N° d'ordre : 2005-ISAL-0041

Année 2005

THESE

présentée devant L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

Ecole doctorale des sciences pour l'ingénieur de Lyon : Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA) Spécialité : Mécanique

> pour obtenir le grade de docteur

> > Par

Yasser DIAB

(Ingénieur de l'Université de Tichreen - Syrie)

Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles

Soutenue le 27 juin 2005 devant la commission d'examen

Jury :	М.	А.	AHMAD	Docteur	
	М.	А.	COMBESCURE	Professeur	Président
	М.	J.	FRENE	Professeur	Rapporteur
	М.	М.	SARTOR	Professeur	Rapporteur
	М.	Р.	VELEX	Professeur	Directeur de thèse
	М.	F.	VILLE	Docteur	Directeur de thèse
	М.	М.	WENDLING	Docteur	

Cette thèse a été préparée au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides (LaMCoS) de L'INSA de Lyon

2005		
SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
	CHIMIE DE LYON	
	Responsable : M. Denis SINOU	Université Claude Bernard Lyon 1 Lab Synthèse Asymétrique UMR UCB/CNRS 5622 Bât 308 2 ^{eme} étage 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.44.81.83 Fax : 04 78 89 89 14 sincu/@univ_kon1 fr
	ECONOMIE. ESPACE ET MODELISATION	M Alain BONNAFOUS
E2MC	DES COMPORTEMENTS Responsable : M. Alain BONNAFOUS	Université Lyon 2 14 avenue Berthelot MRASH M. Alain BONNAFOUS Laboratoire d'Economie des Transports 69363 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 Alain.bonnafous∂ish-lyon.cnrs.fr
	ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE,	M. Daniel BARBIER
E.E.A.	AUTOMATIQUE M. Daniel BARBIER	INSA DE LYON Laboratoire Physique de la Matière Bâtiment Blaise Pascal 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.64.43 Fax 04 72 43 60 82 Daniel.Barbier@insa-lyon.fr
FOMO	EVOLUTION, ECOSYSTEME,	M. Jean-Pierre FLANDROIS
E2M2	http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2	Equipe Dynamique des Populations Bactériennes Faculté de Médecine Lyon-Sud Laboratoire de Bactériologie BP
	<u>M. Jean-Pierre FLANDROIS</u>	1269600 OULLINS Tél : 04.78.86.31.50 Fax 04 72 43 13 88 E2m2∂biomserv.univ-lyon1.fr
	INFORMATIQUE ET INFORMATION	M. Lionel BRUNIE
EDIIS	POUR LA SOCIETE	INSA DE LYON
	http://www.insa-lyon.fr/ediis M. Lionel BRUNIE	EDIIS Bâtiment Blaise Pascal 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.60.55 Fax 04 72 43 60 71 edis@insa.lvon fr
	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE	M. Alain Jean COZZONE
EDISS	http://www.ibcp.fr/ediss	IBCP (UCBL1) 7 passage du Vercors
	M. Alain Jean COZZONE	69367 LYON Cedex 07 Tél : 04.72.72.26.75 Fax : 04 72 72 26 01 cozzone@ibcp.fr
	MATERIAUX DE LYON	M. Jacques JOSEPH
	http://www.ec-lyon.fr/sites/edml	Ecole Centrale de Lyon Bât F7 Lab. Sciences et Techniques des Matériaux et des
	M. Jacques JOSEPH	Surfaces 36 Avenue Guy de Collongue BP 163 69131 ECULLY Cedex Tél : 04.72.18.62.51 Fax 04 72 18 60 90 Jacques.Joseph@ec-lvon.fr
	MATHEMATIQUES ET INFORMATIQUE	M. Franck WAGNER
<u>Math IF</u>	FONDAMENTALE	Université Claude Bernard Lyon1 Institut Girard Desargues
	M Franck WAGNER	UMR 5028 MATHEMATIQUES Bâtiment Doyen Jean Braconnier
		Bureau 101 Bis, 1er étage 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43.27.86 Fax : 04 72 43 16 87 wagner@desargues.univ-lyon1.fr
MECA	MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE	M. François SIDOROFF
MEGA	CIVIL, ACOUSTIQUE http://www.lmfa.ec-lyon.fr/autres/MEGA/index.html	Leoie Centrale de Lyon Lab. Tribologie et Dynamique des Systêmes Bât G8 36 avenue Guy de Collongue BP 163
		69131 ECULLY Cedex Tél :04.72.18.62.14 Fax : 04 72 18 65 37 Francois.Sidoroff@ec-lyon.fr

INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

Directeur : STORCK A.

Professeurs : AMGHAR Y. AUDISIO S. BABOT D. **BABOUX J.C.** BALLAND B. **BAPTISTE P.** BARBIER D. BASKURT A. BASTIDE J.P. BAYADA G. BENADDA B. BETEMPS M. **BIENNIER F.** BLANCHARD J.M. BOISSE P. BOISSON C. BOIVIN M. (Prof. émérite) ВОТТА Н. BOTTA-ZIMMERMANN M. (Mme) BOULAYE G. (Prof. émérite) BOYER J.C. BRAU J. BREMOND G. BRISSAUD M. BRUNET M. BRUNIE L. **BUFFIERE J-Y.** BUREAU J.C. CAMPAGNE J-P. CAVAILLE J.Y. CHAMPAGNE J-Y. CHANTE J.P. CHOCAT B. **COMBESCURE A. COURBON** COUSIN M. DAUMAS F. (Mme) **DJERAN-MAIGRE I.** DOUTHEAU A. **DUBUY-MASSARD N.** DUFOUR R. **DUPUY J.C.** EMPTOZ H. ESNOUF C. EYRAUD L. (Prof. émérite) FANTOZZI G. FAVREL J. FAYARD J.M. FAYET M. (Prof. émérite) FAZEKAS A. FERRARIS-BESSO G. FLAMAND L. FLEURY E. FLORY A. FOUGERES R. FOUQUET F. FRECON L. (Prof. émérite) GERARD J.F. GERMAIN P. GIMENEZ G. GOBIN P.F. (Prof. émérite) GONNARD P. GONTRAND M. GOUTTE R. (Prof. émérite) GOUJON L. GOURDON R. GRANGE G. (Prof. émérite)

LIRIS PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE CONT. NON DESTR. PAR RAYONNEMENTS IONISANTS GEMPPM** PHYSIQUE DE LA MATIERE PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS PHYSIQUE DE LA MATIERE LIRIS LAEPSI**** LaMCoS LAEPSI**** AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS LAEPSI*** LAMCOS***** VIBRATIONS-ACOUSTIQUE LAMCOS** UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Développement Urbain INFORMATIQUE LAMCOS*** CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Thermique du bâtiment PHYSIQUE DE LA MATIERE GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE LAMCOS** INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION GEMPPM** CEGELY* PRISMA GEMPPM*** LMFA CEGELY*- Composants de puissance et applications UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine LAMCOS***** GEMPPM UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et Thermique UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL CHIMIE ORGANIQUE **ESCHIL** MECANIQUE DES STRUCTURES PHYSIQUE DE LA MATIERE **RECONNAISSANCE DE FORMES ET VISION** GEMPPM** GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE GEMPPM** PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS LAMCOS** GEMPPM MECANIQUE DES STRUCTURES LAMCOS***** CITI INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATIONS GEMPPM*** GEMPPM*** REGROUPEMENT DES ENSEIGNANTS CHERCHEURS ISOLES INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES LAEPSI*** CREATIS** GEMPPM*** GENIE ELECTRIOUE ET FERROELECTRICITE PHYSIQUE DE LA MATIERE CREATIS** GEMPPM*** LAEPSI**** GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE

GUENIN G. GUICHARDANT M. GUILLOT G. GUINET A. GUYADER J.L. GUYOMAR D. HEIBIG A. JACQUET-RICHARDET G. JAYET Y. JOLION J.M. JULLIEN J.F. JUTARD A. (Prof. émérite) KASTNER R. KOULOUMDJIAN J. (Prof. émérite) LAGARDE M. LALANNE M. (Prof. émérite) LALLEMAND A. LALLEMAND M. (Mme) LAREAL P (Prof. émérite) LAUGIER A. (Prof. émérite) LAUGIER C. LAURINI R. LEJEUNE P. LUBRECHT A. MASSARD N. MAZILLE H. (Prof. émérite) MERLE P. MERLIN J. MIGNOTTE A. (Mle) MILLET J.P. MIRAMOND M. MOREL R. (Prof. émérite) MOSZKOWICZ P. NARDON P. (Prof. émérite) NAVARRO Alain (Prof. émérite) NELIAS D. NIEL E. NORMAND B. NORTIER P. ODET C OTTERBEIN M. (Prof. émérite) PARIZET E. PASCAULT J.P. PAVIC G. PECORARO S. PELLETIER J.M. PERA J. PERRIAT P. PERRIN J. PINARD P. (Prof. émérite) PINON J.M. PONCET A. POUSIN J. PREVOT P. PROST R. RAYNAUD M. REDARCE H. **RETIF J-M. REYNOUARD J.M.** RICHARD C. RIGAL J.F. RIEUTORD E. (Prof. émérite) ROBERT-BAUDOUY J. (Mme) (Prof. émérite) ROUBY D. ROUX J.J. RUBEL P. SACADURA J.F. SAUTEREAU H. SCAVARDA S. (Prof. émérite) SOUIFI A. SOUROUILLE J.L. THOMASSET D. THUDEROZ C. UBEDA S. VELEX P. VERMANDE P. (Prof émérite)

GEMPPM*** BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE PHYSIQUE DE LA MATIERE PRODUCTIQUE ET INFORMATIQUE DES SYSTEMES MANUFACTURIERS VIBRATIONS-ACOUSTIQUE GENIE ELECTRIQUE ET FERROELECTRICITE MATHEMATIQUE APPLIQUEES DE LYON MECANIQUE DES STRUCTURES GEMPPM*** RECONNAISSANCE DE FORMES ET VISION UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Géotechnique INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE MECANIQUE DES STRUCTURES CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Energétique et thermique UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Géotechnique PHYSIQUE DE LA MATIERE BIOCHIMIE ET PHARMACOLOGIE INFORMATIQUE EN IMAGE ET SYSTEMES D'INFORMATION UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE LAMCOS** INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE GEMPPM*** GEMPPM*** INGENIERIE, INFORMATIQUE INDUSTRIELLE PHYSICOCHIMIE INDUSTRIELLE UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Hydrologie urbaine MECANIQUE DES FLUIDES ET D'ACOUSTIQUES LAEPSI** **BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS** LAEPSI*** LAMCOS***** AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE GEMPPM DREP CREATIS** LAEPSI**** VIBRATIONS-ACOUSTIQUE INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES VIBRATIONS-ACOUSTIQUE GEMPPM GEMPPM*** UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Matériaux GEMPPM** INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE PHYSIQUE DE LA MATIERE INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION PHYSIQUE DE LA MATIERE MODELISATION MATHEMATIQUE ET CALCUL SCIENTIFIQUE INTERACTION COLLABORATIVE TELEFORMATION TELEACTIVITE CREATIS* CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE CEGELY UNITE DE RECHERCHE EN GENIE CIVIL - Structures LGEF LAMCOS***** MECANIQUE DES FLUIDES GENETIQUE MOLECULAIRE DES MICROORGANISMES GEMPPM** CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Thermique de l'Habitat INGENIERIE DES SYSTEMES D'INFORMATION CENTRE DE THERMIQUE DE LYON - Transferts Interfaces et Matériaux INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE PHYSIQUE DE LA MATIERE INGENIERIE INFORMATIQUE INDUSTRIELLE AUTOMATIQUE INDUSTRIELLE ESCHIL - Equipe Sciences Humaines de l'Insa de Lyon CENTRE D'INNOV. EN TELECOM ET INTEGRATION DE SERVICES LAMCOS**** LAEPSI

VIGIER G. VINCENT A. VRAY D. VUILLERMOZ P.L. (Prof. émérite)

Directeurs de recherche C.N.R.S. : BERTHIER Y. CONDEMINE G. COTTE-PATAT N. (Mme) ESCUDIE D. (Mme) FRANCIOSI P. MANDRAND M.A. (Mme) POUSIN G. ROCHE A. SEGUELA A. VERGNE P.

Directeurs de recherche I.N.R.A. : FEBVAY G. GRENIER S. RAHBE Y.

Directeurs de recherche I.N.S.E.R.M. : KOBAYASHI T. PRIGENT A.F. (Mme) MAGNIN I. (Mme) GEMPPM*** GEMPPM*** CREATIS** PHYSIQUE DE LA MATIERE

LAMCOS***** UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE CENTRE DE THERMIQUE DE LYON GEMPPM*** UNITE MICROBIOLOGIE ET GENETIQUE BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE INGENIERIE DES MATERIAUX POLYMERES GEMPPM*** LAMCOS*****

BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS BIOLOGIE FONCTIONNELLE, INSECTES ET INTERACTIONS

PLM BIOLOGIE ET PHARMACOLOGIE CREATIS**

* CEGELYCENTRE DE GENIE ELECTRIQUE DE LYON**CREATISCENTRE DE RECHERCHE ET D'APPLICATIONS EN TRAITEMENT DE L'IMAGE ET DU SIGNAL***GEMPPMGROUPE D'ETUDE METALLURGIE PHYSIQUE ET PHYSIQUE DES MATERIAUX****LAEPSILABORATOIRE D'ANALYSE ENVIRONNEMENTALE DES PROCEDES ET SYSTEMES INDUSTRIELS****LAMCOSLABORATOIRE DE MECANIQUE DES CONTACTS ET DES SOLIDES

AVANT-PROPOS

Ce travail a été réalisé au laboratoire de mécanique des contacts et des solides (LaMCoS) à l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. Je remercie Messieurs les Professeurs A. COMBESCURE et L. FLAMAND, respectivement nouveau et ancien directeur du laboratoire de m'avoir accueilli.

Mes profonds remerciements iront à Monsieur le Professeur P. VELEX et à Monsieur F. VILLE, maître de conférence, pour m'avoir encadré pendant la durée de la thèse.

Je suis vivement reconnaissant à Monsieur le Professeur A. COMBESCURE d'avoir accepté la charge de président du jury ainsi qu'à Messieurs les Professeurs J. FRENE et M. SARTOR qui ont accepté de rapporter mon travail. Je remercie également Messieurs A. AHMAD et M. WENDLING pour leur présence dans le jury.

Les courbes de frottement et de pertes par ventilation n'auraient pas été effectuées sans l'aide de Monsieur V. BAUDIN, Assistant Ingénieur au laboratoire de mécanique des contacts et solides (LaMCoS). Qu'il trouve ici mes sincères remerciements.

Merci également à la Société Flender-Graffenstaden et en particulier à Messieurs M WENDLING et A. BERNARD pour leur support technique sur le banc de ventilation.

Une pensée à Monsieur G. TOURLONIAS avec qui nous avons débuté cette étude et qui nous a toujours apporté une aide technique efficace et une bonne humeur journalière.

J'aimerais aussi adresser mes vifs remerciements à Monsieur C. CHANGENET, responsable du Laboratoire de Mécanique de l'ECAM, à Messieurs B. BOU-SAID et P. SAINSOT, maîtres de conférence au LaMCoS et à Monsieur le Professeur A. A. LUBRECHT pour les discussions toujours enrichissantes. Un grand merci à Madame N. VILLE et à Monsieur C. PAULIN pour les corrections orthographiques.

Je ne saurais terminer ces remerciements sans une pensée pour tous les membres du laboratoire avec lesquels j'ai partagé des moments d'enthousiasme.

Enfin, un grand merci à mon beau frère Saleh, à ma famille et en particulier à toi Rwida pour ta patience et nos enfants.

RESUME

Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles

Les pertes de puissance dans les transmissions par engrenages grandes vitesses peuvent être importantes et doivent être prises en compte dès la conception afin de dimensionner au mieux les systèmes de refroidissement et d'éviter la rupture du mécanisme du fait des dilatations thermiques.

Il est généralement admis que les principales dissipations d'énergie sont dues au frottement entre les dents, au procédé de lubrification (barbotage ou jet d'huile), au piégeage d'un mélange air-huile durant l'engrènement et à la ventilation de la denture.

L'objectif du travail présenté est d'une part de développer différents modèles pour mieux évaluer chacune des pertes, modèles validés sur plusieurs bancs d'essais, d'autre part d'analyser le rendement et les pertes attendues de quatre transmissions à engrenages.

Mots clefs : transmission par engrenages ; pertes de puissance ; frottement ; ventilation ; piégeage

ABSTRACT

Analysis of power losses in high-speed gears. Applications to industrial geared systems and the textile machinery

Power losses in high-speed gears can be significant and must be taken into consideration at the design stage in order to define the cooling systems, and to avoid mechanism failures due to thermal distortions.

It is generally accepted that the total power loss in gears can be decomposed into the contributions of the friction between the teeth, the lubrication process (oil splash or jet), the trapping of air-oil mixture during meshing and finally, tooth windage.

The purpose of this work is twofold; on the one hand, to develop various validated models in order to analyse the contribution of each power loss source and, on the other hand, to calculate the efficiency and the expected power losses of four different geared transmissions.

Key words: gears, geared transmissions, power losses, friction, windage, trapping

SOMMAIRE

Avant-Propos7
Résumé9
Abstract
Sommaire11
Notations
INTRODUCTION GENERALE 19
CHAPITRE I - Perte de puissance par ventilation de la denture
1 - Introduction
2 - Contexte – Etude bibliographique
3 - Dispositif expérimental
4 - Etude théorique
4.1 - Analyse dimensionnelle
4.2 - Analyse simplifiée des débits
4.3 - Prise en compte d'un mélange air-huile
4.4 - Perte de puissance
5 - Validation du Modele
5.1 - Koue Iisse
5.2 - Roues à denture déliacidale dans l'air libre
5.5 - Roue a deliture riencoldale dans i an ribre
5.5 - Roues dentées dans un brouillard d'huile
5.5 - Validation sur d'autres dispositifs
6 - Conclusion
CHAPITRE II - Perte de puissance par piégeage53
1 - Introduction
2 - Contexte
2.1 - Description du phénomène de piégeage55
2.2 - Analyse bibliographique
3 - Modèle
3.1 - Définition du modèle
3.2 - Validation du modèle
4 - Analyse de la perte par piegeage
5 - Conclusion
CHAPITRE III - Perte de puissance par frottement à la denture
1 - Introduction
2 - Contexte-Etude bibliographique
2.1 - Aspects théoriques sur le frottement
· · ·

2.2 - Estimation d'un coefficient de frottement moyen dans les transmissions	85
3 - Loi de frottement	85
3.1 - Simulation EHD du contact entre dentures	86
3.2 - Etablissement de la loi de frottement	87
4 - modèlisation de la perte de puissance	91
4.1 - Modélisation du comportement dynamique de l'engrènement	91
4.2 - Comparaisons avec les résultats obtenus sur le banc d'essai	94
5 - Perte de puissance	98
5.1 - Influence de la loi de frottement	98
5.2 - Influence des caractéristiques du lubrifiant et de l'état de surface	98
5.3 - Influence de la correction de la denture	102
6 - Conclusion	104

1 Introduction 10
1 - Inti ouucuon
2 - Réducteur Cetim
3 - Turbo-Réducteur
4 - Réducteur B.A.C.V
5 - Boîte de vitesse de machine à filer11
6 - Conclusion

CONCLUSION GENERALE	121	
		•

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 125

ANNEXES	
Annexe 1 : détermination de la perte par ventilation de la denture	
Annexe 2 : détermination de la masse volumique et de la viscosité d gaz-huile	'un mélange 141
Annexe 3 : banc d'essai pour mesurer les pertes par ventilation de la présence du carter	a denture en 143
Annexe 4 : générateur de brouillard d'huile	144
Annexe 5 : courbes de traction	145

FOLIO ADMINISTRATIF

NOTATIONS

α_A	: angles de pression au niveau de la tête de denture	[°]
$lpha_P$: angle de pression apparent	[°]
β	: angle d'hélice	[°]
β_b	: angle d'hélice de base	[°]
ρ	: masse volumique du fluide ambiant	[kg/m ³]
υ	: viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
ω	: vitesse de rotation	[rad/s]
μ	: viscosité	[Pa.s]
η	: rendement à la denture de la transmission	
ω_{e}	: vitesse de rotation à l'entrée de la transmission	[rad/s]
<i>W</i> _s	: vitesse de rotation à la sortie de la transmission	[rad/s]
Δt	: incrément de temps	[s]
b	: largeur de la roue dentée ou du disque lisse	[m]
C_a	: coefficient de saillie	
C_s	: couple moyen à la sortie de la transmission	[Nm]
C_{td}	: moment de traînée adimensionné total pour les dentures	
D_r	: diamètre de pied de la roue dentée	[mm]
H _e	: fonction de Heaviside $H_e = \begin{cases} 1 & si & x > 1 \\ 0 & si & x < 1 \end{cases}$	
I_0	: moment polaire de l'inertie totale	[kg.m ²]
т	: module de denture	[mm]
m°	: débit massique	[kg/s]
n	: vitesse de rotation	[tr/min]
Р	: perte de puissance	[W]
P(ventilation)	: perte par ventilation de la denture	[W]
$P_{moy}(frottement)$: perte moyenne par frottement à la denture	[W]
P _{moy} (piégeage)	: perte moyenne par piégeage de l'air en pied de dent	[W]
R_a	: rayon de tête de la denture	[m]
Re	: nombre de Reynolds	
U	: vitesse d'éjection du fluide	[m/s]
x	: longueur active de dent	[m]
x_a	: coefficient de déport	
Z	: nombre de dents	

