire les pertes mesurées pour quatre vitesses de rotation dans le cas sans charge, avec un écart maximal est de 5%. Le modèle de perte par barbotage développé durant cette étude montre de bons résultats qui permettent de bien reproduire les mesures pour ce cas d'application.

Outre les pertes de puissances, le comportement thermique d'un système mécanique est une composante clé car il permet de connaître, entre autres, les déformations des composants et donc les conditions de fonctionnement des organes. L'analyse des résultats du réseau thermique a permis d'appréhender la thermique de la BTA. Les pertes de puissances sont générées majoritairement par les roulements. La perte des roulements étant liée aux effets visqueux, ceci explique la sensibilité du couple résistant mesuré avec la température du bain d'huile. En d'autres termes, pour la même configuration du boîtier et les mêmes conditions de fonctionnement, la BTA génère significativement plus de perte de puissance lorsque son refroidissement extérieur est réduit. Il faut donc connaître la température de fonctionnement des éléments pour estimer précisément les pertes de puissances générées. Or, la température d'un élément, en régime stabilisé, est le résultat de l'équilibre entre sa production de chaleur et sa capacité à évacuer cette chaleur au milieu extérieur. Ainsi, la température dépend à son tour des pertes de puissance générées. La modélisation thermique de la BTA nécessite donc un bouclage thermique entre les pertes de puissances et les températures. La méthode du réseau nodal employée ici permet d'obtenir rapidement des premières tendances avec un fort couplage température-perte. Après l'analyse de différents cas d'application, il a été vu que la température du bain d'huile n'est pas représentative de la température des roulements et de l'engrenage, en revanche elle est liée aux pertes de puissances générées et aux surfaces d'échanges convectifs. Une diminution du volume d'huile de la BTA entraîne une réduction de la température du bain d'huile mais une augmentation de la température des dentures et des roulements. Ceci vient du fait que la diminution du volume d'huile est d'abord synonyme d'une réduction de l'évacuation des calories avant d'être synonyme d'une réduction des pertes de puissances, car ces dernières proviennent majoritairement de la précharge des roulements et du frottement des dentures.

Bien que le réseau thermique soit basé sur peu de données d'entrées, à savoir un rapport sur une campagne d'essai antérieure, les résultats obtenus sont encourageants. Le modèle thermique reproduit bien les mesures de températures disponibles, telles que celle du bain d'huile et de la bague extérieure des roulements. Il permet aussi de prédire la température d'éléments qui sont difficilement mesurables

comme celle de l'engrenage et de la bague intérieure des roulements. Ces dernières températures de pièces tournantes n'ont pas pu être comparées avec des données d'expérience car il n'y a pas eu de mesures dans ces zones. Au terme de ces travaux, il a été possible d'identifier quatre axes majeurs dans lesquels les recherches pourraient être poursuivies.

Tout d'abord, le calcul de la perte par frottement à la denture se base actuellement sur une valeur ajustée et constante du coefficient de frottement. Or, le coefficient de frottement dépend d'une multitude de paramètres liés aux propriétés physiques des solides, du lubrifiant ainsi que des conditions opératoires telles que la vitesse, la charge et la température. L'utilisation d'un modèle suffisamment précis pour le calcul du coefficient de frottement requiert une campagne de test spécifique au couple matériau – lubrifiant utilisé.

Les roulements préchargés produisent la plus grande partie de la chaleur dans la BTA. Ils ont aussi un rôle essentiel dans la thermique de l'engrenage. Ce sont les éléments les plus complexes à modéliser, autant au niveau des pertes de puissances qu'au niveau des échanges thermiques qui y ont lieu. Dans ce travail, le lien températures-pertes ainsi que l'influence du chargement statique de chacune des billes sur la conduction de la chaleur à travers le roulement a été prise en compte. La prochaine étape est de prendre en compte l'évolution des jeux internes aux roulements, dus aux dilatations thermiques des solides, sur l'évolution de la précharge. Celle-ci aura un impact sur la perte générée et sur la conduction de la chaleur à travers les roulements.

Dans cette étude il y a eu une réflexion sur la bonne manière de modéliser les pertes de puissances à partir de l'observation de l'écoulement diphasique de fluide à l'intérieur de la BTA. Cette méthode devrait aussi être appliquée aux échanges thermiques induits par ces écoulements. Ici, les échanges internes par convection ont été modélisés avec des formules empiriques issues de cas académiques simples. Mais, il n'est pas rare de s'éloigner des hypothèses utilisées par ces formules, autant au niveau des écoulements que des géométries. Ainsi, pour aller plus loin, l'auteur suggère de mener des études numériques à l'aide de méthodes CFD afin de reproduire les écoulements à l'intérieur de la boîte de transmission et d'extraire des coefficients d'échanges convectifs.

Finalement, le travail présenté dans ce manuscrit a aussi été un pas vers la simulation d'essais de coupure totale de lubrification. Le modèle thermique actuel permet de prédire les premiers instants de la coupure d'huile avant l'assèchement des films d'huile et le rattrapage de jeux dans les roulements. Les trois axes de recherche cités précédemment devront être approfondis, notamment l'aspect dilatation thermique des roulements et estimation du coefficient de frottement, afin d'aller plus loin dans la modélisation de ce fonctionnement marginal. A terme, ce type de simulation devrait permettre de prédire le moment d'apparition des premières dégradations des dentures et roulements.

Annexe A : Surfaces mouillées simplifiées d'une roue spiro-conique

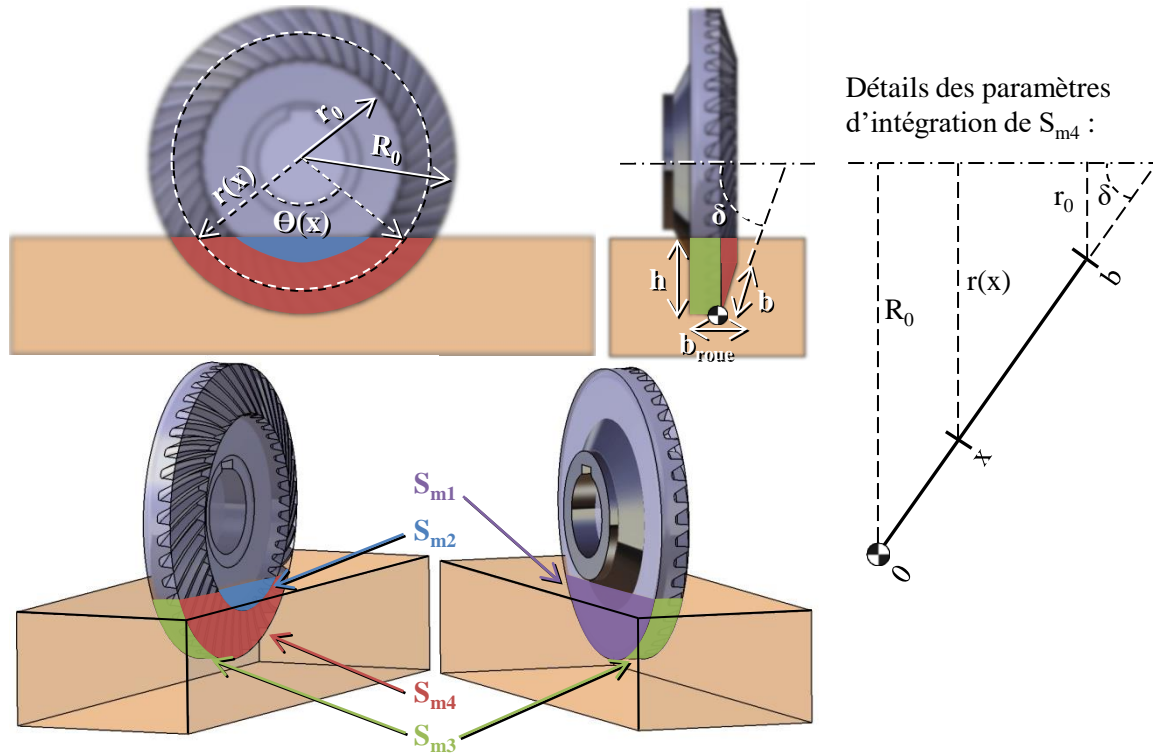


Figure 100 : Schéma des surfaces immergées $S_{m1,m2,m3,m4}$ d'une roue spiro-conique.

La surface simplifiée est séparée en quatre parties pour faciliter le calcul (Figure 100). Dans le cas de ventilation, *c'est-à-dire* sans bain d'huile :

$$\begin{aligned}
 S &= S_1 + S_2 + S_3 + S_4 \\
 S_1 &= \pi R_0^2 \\
 S_2 &= \pi(R_0 - b \sin(\delta))^2 \\
 S_3 &= 2\pi R_0(b_{roue} - b \cos(\delta)) \\
 S_4 &= \frac{\pi}{\sin(\delta)} [R_0^2 - (R_0 - b \sin(\delta))^2]
 \end{aligned}$$

Dans le cas d'une lubrification par barbotage, *c'est-à-dire* avec bain d'huile :

$$\begin{aligned}
 S_m &= S_{m1} + S_{m2} + S_{m3} + S_{m4} \\
 \theta(x) &= 2 \cos^{-1} \left(\frac{R_0 - h}{r(x)} \right) \\
 r(x) &= R_0 - x \sin(\delta)
 \end{aligned}$$

$$S_{m1} = \frac{1}{2} R_0^2 [\theta_{x=0} - \sin(\theta_{x=0})]$$

$$S_{m2} = \frac{1}{2} r_{x=b}^2 [\theta_{x=b} - \sin(\theta_{x=b})]$$

$$S_{m3} = R_0 \theta_{x=0} (b_{roue} - b \cos(\delta))$$

$$S_{m4} = \int_0^b r(x) \theta(x) dx$$

Annexe B : Résistances thermiques

1. FORMULES DE CALCUL

1.1. CONDUCTION

Les résistances de conduction sont obtenues grâce à une résolution par éléments finis avec le logiciel Simcenter® Thermal. En effet, au regard des géométries complexes des composants de la BTA, il est délicat d'utiliser les formules analytiques qui se rapportent à des géométries simples telles que des plaques ou des cylindres. La méthode par éléments finis permet, en plus de calculer les géométries réelles, de prendre en compte le phénomène de striction du flux de chaleur au passage de changement brusque de section.

La simulation par élément finis calcule la température en chaque maille du volume de la pièce étudiée. La conductivité thermique du matériau est renseignée : celle de l'acier est égale à 55,4 W/(m.K) et celle de l'aluminium à 154,7 W/(m.K). Les conditions aux limites sont :

- une condition de Neumann sur la surface 1 ($Q = 1 \text{ W}$) ;
- une condition de Dirichlet sur la surface 2 ($T = 0^\circ\text{C}$) ;
- les autres surfaces sont adiabatiques.