Perte de puissance par ventilation de la denture

<i>C</i> ′	: constante dépendante du rapport entre la largeur et le diamètre de pied et du nombre de dents		
C_1, C_2, C_3	: constantes dans l'équation du modèle de Townsend et Dudley [115]		
C4, C5	: constantes dans l'équation du modèle de Anderson et Loewenthal [7]		
C_6	: constante dans l'équation du modèle de Dawson [31]		
C_l	: moment de traînée adimensionné pour la périphérie d'un disque lisse		
C_{ta}	: moment de traînée adimensionné		
C _{total}	: moment de traînée adimensionné total		
C_{tp}	: moment de traînée adimensionné sur les parois de la roue de disque lisse	entée ou du	
C_x	: coefficient de traînée		
dF	: force de frottement sur un anneau élémentaire	[N]	
F	: force exercée par le fluide sur la denture	[N]	
F_x	: composante sur l'axe OX de la Force exercée par le fluide sur le flanc de dent	[N]	
F_y	: composante sur l'axe OY de la Force exercée par le fluide sur le flanc de dent	[N]	
<i>g</i> 1, <i>g</i> 2, <i>g</i> 3, <i>g</i> 4, <i>g</i> 5	: constantes (formule de l'analyse dimensionnelle)		
h_{1}, h_{2}	: paramètres qui prennent en compte la présence de flasques		
j	: distance entre les parois de la roue dentée et les obstacles	[m]	
k	: rapport de la viscosité du gaz sur la viscosité du liquide de l	base	
m°	: débit massique	[kg/s]	
m_g	: couple résistant total	[N.m]	
m_{rl}	: coefficient pour le régime laminaire		
m_{r2}	: coefficient pour le régime turbulent		
n_{rl}	: coefficient pour le régime laminaire		
n_{r2}	: coefficient pour le régime turbulent		
Q	: débit de fluide	[m ³ /s]	
Q'	: débit de fluide total	$[m^3/s]$	
Q_1	: débit de fluide pour le bord 1	$[m^3/s]$	
Q_2	: débit de fluide pour le bord 2	$[m^3/s]$	
R	: rayon du disque ou rayon primitif pour une roue dentée	[m]	
R^*	: rayon critique délimitant la zone en régime laminaire de celle en régime turbulent	[m]	
Re^*	: nombre de Reynolds critique		
R_f	: paramètre lié au pas de base apparent		
\mathcal{V}_g	: volume de gaz dans un mélange	$[m^3]$	
\mathcal{V}_i	: volume de la phase i dans un mélange	$[m^3]$	

v_l	: volume de fluide dans un mélange	$[m^3]$
v_m	: volume du mélange	[m ³]
V _{tot}	: volume total	[m ³]
X	: fraction volumique	
x_g	: fraction volumique de la phase gazeuse	
x_i	: fraction volumique de la phase i	
x_l	: fraction volumique de la phase liquide	
λ	: constante représentative de l'influence du carter	
ξ	: facteurs de réduction associés aux déflecteurs	
ξ1, ξ2	: facteurs de réduction associés à chaque déflecteur positionn d'autre de la roue dentée	é de part et
$ ho_g$: masse volumique du gaz	$[kg/m^3]$
$ ho_l$: masse volumique du fluide	$[kg/m^3]$
$ ho_m$: masse volumique du mélange gaz-fluide	$[kg/m^3]$
μ_{bas}	: viscosité du liquide de base	[Pa.s]
μ_g	: viscosité du gaz	[Pa.s]
μ_l	: viscosité du fluide	[Pa.s]
μ_m	: viscosité du mélange	[Pa.s]
Φ	: constante représentative de la masse volumique e l'atmosphère chargée en huile.	effective de

Perte de puissance par piégeage

\overline{C}	: vitesse sonique adimensionnée	
$\overline{C_p}$: chaleur spécifique à pression constante adimensionnée	
CV	: chaleur spécifique à volume constant	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
h_i	: enthalpie spécifique du fluide dans l'orifice i	[J/kg]
\overline{H}	: enthalpie spécifique du fluide adimensionnée	
$\overline{M^{\circ}}$: débit massique adimensionné	
\vec{n}_i	: normale unitaire à la surface de l'orifice i.	
\overline{p}	: pression du fluide adimensionnée	
$\overline{p_e}$: pression ambiante adimensionnée	
$\overline{P_{loss}}$: perte de puissance adimensionnée	
\overline{S}	: surface de fuite adimensionnée	
\overline{T}	: température du gaz adimensionnée	

$\overline{T_e}$: température ambiante adimensionnée	
\overline{U}	: vitesse du fluide adimensionnée	
$\overrightarrow{u_i}$: vecteur vitesse du fluide dans l'orifice i,	[m/s]
\overline{V}	: volume de contrôle adimensionné	
$\overline{ ho}$: masse volumique du fluide adimensionnée	
bj	: largeur d'une poche	[m]
c	: vitesse sonique	[m/s]
C_e	: vitesse sonique à la température ambiante	[m/s]
ср	: chaleur spécifique à pression constante	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
Κ	: constante dépendant du fluide considéré (équation	isentropique)
m_i°	: débit massique à travers l'orifice i	[kg/s]
<i>m</i> _{tot}	: masse totale du système	[kg]
р	: pression du fluide	[Pa]
p_e	: pression ambiante	[Pa]
R_g	: constante spécifique du gaz	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
S	: surface radiale	[m ²]
S_a	: surface axiale	[m ²]
Т	: température du gaz	[K]
T _e	: température ambiante	[K]
Ua	: vitesse axiale	[m/s]
Ur	: vitesse radiale	[m/s]
γ	: coefficient polytropique du fluide	
$ ho_0$: masse volumique de l'air ambiant	$[kg/m^3]$
$ ho_i$: masse volumique du fluide dans l'orifice i	$[kg/m^3]$

Perte de puissance par frottement à la denture

$dT^1_{2 ij}$: effort tangentiel sur le segment élémentaire lié à M_{ij} [N]
$\vec{V}_2^I(M_{ij})$: vecteur vitesse de glissement des surfaces des dents du pignon et de la roue
[C]	: matrice amortissement globale constante
[K]	: matrice raideur globale constante
[M]	: matrice masse globale constante
$\{F_2(\{x\}, \delta e(M_i), t)\}$: vecteur prenant en compte les écarts de forme
$\{F_{ij}\}$: vecteur des chargements extérieurs
$\{V_{ij}\}$: vecteur structure

{X}	: vecteur de l'ensemble des degrés de liberté	
ΔU	: vitesse de glissement	[m/s]
a	: demi-largeur de contact	[m]
A_0	: aire de contact apparente	[m²]
A_c	: aire de contact réelle	[m²]
C_0, C_p, C_t	: coefficients pour le taux de cisaillement limite déterminés expérimentalement	[Pa], [Pa ⁻¹], [K]
C_e	: couple à l'entrée de la transmission	[Nm]
C_{f}	: coefficient de frottement	
$Cr(f_{ij},t)\{G\}$: couple résistant de sortie instantané	[N.m]
dNij	: effort normal élémentaire lié à M_{ij} ,	[N]
E'	: module de Young équivalent : $\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \upsilon l^2}{El} + \frac{1 - \upsilon 2^2}{E2} \right)$	[Pa]
E_{1}, E_{2}	: modules de Young du massif 1 et 2 respectivement	[Pa]
e_{ij}	: déviation normale composée par rapport à la géométrie idéale de la dent (pignon + roue) en M_{ij}	[m]
f_{ij}	: coefficient de frottement local au point M_{ij}	
<i>f</i> sec	: coefficient de frottement sec	
h	: épaisseur du film de lubrifiant	[µm]
hc	: épaisseur du film lubrifiant au centre du contact	[µm]
k _{ij}	: raideur d'engrènement associée au segment lié à M_{ij}	[N/m]
m_0	: moyenne quadratique du profil de rugosité des surfaces	[µm²]
<i>m</i> ₂	: moyenne quadratique des pentes du profil de rugosité des surfaces	[rad ²]
N	: nombre de cellules de contact dans la fenêtre d'engrènemer	nt
p_{moy}	: pression de contact moyenne	[Pa]
Rb_1 , Rb_2	: rayons de base du pignon et de la roue respectivement	[m]
R_{dq}	: dérivé de la moyenne quadratique de la rugosité	[Rad]
Rms	: moyennes quadratiques de la rugosité	[µm]
S _{crit}	: coefficient critique de stick –slip	
T_{0}	: température de référence	[K]
T_1T_2	: définis à la figure 3.8	
Wsec	: charge supportée par les rugosités	[N]
X_{ij}, z_{ij}	: définis à la figure 3.8	
α	: piézovicosité	[Pa ⁻¹]
σ	: moyennes quadratiques de la rugosité	[µm]

σ_1, σ_2	: moyennes quadratiques de la rugosité des surfaces 1 et 2	[µm]
τ	: temps adimensionné	
$ au_{fluide}$: taux de cisaillement fluide	[Pa]
$ au_L$: taux de cisaillement limite	[Pa]
$ au_N$: taux de cisaillement newtonien	[Pa]
$ au_{sec}$: taux de cisaillement sec	[Pa]
v_1, v_2	: coefficients de Poisson	
${oldsymbol{\Phi}_T}$: coefficient de correction thermique [25]	

INTRODUCTION GENERALE

Les transmetteurs de puissance ou transmissions sont des mécanismes qui permettent d'accommoder la puissance en fonction du besoin. La boîte de vitesses automobile constitue un exemple typique de transmissions par engrenages qui permet d'adapter la puissance et la vitesse du moteur à la puissance nécessaire à l'avancement du véhicule. Les contraintes d'économies d'énergie, qui demeurent fortes et dont l'impact va vraisemblablement croître, imposent de réduire les pertes de puissances dans les mécanismes tout en diminuant leurs masses et encombrements. Ces considérations incitent donc à étudier précisément les sources de dissipation et leurs conséquences au niveau thermique. Les travaux de recherches concernant les aspects thermiques dans les transmissions de puissance par engrenages demeurent peu nombreux. En effet, les préoccupations industrielles de ces trente dernières années ont principalement porté sur des problèmes de résistance mécanique, de réduction de masse, de vibration et de niveau sonore en négligeant fréquemment les conséquences en termes de pertes et d'échauffement. Ainsi, par exemple, les réductions de masse et d'encombrement entraînent une diminution de la capacité d'échange thermique du système alors que, dans le même temps, l'augmentation constante des puissances à transmettre et des vitesses de rotation entraîne une élévation des puissances dissipées et des températures en fonctionnement. Cette élévation n'est d'ailleurs pas sans conséquence sur le comportement mécanique des transmissions par engrenages dont les caractéristiques de fonctionnement et la durée de vie sont pour partie liées à la température de service.

La dissipation de chaleur au sein d'une transmission est différente selon le type de lubrification (bain d'huile ou lubrification par jets) qui est donc un paramètre important fonction de la puissance à transmettre. Les systèmes développant une puissance de l'ordre d'une dizaine de kilowatts sont généralement lubrifiés par bain d'huile alors que les systèmes transmettant des puissances de l'ordre d'un mégawatt et au delà nécessitent un refroidissement plus important que seuls des jets d'huile associés à un refroidisseur peuvent assurer (tout en gardant présent à l'esprit l'impact financier d'une centrale de refroidissement). L'ensemble de ces considérations souligne l'importance d'estimations réalistes des puissances dissipées et des températures en fonctionnement dont l'intérêt est triple :

1. lors de la phase de conception, le calcul des différentes sources de pertes doit permettre d'estimer la température de fonctionnement et donc d'intégrer la température dans la simulation du comportement thermique afin d'optimiser la définition du système. En effet, la connaissance des gradients de température permet d'en déduire les dilatations et ainsi de dimensionner les organes mécaniques afin d'éviter toute suppression de jeu et donc la rupture de la transmission.

2. le calcul des différentes sources de pertes permet d'avoir une description précise des niveaux de températures globaux de l'ensemble des éléments de la transmission et par conséquence de quantifier au plus juste la capacité de refroidissement nécessaire. Ainsi, la taille de la centrale de refroidissement est optimisée.

3. enfin, une optimisation de la transmission et en particulier de la géométrie des roues dentées peut être envisagée à partir des pertes calculées.

Il est, en général, admis que la perte totale de puissance dans une transmission par engrenages peut être divisée en contributions dépendantes de la charge (frottement) et indépendantes de la charge (perte liée à lubrification –piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent, barbotage, jets- et ventilation). Chacune de ces pertes peut dominer la performance du système suivant les conditions de fonctionnement. Par exemple, à basses vitesses, les pertes par frottement à l'engrènement contrôleront largement le rendement total du système alors que dans le cas d'un fonctionnement à grandes vitesses, ce type de perte est plus faible comparé aux pertes par lubrification et ventilation.

La première étape de ce travail, qui constitue le premier chapitre de ce mémoire, a consisté à développer une démarche de modélisation des pertes par ventilation. Une étude bibliographique sur les différents modèles existants est d'abord présentée. Dans un deuxième temps, un banc d'essai spécifique dont le principe consiste à entraîner une roue dentée à une vitesse donnée et à mesurer sa décélération une fois désolidarisée du moteur est présenté. Puis, deux approches théoriques sont développées : i) une analyse dimensionnelle basée sur des groupes de paramètres adimensionnés caractéristiques de l'écoulement du fluide (nombre de Reynolds), de la géométrie de la roue dentée (nombre de dents, module, largeur) et de la vitesse de rotation ; ii) un modèle analytique qui prend en compte l'écoulement de fluide sur les flancs et à l'intérieur des dents de l'engrenage. Enfin, des comparaisons entre des résultats de simulation et des résultats expérimentaux obtenus sur banc d'essai mais également d'autres dispositifs (mesures de Dawson, banc ECAM, réducteur industriel Flender-Graffenstaden) permettent d'apprécier la pertinence et les limites des approches proposées.

Dans le deuxième chapitre, le phénomène de piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent a été simulé en considérant des modèles simplifiés d'écoulement dans les espaces interdents d'engrenages droits et hélicoïdaux. Les volumes entre les dents sont découpés en tranches minces selon la largeur de l'engrenage et le mélange air-lubrifiant est supposé se comporter comme un gaz parfait compressible. Au cours de l'engrènement, ces espaces vont être périodiquement occupés par des dents de l'organe antagoniste puis libérés, conduisant ainsi à des phases de compression-expansion suffisamment rapides pour être considérées comme isentropiques et qui vont être à l'origine de pertes de puissance. Une analyse numérique détaillée de différents types d'engrenages a été conduite afin de déterminer le volume entre les dents ainsi que les surfaces de fuites et leurs évolutions au cours de l'engrènement. Les équations d'état associées ont été discrétisées en utilisant la méthode des différences finies et résolues avec un schéma de prédiction-correction. Des comparaisons avec des résultats expérimentaux ont été menées et un calcul de la perte associée a été effectué.

Le troisième chapitre est consacré à l'analyse des pertes de puissance par frottement à la denture. Des mesures de frottement réalisées sur un simulateur élastohydrodynamique (EHD) pour des conditions de contact et des finitions de surfaces proches de celles existantes dans les contacts au niveau des dentures ont été effectuées. Une nouvelle loi de frottement a alors été proposée et intégrée dans un modèle du comportement dynamique de transmissions par engrenages qui prend en considération les efforts de frottement à la denture. Les résultats numériques ont ensuite été comparés avec des mesures réalisées sur un banc d'analyse du comportement vibratoire du laboratoire ainsi qu'avec différentes lois de la littérature. Finalement, une analyse paramétrique a été effectuée pour mettre en évidence les rôles du lubrifiant, de la finition des surfaces et des corrections de profil des dentures.

Le quatrième et dernier chapitre s'intéresse à l'exploitation et à l'utilisation de ces modèles afin de prédire la perte totale de puissance pour quatre transmissions par engrenages de type différent. Pour chacune d'entre elles, les pertes liées aux trois sources analysées dans cette étude ont été calculées ainsi que le rendement total et ce pour différentes vitesses de rotation et puissances à transmettre.

CHAPITRE I PERTE DE PUISSANCE PAR VENTILATION DE LA DENTURE

1 - INTRODUCTION

2 - CONTEXTE – ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

3 - DISPOSITIF EXPERIMENTAL

4 - ETUDE THEORIQUE

5 - VALIDATION DU MODELE

7 - CONCLUSION

<u>1 - INTRODUCTION</u>

Les pertes de puissance par ventilation de la denture, qui correspondent à la puissance perdue du fait de la traînée aérodynamique de la denture dans le mélange air-huile d'un carter de réducteur, sont prépondérantes pour les transmissions par engrenages dits grandes vitesses (vitesses périphériques supérieures à 90-120 m/s).

Ce chapitre présente la démarche et les résultats obtenus dans la prévision de ces pertes. Deux approches théoriques ont été développées : a) l'une est basée sur une analyse dimensionnelle des différents facteurs significatifs permettant d'exprimer le couple de traînée total comme le produit de nombres adimensionnels, tels que le nombre de Reynolds, établis à partir de l'analyse des paramètres considérés comme les plus influents ; b) la seconde approche est basée sur une analyse simplifiée des débits autour des roues dentées en rotation.

Les deux approches ont été comparées avec les résultats expérimentaux issus d'un banc développé spécifiquement pour cette étude. Ce dispositif permet de mesurer la décélération d'une roue lisse ou dentée, une fois désolidarisée du système d'entraînement et ainsi de remonter à la puissance dissipée au cours du temps, connaissant l'inertie de l'ensemble. Des études expérimentales ont été menées pour une roue lisse et cinq roues dentées de formes différentes. L'accord entre les résultats expérimentaux et les formules issues des analyses dimensionnelles et des débits est très bon (l'écart relatif n'excède pas 14%).

Enfin, d'autres comparaisons ont été effectuées sur d'autres dispositifs (dispositifs de Dawson, de l'ECAM et de Flender-Graffenstaden). De nouveau, les résultats expérimentaux et théoriques montrent un bon accord.

<u>2 - CONTEXTE – ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</u>

Dans les transmissions par engrenages, la perte par ventilation des dentures représente une proportion de la perte de puissance totale d'autant plus importante que la vitesse de rotation des mobiles (arbres + roues dentées) est élevée. Cette perte peut être définie comme la puissance nécessaire à l'entraînement en rotation des mobiles si les pertes par frottement, par lubrification et celles aux paliers (paliers fluides ou à roulements) sont négligées.

Seules quelques études traitent de la perte par ventilation pour des transmissions dites grandes vitesses (Handschuh et al. [59], Weiss et al. [122]). Par contre, de nombreuses études ont été menées sur un disque tournant dans un fluide (Von Karman [121], Schlichting [106], Daily et Nece [29], Mann et Marstan [79], etc.). Dans ce dernier cas, Boness [13] a montré que le coefficient de traînée peut être proportionnel :

- à $\operatorname{Re}^{-0.5}$ (Re : nombre de Reynolds) pour un courant laminaire (Re \prec 2000),
- à $\operatorname{Re}^{-0.2}$ pour un courant turbulent ($\operatorname{Re} > 100000$).

Cependant, il reste difficile à déterminer dans la zone de transition.

Pour des régimes turbulents, Itoh et Hasegawa [70] ont déterminé le coefficient local de frottement (Tableau 1.1) sur un disque tournant dans l'air en fonction du nombre de Reynolds. Ils ont constaté que la couche limite reste laminaire jusqu'à $\text{Re} \cong 4.10^5$ et que la force de frottement est égale à celle obtenue pour un plan immergé dans un courant laminaire.

régime de courant	Re	C _x
laminaire	<4.10 ⁵	$\frac{1.2308}{\operatorname{Re}^{0.5}}$
turbulent	$\geq 4.10^5$	$\frac{0.0553}{\mathrm{Re}^{0.2}}$

Tableau 1.1 : C	x pour un disque tournant	t dans l'air libre [70]

Townsend et Dudley [115] ont proposé deux équations, suivant la nature de la denture (droite ou hélicoïdale), pour calculer la perte par ventilation pour une roue dentée. Dans leurs approches, la perte de puissance est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation et au diamètre primitif de la roue à la puissance cinq.

La première équation, valable pour les roues à denture droite, ne nécessite que trois paramètres associés aux conditions de fonctionnement et à la géométrie de l'engrenage :

$$P = 32C_1 n^3 R^5 b^{0.7} \tag{1.1}$$

où :

- *P* : perte de puissance [W],
- C_1 : constante (5.94x10⁻²⁴),
- *n* : vitesse de rotation [tr/min],
- *R* : rayon primitif de la roue dentée [m],
- *b* : largeur de denture [m].

Pour les roues à denture hélicoïdale, la perte de puissance se décompose en deux parties, l'une liée à la denture et l'autre aux flancs ou côtés de la roue. L'équation prend alors la forme suivante :

$$P = P_{c\hat{o}t\hat{e}} + P_{dents} \tag{1.2}$$

avec :

$$P_{c\hat{o}t\hat{e}} = 32C_2 n^3 R^5 \tag{1.3}$$

et :

•
$$P_{dents} = 16C_3 n^3 R^4 b(\frac{R_f}{\sqrt{\tan \varphi}})$$
 (1.4)

où :

- C_2, C_3 : constantes,
- R_f : paramètre lié au pas de base apparent [-],
- φ : angle d'hélice [°]

D'autre part, Anderson et Loewenthal [7] ont établi la formule suivante pour un engrenage pignon-roue :

$$p = C_4 (1 + 2, 3\frac{b}{R}) \cdot n^{2.8} \cdot R^{4.6} \cdot (28 \cdot 10^{-6} \,\mu + C_5)^{0.2}$$
(1.5)

avec :

- *P* : perte par ventilation pour la roue dentée [W],
- $C_4 = 2.82 \times 10^{-4} (S.I.), C_5 = 0.019 (S.I.),$

• μ : viscosité [Pa.s],

Enfin, Dawson [30, 31] a conduit une série d'expériences sur des engrenages de grands diamètres et grandes largeurs pour une vitesse de rotation maximale de 750 tr/min ce qui correspond à une vitesse linéraire maximale de 46 m/s. La décélération des engrenages a été mesurée une fois ceux-ci désolidarisés du système d'entraînement afin d'évaluer les pertes. Il est à noter que les deux articles publiés présentent chacun une équation expérimentale différente.

La première équation ne prend pas en compte les conditions de l'atmosphère ambiante (viscosité et masse volumique de l'air) :

$$P = n^{2.9} \left(0.16 D_r^{3.9} + 31.623 D_r^{2.9} b^{0.75} m^{1.15} \right) 10^{-17} \Phi \lambda$$
(1.6)

où :

- D_r : diamètre de pied de la roue dentée [mm],
- *m* : module de denture [mm],
- ϕ : constante représentative de la masse volumique effective de l'atmosphère chargée en huile. Cette constante vaut 1 pour une atmosphère sans huile.
- λ : constante représentative de l'influence du carter :
 - $\lambda = 1$ pour un engrenage à l'air libre,
 - $\lambda = 0.6 0.7$ pour un engrenage dans un carter dont les parois sont éloignées,
 - $\lambda = 0.5 0.6$ pour un engrenage dans un carter avec des parois rapprochées.

L'originalité de cette formule est de séparer les pertes concernant les surfaces latérales $(0.16D_r^{3.9})$ de celles concernant la périphérie $(31.623D_r^{2.9}b^{0.75}m^{1.15})$.

La deuxième équation prend en compte les conditions de l'atmosphère ambiante (viscosité et masse volumique de l'air) :

$$P = C_6 C' \rho \, n^{2.85} D_r^{4.7} v^{0.15} \,\lambda \tag{1.7}$$

où :

- $C_6 = 1.12.10^{-8}$,
- *C*' : constante dépendant du rapport entre la largeur et le diamètre de pied et du nombre de dents [31],
- ρ : masse volumique du fluide ambiant [kg/m³],
- v : viscosité cinématique du fluide ambiant [m²/s].

Toutefois, il convient de noter que cette formulation est basée sur des essais menés à l'aide de roues dentées en bois, sans engrènement et pour des vitesses de rotation faibles. Enfin, selon Dawson [30], la perte engendrée par deux roues dentées qui engrènent correspond quasiment à la somme des pertes de chacune des roues prise individuellement (erreur inférieure à 3%).

Pour finir, dans le carter d'une transmission par engrenages, l'atmosphère contient un mélange d'air et de vapeurs d'huile composées de gouttelettes de différentes tailles. Ainsi, la masse volumique de l'environnement à l'intérieur du carter va dépendre de la concentration volumique d'huile dans l'air. Selon les mesures effectuées par l'Etablissement National des

Turbines à Gaz, Cobham [30] suggère que cet environnement est composé de gouttelettes d'huile de 10 μ m de diamètre pour une concentration de 2 g/m³, ce qui conduit à une augmentation de 0.29 % de la masse volumique de l'atmosphère du carter.

<u>3 - DISPOSITIF EXPERIMENTAL</u>

Un banc d'essai, basé sur le principe de celui de Dawson [30, 31], a été développé au laboratoire spécifiquement pour cette étude. Il est constitué (figure 1.1) d'un moteur électrique de 3 kW qui entraîne en rotation, via une roue de friction, un arbre supporté par deux roulements de haute précision à billes céramiques et pré-chargés. La roue dentée est montée à l'une des extrémités du rotor, l'autre extrémité étant rainurée afin de pouvoir mesurer la vitesse de rotation de l'arbre grâce à un capteur magnétique.



Figure 1.1 : Banc d'essai

Une fois que la vitesse maximale est atteinte, l'ensemble arbre-roue dentée ou arbre seul est désolidarisé du système d'entraînement au moyen d'un vérin pneumatique. La vitesse est alors mesurée en continu à l'aide du capteur magnétique ce qui permet d'obtenir la décélération de l'ensemble en fonction du temps.

Le théorème de l'énergie cinétique appliqué à l'ensemble arbre-roue dentée donne la perte totale P en fonction de la variation de la vitesse :

$$P = 0.5.I_0 \cdot \frac{d}{dt} (\omega^2)$$
(1.8)

avec :

- I_0 : moment polaire de l'inertie totale de l'ensemble (arbre + roue dentée ou disque lisse) [kg.m²],
- ω : vitesse de rotation [rad/s].

La contribution de la roue dentée à la perte de puissance P est déterminée en soustrayant la perte de puissance de l'arbre seul à la perte totale du système comme expliqué à la figure 1.2.

Comme les précharges des roulements sont élevées, il est admis que les pertes dans les roulements ne sont pas influencées par le poids de la roue dentée ou du disque testé.



Enfin, il est à noter qu'afin d'éviter des vibrations de fortes amplitudes, un soin particulier a été porté à l'usinage et à l'équilibrage des parties tournantes.

Les expériences ont été effectuées pour un disque et cinq roues dentées en acier dont les caractéristiques géométriques sont présentées dans le tableau 1.2.

désignation	diamètre primitif [mm]	largeur de denture [mm]	module [mm]	angle de pression [°]	angle d'hélice [°]
roue dentée n°1	288	30	4	20	0
roue dentée n°2	144	30	4	20	0
roue dentée n°3	144	60	4	20	0
roue dentée n°4	144	60	6	20	0
roue dentée n°5	288	30	4	20	15
disque lisse	300	30	-	-	-

Tableau 1.2 : Caractéristiques géométriques des roues dentées et du disque lisse

4 - ETUDE THEORIQUE

Deux approches théoriques ont été développées : a) l'une est basée sur une analyse dimensionnelle des différents facteurs significatifs permettant d'exprimer le couple de traînée total comme le produit de nombres adimensionnels établis à partir de l'analyse des paramètres considérés comme les plus influents et b) l'autre s'appuie sur une analyse simplifiée des débits autour des roues dentées en rotation.

4.1 - ANALYSE DIMENSIONNELLE

L'analyse dimensionnelle nécessite un nombre conséquent de résultats expérimentaux afin d'établir et de valider la formule établie. De ce fait, seules les roues à denture droite sont traitées.

Les paramètres supposés comme étant les plus influents sont :

- 1. les paramètres géométriques associés à la roue dentée (le rayon primitif R, la largeur de denture b et le nombre de dents Z),
- 2. les paramètres du fluide (la masse volumique ρ et la viscosité μ),
- 3. les paramètres qui prennent en compte la présence de flasques $(h_1, h_2 figure 1.3)$,
- 4. le paramètre cinématique ω .

Le couple de traînée ou moment total de ventilation est donc écrit sous la forme :

$$M_{g} = f(\rho, \mu, \omega, R, b, Z, h_{1,2})$$

(1.9)



<u>Figure 1.3 : Paramètres géométriques</u> pour l'influence des déflecteurs, flasques et/ou obstacles sur le flux de fluide

Trois paramètres fondamentaux représentant les unités de longueur (R), de masse (ρ) et de temps (ω) ont été utilisés pour définir les coefficients adimensionnés.

Pour tous les essais, la vitesse tangentielle maximale est très inférieure à la vitesse du son. De ce fait, l'influence de la compressibilité de l'air, c'est-à-dire le nombre de Mach, et la variation de la masse volumique avec la pression n'ont pas été considérées.

Selon le théorème de Buckingham (ou théorème Pi), base de l'analyse dimensionnelle, le moment de traînée adimensionné C (1.11) peut être exprimé comme le produit de cinq groupes de paramètres :

$$C = g_1 R e^{g_2} \left(\frac{b}{R}\right)^{g_3} Z^{g_4} \left\{ \left(\frac{h_1}{R}\right)^{g_5} + \left(\frac{h_2}{R}\right)^{g_5} \right\}$$
(1.10)

avec :

• g_1, g_2, g_3, g_4 et g_5 : coefficients à déterminer à partir des résultats expérimentaux,

- Re : nombre de Reynolds ($Re = \frac{\rho R^2 \omega}{\mu}$),
- $h_{1,2}$: paramètres pour la prise en compte de déflecteurs ou flasques :

-
$$h_{1,2} = 0.5^{\frac{1}{g_5}} R$$
 en l'absence de déflecteur,

- $h_{1,2} = H_e \sqrt{(j_{1,2})^2 + (R_a - R_{d1,2})^2}$ en présence d'un déflecteur, flasque, etc. H_e étant la fonction de Heaviside définie comme suit :

$$H_e = 1 \text{ si } R_a - R_{d1,2} < 0$$
,
 $H_e = 0 \text{ sinon.}$

Le moment de traînée adimensionné C_{ta} est défini comme suit :

$$C_{ta} = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho.\omega^2.R^5}$$
(1.11)

A partir des résultats expérimentaux (§ 5), chaque coefficient dans l'équation (1.10) peut être identifié en isolant sa contribution à la perte de puissance. Par exemple, le coefficient g_2 est déduit des pertes mesurées à une vitesse de rotation donnée pour des roues dentées de même largeur et de même module mais qui ont différents rayons primitifs. Dans ce cas, seul le nombre de Reynolds varie. De même, le coefficient g_3 est obtenu en comparant les pertes mesurées pour deux roues dentées de même rayon primitif et de même module mais qui ont des largeurs différentes. Une fois que tous les coefficients ont été évalués, la validité de l'équation 1.10 est finalement vérifiée pour toutes les roues dentées. Les valeurs numériques correspondantes pour g_1 , g_2 , g_3 , g_4 et g_5 sont indiquées dans le tableau 1.3

<i>81</i>	<i>g</i> ₂	<i>83</i>	g_4	8 5
60	-0.25	0.8	-0.4	0.56

Tableau (1.3) : Coefficients de l'équation (1.10)

4.2 - Analyse simplifiee des debits

D'après Dawson [30] et Townsend et al [115], la perte de puissance par ventilation se décompose en la contribution de la perte liée aux flancs de la roue dentée (ou du disque) et celle liée aux dents (ou à la périphérie du disque).

-4.2.1 PERTE SUR LES FLANCS

La force de frottement sur un anneau élémentaire (figure 1.4) peut s'exprimer comme :

$$dF = \frac{1}{2}C_x \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 ds = \pi \cdot C_x \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^3 dr$$
(1.12)

avec :

• ρ : masse volumique du fluide [kg/m³],

•
$$C_x$$
: coefficient de traînée, $C_x = \frac{n_r}{\left(\frac{\rho \omega r^2}{\mu}\right)^{m_r}}$. (1.13)

Selon [24, 68], n et m sont deux coefficients dépendant de la nature de l'écoulement (tableau 1.4).



Figure 1.4 : Définition de l'anneau élémentaire

Régime d'écoulement	Re	C _x
Laminaire : $n_{r1} = 1.293$ $m_{r1} = 0.5$	$\prec 3.10^5$	$\frac{1.293}{\mathrm{Re}^{0.5}}$
Turbulent : $n_{r2} = 0.074$ $m_{r2} = 0.2$	≥ 3.10 ⁵	$\frac{0.074}{\mathrm{Re}^{0.2}}$
$m_{r2} = 0.2$		ке

Tableau 1.4 : C,	selon le régime d'écoulement	[24, 68]

Le moment de traînée adimensionné C_f est alors déduit en intégrant le moment élémentaire sur toute la surface (S) du flanc :

$$C_{tp} = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho\omega^{2}R^{5}} = \frac{2\pi}{R^{5}} \frac{n_{r}}{(\frac{\rho\omega}{\mu})^{m_{r}}} \int_{S} r^{4-2m_{r}} dr$$
(1.14)

Après avoir séparé la zone en régime laminaire de celle en régime turbulent (figure 1.5), l'équation 1.14 devient :

$$C_{tp} = \frac{2n_{rl}\pi}{5 - 2m_{rl}} \frac{1}{Re^{*m_{rl}}} \left(\frac{R^{*}}{R}\right)^{5} + \frac{2n_{r2}\pi}{5 - 2m_{r2}} \left[\frac{1}{Re^{*m_{r2}}} - \frac{1}{Re^{*m_{r2}}} \left(\frac{R^{*}}{R}\right)^{5}\right]$$
(1.15)

avec :

- n_{r1}, m_{r1} : coefficients pour le régime laminaire,
- n_{r2}, m_{r2} : coefficients pour le régime turbulent,
- $\operatorname{Re}^* \cong 3.10^5$: nombre de Reynolds critique [92],

- *R* : rayon du disque ou rayon primitif pour une roue dentée [m],
- $R^* = \sqrt{\frac{\mu R e^*}{\rho \omega}}$: rayon critique délimitant la zone en régime laminaire de celle en

régime turbulent.

Dans le cas où le régime turbulent ne serait pas atteint, l'équation 1.15 peut être simplifiée en remplaçant R^* par R et Re^* par Re.



suivant les régimes turbulent et laminaire

4.2.2 - PERIPHERIE/DENTS

Pour un disque lisse en rotation, la résolution des équations de Navier-Stokes simplifiées pour un fluide newtonien [68] conduit au moment de traînée adimensionné suivant :

$$C_{l} = \frac{4\pi\mu bR^{2}\omega}{\frac{l}{2}\rho\omega^{2}R^{5}} = \frac{8\pi}{Re}(\frac{b}{R})$$
(1.16)

La résolution est plus complexe dans le cas d'une roue dentée. D'après Akin [2] et les observations de Dawson [30] (figure 1.6), le fluide aspiré des bords de la denture dans les espaces inter-dents est éjecté radialement selon le sens de rotation (figure 1.7).





Figure 1.7 : Surface active de dent et direction d'écoulement du fluide

En supposant que le régime est permanent et que les forces de frottement entre le fluide et les flancs de dents sont négligeables et en appliquant la forme moyenne de l'équation de Newton, il vient :

$$F = \rho Q U \cong \rho x b \, \omega^2 (R_a - \frac{x}{2})^2 \tag{1.17}$$

avec :

- ρ : masse volumique du fluide [kg/m³],
- Q: débit de fluide [m³/s],
- *U* : vitesse d'éjection du fluide [m/s],
- *x* : longueur active de dent [m],
- *R_a* : rayon de tête de la denture [m].

La contribution des déflecteurs est donnée par un facteur de réduction ξ qui représente l'influence des obstacles sur l'aspiration du fluide par les dents :

$$\boldsymbol{\xi} = \boldsymbol{\xi}_1 + \boldsymbol{\xi}_2 \tag{1.18}$$

où :

 ξ_1 , ξ_2 : facteurs de réduction associés à chaque déflecteur positionné de part et d'autre de la roue dentée. $\xi_{1,2} = (\frac{h}{R})^{0.56}$ si il y a un déflecteur ou flasque présent et $\xi_{1,2} = 0.5$ sinon.

Ainsi, après développements (annexe 1), la formule donnant le couple résistant adimensionné pour une roue à denture droite ou hélicoïdale est :

$$C_{id} \cong \xi \frac{Z}{4} (\frac{b}{R}) [1 + \frac{2(C_a + x_a)}{Z}]^4 (1 - \cos\phi) (1 + \cos\phi)^3 (1 - \sin^2\beta)$$
(1.19)

avec :

- x_a : coefficient de déport (annexe 1),
- C_a : coefficient de saillie (annexe 1),

α_p, α_A : angles de pression au niveau du primitif et de la tête de denture respectivement [°],

•
$$\phi = \frac{\pi}{Z} - 2(inv\alpha_p - inv\alpha_A)$$
,

• β : angle d'hélice [°].

4.3 - PRISE EN COMPTE D'UN MELANGE AIR-HUILE

Tous les développements théoriques rapportés ci-dessus ont été effectués pour une roue dentée ou un disque tournant dans l'air. Dans une transmission par engrenages, l'atmosphère est à la fois composée d'huile et d'air ce qui modifie la masse volumique et la viscosité de l'environnement et par conséquent la perte induite par ventilation. Ceci a également pour effet de modifier le nombre de Reynolds et de ce fait, le régime laminaire qui pouvait exister sur les flancs des roues devient turbulent. Pour prendre en compte l'effet de ce mélange air-huile sur les pertes, la viscosité et la masse volumique de l'air sont remplacées par une viscosité et une masse volumique équivalentes calculées à partir de la proportion volumique d'huile dans l'air (annexe 2).

4.4 - PERTE DE PUISSANCE

La perte de puissance par ventilation de la denture est finalement donnée par :

$$P = \frac{1}{2} C_{total} \rho \omega^3 R^5 \tag{1.20}$$

avec :

•
$$C_{total} = 2 \times C_{tp} + C_l$$
 pour un disque lisse, (1.21)

•
$$C_{total} = 2 \times C_{tp} + C_{td}$$
 pour une roue dentée. (1.22)

<u>5 - VALIDATION DU MODELE</u>

Les figures 1.8 et 1.9 présentent les pertes de puissance par ventilation en fonction de la vitesse de rotation, pertes mesurées sur le banc d'essai pour le disque lisse et les quatre roues à denture droite. La vitesse de rotation maximale atteinte est de 1 257 rad/s (12 000 tr/min) sauf pour les roues dentées dont le diamètre primitif est de 288 mm pour lesquelles la vitesse de rotation maximale n'est que de 890 rad/s (8 500 tr/min), ce qui correspond au point d'équilibre entre les pertes (ventilation, frottement au niveau de la roue d'entraînement et frottement dans les roulements) et la puissance fournie par le moteur (3kW).

A partir des mesures effectuées, il apparaît que :

- l'influence de la denture est significative puisque la perte est multipliée par cinq entre le disque et la roue dentée de mêmes diamètre et largeur (roue dentée n°1);

- la vitesse est un facteur prépondérant puisque les pertes par ventilation deviennent très significatives aux vitesses de rotation élevées, c'est-à-dire pour des vitesses tangentielles supérieures à 50 m/s pour les exemples traités ;

- les pertes sont approximativement proportionnelles à la largeur des roues dentées.


Figure 1.8 : Perte de puissance en fonction de la vitesse de rotation pour le disque



5.1 - ROUE LISSE

Des comparaisons entre les pertes mesurées et celles calculées par la formule 1.6 de Dawson [30] et les équations 1.20 et 1.21 pour un disque lisse sont présentées aux figures 1.10 et 1.11. Il apparaît nettement que la formule de Dawson surestime les pertes alors que les équations 1.20 et 1.21 donnent un bon accord entre les résultats théoriques et expérimentaux.



Figure 1.10 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus avec la formule 1.6 de Dawson [30]





5.2 - Roues a denture droite dans l'air libre

Les résultats obtenus en utilisant l'équation 1.1 de Townsend et al [115], la formule d'Anderson et Loewenthal [7] et les deux formules de Dawson [30, 31] sont comparés aux résultats expérimentaux dans les figures 1.12 a, b, c et d.



et ceux obtenus avec les formules de la littérature

D'une manière générale, l'équation 1.1 de Townsend et al [115] sous-estime les pertes de puissance pour toutes les roues dentées (figure 1.12-a). De plus, elle donne la même perte pour les roues dentées n°3 et 4 car cette équation ne prend en compte ni le module ni le nombre de dents.

Un accord acceptable a été trouvé pour les autres formules en particulier pour la roue dentée n°1 de grand diamètre. La formule de Anderson et Loewenthal [7] sous-estime les pertes de puissance pour les roues dentées n°3 et 4 (erreur relative de 50%) et ne donne aucune différence pour deux roues dentées de mêmes dimensions mais qui ont un nombre de dents ou un module différent (figure 1.12-b). Enfin, la formule de Dawson [30] surestime les pertes par ventilation (figures 1.12-c et d).

Les comparaisons entre les résultats expérimentaux et ceux des analyses des paragraphes 4.1 et 4.2 sont montrées aux figures 1.13 et 1.14. En ce qui concerne l'analyse dimensionnelle (§ 4.1), les résultats théoriques sont conformes aux résultats expérimentaux. Il est important de noter que ce résultat n'est pas surprenant puisque les résultats expérimentaux ont été utilisés pour ajuster les coefficients dans l'équation 1.10.



Les courbes présentées à la figure 1.14 indiquent que l'approche théorique basée sur l'analyse et la modélisation simplifiée des débits de fluide autour de la roue dentée (§ 4.2) est en accord avec les résultats expérimentaux. Pour les deux approches (analyse dimensionnelle

désignation	analyse	modélisation simplifiée des débits
	unitensionnene	simplified des debits
roue dentée n°1	14%	10%
roue dentée n°2	5%	12%
roue dentée n°3	3.6%	13.8%
roue dentée n°4	8%	3.9%

et modélisation simplifiée des débits), l'erreur relative maximale n'excède pas 14% comme cela est montré dans le tableau 1.5.

<u>Tableau 1.5 : Erreurs relatives maximales</u> <u>entre les résultats théoriques et expérimentaux</u>



Figure 1.14 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus par la modélisation simplifiée des débits autour de la roue dentée (§ 4.2)

5.3 - ROUE A DENTURE HELICOÏDALE DANS L'AIR LIBRE

Dans le cas de la roue à denture hélicoïdale (roue dentée n°5), les résultats expérimentaux sont comparés à ceux obtenus à partir de l'approche théorique développée au paragraphe 4.2 et de la formule de Dawson [31] (figure 1.15).

Il apparaît que, d'une part, la formule de Dawson sous-estime de façon importante les pertes (plus de 40% d'erreur relative à 733 rad/s ou 7000 tr/min) et que, d'autre part, l'approche théorique basée sur l'analyse et la modélisation simplifiée des débits de fluide autour de la roue dentée (§ 4.2) présente une concordance acceptable avec les résultats expérimentaux (environ 10% d'erreur relative à 733 rad/s ou 7000 tr/min). Il faut noter que des comparaisons avec d'autres roues à denture hélicoïdale présentant différents angles d'hélice sont nécessaires.



Figure 1.15 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus par la modélisation simplifiée des débits autour de la roue dentée (§ 4.2) <u>et la formule 1.7 de Dawson [31]</u>

5.4 - PRESENCE D'OBSTACLES OU DU CARTER

Des essais réalisés en présence de fumée blanche afin d'identifier les écoulements ont confirmé que l'air est aspiré dans les espaces d'inter-dents à partir des bords des dentures et est ensuite éjecté radialement comme l'indique Dawson [30] (figure 1.7). De ce fait, la présence d'obstacles ou de flasques peut modifier la perte par ventilation en réduisant l'aspiration donc l'éjection d'air par les dents.

Afin de mettre en évidence l'influence des obstacles, plusieurs essais ont été réalisés avec les roues à denture droite n°1 et 4 et la roue à denture hélicoïdale n°5.

5.4.1 - ANALYSE AVEC LA ROUE A DENTURE DROITE

Dans un premier temps, un seul flasque a été placé sur un côté de la roue dentée à une distance J variant de 1 à 43 mm (figure 1.16-a). Du fait que ce flasque a été monté sur les parties fixes du dispositif, il est considéré comme mobile par rapport à la roue dentée.