La valeur de la résistance par conduction entre les deux nœuds est obtenue avec l'équation (75). Si le flux imposé est unitaire, alors la valeur de la résistance est directement égale à la différence de température entre les deux nœuds. La température d'un nœud est la moyenne de la température des mailles de la surface associée. Un exemple pour la résistance de conduction de la roue est représenté sur la Figure 101.

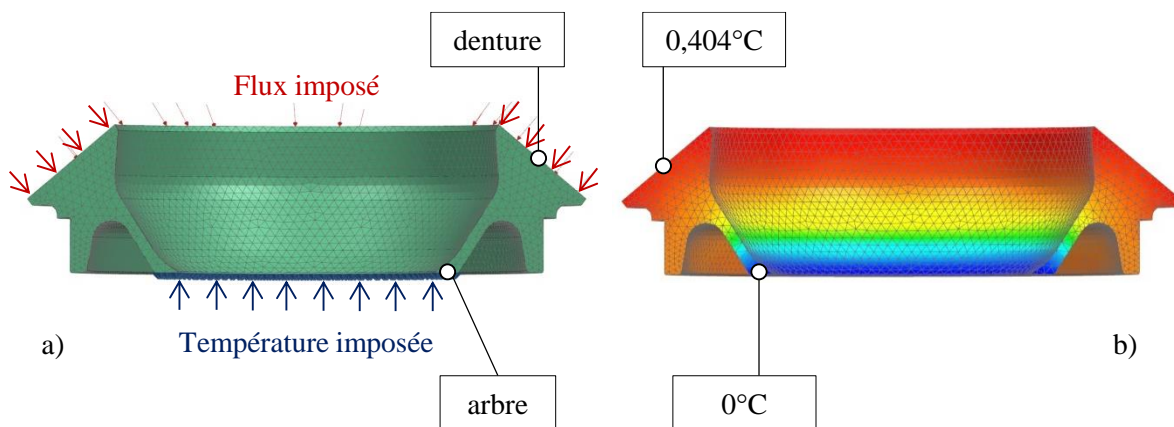


Figure 101 : Calcul par éléments finis de la résistance de conduction thermique entre une denture et son arbre de transmission : a) maillage et conditions aux limites, b) résultats de température.

L'ensemble des résistances de conduction de la boîte de transmission est calculé de cette manière : (2,7), (2,11), (2,18), (2,19), (6,15), (21,6), (21,15), (21,18), (20,18), (20,21), (10,16), (23,10), (23,16), (23,19), (22,19), (22,23), (24,14), (23,24), (22,24).

1.2. STRICTION



Dans le cas où le flux de chaleur se déplace sur la surface, il n'est plus possible d'utiliser une résistance de conduction. C'est le cas des contacts entre deux dents et aussi ceux des billes de roulement avec leurs bagues.

Striction dans les engrenages

La forme du contact est considérée linéique. Dans ce cas, Blok [139] a dérivé la formule de la résistance de striction à partir de la température *flash* et pour une source de chaleur répartie uniformément dans le contact :

$$R = \frac{0,767}{b \chi \sqrt{2} \times a V_r} \quad (90)$$

avec b la largeur de denture, a la demi-largeur du contact hertzien dans la direction du roulement, $\chi = \sqrt{\lambda \rho c_p}$ l'effusivité thermique des solides, et V_r la vitesse de roulement moyenne le long de la ligne d'action. La résistance de striction entre l'engrènement et le pignon (17,15) et l'engrènement et la roue (17,16) est calculée de cette manière.

Striction dans les roulements

La forme du contact est elliptique. Dans ce cas, Muzychka et Yovanovich [140] ont proposé une formule pour la résistance de striction issue d'une source de chaleur ayant une répartition parabolique, telle que dans les contacts hertiens :

$$R_i = \frac{0,323}{a \chi \sqrt{b} V_r} \quad (91)$$

avec R_i la résistance de striction du contact entre une bille et sa bague, a la demi-longueur dans la direction perpendiculaire à la direction du roulement et b la demi-largeur dans la direction du roulement. Attention les notations a et b du contact hertzien sont inversées dans les engrenages et les roulements : $a < b$ dans les engrenages et $a > b$ dans les roulements. Le roulement étant composé de plusieurs billes, la résistance de striction d'une rangée de bille avec sa bague est l'empilement des résistances de chaque bille en parallèle :

$$R = \frac{1}{\sum \frac{1}{R_i}} \quad (92)$$

Les résistances de striction pour chaque rangée de billes avec la bague intérieure et avec la bague extérieure sont calculées de cette manière : (8,6), (8,7), (9,6), (9,7), (12,10), (12,11), (13,10), (13,11).

1.3. CONVECTION FORCEE

La chaleur échangée par convection s'écrit couramment avec la loi de Newton [141] :

$$Q = h_{conv} S \Delta T \quad (93)$$

avec h_{conv} le coefficient d'échange thermique par convection, S l'aire de la surface d'échange et ΔT la différence de température entre la paroi et le fluide. La résistance thermique associée se calcule ensuite de la manière suivante :

$$R = \frac{1}{h_{conv} S} \quad (94)$$

Dans cette étude, le coefficient d'échange convectif est obtenu à l'aide de formules empiriques issues de configurations standards. L'intérêt est que ces formules simples dépendent de nombreux paramètres tels que la géométrie de la paroi, la vitesse et les propriétés physiques du fluide. Dans le réseau thermique, la valeur de l'échange par convection s'ajuste alors directement aux différentes conditions opératoires telles que la vitesse de rotation et la température du fluide. Les formules empiriques du coefficient de convection thermique h dépendent de la longueur caractéristique de la surface d'échange, de la conductivité thermique du fluide ainsi que du nombre de Nusselt, Nu :

$$h = \frac{Nu \lambda}{L} \quad (95)$$

et le nombre de Nusselt s'exprime lui-même généralement en fonction du nombre de Prandtl Pr , qui traduit l'importance de la couche limite dynamique devant celle thermique, et du nombre de Reynolds qui est le rapport des effets d'inertie par rapport aux effets visqueux.

$$Pr = \frac{\rho v c_p}{\lambda} \quad (96)$$

$$Re = \frac{V L}{\nu} \quad (97)$$

Les formules présentées ensuite sont extraites du livre de Holmann sur les transferts thermiques [142].

Plaque plane dans un écoulement

D'après les mesures de Schlichting [131] :

$$Re < 5 \times 10^5 \quad Nu = 0,664 \times Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (98)$$

$$Re \geq 5 \times 10^5 \quad Nu = (0,037 \times Re^{4/5} - 850) Pr^{1/3} \quad (99)$$

Ces formules sont utilisées pour les échanges entre le carter, les arbres de transmissions, l'engrenage et les bagues de roulements avec les fluides : (3,2), (3,6), (3,7), (3,10), (3,11), (3,15), (3,16), (3,21), (3,23), (4,2), (4,7), (4,6), (4,11), (4,10), (4,15), (4,16), (4,24).

La longueur caractéristique correspond alors au diamètre de l'élément.

Sphère dans un écoulement

D'après Vliet et Leppert [143] et pour des écoulements ayant un nombre de Reynolds inférieur à 2×10^5 :

$$Nu = (1,2 + 0,53 \times Re^{0,54}) Pr^{0,3} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,25}$$

Cette formule est utilisée pour l'échange entre les billes de roulements et les fluides : (3,8), (3,9), (3,12), (3,13), (4,8), (4,9), (4,12), (4,13).

Cylindre dans un écoulement

Hilpert [144] et Knudsen [145] ont proposé l'équation (100) combinée avec les valeurs du Tableau 14 :

$$Nu = C Re^n Pr^{1/3} \quad (100)$$

Tableau 14 : Valeurs des constantes pour utilisation dans la formule (100)

Re	C	n
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4000	0,683	0,466
4000 – 40000	0,193	0,618
40000 – 400000	0,0266	0,805

Cette formule est utilisée pour l'échange entre le brouillard d'huile et le carter du roulement de commande, qui est immobile (3,14).

Cylindre en rotation

D'après Becker [146] :

$$Nu = 0,133 \times Re^{2/3} Pr^{1/3} \quad (101)$$

Cette formule est utilisée pour l'échange entre le brouillard d'huile et l'arbre de commande, qui est en rotation (3,24).

1.4. PROJECTION D'HUILE



Après le passage de la denture dans le bain d'huile, un film d'huile est acheminé jusqu'au point d'engrènement. Ce film d'huile se réchauffe au contact de la denture et est ensuite en partie projeté par les effets centrifuges. Changenet [147] définit un angle de projection d'huile, ainsi qu'un nombre sans dimension ψ :

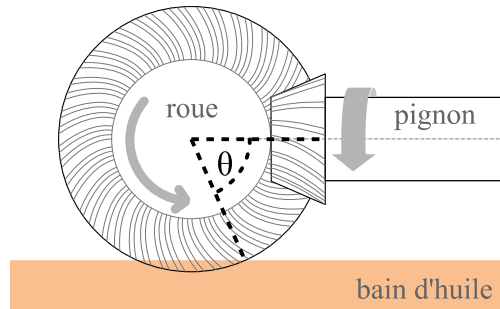


Figure 102 : Représentation de l'angle de projection d'huile θ .

$$\psi = \left(\frac{R_p \alpha \theta^2}{\nu h} \right)^{1/4} \quad (102)$$

avec α la diffusivité thermique de l'huile, θ l'angle de projection d'huile, ν la viscosité cinématique de l'huile et h la hauteur d'immersion dans l'huile. Changenet a ensuite défini les résistances thermiques associées, basées sur les travaux de Blok [148] :

$$\text{si } \psi < 0,68 \quad R = \frac{2\pi}{1,14 \times b \times 2 \times Z h \chi \sqrt{\omega \theta}} \quad (103)$$

$$\text{si } 0,68 < \psi < 1,5 \quad R = \frac{2\pi}{(1,55 - 0,6 \times \psi) \times b \times 2 \times Z h \chi \sqrt{\omega \theta}} \quad (104)$$

Ces formules sont utilisées pour l'échange entre le bain d'huile et la denture du pignon et de la roue (4,15), (4,16). L'échange thermique par projection est en parallèle de celui par convection entre ces mêmes éléments.