Figure 1.16 : Disposition des obstacles ou flasques pour le cas des roues à denture droite

Les résultats expérimentaux (figure 1.17) montrent que la perte reste constante jusqu'à une distance limite (5 mm entre la roue et le flasque) avant de diminuer (9 % de réduction de perte à 628 rad/s (6000 tr/min) entre le cas où J=43 mm et J=1 mm). Il faut également noter que pour le cas où le flasque est le plus éloigné de la roue (J=43 mm), la perte mesurée est supérieure à celle pour le cas où il n'y a pas de flasque (résultats expérimentaux précédents). Ceci s'explique par le fait que, le flasque étant immobile par rapport à la roue, il y a cisaillement de la couche d'air entre les deux surfaces d'où une augmentation de la perte. Par contre, en rapprochant le flasque, la quantité d'air disponible pour l'éjection au niveau des dents diminue donc la perte induite est réduite. Ce phénomène peut être amplifié en rendant le flasque mobile.

Dans un deuxième temps, deux obstacles ont été placés de part et d'autre de la roue dentée n°4 à une distance J nulle, leur diamètre étant égal à celui du diamètre de tête de la roue (figure 1.16-b). Contrairement au premier cas, les obstacles sont fixes par rapport à la roue dentée.



La figure 1.18 montre les résultats expérimentaux et ceux obtenus en ne prenant en compte que la perte de puissance due aux flancs de la roue dentée dans la formule de l'analyse des débits (§ 4.2). Il apparaît qu'il y a un bon accord entre les résultats ce qui souligne l'influence de la denture sur les pertes par ventilation pour une roue à denture droite. Dans le cas particulier de la roue dentée n°4, ces pertes représentent approximativement la moitié de la perte totale par ventilation à la vitesse de rotation de 1 047 rad/s -10 000 tr/min- (environ 609 W en l'absence d'obstacles – figure 1.9 et 270 W en présence de flasques accolés – figure 1.18). Cette observation est confirmée en comparant les résultats expérimentaux obtenus avec le disque (figure 1.8) et la roue dentée n°1 de mêmes dimensions (figures 1.9).





5.4.2 - ANALYSE AVEC LA ROUE A DENTURE HELICOÏDALE

Il semble évident que le sens de rotation n'a aucune influence sur la perte par ventilation en présence ou non des obstacles pour les roues à denture droite. Ceci n'est plus valable pour les roues à denture hélicoïdale en présence d'obstacles. Il est alors nécessaire de faire la différence entre les deux cas suivant le sens de rotation (figure 1.19).



Expérimentalement (figure 1.20), pour une distance de séparation J égale à 1mm entre l'obstacle et la roue dentée, la perte mesurée dans le sens anti-horaire est inférieure à celle mesurée dans le sens horaire (réduction de moitié, approximativement, à 628 rad/s ou 6000 tr/min).





Physiquement, cette différence de perte s'explique par la formation d'une zone de haute pression générée entre l'obstacle et la roue dentée lorsque celle-ci tourne dans le sens antihoraire. En effet, l'éjection de l'air en direction de l'obstacle réduit le débit d'air entrant par ce côté. Par contre, pour le cas où la roue dentée tourne dans le sens horaire, cette zone de haute pression ne se forme pas puisque l'air est éjecté du côté libre.

L'influence de la distance J entre le flanc de la roue à denture hélicoïdale et l'obstacle (de 1mm à 43mm) est représentée aux figures 1.21-a et b.

Pour le cas où la roue dentée tourne dans le sens horaire (figure 1.21-a), la perte reste constante pour J égale à 27 et 43 mm avant de diminuer lorsque l'obstacle se rapproche de la roue dentée (J variant de 15 à 1 mm). Le gain observé entre le cas où l'obstacle est placé à 43mm et celui à 1mm est de 13% à 628 rad/s (6000 tr/min).



Figure 1.21 : Influence du rapprochement du flasque sur la perte par ventilationRoue à denture hélicoïdale

Pour le cas où la roue dentée tourne dans le sens anti-horaire (figure 1.21-b), les observations sont différentes puisque la perte reste constante pour J variant de 5 à 43 mm avant de diminuer brutalement lorsque l'obstacle est à 1mm de la roue dentée. Le gain alors observé entre le cas où l'obstacle est placé à 43mm et celui à 1mm est de 38% à 628 rad/s (6000 tr/min).

5.5 - ROUES DENTEES DANS UN BROUILLARD D'HUILE

Pour étudier l'influence du mélange air-huile sur la perte par ventilation, un carter a été monté sur le banc d'essai (annexe 3) et un générateur de brouillard d'huile a été utilisé (annexe 4). La roue dentée n°1 a été testée avec différentes conditions ambiantes dans le carter (présence ou absence de brouillard d'huile).

Il apparaît que le mélange n'a aucune influence sur la perte par ventilation (figure 1.22). Les observations expérimentales du phénomène montrent que la température augmente de 5° dans le carter, que les gouttelettes d'huile en suspension dans l'air sont centrifugées sur les parois du carter et que seul de l'air est aspiré dans les dentures à partir des bords.



Figure 1.22 : Influence du brouillard d'huile sur la perte par ventilation (roue dentée n°1)

La figure 1.23 montre les résultats expérimentaux concernant la perte de puissance mesurée en présence du brouillard d'huile et ceux calculés à partir du modèle développé au paragraphe 4.2 avec une masse volumique et une viscosité équivalentes calculées à partir de la théorie de Einstein (annexe 2) et ceci pour différents pourcentages en volume d'huile dans l'air. Il en ressort que la prise en compte de l'huile dans les calculs surestime la perte de puissance, même pour des pourcentages d'huile très faibles, ce qui vient confirmer les observations expérimentales et le fait que seul l'air intervient dans le phénomène de ventilation.





5.6 - VALIDATION SUR D'AUTRES DISPOSITIFS

Le modèle développé pour prédire la perte par ventilation de la denture a été confronté aux résultats issus d'autres dispositifs expérimentaux.

5.6.1 - DISPOSITIF DE DAWSON

Dawson [30, 31] a publié divers résultats concernant les variations des pertes par ventilation en fonction de la vitesse de rotation et de la forme des roues dentées.

5.6.1.1 - DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI DE DAWSON

Le banc et le principe de fonctionnement du banc sont décrits dans [31].

Les roues dentées ont été réalisées en carton dur (figure 1.24) et montées sur un arbre horizontal porté par deux roulements à billes.



Figure 1.24 : Quelques engrenages testés par Dawson [31]

L'ensemble arbre-mobile est entraîné jusqu'à une vitesse donnée puis est désolidarisé du système d'entraînement pour s'arrêter du fait de ses pertes propres. La mesure de la décélération permet de remonter à la perte par ventilation, les pertes dans les roulements étant négligées.

5.6.1.2 - RESULTATS

Dentures droites

L'influence des caractéristiques de la roue dentée (diamètre primitif et module) est d'abord analysée pour une largeur de roue constante de 187 mm. Les résultats expérimentaux de Dawson [30] et ceux obtenus par la formule de l'analyse des débits (§ 4.2) pour une vitesse de rotation de 78.5 rad/s (750 tr/min) sont présentés aux figures 1.25 a et b. Un bon accord est observé y compris pour le cas du disque (module nul).

L'influence de la largeur de denture a ensuite été étudiée en conservant un diamètre de 760 mm et un module de 8 mm. La figure 1.26 présente l'ensemble des résultats et confirme le bon accord entre les résultats des mesures et ceux obtenus à partir du modèle.



et ceux obtenus par le calcul des débits



Figure 1.26 : Comparaison entre les résultats expérimentaux de Dawson [30] et ceux obtenus par le calcul des débits

Dentures hélicoïdales

La figure 1.27 présente la comparaison entre les résultats expérimentaux de Dawson [31] et ceux calculés par la formule d'analyse des débits et montre expérimentalement et d'un point de vue théorique que la perte diminue en fonction de l'angle d'hélice (caractéristiques géométriques des roues : tableau 1.6).

angle d'hélice	diamètre primitif	largeur	module réel	angle de pression
[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]
0;14.6;20.7;29.43; 49.83	514	187	16	20





Figure 1.27 : Comparaison entre les résultats expérimentaux de Dawson [30] et ceux obtenus par le calcul des débits pour des roues à denture hélicoïdale

5.6.2 - DISPOSITIF DE L'ECAM

5.6.2.1 - DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI DE L'ECAM

Le banc d'essai conçu par l'ECAM (figure 1.28) a pour objectif la détermination des pertes par barbotage dans les transmissions [21]. Il est constitué d'un carter en fonte supportant 2 lignes d'arbres, nommées arbre primaire (roue menante) et arbre secondaire (roue menée) et d'un moteur à courant continu (1,5 kW) permettant d'entraîner l'arbre primaire à l'aide d'une transmission par courroie.

La vitesse maximale du moteur est de 314 rad/s (3000 tr/min) ce qui permet d'obtenir 785 rad/s (7500 tr/min) sur l'arbre primaire à l'aide d'un jeu de poulies de rapport multiplicateur 2,5. Un autotransformateur permet de régler la vitesse par variation de la tension de l'induit. Des roues dentées peuvent être montées sur chacun des arbres et un capot en plexiglas fermant le carter permet les observations.

5.6.2.2 - METHODE DE MESURE

Chaque essai a été réalisé dans l'air ambiant avec une seule roue dentée, le carter étant ouvert (sans plexiglas) pour éviter les échauffements et effectuer des mesures à température ambiante fixe. Les mesures des pertes sont réalisées avec et sans roue dentée ce qui permet d'obtenir la perte par ventilation à partir de la différence des deux mesures. Il faut noter que la deuxième mesure a été effectuée immédiatement après la première pour éviter tout problème de refroidissement dans les roulements, le moteur, etc...





5.6.2.3 - Comparaison entre les resultats experimentaux et theoriques

Le tableau 1.7 donne les caractéristiques des roues à denture droite testées sur le banc de l'ECAM.

désignation	diamètre primitif	largeur	module	angle de pression	
aesignation	[mm]	[mm]	[mm]	Ľ	
roue dentée n°6	120	24	5	20	
roue dentée n°7	72	24	3	20	

Tableau 1.7 : Caractéristiques des roues à denture droite

La figure 1.29 présente la comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux

obtenus par la formule d'analyse des débits. De nouveau, il y a un bon accord entre les différents résultats.



Figure 1.29 : Comparaison entre les résultats expérimentaux de l'ECAM et ceux obtenus par calcul

5.6.3 - DISPOSITIF DE FLENDER-GRAFFENSTADEN

Il s'agit d'un turbo-réducteur industriel complet, simple étage, à roue à denture doubles hélices (figure 1.30) sur lequel des mesures ont été effectuées dans différentes configurations :

- Arbre lisse sur paliers pour mesurer les pertes dues aux paliers,
- Roue seule avec ou sans flasques pour mesurer les pertes par ventilation,
- Réducteur complet pour mesurer la perte totale (frottement, piégeage et ventilation).



Figure 1.30 : Banc d'essai de Flender- Graffenstaden

Les mesures ont été effectuées pour la roue à denture chevron dont les caractéristiques sont données dans le tableau 1.8. La perte par ventilation a été déterminée indirectement par la

différence entre la mesure des pertes pour la configuration avec la roue et celle avec un arbre lisse.

nombre de dents	module [mm]	angle de pression [°]	angle d'hélice [°]	largeur [mm]
155	10	22.5	29	200

Tableau 1.8 : Caractéristiques de la roue dentée du réducteur de Flender-Graffenstaden

Une comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux calculés par la formule d'analyse des débits est présentée à la figure 1.31. Les résultats montrent encore une fois une bonne concordance.



Figure 1.31 : Comparaison entre les résultats expérimentaux du banc de Flender- Graffenstaden et les résultats obtenus par le calcul des débits

6 - CONCLUSION

Les développements décrits dans ce chapitre concernent la perte par ventilation de la denture dans les transmissions par engrenages.

Un banc d'essai a été développé spécifiquement pour mesurer cette perte. Deux modèles ont été présentés pour calculer la perte par ventilation. L'un basé sur le calcul dimensionnel prend en compte les facteurs adimensionnés qui influencent l'écoulement de fluide. L'autre basé sur la circulation du fluide sur les côtés et les flancs des roues a conduit à une formule analytique. Les résultats obtenus par les deux approches présentent un bon accord avec les mesures de perte de puissance pour un disque et cinq roues à dentures droite et hélicoïdale. Les comparaisons complémentaires avec des résultats expérimentaux obtenus sur d'autres dispositifs confirment cette concordance très satisfaisante.

Enfin, en se basant sur le modèle simplifié des écoulements, il est possible d'étudier plus en détail les phénomènes physiques en jeu afin de réduire ces pertes en mettant par exemple en place des obstacles ou en plaçant le carter en dépression.

CHAPITRE II PERTE DE PUISSANCE

PAR PIEGEAGE

- **1 INTRODUCTION**
- 2 CONTEXTE
- **3 MODELE**
- 4 ANALYSE DE LA PERTE PAR PIEGEAGE
- **5 CONCLUSION**

<u>1 - INTRODUCTION</u>

Dans ce chapitre, une approche simplifiée permettant de simuler le phénomène de piégeage d'un mélange air-lubrifiant entre les dentures d'engrenages droits et hélicoïdaux est présentée. Le mélange air-lubrifiant est considéré comme un gaz parfait compressible, sa compression et son expansion au cours de l'engrènement sont supposées être des transformations isentropiques. Les espaces entre les dents sont discrétisés en tranches minces selon la largeur de l'engrenage et l'équation de continuité est appliquée aux volumes discrets. Une analyse numérique détaillée des engrenages a été conduite afin de déterminer le volume entre les dents et les surfaces de fuites ainsi que leurs évolutions au cours du mouvement. Les équations d'état associées sont résolues en utilisant une méthode de différences finies couplée à un schéma de prédiction-correction. Des comparaisons avec des résultats expérimentaux ont été menées et un calcul de perte de puissance associée a été effectué.

<u>2 - CONTEXTE</u>

2.1 - DESCRIPTION DU PHENOMENE DE PIEGEAGE

Entre le moment où une dent du pignon intercepte le cylindre de tête de la roue et celui où elle remplit presque complètement l'espace inter dents, une fraction du mélange airlubrifiant se trouve expulsée hors de l'engrènement (figure 2.1). Dans une seconde phase, la dent du pignon libère progressivement le volume entre les deux dents de la roue entraînant ainsi un effet d'aspiration du fluide environnant. Le gaz peut quitter la zone d'engrènement suivant la direction axiale (Ua_1) et/ou la direction radiale (Ur_1) comme représenté schématiquement à la figure 2.2. Si la somme de tous les écoulements massiques axiaux et radiaux est différente de la variation de la masse de gaz qui reste entre les dents, une compression ou une expansion du fluide se produit. Cet effet peut être amplifié quand une des vitesses de sortie atteint les conditions soniques qui limitent la masse maximale pouvant être expulsée ou aspirée.



Figure 2.1 : Expulsion de l'huile sur le côté de la zone d'engrènement [126]

Pour des engrenages fonctionnant à grandes vitesses, la période d'engrènement est extrêmement courte et, par conséquent, la cinétique des phénomènes décrits plus haut peut conduire à des surpressions et des échauffements importants du mélange air-lubrifiant.

La perte totale associée à ce phénomène correspond à l'énergie échangée avec le milieu ambiant pour les phases de compression et d'aspiration, elle dépend donc :

• de la nature du fluide (masse volumique, propriétés thermodynamiques, etc),

- des caractéristiques géométriques des engrenages qui contrôlent les surfaces de fuite et les volumes inter dents,
- de la nature de l'écoulement (conditions soniques ou non),
- des conditions du milieu ambiant (pression, température, etc),
- des vitesses de rotation qui contrôlent la variation temporelle des surfaces de fuite et des volumes inter dents.



Figure 2.2 : Phénomène de piégeage

2.2 - ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

La littérature sur ce sujet est peu abondante et traite principalement des aspects expérimentaux. Les problèmes d'échauffement associés au fluide expulsé entre les dents sont abordés qualitativement dans les ouvrages classiques de Buckingham [14] et Dudley [43]. D'un point de vue analytique, Rosen et al. [104] ont déterminé la vitesse d'écoulement d'air pour des engrenages droits en utilisant l'hypothèse d'écoulements incompressibles. Pour certaines plages de fonctionnement, Rosen [104] a constaté que les conditions soniques pouvaient être atteintes et que ceci se traduisait expérimentalement par une augmentation sensible du niveau sonore de la transmission. Des augmentations substantielles de pressions et températures ont été trouvées par Pechersky et al. [97] à partir de modèles d'écoulements compressibles et incompressibles dans des engrenages droits. Sur les mêmes bases théoriques, Butsch [18] a développé une simulation pour un écoulement compressible dans des engrenages droits et a démontré que les conditions soniques peuvent être atteintes et conduisent à une compression et à un échauffement du mélange air-lubrifiant. Dans une série d'articles, Matsumoto et al. [81, 82] ont analysé le comportement thermique d'engrenages hélicoïdaux à grandes vitesses et ont calculé une distribution de la température le long des flancs de denture en accord avec leur mesures. Smith [109] a noté que du bruit peut être généré lorsque de l'huile est emprisonnée dans les pieds de dents d'engrenages de fortes

2.1

largeurs. Les mesures acoustiques de Houjoh et al. [64] confirment le rôle du piégeage d'air comme source de bruit et, pour un engrenage droit sans carter, les auteurs constatent que les pulsations de l'écoulement issues de cette action de pompage des engrenages contribuent notablement au niveau sonore. Yasutsune et al. [126] ont analysé la perte de lubrification pour des engrenages tournant à grande vitesse, chargés et lubrifiés par jet d'huile. Anderson et Loewenthal [5, 6] ont proposé une méthode de prévision de la perte de puissance pour des engrenages droits incluant le frottement de roulement et de glissement entre les dents ainsi que la contribution de cet effet de pompage. Akin et Townsend [3, 4] ont développé des équations pour la lubrification par jet d'huile et ont précisé les condition optimales de fonctionnement en termes de lubrification et de refroidissement. Une analyse expérimentale conduite par Mizutani et al. [91] pour déterminer la perte de puissance et le bruit des engrenages droits lubrifiés par jet d'huile prouve que les pertes par ventilation et celles liées à la lubrification sont prépondérantes dans les engrenages à grande vitesse. Afin de réduire ces pertes, Kubo et al. [77] ont proposé une lubrification centrifuge avec une alimentation par des trous en pied de dent tandis que, dans le même esprit, Obata et al. [93] envisageaient d'utiliser des alésages débouchant en sommets de dents.

<u>3 - MODELE</u>

<u>3.1 - DEFINITION DU MODELE</u>

Le modèle proposé repose : i) sur la résolution simultanée de l'équation de continuité couplée avec le premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes ouverts, ii) sur la discrétisation en espace des volumes inter dents et la discrétisation en temps des variations de géométries associées à l'engrènement et iii) sur l'analyse précise des conditions d'engrènement afin de déterminer les secteurs d'écoulement et les surfaces de fuite.

3.1.1 - COMPORTEMENT DU FLUIDE

Un système ouvert (figure 2.3) est délimité par une enveloppe, éventuellement déformable, possédant au moins une ouverture qui autorise un transfert de matière.



Figure 2.3 : Système ouvert

Par convention, le débit massique est positif lorsque le fluide pénètre dans le système ouvert et négatif lorsqu'il en sort.

$$u_i \cdot n_i \equiv \pm |u_i|$$

L'équation de continuité pour un système ouvert s'écrit :

$$\frac{d}{dt} \iiint_{volume} \rho dv = \sum_{i=1,n} \iint_{orifice.i} (\rho_i \overrightarrow{u_i} dS_i . \overrightarrow{n_i})$$
2.2

avec :

- ρ , ρ_i : masse volumique du fluide et dans l'orifice i, respectivement,
- $\vec{u_i}$: vecteur vitesse du fluide dans l'orifice i, •
- $\vec{n_i}$: normale unitaire à la surface de l'orifice i.

Le second membre représente la différence entre le débit de fluide qui pénètre dans le volume de contrôle et celui qui en sort. Il peut s'exprimer comme suit :

$$\sum_{i=1,n_{orifice.i}} \iint (\rho_i \vec{u_i} dS_i \cdot \vec{n_i}) = (\frac{dm_{tot}}{dt})_{système}$$

$$= (\sum_{entrées} m_e^\circ - \sum_{sorties} m_s^\circ) = \sum_{entrées} (\rho_e \vec{u_e} dS_e \cdot \vec{n_e}) - \sum_{sorties} (\rho_s \vec{u_s} dS_s \cdot \vec{n_s})$$
2.3

avec.

- m_{tot} : masse totale du système [kg],
- m° : débit massique [kg/s].

Les indices e et s se rapportent respectivement à l'entrée et à la sortie du volume de contrôle.

En supposant que le frottement entre le fluide et les parois peut être négligé et que les vitesses du fluide dans les orifices sont suffisamment élevées, l'opération de compressionexpansion entre les dentures peut être assimilée à un processus isentropique (réversible et adiabatique). En négligeant l'énergie potentielle, le premier principe de la thermodynamique appliqué aux systèmes thermo-élastiques ouverts donne :

$$\sum_{i} (\frac{u_i^2}{2} + h_i) m_i^\circ = 0$$
 2.4

avec :

 u_i : vitesse du fluide dans l'orifice i [m/s],

- h_i : enthalpie spécifique du fluide dans l'orifice i [J/kg], •
- m_i° : débit massique à travers l'orifice i [kg/s]. •

Dans ces conditions, la relation entre la densité et la pression s'écrit :

$$p = K \rho^{\gamma}$$
 2.5

avec :

- p : pression du fluide [Pa], •
- *K* : constante dépendant du fluide considéré,
- γ : coefficient polytropique du fluide défini par : ٠

$$\gamma = \frac{cp}{cv}$$
 2.6

où *cp* est la chaleur spécifique à pression constante $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$ et *cv* est la chaleur spécifique à volume constant $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$.

Les variations de pression et de masse volumique sont également liées à chaque instant par l'équation :

$$\frac{dp}{p} = \gamma \frac{d\rho}{\rho}$$
 2.7

Pour des engrenages à grande vitesse, la vitesse du gaz peut atteindre la vitesse sonique qui, pour des transformations isentropiques et dans l'hypothèse de gaz parfaits, s'écrit :

$$c = \sqrt{\frac{2\gamma}{I+\gamma}R_g T}$$
 2.8

avec :

- R_g : constante spécifique du gaz [J.kg⁻¹.K⁻¹],
- T : température du gaz [K].

<u>3.1.2 - ASPECTS GEOMETRIQUES</u>

Les espaces entre les dents sont découpés en un nombre fini de volumes ou boîtes possédant des propriétés thermodynamiques constantes et reliées par des surfaces d'échange radiales et axiales appelées par la suite canaux. Pendant le processus d'engrènement, chaque volume (boîte) est assimilé à un piston. Dans le cas d'engrenages droits, les positions des pistons à un instant donné sont identiques pour tous les volumes discrets le long de la largeur d'une même dent. Par contre, pour des engrenages hélicoïdaux, le même principe de décomposition en tranches minces conduit à une série de pistons avec des volumes variant selon la position axiale afin de reproduire l'engagement progressif des dentures hélicoïdales. La largeur (dans la direction axiale) de chaque élément de volume discret élémentaire est constante et représente une fraction de la largeur de dent dans le plan apparent (normal à l'axe de rotation). Les limites des volumes considérés correspondent aux deux flancs de dent opposés d'un même mobile (pignon ou roue) et au profil de dent du mobile antagoniste comme représenté sur la figure 2.2.

Tous les échanges dans la direction radiale sont exclusivement faits à travers les canaux et les écoulements axiaux se produisent seulement entre les volumes le long du même espace inter dent (figure 2.4). Les flux radiaux correspondent aux transferts de gaz entre des volumes adjacents tandis que les écoulements axiaux représentent les déplacements de gaz dans la direction de la largeur de dent (figure 2.4).

Les profils exacts des dentures ont été discrétisés de sorte que les surfaces axiales de décharge Sa(i, j) puissent être déterminées par intégration numérique. Les jeux, L(i-1, j) et L(i, j), sont définis par les distances minimales entre les têtes des dents de la roue et les profils du pignon comme décrit dans la figure 2.2. Les volumes v(i, j) et les secteurs d'écoulement associés à une poche de largeur b_i sont alors déduits de la manière suivante :

$$v(i, j) = Sa(i, j) \times bj$$
2.9

$$Sr(i-1, j) = L(i-1, j) \times bj$$
 2.10

$$Sr(i, j) = L(i, j) \times bj$$
2.11

Les coordonnées des points des profils actifs sont recalculées après la rotation élémentaire du pignon et de la roue associée à un incrément de temps Δt . Les nouveaux volumes et secteurs de flux ainsi que les variations de volume pour toutes les boîtes sont alors déterminés en utilisant (2.9), (2.10) et (2.11) tandis que les dérivées sont déduites par différences finies : $\frac{dv(i,j)}{dt} = \frac{v(i,j)^{(t+\Delta t)} - v(i,j)^{(t)}}{\Delta t}$. La Figure 2.5 représente, pour un engrenage donné (caractéristiques géométriques dans le tableau 2.1), les évolutions





Figure 2.4: discrétisation des volumes inter dents

	pignon	roue	
nombre de dents	7	6	
largeur de denture [mm]	100		
angle de pression [°]	20		
module [mm]	4		
coefficient de saillie	1		
coefficient de déport	0		
coefficient de creux	1.25		

Tableau 2.1 : Caractéristiques géométriques de l'engrenage





3.1.3 - RESOLUTION NUMERIQUE

3.1.3.1 - ÉQUATIONS ADIMENSIONNEES

Le phénomène de piégeage dépendant de quatre facteurs (nature du gaz, caractéristiques de l'engrenage, nature des écoulements et conditions du milieu ambiant), il semble raisonnable d'introduire des paramètres adimensionnés basés sur la largeur de l'engrenage, la vitesse critique des écoulements et les masse volumique, pression et température à l'ambiant. Ce procédé présente deux avantages distincts :

- il permet de calculer diverses conditions de fonctionnement ou géométries d'engrenages avec le même groupe de paramètres adimensionnés (par exemple : un seul calcul est nécessaire pour des engrenages de largeurs différentes),
- les valeurs des paramètres étant au voisinage de 1, la précision et la stabilité des calculs numériques est accrue.

Les paramètres adimensionnés suivants ont donc été introduits :

$$\overline{V} = \frac{v}{b^3}, \quad \overline{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \quad \tau = \frac{t.c_e}{b}, \quad \overline{S} = \frac{s}{b^2}, \quad \overline{P} = \frac{p}{c_e^2 \rho_0}, \quad \overline{T} = \frac{T}{T_e}, \quad \overline{U} = \frac{u}{c_e}, \quad \overline{H} = \frac{h}{c_e^2},$$
$$\overline{M}^\circ = \frac{m^\circ}{\rho_0.c_e.b^2}, \quad \overline{K} = \frac{K}{\rho_0^{1-\gamma}.c_e^2}$$

avec :

- *b* : largeur de l'engrenage [m],
- ρ_0 : masse volumique de l'air ambiant [kg.m⁻³],
- c_e : vitesse critique à la température ambiante, T_e.

Les distances sont rapportées à la largeur de l'engrenage, les masses volumiques à celle de l'air ambiant et enfin, les vitesses des flux aux vitesses critiques à la température ambiante. Dans ces conditions, les équations (2.2), (2.3), (2.4), (2.5), (2.7) et (2.8) deviennent :

$$\frac{d}{d\tau} \iiint_{volume} \overline{\rho} d\overline{V} = \sum_{i=1, n_{orifice.i}} \iint_{i} (\overline{\rho_{i}} \overrightarrow{\overline{U_{i}}} d\overline{S_{i}}.\overrightarrow{n_{i}})$$
2.12

$$\sum_{i=1,n_{orifice.i}} \iiint (\overrightarrow{\rho_i U_i} d\overline{S_i} . \overrightarrow{n_i}) = \sum_{entrées} (\overrightarrow{\rho_e U_e} d\overline{S_e} . \overrightarrow{n_e}) - \sum_{sorties} (\overrightarrow{\rho_s U_s} d\overline{S_s} . \overrightarrow{n_s})$$
2.13

$$\sum_{i} \left(\frac{\overline{U}_{i}^{2}}{2} + \overline{H}_{i} \right) \overline{M^{\circ}}_{i} = 0$$
 2.14

$$\overline{P} = \overline{K} \ \overline{\rho}^{\gamma}$$
2.15

$$\frac{d\overline{P}}{\overline{P}} = \gamma \frac{d\overline{\rho}}{\overline{\rho}}$$
 2.16

$$\overline{c} = \sqrt{\frac{T}{T_e}}$$
2.17

3.1.3.2 - EQUATION DISCRETISEES

En appliquant l'équation (2.13) à un volume discret (i, j), où l'index *i* se rapporte à la direction radiale et *j* à la direction axiale, il vient :

$$\overline{V}_{(i,j)} \cdot \frac{d\overline{\rho}_{(i,j)}}{d\tau} + \overline{\rho}_{(i,j)} \cdot \frac{d\overline{V}_{(i,j)}}{d\tau} + \overline{\rho}_{(i,j-1)} \cdot \overline{Ua}_{(i,j-1)} \cdot \overline{Sa}_{(i,j-1)} - \overline{\rho}_{(i,j)} \cdot \overline{Ua}_{(i,j)} \cdot \overline{Sa}_{(i,j)} + \overline{\rho}_{(i-1,j)} \cdot \overline{Sr}_{(i-1,j)} - \overline{\rho}_{(i,j)} \cdot \overline{Sr}_{(i,j)} = 0$$

$$2.18$$

En divisant ensuite tous les termes par $\frac{1}{\overline{\rho}_{(i,j)}.\overline{V}_{(i,j)}}$ et en introduisant la relation isentropique (2.16), l'équation (2.18) est transformée en :

$$\frac{1}{\overline{V}_{(i,j)}} \frac{d\overline{V}_{(i,j)}}{d\tau} + \frac{1}{\gamma \overline{P}_{(i,j)}} \frac{d\overline{P}_{(i,j)}}{d\tau} + \frac{1}{\overline{V}_{(i,j)} \cdot \overline{\rho}_{(i,j)}} (\overline{\rho}_{(i,j-1)} \overline{Va}_{(i,j-1)} \overline{Sa}_{(i,j-1)} - \overline{\rho}_{(i,j)} \overline{Va}_{(i,j)} \overline{Sa}_{(i,j)} + \overline{\rho}_{(i-1,j)} \overline{Vr}_{(i-1,j)} \overline{Sr}_{(i-1,j)} - \overline{\rho}_{(i,j)} \overline{Vr}_{(i,j)} \overline{Sr}_{(i,j)}) = 0$$
2.19

Enfin, un schéma de différences finies appliqué à (2.19) donne :

$$\frac{1}{V} \frac{(V_{(i,j)}^{(\tau+\Delta\tau)} - V_{(i,j)}^{(\tau)})}{\Delta\tau} + \frac{1}{\gamma P_{(i,j)}^{(\tau^*)}} \frac{(V_{(i,j)}^{(\tau+\Delta\tau)} - V_{(i,j)}^{(\tau)})}{\Delta\tau} + \frac{1}{V} \frac{(V_{(i,j)}^{(\tau^*)} - V_{(i,j)}^{(\tau^*)})}{V_{(i,j)}^{(\tau^*)} + V_{(i,j)}^{(\tau^*)}} \frac{(V_{(i,j)}^{(\tau^*)} - V_{(i,j)}^{(\tau^*)}}{V_{(i,j)}^{(\tau^*)} + V_{(i,j)}^{(\tau^*)} + V_{(i,j)}^{(\tau^*)} + V_{(i,j)}^{(\tau^*)}$$

 $- \stackrel{(\tau^{*})}{\rho}_{(i,j)} \stackrel{(\tau^{*})}{Ua}_{(i,j)} \stackrel{(\tau^{*})}{Sa}_{(i,j)} + \stackrel{(\tau^{*})}{\rho}_{(i-1,j)} \stackrel{(\tau^{*})}{Ur}_{(i-1,j)} \stackrel{(\tau^{*})}{Sr}_{(i-1,j)} - \stackrel{(\tau^{*})}{\rho}_{(i,j)} \stackrel{(\tau^{*})}{Ur}_{(i,j)} \stackrel{(\tau^{*})}{Sr}_{(i,j)} = 0$

avec :

- $\tau^* = \tau + \Delta \tau$: pour des schémas implicites,
- $\tau^* = \tau$: pour des schémas explicites.

Les variations de volume ainsi que les surfaces de fuites instantanées $\overline{Sa}_{(i,j-1)}, \overline{Sa}_{(i,j)}, \overline{Sr}_{(i,j-1)}$ et $\overline{Sr}_{(i,j)}$ sont entièrement contrôlées par la géométrie et la cinématique et, dans ce cas, les inconnues sont les vitesses axiale et radiale, la pression et la masse volumique du gaz pour chaque volume ou boîte. En supposant que l'écoulement axial est isentropique, la conservation de l'énergie entre deux volumes successifs dans le même espace inter dent (selon la largeur) conduit à :

$$\overline{Ua}_{(i, j)} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left(-\frac{\overline{P}_{(i, j)}}{\overline{\rho}_{(i, j)}} + \frac{\overline{P}_{(i, j-1)}}{\overline{\rho}_{(i, j-1)}}\right) + \overline{Ua}_{(i, j-1)}^2}$$
 2.21

avec :

- $\overline{Ua}_{(i, j)}$: vitesse axiale adimensionnée dans le volume (i, j),
- $\overline{P}_{(i,j)}, \overline{\rho}_{(i,j)}$: pression et masse volumique adimensionnées dans le volume (i, j).

Le même principe appliqué à deux volumes communiquant par un canal radial (c'est-àdire, deux espaces inter dents voisins pouvant être mis en communication au cours du mouvement) donne l'expression de la vitesse radiale :

$$\overline{Ur}_{(i,j)} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{\overline{P}_{(i,j)}}{\overline{\rho}_{(i,j)}} - \frac{\overline{P}_{(i-1,j)}}{\overline{\rho}_{(i-1,j)}}\right)}$$
2.22

Les amplitudes de vitesse données par (2.21) et (2.22) sont limitées par (2.17) qui représente la limite supérieure de la vitesse et est associée à la valeur maximale de débit massique.

3.1.3.3 - SCHEMA NUMERIQUE

À chaque pas de temps, la méthode d'Euler (prédiction) et le schéma de Newton-Raphson (correction) sont successivement appliqués à tous les volumes potentiellement actifs dans ce processus de compression-aspiration ou compression-détente. Toutes les variables (pression, masse volumique, température, vitesses axiale et radiale) sont initialisées par les résultats au pas de temps précédent ou par les conditions ambiantes pour le pas de temps initial. La forme explicite de l'équation (2.20) est tout d'abord résolue par la méthode d'Euler

afin d'obtenir des évaluations réalistes des pressions $\overline{P}_{(i,j)}^{(\tau+\Delta\tau)}$ puis des masses volumiques et des températures grâce aux relations (2.23) et (2.24) entre deux pas de temps successifs, soit :

$$\overline{\rho}_{(i,j)}^{(\tau+\Delta\tau)} = \overline{\rho}_{(i,j)}^{(\tau)} \left[\frac{\overline{P}_{(i,j)}^{(\tau+\Delta\tau)}}{\overline{P}_{(i,j)}^{(\tau)}} \right]^{\frac{1}{\gamma}}$$
2.23
$$\overline{T}_{(i,j)}^{(\tau+\Delta\tau)} = \overline{T}_{(i,j)}^{(\tau)} \left[\frac{\overline{P}_{(i,j)}^{(\tau+\Delta\tau)}}{\overline{P}_{(i,j)}^{(\tau)}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$
2.24

Ces paramètres, à leur tour, permettent d'estimer les vitesses axiales et radiales au pas de temps $\tau + \Delta \tau$ via (2.21) et (2.22).

En utilisant les solutions de la formulation explicite comme conditions initiales, un schéma itératif de Newton-Raphson est appliqué sur la forme implicite de l'équation (2.20) afin de réévaluer $\overline{P}_{(i,j)}^{(r+\Delta\tau)}$ puis sur les relations (2.21), (2.22), (2.23) et (2.24) afin de déterminer les pressions, les masses volumiques, les températures et les vitesses de fuites. Afin de vérifier que les vitesses ne dépassent pas la valeur limite imposée par les conditions soniques, l'équation (2.17) est introduite comme contrainte dans le processus de résolution numérique. Le processus itératif est arrêté lorsque la convergence aux échelles locale et globale est satisfaisante, c'est-à-dire : a) convergence sur les pressions locales dans le volume (i, j) considérée et b) convergence sur la pression totale dans tous les volumes discrétisés. Le temps est ensuite incrémenté et tous les processus sont répétés au pas de temps suivant (figure 2.6).





3.2 - VALIDATION DU MODELE

3.2.1 - DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Les mesures de pression en pied de dent présentées ici ont été effectuées par Houjoh [65, 66] sur un banc d'essais spécifique qu'il a développé et qui est représenté à la figure 2.7. Les engrenages ne sont pas lubrifiés afin de ne pas perturber les mesures par les projections d'huile. Un des mobiles est en nylon, l'autre en acier et les roues dentées sont légèrement chargées par un moteur électrique afin d'assurer un contact permanent entre les dents du pignon et de la roue. Les propriétés physiques de l'air sont rappelées au tableau 2.2 et les données géométriques relatives aux dentures sont données dans le tableau 2.3.

pression [Pa]	1x10 ⁵
température [K]	293
constant polytropique, γ	1.4
chaleur spécifique à pression constante, c _p [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	1005
chaleur spécifique à volume constant, $c_V [J.kg^{-1}.K^{-1}]$	717

Tableau 2.2 : Conditions ambiantes





	roue à dentu	re	roue à denture hélicoïdale			
	droite	1		2	3	4
angle d'hélice [°]	0	13		16	21	30
nombre de dents	76	74		73	71	66
module nominal [mm]	4					
angle de pression [°]	20					
largeur [mm]	100					
entraxe [mm]	304					
diamètre de tête [mm]	312					
rapport de conduite	1.82	3.44		3.77	4.28	5.09

Tableau 2.3 : Données géométriques des roues dentées

Les engrenages ont été fabriqués de sorte que les jeux en fond de dent soient suffisants pour pouvoir implanter des capteurs de pression. Ces capteurs (TOYODA PYS-3 de diamètre 3 mm) ont été initialement montés dans un cylindre qui a ensuite été emmanché dans l'alésage du pignon de sorte que les deux pièces (cylindre et roue dentée) soient usinées ensemble, respectant ainsi la forme des pieds de dents (figure 2.8).



Figure 2.8 : Installation des capteurs de pression selon la largeur de denture

Le système de mesure est schématiquement représenté à la figure 2.9. Les signaux des capteurs de pression sont transférés à un analyseur de signal par un collecteur tournant fixé à l'extrémité de l'axe du pignon. Afin de réduire au minimum la pollution par le bruit électrique et la turbulence de l'air, les mesures de pression ont été moyennées de façon synchrone avec la vitesse de rotation en utilisant un analyseur FFT.



Figure 2.9 : Système de mesure

3.2.2 - RÉSULTATS EN TERMES DE PRESSION

3.2.2.1 - ENGRENAGE DROIT

Le premier groupe de résultats sur la figure 2.10 montre les variations de pression à milargeur de denture au cours du temps mesurées et calculées en fonction de l'angle de rotation. Une assez bonne concordance entre les résultats expérimentaux et numériques est observée ce qui valide le modèle proposé de compression-aspiration de l'air par les dents. La pression augmente tout d'abord lorsque l'espace entre dents diminue et atteint, dans ce cas, une valeur maximale de 0.03 MPa pour une vitesse de rotation de 3780 tr/min. Ce maximum est atteint pour un angle de -5° par rapport à la position de roulement sans glissement. A cette position, le volume piégé entre les dents continue de décroître tandis que la surface de fuite radiale devient minimum et que le fluide ne peut plus sortir que dans la seule direction axiale. La pression diminue, repasse par zéro (pression ambiante) pour un angle -2° par rapport au point de roulement sans glissement et devient ensuite négative. La pression atteint -0,06 MPa à +4° illustrant le phénomène d'aspiration de l'extérieur vers l'intérieur des dents par dépression.

La figure 2.11 présente, pour l'engrenage droit, l'évolution de la pression maximale et minimale pour un cycle de compression-détente en fonction de la vitesse de rotation. Sur la gamme de vitesses du banc d'essai, les pressions maximales et minimales en pied de dent augmentent avec la vitesse de rotation ce qui s'explique d'une part, par le taux de variation de l'espace d'inter dent qui est directement proportionnel à la vitesse et d'autre part, par le débit massique maximum expulsé qui devient limité par les conditions soniques lorsque la vitesse augmente. Il est noté un bon accord entre les résultats expérimentaux et les calculs.

Les variations de pression en fonction de la position axiale selon la largeur de l'engrenage (figure 2.12) sont illustrées à la figure 2.13. Il apparaît que l'élévation maximale de pression est obtenue au milieu de la largeur de denture tandis que les effets de compression et détente sont plus faibles au voisinage des bords libres. Dans ce cas également, les résultats expérimentaux et numériques pour différentes positions axiales sont en assez bon accord.



Figure 2.10 : Pressions expérimentales et simulées pour différentes vitesses de rotation (denture droite)



Figure 2.11 : Pressions maximales et minimales en fonction de la vitesse de rotation (denture droite)







Figure 2.13 : Variations de pression à différentes positions axiales (denture droite, n = 3780 tr/min)

3.2.2.2 - ENGRENAGE HELICOÏDAL

Les figures 2.14 à 2.17 représentent les évolutions de la pression à différentes positions axiales sur la largeur de l'engrenage pour différents angles d'hélice $(13^\circ, 16^\circ, 21^\circ \text{ et } 30^\circ)$ et pour une vitesse de rotation constante de 3780 tr/min (soit une vitesse périphérique de 60 m/s).

Pour les différents cas, l'augmentation de pression dans l'espace inter dents est initiée du côté de l'engagement et se poursuit le long de la largeur selon l'hélice jusqu'au bord correspondant à la fin de l'engagement. Par rapport au cas des dentures droites, les fluctuations de pression sont plus faibles et ceci d'autant plus que l'angle d'hélice augmente. Cet effet s'explique par la longueur de conduite supérieure pour des dentures hélicoïdales ce qui accroît le temps de compression et par le fait que le mécanisme est plus progressif permettant au fluide de sortir plus facilement des espaces inter dents. D'une manière générale, un accord satisfaisant est observé entre les résultats expérimentaux et numériques ce qui conforte la modélisation consistant à décomposer les engrenages hélicoïdaux en séries d'engrenages droits de faibles largeurs et déphasés.


Figure 2.14 : Pressions expérimentales et simulées le long de la largeur de denture $\beta=13^{\circ}$



<u>Figure 2.15 : Pressions expérimentales et simulées le long de la largeur de denture</u> $\underline{\beta=16^{\circ}}$



Figure 2.16 : Pressions expérimentales et simulées le long de la largeur de denture $\beta=21^{\circ}$



Figure 2.17 : Pressions expérimentales et simulées le long de la largeur de denture $\beta=30^{\circ}$

La figure 2.18 montre les évolutions correspondantes des pressions maximales et minimales aux différentes positions le long de la largeur de l'engrenage. Nous pouvons observer que : a) les pressions maximales sont correctement reproduites par le modèle proposé tandis que les écarts sur les pressions minimales sont plus élevées et b), comme déjà mentionné plus haut, les variations de pressions diminuent avec un angle d'hélice croissant.



(denture hélicoïdale)

<u>4 - ANALYSE DE LA PERTE PAR PIEGEAGE</u>

La perte totale de puissance du système est égale au transfert de chaleur entre le système et son environnement. Pour des transformations isentropiques, la perte est évaluée par :

$$\overline{p_{loss}} = \overline{C_p} \sum \overline{M}_{(i,j)}^{\circ} \left[\left(\frac{\overline{P}_{(i,j)}}{\overline{Pe}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$
 2.25

Avec :

 \overline{p}_{loss} : perte de puissance adimensionnée due au piégeage, où : $\overline{p}_{loss} = \frac{p_{loss}}{\rho_0 . c_e^3 . b^2}$,

 $\overline{M^{\circ}}_{(i,j)}$: débit massique adimensionné vers l'extérieur ou l'intérieur du système,

 $\overline{P}_{(i,j)}$: pressions adimensionnées dans les volumes aux bords du système,

 $\overline{P_e}, \overline{T_e}$: pression et température ambiantes adimensionnées,

 $\overline{C_p}$: chaleur spécifique à pression constante adimensionnée, où : $\overline{C_p} = cp.\frac{Te}{c_1^2}$.