1.5. MELANGE DIPHASIQUE



Fair [149] propose une formule empirique décrivant l'échange thermique entre un spray de liquide et un gaz en mouvement :

$$R = \frac{1}{2609 \times Q_m Z} \quad (105)$$

avec Z la hauteur des colonnes de spray et Q_m le débit massique du gaz. La hauteur Z est prise égale à la longueur hydraulique du carter. Le débit massique du gaz est estimé en considérant que la perte par ventilation de l'engrenage est égale à une perte due à la transmission de quantité de mouvement au gaz. Cette formule est utilisée pour décrire l'échange thermique entre le brouillard d'huile et le bain d'huile (3,4).

1.6. TRANSPORT

La chaleur transportée entre deux nœuds par l'écoulement d'un fluide à pression constante s'écrit :

$$Q = \rho Q_v c_p \Delta T \quad (106)$$

avec Q_v le débit volumique. La résistance associée est alors :

$$R = \frac{1}{\rho Q_v c_p} \quad (107)$$

Cette formule est utilisée pour la quantité d'huile récupérée dans le circuit du roulement de commande, c'est-à-dire pour l'échange entre le bain d'huile et l'huile de commande (4,5) et l'huile de commande et le roulement de commande (4,14). La valeur du débit volumique utilisée vient d'une mesure spécifique effectuée sur la BTA.

1.7. AILETTE

Dans le cas des ailettes, un paramètre d'ailette m est souvent utilisé :

$$m = \sqrt{\frac{h p}{\lambda A}} \quad (108)$$

avec h le coefficient d'échange convectif, p le périmètre de la section de l'ailette, λ la conductivité thermique de l'ailette et A l'aire de la section de l'ailette. La formule de la résistance thermique est obtenue à partir de l'équation de la chaleur en régime stationnaire appliquée à une ailette soumise à de la conduction uniaxiale et de la convection à sa surface. L'équation (109) est valable pour une condition d'échange de chaleur nul à l'extrémité de l'ailette.

$$R = \frac{m L}{S h \tanh (m L)} \quad (109)$$

avec L la longueur caractéristique de l'ailette, c'est-à-dire son diamètre ici. Cette formule est utilisée pour caractériser l'échange entre la tige de commande et l'air extérieur (14,1). Des mesures de températures ont été utilisées pour recalibrer empiriquement la valeur de cette résistance par le biais du coefficient d'échange h (Eq. (109)). La valeur du coefficient d'échange convectif permettant de retrouver, grâce au réseau thermique, la valeur de la température mesurée de la tige de commande est $h = 100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Cette valeur est cohérente avec de la convection forcée dans de l'air pur, comme c'est le cas à l'extérieur de la BTA.

1.8. RAYONNEMENT

D'après la loi de Stefan-Boltzmann [142] la chaleur échangée par rayonnement entre deux corps gris s'écrit :

$$Q = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 S_1} + \frac{1}{S_1 f_{1 \rightarrow 2}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 S_2}} \quad (110)$$

avec σ la constante de Stefan-Boltzmann égale à $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, T_1 et T_2 les températures des surfaces 1 et 2, ε_1 et ε_2 les émissivités des surfaces 1 et 2, typiquement égale à $\sim 0,1$ pour un acier poli et $\sim 0,3$ pour un aluminium oxydé, S_1 et S_2 l'aire des surfaces 1 et 2, et $f_{1 \rightarrow 2}$ le facteur de forme de la surface 1 à la surface 2. En utilisant les identités remarquables pour développer l'écart de température à la puissance quatre, il est possible de formuler une résistance thermique :

$$R = \frac{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 S_1} + \frac{1}{S_1 f_{1 \rightarrow 2}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 S_2}}{\sigma (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)} \quad (111)$$

L'échange thermique par rayonnement est négligeable dans les cas d'application présentés dans cette étude. Par exemple, dans le cas où la température de masse de la denture du pignon atteint 200°C et que celui-ci échange directement de la chaleur par rayonnement avec le carter à 50°C , le flux échangé est seulement égal à 6 W (éq. (110)). Ce résultat est obtenu avec une valeur des surfaces S_1 et S_2 issues de la CAO 3D, un facteur de forme $f_{1 \rightarrow 2}$ égal à 0,8 et l'hypothèse conservatrice que le fluide intermédiaire est transparent pour le rayonnement.

2. APPLICATION NUMERIQUE

L'application numérique du calcul des résistances thermiques est détaillé ensuite pour le cas de la rotation de la BTA à la puissance nominale.

Tableau 15 : Résistances de conduction.

Nœud 1		Nœud 2		λ [W/(m.K)]	R [K/W]
2	Carter	7	RLT entrée BE	154,7	0,026
2	Carter	11	RLT sortie BE	154,7	0,009
2	Carter	18	Joint entrée	154,7	0,25
2	Carter	19	Joint sortie	154,7	0,459
6	RLT entrée BI	15	Denture pignon	55,4	0,21
21	Arbre entrée int.	6	RLT entrée BI	55,4	0,0431
21	Arbre entrée int.	15	Denture pignon	55,4	0,286
21	Arbre entrée int.	18	Joint entrée	55,4	0,573
20	Arbre entrée ext.	18	Joint entrée	55,4	0,552
20	Arbre entrée ext.	21	Arbre entrée int.	55,4	0,844
10	RLT sortie BI	16	Denture roue	55,4	0,116
23	Arbre sortie int.	10	RLT sortie BI	55,4	0,475
23	Arbre sortie int.	16	Denture roue	55,4	0,404
23	Arbre sortie int.	19	Joint sortie	55,4	0,269
22	Arbre sortie ext.	19	Joint sortie	55,4	0,741
22	Arbre sortie ext.	23	Arbre sortie int.	55,4	1,06
24	Arbre commande	14	RLT commande	55,4	3,24
23	Arbre sortie int.	24	Arbre commande	55,4	9,46
22	Arbre sortie ext.	24	Arbre commande	55,4	9,37

Tableau 16 : Résistances de striction.

Nœud 1		Nœud 2		V_r [m/s]	nb billes en contact	R [K/W]
17	Engrènement	15	Pignon	11,8		0,0239
17	Engrènement	16	Roue	11,9		0,0237
8	RLT entrée RGB	6	RLT entrée BI	13,6	11/20	0,0177
8	RLT entrée RGB	7	RLT entrée BE	13,6	13/24	0,0209
9	RLT entrée RPB	6	RLT entrée BI	13	17/32	0,0313
9	RLT entrée RPB	7	RLT entrée BE	13	21/25	0,0375
12	RLT sortie RGB	10	RLT sortie BI	14	11/20	0,0177
12	RLT sortie RGB	11	RLT sortie BE	14	13/24	0,0209
13	RLT sortie RPB	10	RLT sortie BI	13,6	17/32	0,0313
13	RLT sortie RPB	11	RLT sortie BE	13,6	21/25	0,0375

Tableau 17 : Résistances de convection forcée : plaque plane, cylindre et sphère dans un écoulement et cylindre en rotation.

Nœud 1	Nœud 2	L [m]	S [m ²]	V [m/s]	Re	Pr	h [W/(m ² .K)]	R [K/W]		
4	Bain d'huile	15	Pignon	0,023	0,00011	30,6	7,16e+4	115	5050	1,760
4	Bain d'huile	16	Roue	0,088	0,00198	30,5	2,67e+5	115	2600	0,194
4	Bain d'huile	7	RLT entrée BE	0,056	0,00149	29,1	1,63e+5	115	3180	0,211
4	Bain d'huile	8	RLT entrée RGB	0,017	0,00017	27,6	4,58e+4	115	12200	0,483
4	Bain d'huile	11	RLT sortie BE	0,081	0,00187	29,2	2,37e+5	115	2640	0,202
4	Bain d'huile	12	RLT sortie RGB	0,013	0,00083	28,2	3,79e+4	115	10500	0,115
4	Bain d'huile	2	Carter	0,300	0,20000	15,3	4,58e+5	115	999	0,005
5	Huile commande	24	Arbre commande	0,024	0,01600	4,0	9,84e+3	111	1810	0,034
3	Brouillard d'huile	7	RLT entrée BE	0,209	0,20500	33,3	3,43e+5	51,8	257	0,190
3	Brouillard d'huile	8	RLT entrée RGB	0,017	0,00087	27,6	2,27e+4	51,8	915	0,063
3	Brouillard d'huile	9	RLT entrée RPB	0,011	0,00039	26,3	1,44e+4	51,8	1070	0,101
3	Brouillard d'huile	6	RLT entrée BI	0,187	0,02200	26,1	2,42e+5	51,8	240	0,189
3	Brouillard d'huile	11	RLT sortie BE	0,276	0,02450	31,8	4,35e+5	51,8	218	0,187
3	Brouillard d'huile	12	RLT sortie RGB	0,013	0,00057	28,2	1,88e+4	51,8	994	0,055
3	Brouillard d'huile	13	RLT sortie RPB	0,010	0,00033	27,3	1,39e+4	51,8	1100	0,109
3	Brouillard d'huile	10	RLT sortie BI	0,258	0,02300	27,2	3,46e+5	51,8	209	0,208
3	Brouillard d'huile	15	Pignon	0,140	0,03000	30,6	2,12e+5	51,8	301	0,111
3	Brouillard d'huile	16	Roue	0,185	0,03900	30,6	2,8e+5	51,8	262	0,098
3	Brouillard d'huile	21	Arbre entrée int.	0,100	0,05500	21,9	1,08e+5	51,8	301	0,060
3	Brouillard d'huile	23	Arbre sortie int.	0,149	0,06700	24,7	1,82e+5	51,8	262	0,057
3	Brouillard d'huile	24	Arbre commande	0,028	0,00900	4,64	6,42e+3	51,8	226	0,491
3	Brouillard d'huile	14	RLT commande	0,059	0,01800	12,9	3,76e+4	51,8	303	0,183
3	Brouillard d'huile	2	Carter	0,300	0,20000	30,6	4,54e+5	51,8	206	0,024

Tableau 18 : Résistances de projection d'huile.

Nœud 1		Nœud 2		L [m]	R [K/W]
4	Bain d'huile	15	Pignon	0,003	0,235
4	Bain d'huile	16	Roue	0,025	0,025

Tableau 19 : Résistances de transport.

Nœud 1		Nœud 2		Q _v [l/min]	ρ [kg/m ³]	c _p [J/(kg.K)]	R [K/W]
5	Huile commande	4	Bain d'huile	0,35	788	2000	0,109
5	Huile commande	14	RLT commande	0,35	786	2000	0,109

Tableau 20 : Résistance d'ailette.

Nœud 1		Nœud 2		L [m]	S [m ²]	h [W/(m ² .K)]	R [K/W]
14	RLT commande	1	Air extérieur	0,059	0,0556	100	1,170

Tableau 21 : Résistance de Fair (mélange diphasique).

Nœud 1		Nœud 2		R [K/W]
3	Brouillard	4	Bain d'huile	0,0024

Annexe C : Chargement des roulements

Le chargement des roulements est obtenu grâce à l'application du Principe Fondamentale de la Statique sur la boîte de transmission. Il est composé de deux contributions : la précharge axiale, appliquée directement au roulement, et la charge transmise à l'engrenage dans le cas d'un essai chargé. Le chargement dépend également des distances de bras de levier. Un code de calcul Airbus est utilisé pour appliquer ce PFS à la BTA. Une fois le chargement connu, des lois simples sont utilisées directement dans le réseau thermique pour connaître son évolution avec le couple d'entrée appliqué (Figure 103).

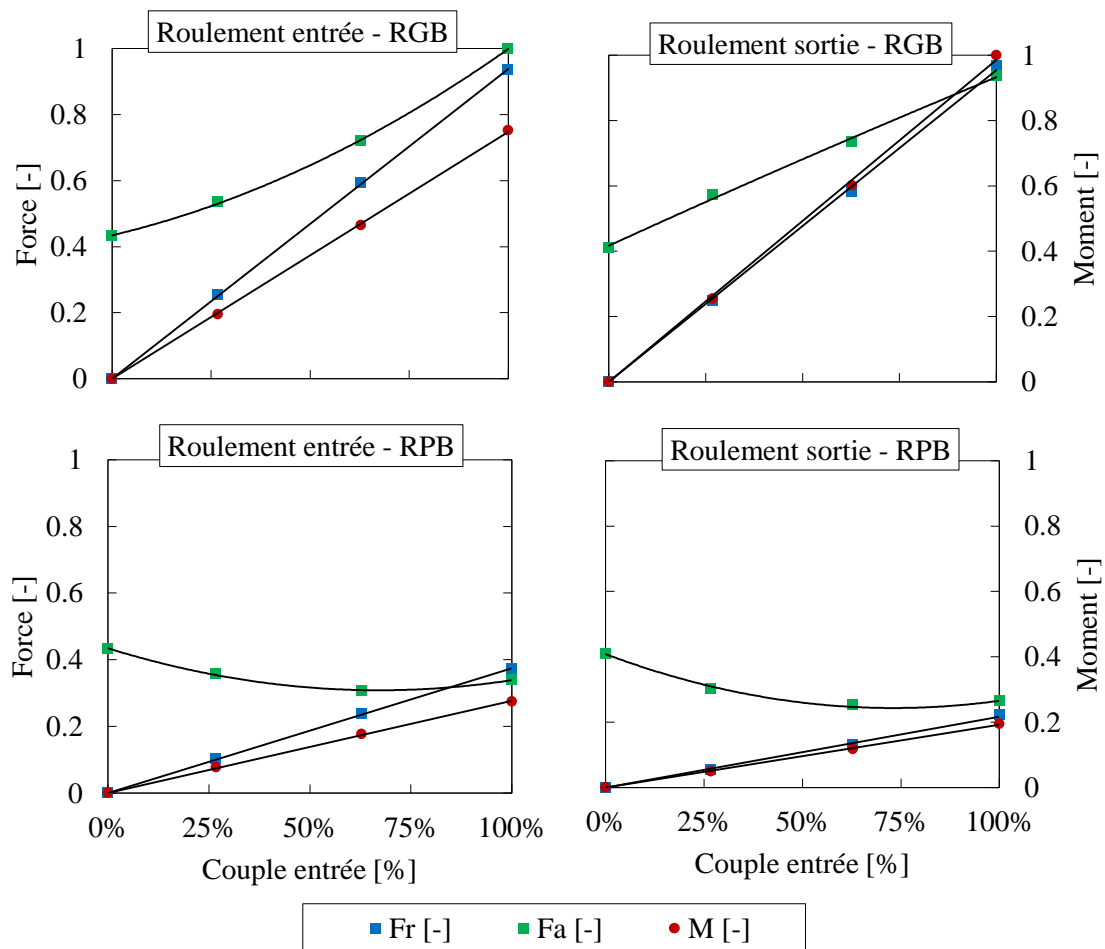


Figure 103 : Chargement des roulements en fonction du couple d'entrée de la BTA. RGB : rangée de grosses billes, RPB : rangée de petites billes.

Le chargement induit sur chaque bille est ensuite calculé en résolvant un système de trois équations à trois inconnus. Il y a un bilan sur le déplacement axial du centre du roulement, un autre sur son déplacement radial et un dernier sur l'angle de déversement. Chaque bilan consiste à égaliser la charge extérieure appliquée au roulement (F_a ou F_r ou M) avec la somme de la réaction de chacune des billes. La réaction d'une bille est le produit de sa rigidité par son déplacement. Le déplacement d'une bille

étant le fruit du chargement axial, radial et du moment fléchissant, alors les trois bilans sont liés. La résolution de ces équations est programmée directement dans le code du réseau thermique, la méthode est décrite plus en détail dans le livre de Harris [150]. Ce calcul de chargement des billes est actualisé à chaque bouclage thermique et à chaque pas de temps. La pression de contact entre les billes et la bague intérieure des roulements est présentée dans la Figure 104 pour le cas non chargé et dans la Figure 105 pour le cas chargé. Le jeu radial est considéré nul. Dans le cas sans charge, le chargement des roulements vient uniquement de la précharge axiale et les billes sont alors chargées symétriquement. Dans le cas avec charge, l'apparition de la force radiale et du moment fléchissant induit un chargement non symétrique sur les billes.

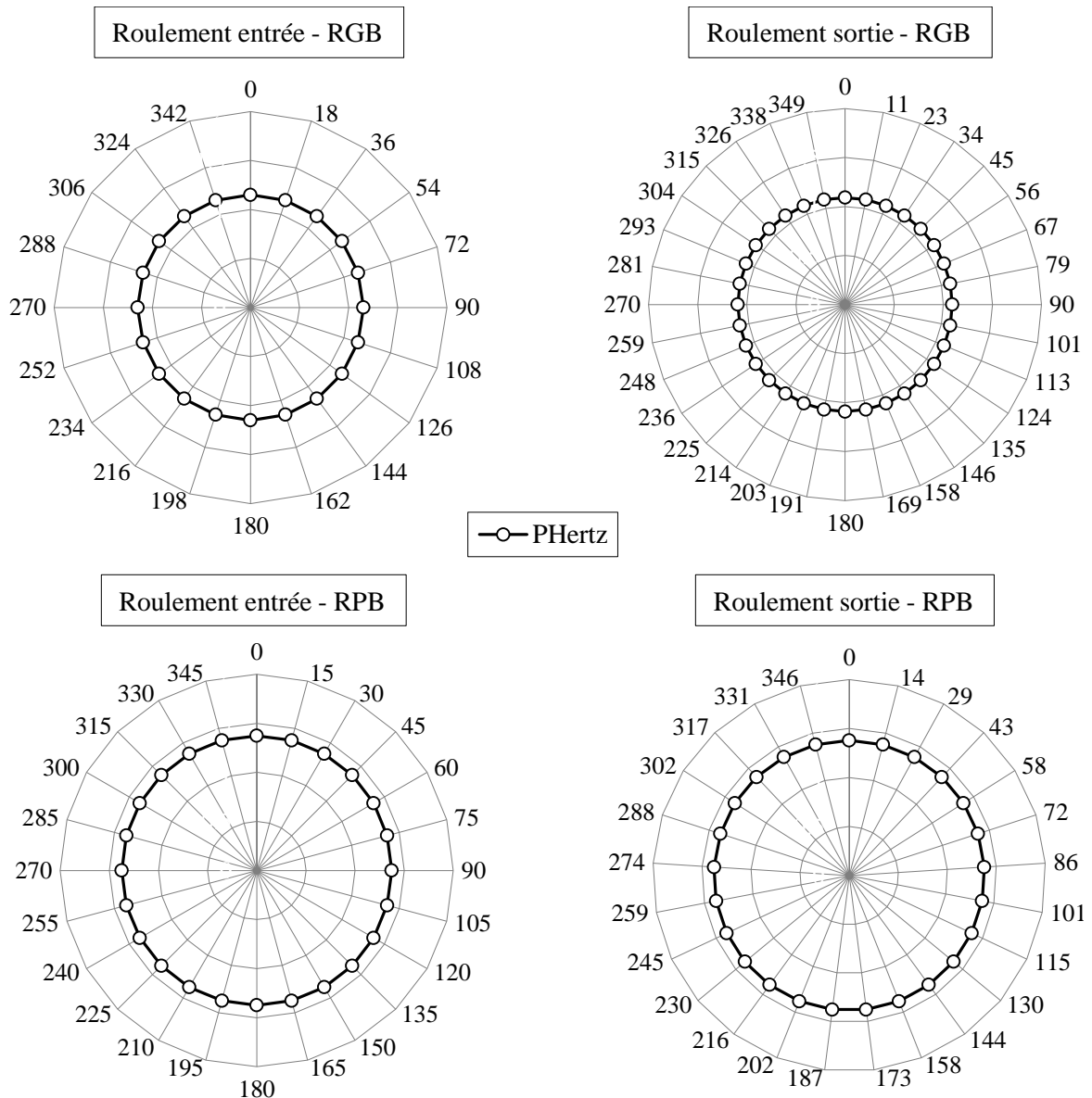


Figure 104 : Polaire de la pression de contact des billes de roulement avec la bague intérieure, cas sans charge ($P_{méca} = 0$ kW). RGB : Rangée de grosses billes, RPB : Rangée de petites billes.