Le calcul de perte de puissance par piégeage d'air en pied de dent est illustré à la figure 2.19 qui représente les pertes instantanées par piégeage en fonction de l'angle de rotation du pignon (denture droite) et pour différentes vitesses de rotation. Il apparaît tout d'abord que la perte instantanée fluctue au cours du temps du fait de l'entrée et de la sortie progressive des dents. Le point minimum correspond d'ailleurs à l'instant où un volume sort de la zone d'engrènement et un autre entre. Ensuite, la valeur moyenne de cette perte instantanée dépend directement de la vitesse de rotation. Ce résultat est confirmé par le calcul des pertes moyennes pour différents angles d'hélice en fonction de la vitesse de rotation (figure 2.20). La dépendance forte de la perte avec la vitesse de rotation est confirmée puisqu'elle est approximativement proportionnelle à la vitesse de rotation à la puissance 2,8. Ceci indique que le rendement de la transmission par engrenages va diminuer lorsque la vitesse de rotation augmente. L'angle d'hélice apparaît également comme un paramètre de premier d'ordre alors que le chargement appliqué sur les dentures n'a pas d'influence.



pignon et pour différentes vitesses de rotation (denture hélicoïdale)



<u>Figure 2.20 : Pertes de puissance par piégeage moyenne calculée</u> <u>en fonction de la vitesse de rotation et pour différents angles d'hélice</u>

<u>5 - CONCLUSION</u>

Un nouveau modèle a été développé qui permet de simuler le phénomène de piégeage d'air ou de mélange air-huile dans l'espace inter dents au cours de l'engrènement pour un engrenage droit et hélicoïdal. D'un point de vue théorique, il est basé sur la discrétisation de l'équation de continuité appliquée aux écoulements des gaz parfaits soumis à des cycles isentropiques de compression-aspiration ou compression-détente et prend en compte la possibilité de conditions critiques (vitesses soniques ou non). Un banc d'essai spécifique a permis de mesurer la pression instantanée dans les espaces inter dents pour des engrenages droits ou hélicoïdaux. Les courbes de pression mesurées à différents endroits le long de la largeur de denture et pour différentes vitesses de rotation ont été comparées aux calculs et un bon accord sur l'ensemble des résultats est observé.

Les pertes de puissance par piégeage d'air ou de mélange air-huile entre les dents peuvent ainsi être déterminées et indiquent un rôle important de la vitesse de rotation, une contribution non négligeable de l'angle d'hélice.

CHAPITRE III

PERTE DE PUISSANCE

PAR FROTTEMENT A LA DENTURE

1 - INTRODUCTION

2 - CONTEXTE-ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

3 - LOI DE FROTTEMENT

4 - MODELISATION DE LA PERTE DE PUISSANCE

5 - PERTE DE PUISSANCE

6 - CONCLUSION

<u>1 - INTRODUCTION</u>

Il est communément admis que, dans la majorité des transmissions par engrenages (vitesse de rotation du pignon faible voire moyenne), le frottement à la denture est une source de dissipation majeure et qu'il peut, dans certains cas, être également une source d'excitation induisant des vibrations et du bruit [117]. De ce fait, il est important de disposer de modèles tribologiques adéquats et fiables pour modéliser au mieux ce phénomène. Il existe dans la littérature de nombreuses lois ([10], [116], [72]) pour évaluer les coefficients de frottement dans les contacts lubrifiés (dans les conditions de lubrification limite, mixte et hydrodynamique) qui ont été établies en utilisant des simulateurs élastohydrodynamiques (EHD) sous des conditions de fonctionnement proches de celles rencontrées dans les engrenages. Dans cette étude, les lois de Benedict-Kelley [10], Kelley-Lemansky [76] et Coulomb (coefficient de frottement constant de 0.1 pour des conditions de lubrification limite et de 0.05 pour celles hydrodynamiques) ont été utilisées pour analyser l'influence de ce frottement sur les pertes. Il faut néanmoins noter que ces équations empiriques ont été obtenues avec des éprouvettes dont les stries d'usinage sont parallèles à la direction de roulement alors que, dans les engrenages, elles sont souvent perpendiculaires.

Ce chapitre présente, dans un premier temps, l'établissement d'une loi de frottement spécifique à partir du simulateur EHD appelé machine à galets hautes performances, sous des conditions de fonctionnement et avec des états de surface sur les éprouvettes plus proches de ceux des engrenages. Cette loi ainsi que les autres lois de la littérature ont ensuite été introduites dans un modèle dynamique tridimensionnel d'engrènement qui intègre, entre autres, le frottement à la denture. Les résultats numériques ainsi obtenus ont été comparés aux mesures effectuées sur le banc d'analyse du comportement vibratoire qui est un réducteur à engrenage simple étage fortement instrumenté. Finalement, une étude paramétrique a été conduite afin de montrer que le frottement à la denture modifie la transmission dynamique des efforts au travers des paliers et provoque des pertes de puissance significatives.

2 - CONTEXTE-ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Le contact entre dentures, qualifié d'élastohydrodynamique (EHD), se caractérise par une géométrie non conforme des surfaces qui conduit à des aires de contact faibles, des déformations importantes des surfaces et des pressions de contact élevées ainsi qu'à la présence d'un film intercalaire dû à la propriété piézovisqueuse et au comportement non newtonien du lubrifiant et qui permet :

- l'accommodation des vitesses entre les surfaces en contact,
- la transmission de la charge normale,
- l'évacuation des calories produites dans le contact,
- l'évacuation des débris ou autres particules d'usure.

La compréhension du contact EHD est récente. Il faut néanmoins souligner que les études de Hertz (1881) [62] et de Reynolds (1886) [102] sont les éléments de base de la résolution du contact EHD. En 1916, Martin [80] et Gümbel [54] appliquent l'équation de Reynolds au cas correspondant à la lubrification des engrenages et parviennent à estimer l'épaisseur du film d'huile séparateur entre les surfaces des dents des engrenages. Néanmoins, le calcul apparaît comme approximatif puisque, même si les épaisseurs de film calculées sont beaucoup plus faibles que les rugosités, aucune détérioration sur les engrenages n'est notée. En fait, il faut attendre les travaux de Ertel [47] et Grubin [53] pour avoir une meilleure résolution numérique du problème EHD puisque, en particulier, les auteurs prennent en compte la première loi de piézoviscosité de Barus [8]. Leurs études posent les bases de la théorie EHD. En 1949, Petrusevich [98] publie la première résolution numérique du problème

EHD. L'arrivée des méthodes d'interférométrie optique et de méthodes numériques de plus en plus performantes a permis de comprendre plus finement les phénomènes mis en jeu et de déterminer les épaisseurs centrales et minimales de film d'huile (Dowson et Higginson [40], Hamrock et Dowson [56], Chittenden [26]). Aujourd'hui, la précision des mesures expérimentales (de l'ordre de quelques nanomètres) et la finesse des modèles numériques permettent de connaître quantitativement les épaisseurs de film dans les contacts EHD et d'identifier les phénomènes physiques induits par la présence de défauts de surface ou encore d'alimentation réduite en lubrifiants (Kaneta [75], Venner et Lubrecht [118]).

2.1 - ASPECTS THEORIQUES SUR LE FROTTEMENT

D'une façon générale, le coefficient de frottement dans le cas de contacts lubrifiés EHD varie avec la charge, la vitesse d'entraînement, la vitesse de glissement, les propriétés du lubrifiant utilisé et les propriétés des matériaux (y compris les états de surfaces). Les approches modernes distinguent trois régimes de lubrification (figure 3.1) :

- 1. le régime de lubrification limite (traduction du terme anglo-saxon "boundary lubrication") dans lequel le frottement est principalement dû aux interactions entre aspérités. Dans ce cas, les effets physico-chimiques des additifs sont particulièrement importants ;
- 2. le régime de lubrification en film complet dans lequel il n'y a aucune interaction entre les aspérités (l'épaisseur du film lubrifiant est très supérieure à la rugosité des surfaces). Le frottement est essentiellement fonction des propriétés du lubrifiant ;
- 3. le régime de lubrification mixte dans lequel le frottement est lié d'une part aux interactions entre aspérités, d'autre part à la lubrification élastohydrodynamique partielle.



2.1.1 - REGIME DE LUBRIFICATION LIMITE

Dans ce régime de lubrification, le coefficient de frottement est très difficile à appréhender et à modéliser car il est fonction des additifs dans le lubrifiant qui forment des couches minces adsorbées. Un faible changement de propriétés de ces couches peut alors engendrer de grandes modifications dans le coefficient de frottement. De ce fait, ce dernier est principalement gouverné par les propriétés chimiques et physiques du film de surface dues aux interactions chimiques et physiques entre le métal et le lubrifiant [88].

2.1.2 - REGIME DE LUBRIFICATION EN FILM COMPLET

Dans le cas de la lubrification en film complet, la variation du coefficient de frottement avec la vitesse de glissement ou le taux de glissement (rapport entre la différence des vitesses des surfaces et leur somme) suit le comportement suivant (figure 3.2) : nul lorsque les corps roulent sans glisser, il augmente linéairement pour de faibles valeurs de glissement puis atteint un maximum pour ensuite diminuer pour des glissements élevés. Trois régions peuvent être alors définies :

i) la région linéaire où le lubrifiant a un comportement newtonien. La viscosité et la piézoviscosité y ont un rôle important puisqu'elles gouvernent la pente de la courbe ;

ii) la région non linéaire où le lubrifiant a un comportement non newtonien ;

iii) la région thermique où les effets liés aux échauffements dans le contact conduisent à une réduction du frottement.



Figure 3.2 : Courbes de frottement typiques [73]

Plusieurs équations empiriques issues de travaux expérimentaux menés pour des taux de glissement élevés (dans la région thermique) sont disponibles dans la littérature (tableau 3.1). Il apparaît nettement que, du fait que ces équations sont empiriques, tous les phénomènes physiques et tous les paramètres n'ont pu être pris en compte (forme des rugosités, effets thermiques) et qu'elles sont valables uniquement pour des taux de glissement moyens.

2.1.3 - REGIME DE LUBRIFICATION MIXTE

Du fait des rugosités élevées des dentures d'engrenages, ce régime est sans doute prépondérant en particulier pour les taux de glissement élevés (au début et à la fin de l'engrènement). Dans ce régime, les interactions possibles entre les aspérités, dont la forme dépend directement des états de surfaces, sont à prendre en compte et vont influencer de façon significative le coefficient de frottement comme l'ont montré Shotter [107], Dawson et Wholmes [39] ou encore O'Donoghue et Cameron [94].

Afin de déterminer le niveau d'interactions entre aspérités, le paramètre Δ qui relie l'épaisseur de film de lubrifiant et la rugosité des surfaces peut être défini comme :

$$\Delta = \frac{h}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \tag{3.1}$$

avec :

- h : épaisseur de film de lubrifiant [µm],
- σ_1 , σ_2 : moyennes quadratiques de la rugosité (Rms) des surfaces 1 et 2 [µm].

référence	équation	variables		
Kuzmin [78]	$C_{f} = \frac{\frac{V_{s}}{U}}{q_{1} + q_{2}\frac{V_{s}}{U} + q_{3}(\frac{V_{s}}{U})^{2}} + q_{4}(\frac{V_{s}}{U})^{2}$	<i>U</i> : vitesse de roulement $[m/s]$, <i>V_s</i> : vitesse de glissement $[m/s]$, <i>q_i</i> : paramètres issus des courbes expérimentales.		
Misharin [90]	$C_f = \frac{0.325}{(v_0 U V_s)^{0.25}} \qquad 0.02 \prec C_f \prec 0.08$	U: vitesse de roulement [m/s], V_s : vitesse de glissement [m/s], \mathcal{U}_0 : viscosité cinématique [cSt].		
Benedict Kelley [10]	$C_f = 0.0127 \log_{10} \left \frac{3.17 \times 10^8 F}{\mu_0 V_s U^2} \right $	μ_0 : viscosité [cP], F: charge normale [lb.in ⁻¹], U: vitesse de roulement [in/s], V_s : vitesse de glissement [in/s].		
O'Donoghue Cameron [94]	$C_f = \frac{s+22}{35} \frac{0.6}{\mu^{1/8} V_s^{1/3} U^{1/6} R^{1/2}}$	s : rugosité des surfaces [μ in], U : vitesse de roulement [in/s], V_s : vitesse de glissement [in/s], μ : viscosité [cP], R : rayon de courbure équivalent [in].		
Kelley Lemanski [76]	$C_{f} = 0.0099 \frac{1}{1 - S/45} \log_{10} \left[\frac{50.8F}{\mu_{0}V_{s}U^{2}(R_{P} + R_{g})^{2}} \right]$	μ_0 : viscosité [Pa.s], F: charge normale [N], U: vitesse de roulement [m/s], V_s : vitesse de glissement [m/s], R_p : rayon de courbure du pignon [m], R_g : rayon de courbure de la roue [m].		

Tableau 3.1 : Equations empiriques pour la détermination du coefficent de frottement

Lorsque le paramètre Δ est proche de 1, il y a interaction entre les aspérités des deux surfaces et la charge normale n'est alors plus supportée seulement par le fluide mais également par les rugosités. Ce paramètre permet d'ailleurs de définir les différents régimes de lubrification (Tallian et al [112]) :

- $\Delta < 1$ pour le régime de lubrification limite,
- $0.5 \approx 1 < \Delta < 2.5 \approx 3$ pour le régime de lubrification mixte,
- $\Delta > 3$ pour le régime de lubrification en film complet.

A partir de l'épaisseur de film de lubrifiant, il est donc possible de déterminer le pourcentage moyenné d'interactions entre les aspérités des surfaces [71, 85], la charge supportée par celles-ci et donc la proportion de frottement induite. Les premiers modèles prenant en compte la statistique de la rugosité des surfaces pour calculer les aires de contact entre aspérités et les charges supportées par ces dernières ont été établis par Greenwood et Williamson [50]. Ils considèrent qu'une des surfaces est lisse tandis que l'autre présente une distribution gaussienne des aspérités considérées comme sphériques avec un rayon de courbure au sommet constant. Bush et Gibson [17] proposent un modèle similaire en considérant la distribution gaussienne des aspérités de formes elliptiques. Enfin, Nayak [101] présente une méthode statistique pour calculer les paramètres caractéristiques des surfaces rugueuses.

En réalité, les surfaces sont toutes les deux rugueuses et Greenwoood et Tripp [52] établissent un nouveau modèle afin de montrer que le contact entre deux surfaces rugueuses est identique au contact entre une surface avec une rugosité équivalente et une surface plane. Buch [17, 15, 16, 18] et Whitehouse et Archard [124] montrent qu'il existe une relation entre β , le rayon de courbure des aspérités, N, leur densité et σ l'écart type de leur hauteur :

$$N\sigma\beta = cte \tag{3.2}$$

Enfin, il arrive que le niveau de chargement soit suffisamment élevé pour conduire à une plastification des aspérités en contact. Abott et Firestone [1] sont les premiers en 1933 à établir un modèle prenant en compte les déformations plastiques des rugosités et Chang et al [20] établissent quant à eux un critère pour le passage du modèle élastique au modèle plastique avec conservation du volume.

2.2 - ESTIMATION D'UN COEFFICIENT DE FROTTEMENT MOYEN DANS LES TRANSMISSIONS

La majorité des essais sur des transmissions par engrenages est conduite pour étudier l'usure, la fatigue des engrenages mais également, même si cela reste rare, pour mesurer le coefficient de frottement moyen et le rendement. De telles mesures sont indispensables afin de valider en particulier les modèles de frottement établis.

Ainsi, Öhlendorf [95] a été un des premiers à effectuer des mesures de perte moyenne provoquée par le frottement à la denture, à partir desquelles il a pu déduire un coefficient de frottement moyen. Les résultats de ses essais ont été corrélés par Blok [12] qui en a extrait des courbes de coefficient de frottement moyen, Cf_{av} , en fonction de l'engrènement. Les valeurs du coefficient de frottement moyen ainsi obtenues sont comprises entre 0.03 et 0.06, ce qui témoigne d'un fonctionnement en régime de lubrification mixte et ce qui montre que l'influence des états de surfaces est significative. Sasaki et al [105] ont également mesuré un coefficient de frottement moyen dont les valeurs vont de 0.05 à 0.1 ce qui correspond à un régime de lubrification limite ou mixte. Les premiers essais pour mesurer les variations instantanées du couple de frottement sont à mettre au crédit de Mirarefi et Radzimovsky [89, 99, 100], même s'ils ont été effectués à des vitesses de rotation du pignon faibles (de 6 tr/min jusqu'à 50 tr/min). Yada [125] quant à lui a évalué la perte due au frottement en mesurant la quantité de chaleur transmise au bain d'huile dans lequel les engrenages sont immergés. Néanmoins, cette méthode ne donne encore que des valeurs moyennes du coefficient de frottement.

<u>3 - LOI DE FROTTEMENT</u>

Il ressort de l'analyse bibliographique qu'il n'existe que peu ou pas de modèles qui permettent de décrire le frottement instantané à la denture et par conséquent la perte de puissance instantanée induite. Il faut souligner également que, pour calculer les rendements de transmissions par engrenages, les formules de Benedict-Kelley [10] et Kelley-Lemanski [76] sont les plus utilisées. Cependant, ces formules ont été obtenues pour des conditions expérimentales correspondant à des taux de glissement élevés et à partir d'éprouvettes dont les stries d'usinage étaient parallèles à la direction du roulement alors que, pour les engrenages, elles sont perpendiculaires. D'ailleurs si ces formules sont comparées à des courbes de frottement expérimentales (figure 3.3), il apparaît qu'elles ne sont pas valables pour des taux de glissement faibles (de 2 à 20%) et qu'elles ne suivent pas le comportement asymptotique pour des taux de glissement élevés. Ceci pose donc la question de la validité de ces modèles et nécessite l'établissement de lois de frottement plus adaptées.



Figure 3.3 : Comparaison entre quelques lois de frottement de la littérature

3.1 - SIMULATION EHD DU CONTACT ENTRE DENTURES

Afin d'évaluer les propriétés tribologiques des lubrifiants, des bancs d'essai EHD tels que les machines bi-disques [120] peuvent être utilisés pour simuler les conditions de contact au niveau des engrènements. Dans cette étude, la machine à galets hautes performances du laboratoire a été utilisée [120]. Elle est composée de deux électrobroches indépendantes sur lesquelles sont montés les disques ou galets (figure 3.4). La vitesse de rotation de chaque moteur peut varier de 1000 à 14000 tr/mn et être réglée indépendamment, ce qui permet d'avoir des taux de glissement variables. La charge est appliquée à l'aide d'un vérin pneumatique.



Figure 3.4 : Principe de la machine à galets hautes performances [120]

Grâce aux rayons des disques (entre 10 et 50 mm) et aux rayons de courbures dans la direction axiale (entre 10 mm et l'infini), des pressions hertziennes maximales de 0,1 à 4 GPa peuvent être obtenues. La force de frottement entre les disques est mesurée via une cellule de charge (1 à 250 N), un des moteurs (moteur n°2) étant monté sur deux paliers cylindriques hydrostatiques, ce qui lui permet de tourner autour d'un axe normal au rotor et le transforme ainsi en balance dynamométrique.

Les expériences ont été effectuées avec des disques en acier (tableau 3.2) et un lubrifiant typique pour les engrenages (viscosité cinématique de 60 cSt à 40°C). Certains des disques étaient lisses (Ra $\approx 0.05 \ \mu$ m), les autres présentant une rugosité proche de celle des engrenages (Ra $\approx 0.8 \ \mu$ m ; stries d'usinage perpendiculaires à la direction de roulement). Les

(3.4)

conditions de fonctionnement des essais (température de lubrifiant, pression hertzienne maximale, vitesse de roulement, rugosité) ont été choisies de façon à se rapprocher des conditions de contact dans les engrenages (tableau 3.2).

matériau	17 CrNiMo6, cémenté	
état de surface (Ra)	0.05;0.8	μm
lubrifiant	TVEP (huile "marine")	
température du lubrifiant	50; 60; 80; 100	°C
pression de Hertz, Pmax	0.8; 1.0; 1.2; 1.6	GPa
vitesse de roulement, $(U1+U2)/2$	3.54 ; 9.425	m/s
taux de glissement, (U1-U2) / (U1+U2)	De -20 % à + 20 %	

Tableau 3.2 : Conditions de fonctionnement sur la machine à galets hautes performances

3.2 - ETABLISSEMENT DE LA LOI DE FROTTEMENT

A partir des courbes de frottement expérimentales (figures 3.5, 3.6, 3.7 et annexe 5), une loi de frottement, basée sur la théorie de Greenwood-Tripp [52, 60] et complétée par Mikic [86], a été obtenue. Le principe consiste à combiner les contraintes de cisaillement dues au fluide avec celles dues aux interactions entre les rugosités, qualifiées de sec, sous la forme :

$$C_{f} = \frac{1}{p_{moy}} \left[\frac{A_{c}}{A_{0}} \tau_{sec} + (1 - \frac{A_{c}}{A_{0}}) \tau_{fluide} \right]$$
(3.3)

où :

- C_f : coefficient de frottement,
- p_{mov} : pression de contact moyenne [Pa],
- A_c : aire de contact réelle [m²],
- A_0 : aire de contact apparente [m²],
- τ_{sec} : taux de cisaillement sec [Pa],
- τ_{fluide} : taux de cisaillement fluide [Pa].

Le rapport
$$\frac{A_c}{A_0}$$
 donné par Mikic [86] s'écrit :

$$\frac{A_c}{A_0} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} \left(1 - erf\left(\frac{\Phi_T h_c}{\sqrt{2m_0}} \right) \right) \right]$$

avec :

- Φ_T : coefficient de correction thermique (Gupta et al. [55]),
- *hc*: épaisseur du film lubrifiant au centre du contact [μm] (Hamrock-Dowson [56]),
- m_0 : moyenne quadratique du profil de rugosité des surfaces égale au $(Rms)^2$ [μ m²].

où :

• $Rms = \sqrt{\frac{1}{L} \int_{0}^{L} (Z(x) - Z_0)^2 dx}$, L étant la longueur de mesure du profil et Z_0 la

moyenne arithmétique du profil de rugosité des surfaces.