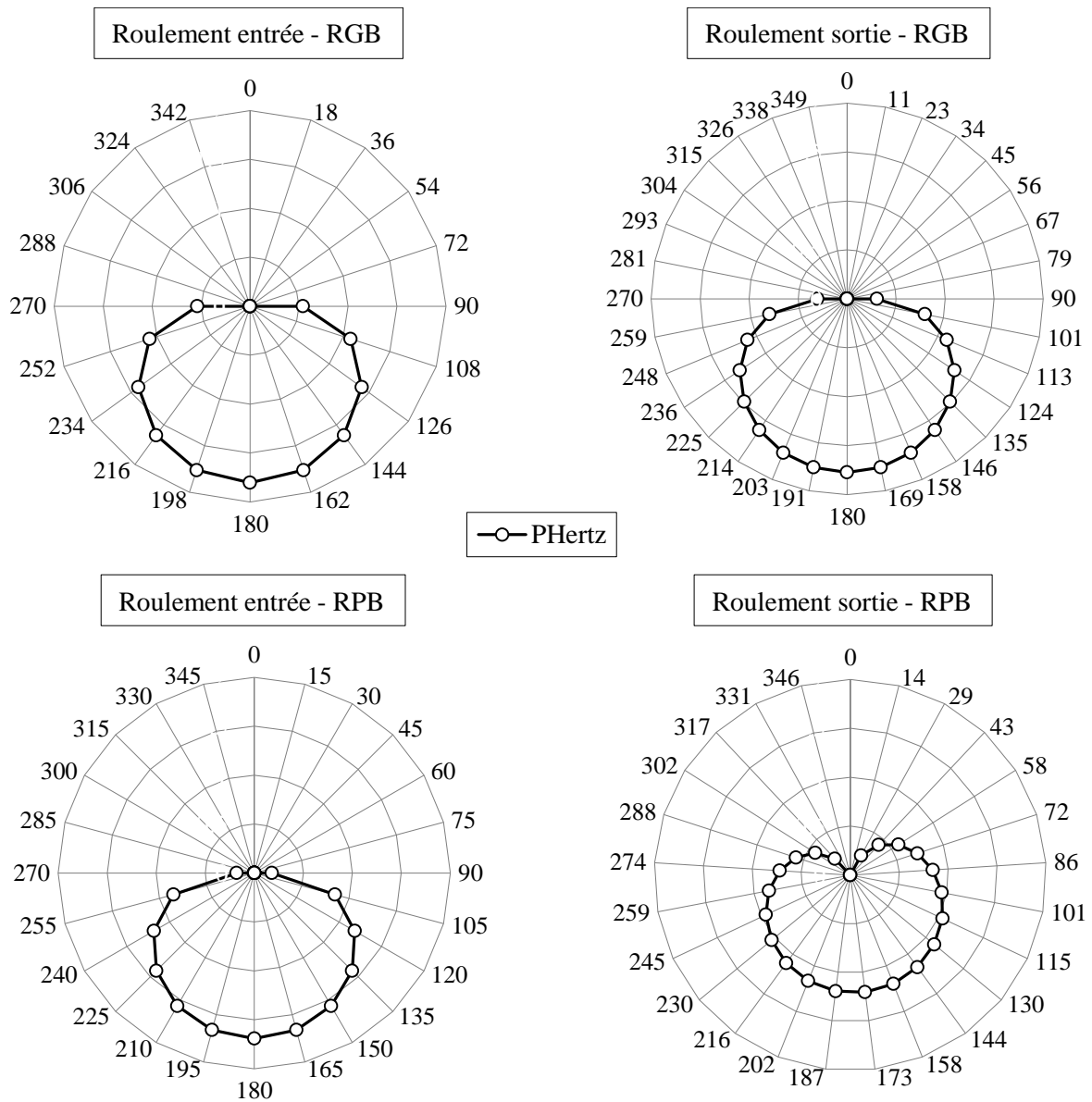


Figure 105 : Polaire de la pression de contact des billes de roulement avec la bague intérieure, cas chargé
 $P_{méca} = P_{nominale}$. RGB : Rangée de grosses billes, RPB : Rangée de petites billes.

Annexe D : Surfaces mouillées dans la BTA

Le modèle 3D CAO de la BTA a été utilisé pour estimer les hauteurs d’immersions dans l’huile des composants de la boîte de transmission (Figure 106). Une loi simple est ensuite utilisée directement dans le réseau thermique afin de mettre à jour les hauteurs d’immersion avec le volume d’huile. Ainsi, les hauteurs d’immersion s’adaptent directement avec les différents volumes d’huile introduits dans la BTA et les dilatations thermiques du bain d’huile.

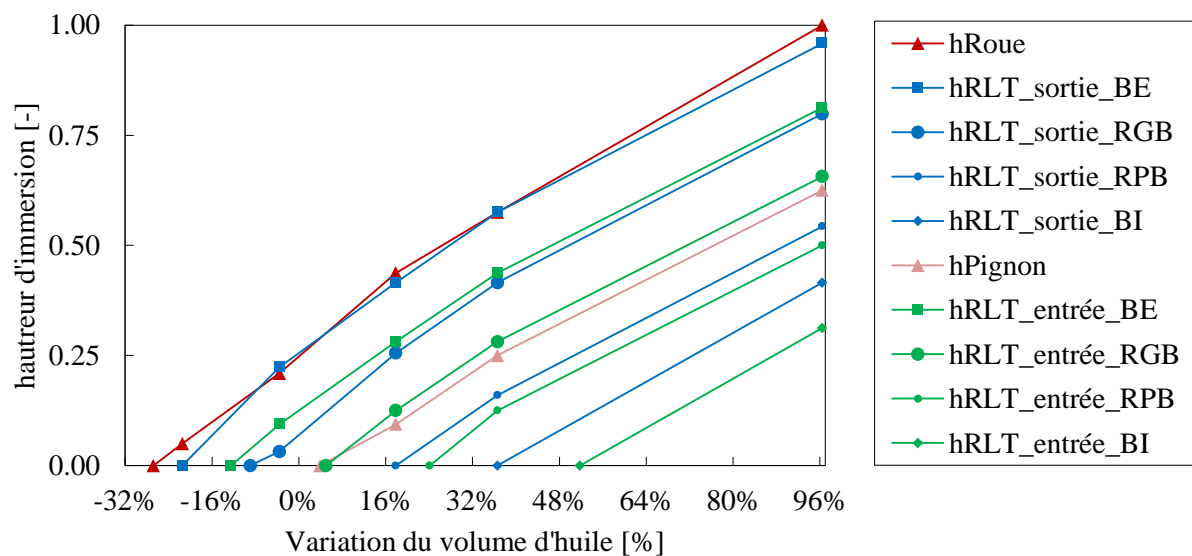


Figure 106 : Relation entre le volume d’huile et la hauteur d’immersion des éléments de la boîte de transmission. Données issues de la CAO 3D.

De même, les surfaces immergées sont obtenues à l’aide de la CAO 3D dans le cas où les surfaces sont trop complexes pour être calculées analytiquement. C’est le cas par exemple des rangées de billes des roulements, de la denture du pignon et de la roue (Figure 107).

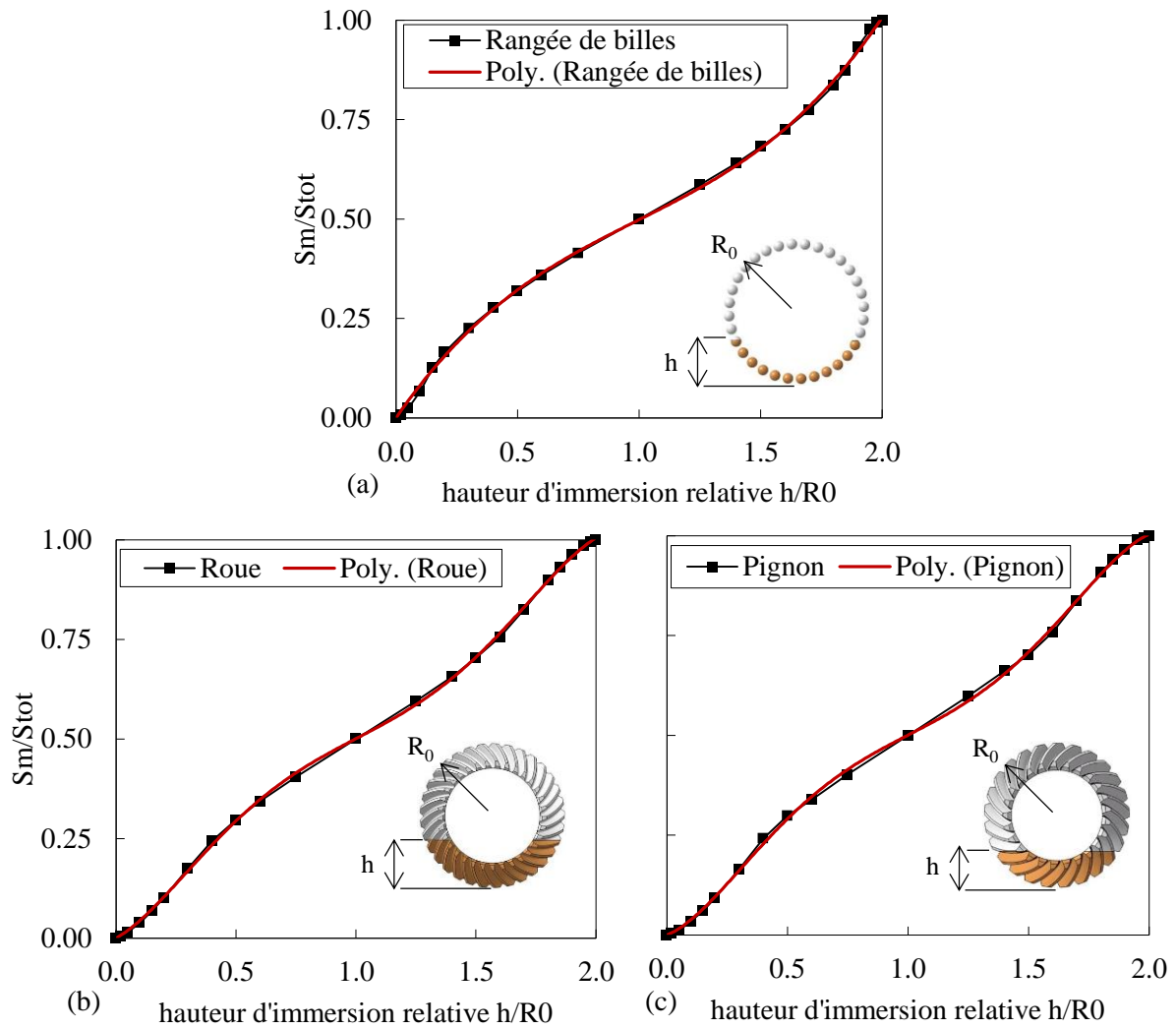


Figure 107 : Relation entre la hauteur d'immersion relative et la surface mouillée pour les surfaces complexes : a) rangée de bille, b) denture de la roue, c) denture du pignon. Données issues de la CAO 3D.

Références bibliographiques

- [1] von Karman, T., 1921, “On Laminar and Turbulent Friction,” *J. Appl. Math. Mech.*, **1**(4), pp. 233–252.
- [2] Pallas, S., Marchesse, Y., Changenet, C., Ville, F., and Velez, P., 2012, “A Windage Power Loss Model Based on CFD Study about the Volumetric Flow Rate Expelled by Spur Gears,” *Mech. Ind.*, **13**, pp. 317–323.
- [3] 2001, *ISO 14179-2: Gears – Thermal Capacity – Part 2: Thermal Load-Carrying Capacity*, 1st Ed., p. 44.
- [4] Changenet, C., Leprince, G., Ville, F., and Velez, P., 2011, “A Note on Flow Regimes and Churning Loss Modeling,” *J. Mech. Des.*, **133**(12), p. 5.
- [5] Diab, Y., Ville, F., Velez, P., and Changenet, C., 2004, “Windage Losses in High Speed Gears—Preliminary Experimental and Theoretical Results,” *J. Mech. Des.*, **126**(5), pp. 903–908.
- [6] Dawson, P. H., 1984, “Windage Loss in Larger High-Speed Gears,” *Proc. Instn Mech Engrs*, **198A**(1), pp. 51–59.
- [7] Neurouth, A., Changenet, C., Ville, F., Octrue, M., and Tinguy, E., 2017, “Experimental Investigations to Use Splash Lubrication for High-Speed Gears,” *J. Tribol.*, **139**(6), pp. 1–7.
- [8] Geneix, J., 2007, “Rendement Des Mécaniques Engrenantes,” Thèse. INSA Toulouse. p. 193.
- [9] Polly, J., Talbot, D., Kahraman, A., Xu, H., and Singh, A., 2018, “An Experimental Investigation of Churning Power Losses of a Gearbox,” *J. Tribol.*, **140**(3), p. 8.
- [10] Terekhov, A. S., 1975, “Hydraulic Losses in Gearboxes with Oil Immersion,” *Vestn. Mashinostroeniya*, **55**(5), pp. 13–17.
- [11] Mauz, W., 1988, *Hydraulische Verluste von Strinradgetrieben Bei Umfangsgeschwindigkeiten Bis 60m/S*, IMK.
- [12] Maurer, J., 1994, “Lastunabhängige Verzahnungsverluste Schnellaufender Stirnradgetriebe,” IMK.
- [13] Frêne, J., 2011, *Introduction à La Tribologie - TRI 100*, Tech. l’Ingénieur. p. 12.
- [14] Coulomb, C., 1781, *Théorie Des Machines Simples*, Moutard.
- [15] Henriot, G., 1999, *ENGRENAGES - Conception - Fabrication - Mise En Oeuvre*, Dunod, 7ième Ed., p. 875.
- [16] 2003, *AGMA 925-A03: Effect of Lubrication on Gear Surface Distress*.
- [17] Hoehn, B., Oster, P., Tobie, T., and Michaelis, K., 2008, “Test Methods for Gear Lubricants,” *Goriva i Maz.*, **47**, pp. 129–152.
- [18] Bruyère, J., 2006, “Contribution à l’optimisation de La Conception Des Engrenages Coniques à Denture Droite - Analyse et Synthèse de La Géométrie et Des Tolérances,” Thèse, INSA Lyon. p. 232.

- [19] Henriot, G., 2002, *Engrenages Concourants et Gauches - BM 5622-2*, Tech. l'Ingénieur. p. 8.
- [20] Buchanan, R., and Tredgold, T., 1832, *Practical Essays on Mill Work*.
- [21] Teixeira Alves, J., Guingand, M., and de Vaujany, J. P., 2010, "Set of Functions for the Calculation of Bending Displacements for Spiral Bevel Gear Teeth," *Mech. Mach. Theory*, **45**(2), pp. 349–363.
- [22] Astoul, J., 2011, "Méthode et Outil Pour La Conception Optimale d'une Denture Spiroconique," Thèse, INSA Toulouse. p. 162.
- [23] Raffy, J. C., and Godet, M., 1967, "La Validité de l'approximation de Tredgold Pour Les Engrenages Coniques Droits," *Société d'Etude de l'Industrie de l'engrenage*, pp. 3–16.
- [24] Lenoard de Vinci, 1493, "Conversation Privée, 1493."
- [25] Hertz, H., 1881, "Über Die Berührung Fester Elastischer Körper," *J. für reine und Angew. Math.*, **92**, pp. 156–171.
- [26] Reynolds, O., 1886, "On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil," *Phil. Trans. Roy. Soc.*, **117**, pp. 157–234.
- [27] Dowson, D., and Higginson, G. R., 1959, "A Numerical Solution to the Elasto-Hydrodynamic Problem," *J. Mech. Eng. Sci.*, **1**(1), pp. 6–15.
- [28] Tallian, T. E., 1972, "The Theory of Partial Elastohydrodynamic Contacts," *Wear*, **21**, pp. 49–101.
- [29] Brandão, J. A., Meheux, M., Ville, F., Seabra, J. H. O., and Castro, J., 2012, "Comparative Overview of Five Gear Oils in Mixed and Boundary Film Lubrication," *Tribol. Int.*, **47**, pp. 50–61.
- [30] Briant, J., Denis, J., and Hipeaux, J.-C., 1997, *Physico-Chimie Des Lubrifiants*, Technip Ed., p. 464.
- [31] Castro, J., and Seabra, J., 2008, "Global and Local Analysis of Gear Scuffing Tests Using a Mixed Film Lubrication Model," *Tribol. Int.*, **41**(4), pp. 244–255.
- [32] Dowson, D., and Higginson, G. R., 1966, *Elasto-Hydrodynamic Lubrication*, Oxford: Pergamon Press Ltd., SI Edition, p. 235.
- [33] Ree, F., Ree, T., and Eyring, H., 1958, "Relaxation Theory of Transport Problems in Condensed Systems," *Ind. Eng. Chem.*, **50**(7), pp. 1036–1040.
- [34] Buckingham, E., 1949, *Analytical Mechanics of Gears*, McGraw-Hill, New York, p. 546.
- [35] Benedict, G. H., and Kelley, B. W., 1961, "Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction," *ASLE Trans.*, **4**(1), pp. 59–70.
- [36] Schlenk, L., 1994, "Untersuchungen Zur Fresstragfähigkeit von Grozahnradern," PhD thesis, TU München.
- [37] 2000, *ISO 13989-1: Calculation of Scuffing Load Capacity of Cylindrical, Bevel and Hypoid Gears — Part 1: Flash Temperature Method*, 1st Ed., p. 40.
- [38] Diab, Y., Ville, F., and Vexex, P., 2006, "Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in

- Gears,” *Tribol. Trans.*, **49**(2), pp. 266–276.
- [39] McCool, J. I., 1986, “Comparison of Models for the Contact of Rough Surfaces,” *Wear*, **107**(1), pp. 37–60.
- [40] Mikic, B. B., 1974, “Thermal Contact Conductance; Theoretical Considerations,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, **17**, pp. 205–214.
- [41] Xu, H., Kahraman, A., Anderson, N. E., and Maddock, D. G., 2007, “Prediction of Mechanical Efficiency of Parallel-Axis Gear Pairs,” *J. Mech. Des. Trans. ASME*, **129**(1), pp. 58–68.
- [42] Yasser, D., 2005, “Analyse Des Pertes de Puissance Dans Les Transmissions Par Engrenages à Grande Vitesse. Applications Aux Réducteurs Industriels et Aux Machines Textiles,” Thèse, INSA Lyon. p. 152.
- [43] Handschuh, R. F., and Hurrell, M. J., 2010, “Initial Experiments of High-Speed Drive System Windage Losses,” *Int. Conf. gears*, (November), pp. 1–13.
- [44] Townsend, D. P., 1992, *Dudley’s Gear Handbook*, McGraw-Hill India, 2nd Ed.
- [45] Delgado, I., and Hurrell, M., 2017, “Experimental Investigation of Shrouding on Meshed Spur Gear Windage Power Loss,” *Annu. Forum Proc. - AHS Int.*, (September 2017), pp. 2267–2275.
- [46] Winfree, D. D., 2000, “Reducing Gear Windage Losses from High Speed Gears,” *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, Baltimore, Maryland, p. 10.
- [47] Anderson, N. E., and Loewenthal, S. H., 1980, “Spur-Gear-System Efficiency At Part and Full Load,” *NASA Tech. Pap.*, (1622), p. 40.
- [48] Lord, A. A., 1998, “Experimental Investigation of Geometric and Oil Flow Effects on Gear Windage and Meshing Losses,” PhD thesis, University of Wales, Swansea.
- [49] Hill, M. J., Kunz, R. F., Noack, R. W., Long, L. N., Morris, P. J., and Handschuch, R. F., 2008, “Application and Validation of Unstructured Overset CFD Technology for Rotorcraft Gearbox Windage Aerodynamics Simulation,” *Am. Helicopter Soc. Int. Am. Helicopter Soc. 64th Annu. Forum*, p. 9.
- [50] Marchesse, Y., Changenet, C., Ville, F., and Velez, P., 2011, “Investigations on CFD Simulations for Predicting Windage Power Losses in Spur Gears,” *J. Mech. Des.*, **133**(2), p. 7.
- [51] Mann, R. W., and Marston, C. H., 1961, “Friction Drag on Bladed Disks in Housings as a Function of Reynolds Number, Axial and Radial Clearance, and Blade Aspect Ratio and Solidity,” *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, **83**(4), pp. 719–723.
- [52] Al-Shibl, K., Simmons, K., and Eastwick, C. N., 2007, “Modelling Windage Power Loss from an Enclosed Spur Gear,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, **221**(3), pp. 331–341.
- [53] Hill, M. J., Kunz, R. F., Medvitz, R. B., Handschuh, R. F., Long, L. N., and Noack, R. W., 2011, “CFD Analysis of Gear Windage Losses: Validation and Parametric Aerodynamic Studies,” *J. Fluids Eng.*, **133**(3), p. 15.
- [54] Daily, J. W., and Nece, R. E., 1960, “Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks,” *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, **82**(1), pp. 217–230.
- [55] Johnson, G., Simmons, K., and Foord, C., 2007, “Experimental Investigation into Windage Power Loss from a Shrouded Spiral Bevel Gear,” *ASME Turbo Expo, Montreal, Canada*, p. 10.
-