En utilisant le modèle classique de Ree-Eyring [73] simplifié, la loi de frottement, pour la partie due au fluide, a été établie en utilisant les courbes de frottement obtenues avec les disques lisses (Ra= $0.05 \ \mu m$) comme suit :

$$\tau_{fluide} = \tau_L \sinh^{-1}(\frac{\tau_N}{\tau_L})$$
(3.5)

avec :

$$\tau_{N} = \mu(p_{moy}, T_{fluide}) \frac{\Delta U}{\Phi_{T} h_{c}}$$
(3.6)

où :

• $\mu(p_{moy}, T_{fluide})$: viscosité du lubrifiant à la pression moyenne et à la température du fluide selon la loi de Roelands [60] [Pa.s],

et :

$$\tau_{L} = C_{0} \exp(C_{p} \cdot p_{moy}) \cdot \exp(C_{t} \left(\frac{1}{T_{fluide}} - \frac{1}{T_{0}}\right))$$
(3.7)

où :

- τ_N : taux de cisaillement newtonien [Pa],
- τ_L : taux de cisaillement limite [Pa],
- $\Delta U = U1 U2$: vitesse de glissement [m/s],
- T_{fluide}, T_0 : températures de fonctionnement et de référence respectivement [K],
- C_0, C_n, C_t : coefficients déterminés expérimentalement (tableau 3.3).

La partie de la loi de frottement qui correspond aux interactions entre rugosités a été établie d'après Carter [23] et Johnson [72] et en utilisant les courbes de frottement obtenues avec les disques rugueux (Ra= $0.8 \mu m$):

$$\tau_{sec} = \frac{W_{sec}}{A_c} \times f_{sec} \times [1 - exp(\frac{1}{S_{crit}} \times \frac{\Delta U}{U})]$$
(3.8)

avec :

•
$$\frac{w_{\text{sec}}}{A_c} = 0.2E' \sqrt{\frac{m_2}{\pi}}$$
(3.9)
• $S_{crit} = 0.1 \sqrt{\frac{m_0}{m_2}} / a$

où :

- w_{sec} : charge supportée par les rugosités [N],
- f_{sec} : coefficient de frottement "sec" qui dépend des couches d'additifs entre autres et qui est déterminé expérimentalement (tableau 3.3),
- S_{crit} : coefficient critique de stick –slip,
- $U = U_1 + U_2$: vitesse de roulement [m/s],
- *a* : demi-largeur de contact [m],
- m_2 : moyenne quadratique des pentes du profil [rad²] égale à $(R_{da})^2$,

avec :

$$R_{dq} = \sqrt{\frac{1}{L} \int_{0}^{L} (\frac{dz}{dx})^2 dx}$$

• *E*' : module de Young équivalent [Pa],

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \upsilon l^2}{El} + \frac{1 - \upsilon 2^2}{E2} \right), E_1, E_2 \text{ et } \upsilon_1, \upsilon_2 \text{ étant les modules de Young et les}$$

coefficients de Poisson de chaque surface ou disque.

Les figures 3.5, 3.6, et 3.7 ainsi que l'annexe 5 montrent qu'un certain nombre de courbes expérimentales de frottement obtenues avec la machine à galets hautes performances valident les résultats théoriques calculés à partir des équations 3.3 à 3.9. Ainsi, quelles que soient les conditions de contact, le modèle est en accord avec l'étude expérimentale qui valide en grande partie l'approche proposée pour le frottement à la denture.



<u>(TVEP, 80°C, U= 9.425 m/s, Ra = 0.05 μm)</u>

Il est à noter que les différentes caractéristiques du lubrifiant (piézoviscosité, coefficients C_0 , C_P et C_T pour le taux de cisaillement limite τ_L) ont été obtenues à partir de l'ensemble des courbes de frottement soit 64 essais différents.



Figure 3.6 : Influence de la température du lubrifiant (TVEP, p_h = 1.2 GPa, U = 9.425 m/s, Ra = 0.05 μm)

μ[Pa.s] à 45°C	α [Pa ⁻¹]	C_0 [Pa]	$C_p [\operatorname{Pa}^{-1}]$	$C_t[K]$	f_{sec}
0.043	1.98 10 ⁻⁸	$3.562\ 10^6$	8 10-10	950	0.1

Tableau 3.3 : Caractéristiques obtenues pour la TVEPet les éprouvettes en 17CrNiMo6, cémenté



4 - MODELISATION DE LA PERTE DE PUISSANCE

Afin de modéliser au plus juste la perte de puissance due au frottement de la denture, il est nécessaire de simuler le comportement complet de la transmission par engrenages et de valider le modèle vis-à-vis de résultats expérimentaux.

4.1 - MODELISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DE L'ENGRENEMENT

Le modèle de type éléments finis du comportement dynamique de transmissions par engrenages à dentures droites et hélicoïdales [117] a été utilisé pour évaluer les efforts transmis au niveau des paliers, images des forces globales de frottement à la denture, à diverses vitesses de rotation. Les paliers sont représentés par des rigidités concentrées et les arbres par des éléments finis à deux nœuds qui prennent en compte les déplacements de torsion, de flexion et axiaux. Le pignon et la roue sont assimilés à deux cylindres rigides avec six degrés de liberté liés par des raideurs indépendantes distribuées le long de lignes de contact discrétisées sur le plan d'action. En notant M_{ij} (figure 3.8), un point de contact potentiel (*i* se rapporte à la ligne de contact considérée et *j* au segment centré en M_{ij}), la force normale de contact à M_{ij} est exprimée comme :

$$dN_{ij} = k_{ij} \Delta(M_{ij}) \tag{3.10}$$

où :

- dN_{ij} : effort normal élémentaire sur le segment lié à M_{ij} ,
- k_{ij} : raideur d'engrènement associée au segment lié à M_{ij} .

La déflection due à l'engrènement en M_{ij} , $\Delta(M_{ij})$ s'écrit :

$$\Delta(M_{ij}) = \{V_{ij}\}^T \{X\} - \delta e_{ij}$$
(3.11)

avec :

$$\delta e_{ij} = \max_{i,j} (e_{ij}) - e_{ij}$$

où :

- e_{ij} : déviation normale composée par rapport à la géométrie idéale de la dent (pignon + roue) en M_{ij} ,
- $\{V_{ij}\}^T$: vecteur de structure défini comme :

$$\begin{split} \left\{ \hat{V}_{ij} \right\} &= < \cos \beta_b . \sin \alpha_p, \\ &\quad \cos \beta_b . \cos \alpha_p, \\ &\quad \sin \beta_b, \\ &\quad - \sin \beta_b R b_1 \sin \alpha_p + \cos \alpha_p \left[x_{ij} \sin \beta_b - z_{ij} \cos \beta_b \right], \\ &\quad - \sin \beta_b R b_1 \cos \alpha_p - \sin \alpha_p \left[x_{ij} \sin \beta_b - z_{ij} \cos \beta_b \right], \\ &\quad R b_1 . \cos \beta_b, \\ &\quad - \cos \beta_b . \sin \alpha_p, \\ &\quad - \cos \beta_b . \cos \alpha_p, \\ &\quad - \sin \beta_b, \\ &\quad - \sin \beta_b R b_2 \sin \alpha_p + \cos \alpha_p \left[\left(T_1 T_2 - x_{ij} \right) \sin \beta_b - z_{ij} \cos \beta_b \right], \\ &\quad - \sin \beta_b R b_2 \cos \alpha_p - \sin \alpha_p \left[\left(T_1 T_2 - x_{ij} \right) \sin \beta_b - z_{ij} \cos \beta_b \right], \\ &\quad R b_2 . \cos \beta_b > \end{split}$$

avec :

- Rb_1, Rb_2 : rayons de base du pignon et de la roue respectivement [m],
- α_p : angle de pression apparent [°],
- β_b : angle d'hélice de base [°],
- x_{ii}, z_{ii} et T_1T_2 : définis à la figure 3.8.



Figure 3.8 : Les paramètres géométriques sur le plan d'action

La force locale de frottement en M_{ij} s'écrit :

$$\overrightarrow{dT_{2ij}^{l}} = f_{ij} \varepsilon_{ij} \| dN_{2ij}^{l} \| \vec{y}$$

$$(3.12)$$
bù :

- dT_{2ij}^1 : effort tangentiel sur le segment élémentaire lié à M_{ij} ,
- f_{ij} : coefficient de frottement local au point M_{ij} ,

•
$$\varepsilon_{ij} = \frac{\vec{V}_2^I(M_{ij})}{\left\|\vec{V}_2^I(M_{ij})\right\|} = \pm 1,$$

• $\vec{V}_2^{(I)}(M_{ij})$: vecteur vitesse de glissement des surfaces des dents du pignon et de la roue.

La sommation de toutes les forces de frottement instantanées donne un vecteur additionnel d'excitation dont l'écriture vis-à-vis des degrés de liberté du pignon et de la roue est :

$$\left\{ \hat{F}_{f}(t) \right\} = \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot f_{ij} \cdot dN_{ij} \cdot \left\{ \hat{W}_{ij} \right\}$$

$$\text{avec :}$$

$$\left\{ \hat{W}_{ij} \right\}^{T} = \left\langle -\cos \alpha_{p}, \sin \alpha_{p}, 0, -\sin \alpha_{p} \eta_{ij} \cos \beta_{b}, -\cos \alpha_{p} \eta_{ij} \cos \beta_{b}, x_{ij} \right.$$

$$\left. \cos \alpha_{p}, -\sin \alpha_{p}, 0, \sin \alpha_{p} \cdot \eta_{ij} \cdot \cos \beta_{b}, \cos \alpha_{p} \cdot \eta_{ij} \cdot \cos \beta_{b}, \left(T_{1} T_{2} - x_{ij} \right) \right\rangle$$

$$\left. \right\}$$

$$\left\{ \left. \left\{ \hat{F}_{f}(t) \right\} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} \right\}$$

$$\left\{ \left\{ \hat{F}_{f}(t) \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} \right\}$$

$$\left\{ \hat{F}_{ij}(t) \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \left\{ \hat{F}_{ij}(t) \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} \right\}$$

$$\left\{ \left\{ \hat{F}_{ij}(t) \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} \right\}$$

$$\left\{ \hat{F}_{ij}(t) \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \hat{F}_{ij}(t) \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \hat{F}_{ij}(t) \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\}$$

$$\left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left\{ \sum_{i,j} \varepsilon_{ij} \cdot \delta_{ij} \cdot \delta_{ij} \right\} = \left$$

Finalement, l'assemblage de toutes les matrices élémentaires et des vecteurs de forces conduit à un système différentiel de la forme :

$$[M] \{ \ddot{X} \} + [C] \{ \dot{X} \} + [[K] + \sum_{i,j} k_{ij} . \{ V_{ij} \} - f_{ij} . \varepsilon_{ij} . \{ W_{ij} \} \} \{ V_{ij} \}^T] \{ X \} = \{ F_o \} + Cr(f_{ij}, t) \{ G \} + \{ F_2(\{x\}, \delta e(M_i), t) \}$$

$$(3.14)$$

où :

- [*M*] : matrice masse globale constante,
- $\{X\}$: vecteur de l'ensemble des degrés de liberté,
- [*C*] : matrice amortissement globale constante,
- [K] : matrice raideur globale constante (arbres, paliers, accouplements...),
- Cr(f_{ij},t){G}: couple résistant de sortie instantané (dépendant du frottement à la denture),
- $\{V_{ii}\}$: vecteur structure qui prend en compte la géométrie des roues dentées,
- $\{F_o\}$: vecteur des chargements extérieurs,
- $\{F_2(\{x\}, \delta e(M_i), t)\}$: vecteur prenant en compte les écarts de forme.

La résolution du système (3.14) est conduite de manière itérative en combinant un schéma d'intégration pas à pas avec des algorithmes vérifiant que les efforts normaux de contact sont compressifs, qu'il n'y a d'interpénétration que dans la zone de contact et qu'il y a convergence sur les efforts de frottement. Les détails sur les aspects mathématiques et numériques associés à la modélisation et à la résolution peuvent être trouvés dans Velex et Cahouet [117].

4.2 - COMPARAISONS AVEC LES RESULTATS OBTENUS SUR LE BANC D'ESSAI

Afin de valider le modèle de comportement dynamique et la loi de frottement proposée, des mesures ont été effectuées sur une transmission par engrenages fortement instrumentée appelée Banc d'Analyse du Comportement Vibratoire, BACV (figure 3.9 et tableau 3.4) [9]. Elle est composée d'un train simple étage avec des roues à dentures droites ou hélicoïdales à axes parallèles.



Figure 3.9 : BACV et système de mesure des efforts aux paliers

Le pignon est entraîné par un moteur électrique dont la vitesse de rotation peut varier entre 0 à 6000 tr/min. Le couple résistant est appliqué sur la roue par une génératrice électrique. Les arbres sont montés sur des paliers hydrostatiques ou hydrodynamiques selon la gamme de vitesses à tester. Le système de mesure se compose: a) de deux couplemètres, b) de 8 paires de capteurs de déplacement situés à 90° à quatre endroits sur chaque axe, c) de jauges de déformation en pied de trois dents successives du pignon et de la roue et d) de tables piézométriques sous chaque palier.

Les forces de frottement sur les dentures sont déduites des efforts mesurés aux paliers par les tables piézométriques (mesures disponibles uniquement jusqu'à 600 tr/min du fait des caractéristiques des capteurs) après projection dans la direction normale au plan d'action (soit la direction tangente aux profils de denture). Les efforts de frottement ainsi mesurés ne correspondent pas aux efforts sur un contact mais aux efforts totaux représentant les contributions de tous les contacts à un instant donné. Enfin, il est important de souligner que la bande passante de mesure est limitée par la fréquence de résonance du système engrenages/arbres/palier/capteur. Dans cette étude, seules des mesures à faibles vitesses ont été effectuées ce qui correspond à une configuration avec les paliers hydrostatiques et pour les roues à denture droite. Le couple résistant est de 1570 N.m et la vitesse de rotation du pignon varie de 200 à 600 tr/min.

	denture droite		denture hélicoïdale		
entraxe [mm]	366		375		
	Pignon	roue	pignon	roue	
nombre de dents	26	157	26	157	
largeur [mm]	50	40	50	40	
module [mm]	4				
angle de pression [°]	20				
angle d'hélice [°]	0		12.5		
acofficient de croux	1.4				
coefficient de cieux	(dû à la présence des jauges de déformation)				
coefficient de saillie	1.0				
coefficient de déport	0.16	-0.16	0.16	-0.14	

Tableau 3.4 : Caractéristiques des dentures du BACV

Les figures 3.10 et 3.11 montrent les forces de frottement globales mesurées et simulées. Les simulations ont été effectuées dans les conditions suivantes : a) pas de frottement, b) un coefficient de frottement constant de 0.05 et de 0.1, c) en utilisant les formules de Benedict-Kelley, d) de Kelley-Lemanski et e) en appliquant les équations proposées (3.3 à 3.9).

Les conclusions suivantes peuvent être déduites :

- 1. l'influence du frottement à la denture n'est pas négligeable et doit être prise en compte dans l'analyse dynamique des transmissions par engrenages particulièrement aux basses vitesses ;
- 2. la formule de Benedict-Kelley donne de bons résultats avec quelques anomalies près du point de roulement sans glissement, tandis que la formule de Kelley-Lemanski surestime les forces de frottement globales ;
- 3. aux basses vitesses, c'est-à-dire pour des régimes de lubrification mixtes ou limites où les forces de frottement sont significatives, un coefficient de frottement de 0,1 donne des résultats raisonnablement bons ;
- 4. aux vitesses plus élevées, c'est-à-dire pour des régimes de lubrification complète, un coefficient de frottement de 0,05 donne des résultats satisfaisants ;
- 5. le modèle de frottement proposé donne les meilleurs résultats pour les basses vitesses et pour des vitesses plus élevées. Cet accord est dû en partie à la validation du modèle sur des disques dont les états de surfaces étaient semblables à ceux des engrenages de la transmission utilisée.



<u>Figure 3.10 : Forces de frottement globales pour différentes lois de frottement</u> <u>Cr=1570 Nm ; ne = 200 tr/min ; denture droite ; paliers hydrostatiques</u>



<u>Figure 3.11 : Forces de frottement globales pour différentes lois de frottement</u> <u>Cr=1570 Nm ; ne = 600 tr/min ; denture droite ; paliers hydrostatiques</u>

<u>5 - PERTE DE PUISSANCE</u>

Connaissant les vitesses de glissement et les forces de frottement instantanées, les pertes de puissance peuvent être directement calculées à partir du modèle de dynamique de l'engrènement comme suit :

$$P(t) = \sum_{i,j}^{N} dT_{2ij}^{1} V_{2}^{1}(M_{ij})$$
(3.15)

avec :

• N : nombre de cellules de contact dans la fenêtre d'engrènement.

5.1 - INFLUENCE DE LA LOI DE FROTTEMENT

Le calcul des forces de frottement basé sur un modèle de Coulomb ou de Benedict-Kelley (figures 3.10 et 3.11) donne des résultats proches de ceux obtenus par l'approche proposée. Par contre, les estimations de la perte de puissance par frottement à la denture sont sensiblement différentes. Par exemple, la figure 3.12 montre le frottement local (sur une paire de dents) et global ainsi que les pertes de puissance locales et globales associées, pour une vitesse de rotation de 600 tr/mn sur l'axe de pignon.

En ce qui concerne les forces de frottement (figure 3.12-a), il apparaît que :

- au voisinage du point de roulement sans glissement, la formule de Benedict-Kelley surestime le frottement à la denture du fait de sa construction mathématique qui s'appuie sur la fonction $\log_{10} \operatorname{avec}$: $\lim_{V_{c} \to 0} \log_{10} \left(\frac{\operatorname{cons} \tan te}{V_{s}} \right) = +\infty$
- pour un taux de glissement élevé, l'équation de Benedict-Kelley sous-estime les forces de frottement, ici encore du fait de la fonction log₁₀, qui diminue toujours, tandis que les courbes expérimentales sont quasiment constantes.

Ces écarts sur le frottement local à la denture sont également observés sur les courbes de la force de frottement globale (figure 3.12-b).

Concernant les pertes de puissance (figures 3.12-c et d), les différences ci-dessus sont amplifiées. Il faut tout d'abord noter que la différence au voisinage du point de roulement sans glissement (vitesses de glissement faibles) n'affecte que faiblement les pertes de puissance. A l'inverse, pour un taux de glissement élevé, les résultats sont clairement modifiés avec un écart de 80W sur les pertes de puissance globales. En conclusion, il apparaît que l'exactitude du modèle de frottement est cruciale pour l'analyse des pertes par frottement et que les formules classiques de la littérature peuvent conduire à des valeurs erronées.

5.2 - INFLUENCE DES CARACTERISTIQUES DU LUBRIFIANT ET DE L'ETAT DE SURFACE

De même que le type de loi de frottement choisi influence les résultats obtenus en terme de frottement local et de perte de puissance instantanée ou moyenne, les caractéristiques du lubrifiant ainsi que l'état de surface des dentures peuvent introduire des variations importantes.

5.2.1 - CARACTERISTIQUES DU LUBRIFIANT

Les caractéristiques principales d'un lubrifiant sont la viscosité et la piézoviscosité. La viscosité variant avec la température du lubrifiant, son influence peut être appréhendée à partir de cette grandeur physique.

Coefficient de piézoviscosité

Le coefficient de piézoviscosité dépend de la structure chimique de l'huile et décroît

rapidement lorsque la température s'élève. La simulation de la courbe de frottement pour deux valeurs du coefficient de piézovicosité, l'une correspondant au lubrifiant utilisé, l'autre représentant la limite supérieure pour une huile minérale, est présentée à la figure 3.13-a.



(ne = 600 tr/min; Cr = 1538 Nm; denture droite; paliers hydrostatiques)

Il apparaît que la piézoviscosité joue un rôle fondamental sur la détermination du

coefficient de frottement, en particulier sur la pente de la courbe dans le régime newtonien et sur les valeurs maximales que peut atteindre le frottement.

La figure 3.13-b présente la perte de puissance instantanée globale pour deux valeurs de piézoviscosité considérées. Il apparaît que l'augmentation de la piézoviscosité provoque un accroissement de la perte de puissance moyenne (85 W pour $\alpha = 1.9810^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ et 90 W pour $\alpha = 2.410^{-8} \text{ Pa}^{-1}$). Ainsi, ce paramètre rhéologique doit-il être déterminé précisément afin de prédire au mieux les pertes, en particulier pour les vitesses de rotation où le régime de lubrification complet devient prépondérant, même si l'effet est limité pour les forts taux de glissement où les effets thermiques deviennent prépondérants.



Figure 3.13 : Influence du coefficient de piézoviscosité

Température du lubrifiant

La température du lubrifiant dans une transmission par engrenages n'est pas constante et varie en fonction des conditions de fonctionnement. L'influence de la température du lubrifiant sur le coefficient de frottement est due en fait à la viscosité du lubrifiant et par conséquent à la variation de l'épaisseur du film lubrifiant séparant les surfaces des dentures. Ainsi, l'augmentation de la température diminue la viscosité et par conséquent l'épaisseur du film lubrifiant, ce qui a pour effet d'augmenter les interactions entre aspérités.

La figure 3.14-a présente l'influence de la température sur la courbe de frottement. Il est montré clairement que l'augmentation de la température provoque une augmentation du coefficient de frottement puisque la proportion du frottement "sec" devient plus importante. Cette augmentation a bien sûr un impact direct sur la perte de puissance instantanée globale (figure 3. 14-b). Il faut noter qu'une augmentation de la vitesse de rotation va induire une augmentation de l'épaisseur de film lubrifiant, ce qui conduit à une compensation de l'effet d'augmentation de la température.



Figure 3.14 : Influence de la température

5.2.2 - ETAT DE SURFACE

L'état de surface est principalement caractérisé par le Rms (racine carrée de la moyenne quadratique du profil de rugosité des surfaces) et par le Rdq (racine carrée de la moyenne quadratique des pentes du profil). Ces paramètres importants pour bien caractériser une surface sont néanmoins difficiles à quantifier puisqu'ils dépendent fortement de la qualité de l'instrument de mesure choisi (précision et résolution) et qu'en plus ils évoluent dans le temps, ce qui nécessite en particulier d'effectuer des relevés de profils après rodage.