- [56] Rapley, S., Eastwick, C., and Simmons, K., 2007, “The Application of CFD to Model Windage Power Loss from a Spiral Bevel Gear,” *ASME Turbo Expo, Montreal, Canada*, Montreal, Canada, p. 10.
- [57] Massini, D., Fondelli, T., Andreini, A., and Facchini, B., 2018, “Experimental and Numerical Investigation on Windage Power Losses in High Speed Gears,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, **140**(8), p. 11.
- [58] Boussinesq, J., 1877, *Théorie de l'écoulement Tourbillonnant*, Mem. Pres.
- [59] Jones, W. P., and Launder, B. E., 1974, “The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, **15**, pp. 301–314.
- [60] Menter, F. R., 1992, “Influence of Freestream Values on $k - \omega$ Turbulence Model Prediction,” *A.I.A.A. J.*, **30**(6), pp. 1657–1668.
- [61] Voeltzel, N., Marchesse, Y., Changenet, C., Ville, F., and Vex, P., 2015, “On the Influence of Helix Angle and Face Width on Gear Windage Losses,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, **230**(7–8), pp. 1101–1112.
- [62] Concli, F., and Gorla, C., 2016, “Numerical Modeling of the Power Losses in Geared Transmissions: Windage, Churning and Cavitation Simulations with a New Integrated Approach That Drastically Reduces the Computational Effort,” *Tribol. Int.*, **103**, pp. 58–68.
- [63] Gorla, C., Concli, F., Stahl, K., Höhn, B. R., Klaus, M., Schulthei, H., and Stemplinger, J. P., 2012, “CFD Simulations of Splash Losses of a Gearbox,” *Adv. Tribol.*, **2012**(1), p. 10.
- [64] Gorla, C., Concli, F., Stahl, K., Höhn, B. R., Michaelis, K., Schultheiß, H., and Stemplinger, J. P., 2013, “Hydraulic Losses of a Gearbox: CFD Analysis and Experiments,” *Tribol. Int.*, **66**, pp. 337–344.
- [65] Concli, F., and Gorla, C., 2016, “Windage, Churning and Pocketing Power Losses of Gears: Different Modeling Approaches for Different Goals,” *Forsch. im Ingenieurwesen/Engineering Res.*, **80**(3–4), pp. 85–99.
- [66] Webb, T. A., 2010, “Power Losses in Spiral Bevel Gears,” PhD thesis, University of Nottingham. p. 305.
- [67] Laruelle, S., Fossier, C., Changenet, C., Ville, F., and Koechlin, S., 2017, “Experimental Investigations and Analysis on Churning Losses of Splash Lubricated Spiral Bevel Gears,” *Mech. Ind.*, **18**(4), p. 11.
- [68] Várhegyi, Z., and Kristóf, G., 2016, “Mass Flux Distribution Measurements and Visualizations of a Fluid Sheet Generated by a Partially Immersed Dip-Lubricated Gear,” *Period. Polytech. Mech. Eng.*, **60**(2), pp. 66–81.
- [69] Luke, P., and Olver, A. V., 1999, “A Study of Churning Losses in Dip-Lubricated Spur Gears,” *Proc. Instn Mech. Engrs, Part G J. Aerosp. Eng.*, (213), pp. 337–346.
- [70] Leprince, G., Changenet, C., Ville, F., and Vex, P., 2012, “Investigations on Oil Flow Rates Projected on the Casing Walls by Splashed Lubricated Gears,” *Adv. Tribol.*, **2012**, pp. 1–7.
- [71] Hirt, C. W., and Nichols, B. D., 1981, “Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries,” *J. Comput. Phys.*, **39**(1), pp. 201–225.
- [72] Lucy, L., 1977, “A Numerical Approach to the Testing of Fission Hypothesis,” *Astron J*,

- 82(12), pp. 1013–1024.
- [73] Chernoray, V., and Jahanmiri, M., 2011, “Experimental Study of Multiphase Flow in a Model Gearbox,” *WIT Trans. Eng. Sci.*, **70**, pp. 153–164.
- [74] Liu, H., Jurkschat, T., Lohner, T., and Stahl, K., 2018, “Detailed Investigations on the Oil Flow in Dip-Lubricated Gearboxes by the Finite Volume CFD Method,” *Lubricants*, **6**(47), p. 14.
- [75] Seetharaman, S., Kahraman, A., Moorhead, M. D., and Petry-Johnson, T. T., 2009, “Oil Churning Power Losses of a Gear Pair: Experiments and Model Validation,” *J. Tribol.*, **131**, p. 10.
- [76] Jeon, S., 2010, “Improving Efficiency in Drive Lines: An Experimental Study on Churning Losses in Hypoid Axle,” PhD thesis, Imperial College. p. 230.
- [77] Fossier, C., Changenet, C., Barday, D., Berier, V., and Group, V., 2018, “Investigations on Drive Axle Thermal Behaviour: Power Loss and Heat-Transfer Estimations,” *SAE Int.*, **11**(1), pp. 1–12.
- [78] Changenet, C., and Velez, P., 2007, “A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions—Preliminary Results,” *J. Mech. Des.*, **129**(1), pp. 128–133.
- [79] Chen, S. W., and Matsumoto, S., 2016, “Influence of Relative Position of Gears and Casing Wall Shape of Gear Box on Churning Loss under Splash Lubrication Condition—Some New Ideas,” *Tribol. Trans.*, **59**(6), pp. 993–1004.
- [80] Boni, J.-B., 2020, “Modélisation Thermique d’un Train Épicycloïdal Lubrifié Par Barbotage,” Thèse, INSA Lyon. p. 158.
- [81] Ayel, J., 1996, *Lubrifiants - Propriétés et Caractéristiques - B5340-2*, Tech. l’Ingénieur, p. 17.
- [82] Leprince, G., Changenet, C., Ville, F., Velez, P., and Jarnias, F., 2009, “Influence of Oil Aeration on Churning Losses,” *JSME 2009 Int. Motion Power Transm. Conf.*, pp. 463–468.
- [83] Kolekar, A. S., Olver, A. V., Sworski, A. E., and Lockwood, F. E., 2014, “Windage and Churning Effects in Dipped Lubrication,” *J. Tribol.*, **136**, p. 10.
- [84] Changenet, C., and Velez, P., 2008, “Housing Influence on Churning Losses in Geared Transmissions,” *J. Mech. Des.*, **130**, p. 6.
- [85] Boness, R. J., 1989, “Churning Losses of Disks and Gears Running Partially Submerged in Oil,” *Proc. 1979 Int. Power Transm. Gearing Conf. Chicago, Illinois*, **1**, pp. 255–359.
- [86] Seetharaman, S., and Kahraman, A., 2009, “Load-Independent Spin Power Losses of a Spur Gear Pair: Model Formulation,” *J. Tribol.*, **131**, p. 11.
- [87] Ji, Z., Stanic, M., Hartono, E. A., and Chernoray, V., 2018, “Numerical Simulations of Oil Flow inside a Gearbox by Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) Method,” *Tribol. Int.*, **127**(April), pp. 47–58.
- [88] Liu, H., Arfaoui, G., Stanic, M., Montigny, L., Jurkschat, T., Lohner, T., and Stahl, K., 2019, “Numerical Modelling of Oil Distribution and Churning Gear Power Losses of Gearboxes by Smoothed Particle Hydrodynamics,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, **233**(1), pp. 74–86.
- [89] Groenenboom, P. H. L., 2015, “Simulating Oil Flow for Gearbox Lubrication Using Smoothed Particle Hydrodynamics,” *Proc. of International Conference on Gears, Munich*, p. 10.
-

- [90] Li, L., Versteeg, H. K., Hargrave, G. K., Halse, C., and Potter, T., 2010, “Numerical Investigation on Fluid Flow of Gear Lubrication,” *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, **1**(1), pp. 1056–1062.
- [91] Liu, H., Jurkschat, T., Lohner, T., and Stahl, K., 2017, “Determination of Oil Distribution and Churning Power Loss of Gearboxes by Finite Volume CFD Method,” *Tribol. Int.*, **109**(2016), pp. 346–354.
- [92] Concli, F., and Gorla, C., 2012, “Computational and Experimental Analysis of the Churning Power Losses in an Industrial Planetary Speed Reducer,” *WIT Trans. Eng. Sci.*, **74**, pp. 287–298.
- [93] Concli, F., and Gorla, C., 2013, “Influence of Lubricant Temperature, Lubricant Level and Rotational Speed on the Churning Power Loss in an Industrial Planetary Speed Reducer: Computational and Experimental Study,” *Int. J. Comput. Methods Exp. Meas.*, **1**(4), pp. 353–366.
- [94] Peng, Q., Gui, L., and Fan, Z., 2018, “Numerical and Experimental Investigation of Splashing Oil Flow in a Hypoid Gearbox,” *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*, **12**(1), pp. 324–333.
- [95] Hu, X., Jiang, Y., Luo, C., Feng, L., and Dai, Y., 2018, “Churning Power Losses of a Gearbox with Spiral Bevel Geared Transmission,” *Tribol. Int.*, **129**(May 2018), pp. 398–406.
- [96] Coupez, T., 2011, “Metric Construction by Length Distribution Tensor and Edge Based Error for Anisotropic Adaptive Meshing,” *J. Comput. Phys.*, **230**, pp. 2391–2405.
- [97] Khalloufi, M., Mesri, Y., Valette, R., Massoni, E., and Hachem, E., 2016, “High Fidelity Anisotropic Adaptive Variational Multiscale Method for Multiphase Flows with Surface Tension,” *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, **307**, pp. 44–67.
- [98] 2001, *ISO 14179-1 Gears – Thermal Capacity – Part 1: Rating Gear Drives with Thermal Equilibrium at 95°C Sump Temperature*, 1st Ed., p. 30.
- [99] 1996, *AGMA 96FTM9: Development of a Practical Thermal Rating Method for Enclosed Gear Drives*.
- [100] Mauz, W., 1985, “Zahnrad schmierung - Leerlaufverluste,” *FVA-Forschungsheft*, p. 61.
- [101] Quiban, R., Changenet, C., Marchesse, Y., Ville, F., and Belmonte, J., 2019, “Churning Losses of Spiral Bevel Gears at High Rotational Speed,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, **234**(2), pp. 172–182.
- [102] Baly, H., Poll, G., Cann, P. M., and Lubrecht, A. A., 2006, “Correlation between Model Test Devices and Full Bearing Tests under Grease Lubricated Conditions,” *Solid Mech. its Appl.*, **134**, pp. 229–240.
- [103] Lauster, E., and Boos, M., 1983, “Zum Wärmehaushalt Mechanischer Schaltgetriebe Für Nutzfahrzeuge,” *VDI-Ber.*, (488), pp. 45–55.
- [104] Parker, R. J., 1984, “Comparison of Predicted and Experimental Thermal Performance of Angular Contact Ball Bearings,” *NASA Tech. Pap.*, p. 16.
- [105] Pouly, F., Changenet, C., Ville, F., Vexex, P., and Damiens, B., 2010, “Investigations on the Power Losses and Thermal Behaviour of Rolling Element Bearings,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.*, **224**(9), pp. 925–933.

- [106] Department of Defense - United States of America, 2014, *Performance Specification Lubricating Oil, Gear, Petroleum Base (NATO O-153, O-155) - MIL-PRF-6086F*.
- [107] Catalogue Simrit, 2002, *Catalogue*, p. 1061.
- [108] Palmgrem, A., 1967, *LES ROULEMENTS - Description - Théorie - Applications*, 2nd Ed., p. 241.
- [109] Durand De Gevigney, J., 2013, “Analyse Thermomécanique d’un Réducteur Épicycloïdal Application Aéronautique,” Thèse, INSA Lyon. p. 255.
- [110] Holm, R., 1948, “Calculation of the Temperature Development in a Contact Heated in the Contact Surface, and Application to the Problem of the Temperature Rise in a Sliding Contact,” *J. Appl. Phys.*, **19**(4), pp. 361–366.
- [111] Jeng, Y.-R., and Huang, P.-Y., 2003, “Predictions of Temperature Rise for Ball Bearings,” *Tribol. Trans.*, **46**(1), pp. 49–56.
- [112] Brown, J. R., and Forster, N. H., 2003, “Carbon Phenolic Cages for High Speed Bearings. Part III - Development of Numerical Models for Heat Generation and Temperature Prediction in Lightly Lubricated Bearings,” *Air Force Res. Lab. Rep.*, p. 23.
- [113] Wang, L. Q., Chen, G. C., Gu, L., and Zheng, D. Z., 2007, “Operating Temperature in High-Speed Ball Bearing,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, **221**(3), pp. 353–359.
- [114] Patir, N., and Cheng, H. S., 1977, “Prediction of the Bulk Temperature in Spur Gears Based on Finite Element Temperature Analysis.,” (July 2012), pp. 37–41.
- [115] Wang, K. L., and Cheng, H. S., 1981, “A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness, and Surface Temperatures in Spur Gears, Part II Results,” *J. Mech. Des. Trans. ASME*, **103**(1), pp. 188–194.
- [116] Anifantis, N., and Dimarogonas, A. D., 1993, “Flash and Bulk Temperatures of Gear Teeth Due to Friction,” *Mech. Mach. Theory*, **28**(1), pp. 159–164.
- [117] Fernandes, C. M. C. G., Rocha, D. M. P., Martins, R. C., Magalhães, L., and Seabra, J. H. O., 2018, “Finite Element Method Model to Predict Bulk and Flash Temperatures on Polymer Gears,” *Tribol. Int.*, **120**(December 2017), pp. 255–268.
- [118] Wang, Y., Tang, W., Chen, Y., Wang, T., Li, G., and Ball, A. D., 2017, “Investigation into the Meshing Friction Heat Generation and Transient Thermal Characteristics of Spiral Bevel Gears,” *Appl. Therm. Eng.*, **119**, pp. 245–253.
- [119] Zhang, J. ge, Liu, S. jun, and Fang, T., 2017, “Determination of Surface Temperature Rise with the Coupled Thermo-Elasto-Hydrodynamic Analysis of Spiral Bevel Gears,” *Appl. Therm. Eng.*, **124**, pp. 494–503.
- [120] Gan, L., Xiao, K., Wang, J., Pu, W., and Cao, W., 2019, “A Numerical Method to Investigate the Temperature Behavior of Spiral Bevel Gears under Mixed Lubrication Condition,” *Appl. Therm. Eng.*, **147**(May 2018), pp. 866–875.
- [121] Mcintyre, S. M., 2016, “A Mutli-Scale Model for Geared Transmission Aero-Thermodynamics,” PhD thesis, Pennsylvania State University. p. 222.
- [122] Blok, H., 1970, “La Méthode Des Réseaux Thermiques Pour Le Calcul Des Températures de Masse Dans Les Transmissions,” *Société d’études de l’industrie de l’engrenage*, (59), pp. 3–13.

- [123] Changenet, C., Oviedo-Marlot, X., and Velez, P., 2006, “Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox,” *J. Mech. Des.*, **128**, pp. 618–625.
- [124] Coe, H. H., 1984, “Thermal Analysis of a Planetary Transmission with Spherical Roller Bearings Operating after Complete Loss of Oil,” *NASA Tech. Pap.*, p. 12.
- [125] Coe, H. H., 1989, “Comparison of Predicted and Measured Temperatures of UH-60A Helicopter Transmission,” *NASA Tech. Pap.*, p. 16.
- [126] Varailhon, C., 1999, “Modélisation Des Phénomènes Thermiques Appliquée Aux Réducteurs Mécaniques d’hélicoptères,” *Congrès Mondial Des Engrenages et Des Transmissions de Puissance*, M.C.I., ed., Paris, pp. 2295–2306.
- [127] Manin, L., 1999, “Modèles de Comportements Multiniveaux Pour La Conception Assistée Par Ordinateur : Application à La Prévision Du Comportement Thermique de Transmissions de Puissance Par Engrenages.,” Thèse, INSA Lyon. p. 141.
- [128] Baranger, J., and Brezinski, C., 1991, *Analyse Numérique*, Hermann Ed., p. 560.
- [129] Brossier, P., Niel, D., Changenet, C., Ville, F., and Belmonte, J., 2019, “Experimental Investigations on REB Thermal Behaviour.”
- [130] McAdams, W. H., Woods, W. K., and Heroman, J. L. C., 1942, “Vaporization inside Horizontal Tubes - II. Benzene-Oil Mixtures,” *ASME*, **61**(193).
- [131] Schlichting, H., 1979, *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill, 7th Ed., p. 817.
- [132] Burton, R. A., and Staph, H. E., 1967, “Thermally Activated Seizure of Angular Contact Bearings,” *ASLE Trans.*, **10**, pp. 408–417.
- [133] Fernlund, I., and Andreas, S., 1969, “Bearing Temperatures Calculated by Computer,” *ball Bear. J.*, (156), pp. 3–8.
- [134] Harris, T. A., 1963, “How to Predict Temperature Increases in Rolling Bearings,” *Prod. Eng.*, **9**, pp. 89–98.
- [135] Rumbarger, J. H., Filetti, E. G., and Gubernick, D., 1973, “Gas Turbine Engine Mainshaft Roller Bearing-System Analysis,” *Trans. ASME*, pp. 401–416.
- [136] Pouly, F., Changenet, C., Ville, F., Velez, P., and Damiens, B., 2010, “Power Loss Predictions in High-Speed Rolling Element Bearings Using Thermal Networks,” *Tribol. Trans.*, **53**(6), pp. 957–967.
- [137] “Schaeffler © Roulements, Bases Techniques [Consulté Le 31 Janvier 2020],” https://medias.schaeffler.com/medias/fr!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102160011.
- [138] Pouly, F., 2010, “Modélisation Thermomécanique d’un Roulement à Billes Grande Vitesse,” Thèse, INSA Lyon. p. 167.
- [139] Blok, H., 1937, “Les Temperatures de Surface Dans Des Conditions de Graissage Sous Extreme Pression,” *World Pet. Congr. Proc.*, **1937–June**, pp. 471–486.
- [140] Muzychka, Y. S., and Yovanovich, M. M., 2002, “Thermal Resistance Models for Non-Circular Moving Heat Sources on a Half Space,” *J. Heat Transfer*, **123**, pp. 624–632.
- [141] Mac Adams, W. H., 1961, *Transmission de La Chaleur*, Dunod, 2nd Ed., p. 585.

- [142] Holman, J. P., 1990, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, 10th Ed., p. 758.
- [143] Vliet, G. C., and Leppert, G., 1961, "Forced Convection Heat Transfer from an Isothermal Sphere to Water," *J. Heat Transf.*, **83**(2), pp. 163–170.
- [144] Hilpert, R., 1933, "Wärmeabgabe von Geheizten Drahten Und Röhren," *Forsch. Geb. Ingenieurwes*, **4**, p. 220.
- [145] Knudsen, J. D., and Katz, D. L., 1958, *Fluid Dynamics and Heat Transfer*, McGraw-Hill, New-York, p. 576.
- [146] Becker, K. M., 1963, "Measurements of Convective Heat Transfer from a Horizontal Cylinder Rotating in a Tank of Water," *J. Heat Transf.*, **6**(12), pp. 1053–1062.
- [147] Changenet, C., 2006, "Modélisation Du Comportement Thermique Des Transmissions Par Engrenages," Thèse, INSA Lyon. p. 146.
- [148] Blok, H., 1970, "Transmission de Chaleur Par Projection Centrifuge d'huile," *Société d'études de l'industrie de l'engrenage*, (59), pp. 14–23.
- [149] Fair, J. R., 1990, "Direct Contact Gas-Liquid Heat Exchange for Energy Recovery," *ASME*, **112**, pp. 216–222.
- [150] Harris T.A., 1991, *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 3rd Ed., p. 1013.

FOLIO ADMINISTRATIF

THÈSE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUÉES DE LYON

NOM : QUIBAN

DATE de SOUTENANCE : 25/09/2020

Prénoms : Romain

TITRE : Etude des pertes de puissance d'engrenages spiro-coniques lubrifiés par bain d'huile :
Application à une boîte de transmission arrière d'hélicoptère

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2020LYSEI066

Ecole doctorale : ED162 – MEGA – Mécanique, Énergétique, Génie civil, Acoustique

Spécialité : Génie mécanique

RESUME : L'objectif de l'étude présentée dans ce manuscrit est de modéliser les pertes de puissance d'une boîte de transmission arrière d'hélicoptère. Ces boîtes sont généralement caractérisées par la présence d'un engrenage à renvoi d'angle spiro-conique et d'une lubrification par bain d'huile. Une campagne de tests sur un banc d'essai élémentaire a été effectuée afin de mesurer le couple résistant de roues dentées spiro-coniques en rotation dans un bain d'huile. Un phénomène peu commun sur l'évolution du couple avec la vitesse de rotation a été observé. A partir de ces résultats, un modèle analytique simple a été développé pour le calcul de la perte de puissance. Ce modèle a ensuite été validé sur une application réelle de boîte de transmission d'hélicoptère, pour laquelle des mesures de couple résistant et de températures ont été effectuées.

MOTS-CLÉS : perte de puissance, barbotage, ventilation, boîte de transmission, engrenage, spiro-conique, réseau thermique.

Laboratoire (s) de recherche : LabECAM – ECAM Lyon et LaMCoS – INSA Lyon

Directeurs de thèse: Fabrice Ville, Christophe Changenet et Yann Marchesse

Président de jury : Didier Saury

Composition du jury : Jérôme Belmonte, Christophe Changenet, Yann Marchesse, Myriam Lazard, Didier Saury, Jorge Seabra, Fabrice Ville