La courbe de frottement (figure 3.15-a) est fortement influencée par le Rms. Il faut rappeler que ce paramètre est prépondérant dans la détermination de la répartition entre les

frottements "sec" et fluide (équation 3.3). Ces variations sur la courbe de frottement ne sont pas sans conséquence sur la perte de puissance instantanée globale (figure 3.15-b). Ainsi, l'augmentation du Rms, image de la hauteur des aspérités, induit une augmentation conséquente de la perte de puissance (+ 25 % sur la perte pour une augmentation du Rms de 58 %).

Rdq, racine carrée de la moyenne quadratique des pentes du profil

Ce paramètre, qui n'a aucune influence sur l'aire de contact réelle, est prépondérant dans la détermination de la charge supportée par les rugosités (équation 3.9). Ainsi, il faut de fortes variations de ce paramètre pour noter une influence sur la courbe de frottement (figure 3.16-a) et sur la perte instantanée globale (figure 3.16-b). Cette influence est d'autant plus faible que l'influence de la partie due au frottement "sec" (équation 3.3) est faible comme pour une transmission fonctionnant avec un lubrifiant de forte viscosité ou pour des vitesses de rotation élevées.



Figure 3.16 : Influence du Rdq

5.3 - INFLUENCE DE LA CORRECTION DE PROFIL DE LA DENTURE

Le dernier jeu de paramètres qui peut influencer la perte de puissance par frottement des dentures est la forme de celles-ci et en particulier l'apport de correction de profils. La figure 3.17 présente l'influence des corrections de denture sur les dissipations d'énergie par frottement.

Les simulations ont été réalisées pour le même engrenage avec et sans corrections. Les corrections de profil sont symétriques en tête des dents du pignon et de la roue. La profondeur de correction en tête de dent est de 13.13µm pour une longueur sur le profil correspondant à 20% du profil actif des dentures. Pour l'exemple traité, il est clair que les corrections des dentures influencent la perte de puissance par frottement à la denture (figure 3.17), car elles modifient les charges normales et par conséquent les forces de frottement dans les zones d'engagement et de dégagement où les vitesses de glissement sont les plus importantes.

En considérant la puissance moyenne sur une période d'engrènement, une réduction d'environ 50% (65,6W avec des modifications du profil contre 142W pour des engrenages non modifiés) de la perte a été observée, ce qui suggère que les modifications de profil pourraient être un paramètre non négligeable pour optimiser le rendement des transmissions par engrenages.



<u>Figure 3.17 : Influence de la correction de denture</u> (ne = 600 tr/min ; Cr = 1538 Nm ; denture droite; paliers hydrostatiques)

<u>6 - CONCLUSION</u>

Sur la base des mesures effectuées sur une machine à galets hautes performances et de la théorie de Greenwood-Tripp [52] complétée par Mikic [86], une loi de frottement semiempirique s'appliquant aux conditions de contact entre engrenages a été présentée. Le modèle prend en compte les propriétés du lubrifiant ainsi que la rugosité des surfaces.

En utilisant un modèle du comportement dynamique des engrenages simple étage, l'influence des différentes équations de frottement a été analysée et la validité du modèle a été évaluée en comparant les résultats théoriques avec les valeurs des forces de frottement mesurées à basse et moyenne vitesses sur un banc d'essai.

En termes d'estimation de la perte de puissance, il a été montré que de légères variations entre les modèles de frottement considérés peuvent conduire à des différences significatives. Une étude sur l'influence des caractéristiques du lubrifiant et de l'état de surface des dentures a montré que ceux-ci ont une influence prépondérante sur les pertes. Il faut donc y accorder un soin particulier.

Enfin, l'influence des corrections des dentures a été traitée et il est montré que la perte de puissance peut être réduite en ajustant les modifications de profil et que donc celles-ci peuvent être utilisées pour optimiser le rendement des transmissions par engrenages.

CHAPITRE IV APPLICATIONS

- **1 INTRODUCTION**
- **2 REDUCTEUR CETIM**
- **3 TURBO-REDUCTEUR**
- 4 REDUCTEUR B.A.C.V.
- 5 BOITE DE VITESSE DE MACHINE À FILER
- **6 CONCLUSION**
<u>1 - INTRODUCTION</u>

Les chapitres précédents ont présenté les développements théoriques effectués et les comparaisons expérimentales menées pour établir des modèles permettant l'évaluation des pertes de puissance en ce qui concerne la ventilation des roues dentées, le piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent et le frottement à la denture pour des transmissions par engrenages. Chaque modèle a été validé individuellement sur des dispositifs spécifiques. Or ces différentes sources de pertes agissent simultanément dans les transmissions, il est donc intéressant de calculer l'ensemble de ces pertes pour des transmissions par engrenages.

Ainsi, l'objectif de ce chapitre est l'exploitation des modèles développés précédemment afin de prédire la perte de puissance totale dans une transmission par engrenages ainsi que la répartition des différentes pertes suivant les conditions de fonctionnement et le type de transmission. Il est à noter que ce type de calcul est fort utile puisqu'il permet :

1/ de prédire de façon relativement précise la perte totale donc la puissance nécessaire à fournir pour le fonctionnement de l'ensemble,

2/ après intégration de ces résultats dans des approches thermiques [22], de dimensionner les systèmes d'échanges et les quantités de lubrifiant nécessaire pour le refroidissement de ces transmissions,

3/ de réduire la perte induite par chacune des sources dès la conception en modifiant, par exemple, les formes des dentures (corrections de profils, choix de coefficients de creux appropriés...).

Quatre transmissions par engrenages sont étudiées dans ce chapitre. Pour chacune d'entre elles, les pertes liées aux trois sources analysées ont été calculées ainsi que le rendement total à la denture, ce pour différentes vitesses de rotation et différents couples à transmettre, les pertes aux paliers, aux joints d'étanchéité, etc. ne faisant pas l'objet de cette étude.

<u>2 - REDUCTEUR CETIM</u>

Le banc d'essai IDEFIX (figure 4.1), développé par le Centre Technique des Industries Mécaniques (CETIM) est un réducteur à engrenages fonctionnant en boucle mécanique fermée et utilisé, entre autres, pour mesurer les différentes pertes au niveau des engrenages et des paliers [22].



Figure 4.1 : Banc d'essai IDEFIX du CETIM

Cette transmission est composée de deux unités d'engrenages identiques :

a) l'unité esclave (réducteur de bouclage, figure 4.1) reliée directement au moteur,

b) l'unité de test (réducteur d'essai, figure 4.1).

Elles sont reliées entre elles par un arbre avec cardan et un arbre de torsion permettant l'application mécanique ou hydraulique du couple statique dans une direction ou dans l'autre. Les roues à denture droite de chaque unité sont toutes identiques (caractéristiques géométriques données dans le tableau 4.1) et montées sur des arbres supportés par deux roulements à double rangée de billes. L'ensemble des unités est lubrifié par barbotage d'huile (Mobil Gear 629, viscosité cinématique de 320 cSt à 60 °C). La température d'huile dans le banc après que l'équilibre thermique est atteint est de 75 °C.

	pignon	roue	
nombre de dents	20	20	
largeur de denture [mm]	30	30	
angle de pression [°]	20		
angle d'hélice [°]	0		
module [mm]	10		
coefficient de saillie	1		
coefficient de déport	0		
coefficient de creux	1.4		
rugosité des surfaces (Rms) [µm]	0.63		

Tableau 4.1 : Géométries des roues dentées du réducteur de CETIM

Les caractéristiques de l'huile Mobil Gear 629 (tableau 4.2) ont été obtenues à partir de courbes de frottement mesurées sur la machine à galets selon une démarche similaire à celle mise en place pour l'huile TVEP (chapitre III).

μ[Pa.s] à 40°C	α [Pa ⁻¹]	<i>C</i> ₀ [Pa]	$C_p [\operatorname{Pa}^{-1}]$	$C_t[K]$	f_{sec}
0.287	2.13 10-8	2.4 10 ⁶	8 10 ⁻¹⁰	1100	0.1

Tableau 4.2 : Caractéristiques obtenues pour l'huile Mobil Gear 629et les éprouvettes en 17CrNiMo6, cémenté

Une première série de calculs a été effectuée pour un couple d'entrée ou moteur de 1500 Nm et pour une plage de variation de vitesse de 500 à 2500 tr/min. Il apparaît tout d'abord que le rendement à la denture qui est l'image des pertes (équation 4.1) évolue en fonction de la vitesse de rotation (figure 4.2). Ensuite, il semble que le rendement à la denture optimal, 99.53 % de la puissance transmise, corresponde à une vitesse de rotation de 2000 tr/min, la véritable valeur se situant entre 1500 et 2500 tr/min. Cette valeur optimale correspond tout de même à une perte totale au niveau des roues dentées de 1.5 kW dans la transmission pour une puissance transmise de 314 kW.

Il est à noter que le couple de sortie moyen estimé (équation 4.2) varie entre 1489 et 1493 Nm sur cette plage de vitesses, ce qui représente une variation très faible de moins de 0.2 % (figure 4.2).

$$\eta = 1 - \left[P(ventilation) + P_{moy}(piégeage) + P_{moy}(frottement) \right] / \times C_e \omega_e$$

$$4.1$$

avec :

- η : rendement à la denture de la transmission,
- *C_e* : couple à l'entrée de la transmission [Nm],
- ω_e : vitesse de rotation à l'entrée de la transmission [rad/s],
- *P*(*ventilation*) : perte par ventilation de la denture dans l'air calculée à partir des modèles présentés au chapitre I [W],

4.2

- *P_{moy}(piégeage)* : perte moyenne par piégeage de l'air en pied de dent calculée à partir des modèles présentés au chapitre II [W],
- *P_{moy}(frottement)* : perte moyenne par frottement à la denture calculée à partir des modèles présentés au chapitre III [W].



Figure 4.2 : Rendement à la denture et couple de sortie de la transmissionen fonction de la vitesse de rotation (Cm = 1500 Nm)

$$C_s = \eta \times C_e \omega_e / \omega_s$$

avec :

- C_s : couple moyen à la sortie de la transmission [Nm],
- ω_s : vitesse de rotation à la sortie de la transmission, $\omega_s = \omega_{e^{x}}$ rapport de réduction/multiplication qui vaut 1 dans le cas de la transmission IDEFIX du CETIM [rad/s].

L'analyse de la répartition de chaque source de dissipation (ventilation des dentures, piégeage d'air en pied de dent et frottement à la denture) montre nettement que la majorité des pertes (supérieure à 95% de la perte totale) est due au frottement à la denture pour cette transmission (figure 4.3). Ce résultat n'est pas surprenant puisque :

1/ la vitesse de rotation de cette transmission reste faible (inférieure à 2500 tr/min ce qui correspond à une vitesse linéaire de 52 m/s) donc les pertes par ventilation de la denture sont très faibles (97 W au maximum),

2/ la faible largeur des dentures (30 mm), les faibles vitesses de rotation et le fait d'être en denture droite limitent les pertes par piégeage d'air en pied de dent (4 W au maximum).

L'observation de l'évolution du rendement à la denture en fonction du couple à l'entrée de la transmission ou du couple moteur (figure 4.4) montre une nette différence dans le comportement et dans les valeurs absolues de rendement :

- à 500 tr/mn, le rendement à la denture passe par un optimum autour d'un couple moteur de 900 Nm alors qu'à 1000 tr/min, ce rendement diminue faiblement sur toute la plage de couple ;

- le rendement à la denture à 1000 tr/min est supérieur à celui calculé à 500 tr/min.

Pour expliquer ceci, il faut rappeler que les pertes par piégeage d'air en pied de dent et de ventilation de la denture sont indépendantes du couple à transmettre mais qu'elles dépendent fortement de la vitesse de rotation alors que la perte par frottement à la denture est

très sensible à la vitesse de rotation qui pilote l'établissement du film d'huile et à la charge à transmettre.





Ainsi l'augmentation de la vitesse de rotation induit deux effets complémentaires qui expliquent les résultats en rendement :

1/ elle provoque une modification dans les proportions relatives de chacune des pertes. Les pertes par piégeage et ventilation augmentent rapidement avec la vitesse de rotation, même si elles demeurent faibles pour cette transmission (figure 4.3);

2/ elle induit une augmentation très forte de la puissance à transmettre, augmentation beaucoup plus importante que celle notée sur les pertes. Ainsi, pour un couple moteur de 1200 Nm, le fait de doubler la vitesse de rotation implique un doublement de la puissance à transmettre alors que la perte dans le même temps n'augmente que de 60 %, ce qui induit une augmentation significative du rendement à la denture.





Enfin, lors de précédents travaux conduits par le CETIM et l'ECAM de Lyon [22], une série de mesures a été effectuée afin d'évaluer les différents niveaux de pertes dans la transmission pour différentes valeurs de puissance à transmettre :

A - $C_e = 1337$ Nm et n=500 tr/min,

B - $C_e = 600$ Nm et n = 1000 tr/min,

C - $C_e = 1500$ Nm et n = 1000 tr/min.

Ces mesures ont été effectuées en deux temps, c'est-à-dire sous charge et hors charge, ce qui permet par différenciation d'obtenir :

a) les pertes liées au chargement, essentiellement celles de frottement à la denture et celles au niveau des paliers,

b) les pertes non liées au chargement, c'est-à-dire les pertes par ventilation, barbotage, piégeage, celles au niveau des joints...

Le graphe ci-dessous présente les pertes par frottement à la denture mesurées sur le banc IDEFIX et celles calculées. Il faut noter que les dentures du banc présentent une correction de profil de 90 μ m de profondeur en tête de dent sur 38% du profil actif. De ce fait, les calculs ci-dessous permettent de mettre en évidence, une fois de plus (chapitre III, § 5.3), le rôle des corrections sur les pertes par frottement à la denture (réduction de 20 à 30% de la perte par frottement). De plus il est montré clairement que la prise en compte de cette correction permet de bien mieux estimer la perte (erreur maximale de 70% en ne prenant pas en compte les corrections réduite à 17 % en les prenant en compte).



Figure 4.5: Comparaison entre les résultats expérimentaux [22] et numériques en ce qui concerne la perte par frottement

<u>3 - TURBO-REDUCTEUR</u>

Les turbo-réducteurs sont des transmissions par engrenages de fortes puissances (plusieurs dizaines de mégawatts) et dont les vitesses de rotation élevées induisent des vitesses linéaires, au niveau des roues dentées, supérieures à 150 m/s. Il apparaît donc que l'estimation des pertes est primordiale puisque, même si le rendement à la denture est de 99.9 %, la perte atteint plusieurs kilowatts ce qui, d'une part, va nécessiter la mise en place d'échangeurs afin d'évacuer les calories dissipées, d'autre part, peut conduire à la défaillance de la transmission voire la rupture de dents du fait des dilatations thermiques différentielles induites.

Le turbo-réducteur étudié dans cette partie (figure 4.6) est un réducteur simple étage, grande vitesse (6643 tr/min à l'entrée et 1800 tr/min à la sortie) et grande puissance (55MW

ce qui correspond à un couple résistant nominal sur la roue de 291510 Nm), dont le rapport de réduction est de 3.69 et qui est composé :

- 1. de deux arbres, l'un appelé Grande Vitesse (GV) et l'autre Petite Vitesse (PV), supportés par quatre paliers fluides de type hydrodynamique,
- d'un pignon et d'une roue double hélice dont les caractéristiques géométriques sont données dans le tableau 4.3 et qui sont lubrifiés avec de l'huile de type turbine (viscosité cinématique de 32 cSt à 40°C, tableau 4.2) injectée à 50°C par l'intermédiaire d'une rampe de jets,
- 3. d'un carter mécano-soudé,
- 4. d'une centrale de refroidissement.



Figure 4.6 : Turbo –réducteur (55 MW)

	pignon	roue	
nombre de dents	42 155		
largeur de denture pour une hélice [mm]	205	200	
angle de pression [°]	22.5		
angle d'hélice [°]	29		
module [mm]	10		
coefficient de saillie	0.83		
coefficient de déport	0.314	0.238	
coefficient de creux	1.3		
rugosité des surfaces (Rms) [µm]	0.63		

Tableau 4.3 : Géométries des roues dentées du turbo-réducteur

Dans la suite, pour le calcul des pertes par frottement, ne disposant pas de toutes les caractéristiques de l'huile utilisée, ce sont celles de l'huile Mobil Gear qui sont prises.

Dans un premier temps, le rendement à la denture de la transmission et le couple de sortie sont analysés pour une plage de vitesse de rotation à la sortie du turbo-réducteur sur la roue de 900 à 1800 tr/min et un couple moteur sur le pignon de 79074 Nm (figure 4.7). Il

apparaît nettement que, contrairement au cas de la transmission IDEFIX, le rendement à la denture se dégrade avec l'augmentation de vitesse et que, par conséquent, le couple de sortie diminue (réduction de quasiment 2kNm du couple pour un doublement de la vitesse de rotation). La réduction du rendement à la denture qui semble faible (0.5 point en pourcentage) correspond néanmoins à une multiplication par plus de cinq des pertes pour un doublement des vitesses, ce qui correspond en fait à une augmentation de 380 kW des pertes !



<u>Figure 4.7 : Rendement à la denture et couple de sortie de la transmission</u> <u>en fonction de la vitesse de rotation en sortie (C_m = 79074 Nm)</u>

L'étude détaillée de la répartition des pertes (figure 4.8) montre une augmentation très importante de la proportion de la perte due à la ventilation de la denture, perte prépondérante pour les réducteurs grande vitesse et grandes largeurs, avec la vitesse de rotation (+46% lorsque la vitesse double). De ce fait, le niveau de la perte par frottement restant stable et autour de 40kW, cela conduit à une augmentation globale des pertes et donc à une diminution du rendement. Il est à noter que même si la proportion de perte par piègeage d'air en pied de dent reste faible (autour de 3%), elle représente tout de même 7kW.



Figure 4.8 : Répartition des pertes de puissance en fonction de la vitesse de rotation (C_m = 79074 Nm)

L'observation de l'histogramme des rendements à la denture en fonction du couple moteur pour deux vitesses de rotation à l'entrée de la transmission (figure 4.9) montre que le rendement à la denture croît avec le couple du fait que l'augmentation des pertes, uniquement

due au frottement à la denture (les pertes par piégeage et ventilation étant indépendantes du couple à transmettre), est plus faible que la croissance de la puissance à transmettre (+13% pour les pertes à 6643 tr/min alors que la puissance à transmettre est doublée).



Figure 4.9 : Rendement à la denture de transmission en fonction du couple de moteur

Il apparaît nettement, à partir des résultats précédents que, pour un réducteur grande vitesse, la perte par ventilation à la denture est prépondérante. Il faut néanmoins noter que la perte par piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent, uniquement traité dans cette étude dans le cas où il n'y a que de l'air, reste importante. Afin de bien en mesurer l'effet, la figure 4.10 présente l'augmentation de température maximale calculée (équation4.3) le long de la largeur de denture pour la roue à 1800 tr/min.



Figure 4.10: Distribution de la température selon la largeur de la roue (vitesse de rotation de la roue = 1800 tr/min)

$$\overline{T}_{(i,j)}^{(\tau+\Delta\tau)} = \overline{T}_{(i,j)}^{(\tau)} \left[\frac{\overline{P}_{(i,j)}^{(\tau+\Delta\tau)}}{\overline{P}_{(i,j)}^{(\tau)}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

4.3

Il est montré que, du centre de la denture vers l'extérieur, (sens de l'engrènement, figure 4.10-b), l'accroissement de la température est de plus de 30°C ce qui va induire des dilatations différentielles importantes avec un maximum d'élévation au 2/3 de la largeur d'une hélice.

4 - REDUCTEUR B.A.C.V.

Ce réducteur (figure 4.11) a été présenté au chapitre III paragraphe 4.2. Pour l'analyse des pertes, les roues à denture droite dont les caractéristiques sont données au tableau 4.4 ont été retenues. Les dentures sont lubrifiées par jet avec de l'huile à 50 °C (TVEP, viscosité cinématique de 60 cSt à 60°C).



Figure 4.11 : Réducteur B.A.C.V. en configuration dentures droites

	pignon roue			
nombre de dents	26	157		
largeur de denture [mm]	50	40		
angle de pression [°]	20			
angle d'hélice [°]	0			
module [mm]	4			
coefficient de saillie	1			
coefficient de creux	1.4			
coefficient de déport	0.16	-0.16		
entraxe [mm]	366			
rugosité des surfaces (Rms) [µm]	0.63			

Tableau 4.4 : Géométries des roues dentées du réducteur B.A.C.V.

L'évolution du rendement à la denture et du couple de sortie en fonction de la vitesse de rotation pour un couple d'entrée constant de 254 Nm (figure 4.12) montre une croissance rapide entre 1000 et 4000 tr/mn pour atteindre un rendement optimum de 99.7% à 4000 tr/min, ce qui correspond à une perte totale de 310 W pour une puissance à transmettre de 110 kW, avant de décroître à nouveau.

En analysant de plus près les résultats en prenant en compte la répartition des pertes (figure 4.13), le frottement à la denture reste la perte prépondérante pour toute la plage de vitesse (supérieur à 80% de la perte totale). Il faut noter de plus qu'elle évolue peu avec la vitesse de rotation (à peine multipliée par 3 alors que dans le même temps la puissance à transmettre est multipliée par 6 entre 1000 et 6000 tr/min) ce qui entraîne une amélioration du rendement à la denture avec la vitesse de rotation. La décroissance observée correspond quant

à elle au fait que la perte par ventilation n'est plus négligeable en proportion (plus de 15% de la perte totale) et en valeur (37 W à 4000 tr/min pour atteindre 124 W à 6000 tr/min) audessus de 4000 tr/min.



Figure 4.12 : Rendement à la denture et couple de sortie de la transmission en fonction de la vitesse de rotation (C_m=254Nm)

L'analyse de l'évolution du rendement à la denture en fonction du couple d'entrée pour deux vitesses de rotation en entrée de 3000 tr/min et 6000 tr/min (figure 4.14) confirme ces observations. En effet, il peut être noté qu'à 50 Nm, seules les pertes par piégeage de l'air en pied de dent et par ventilation de la denture interviennent puisque la perte par frottement à la denture est très faible du fait du couple à transmettre.



Figure 4.13 : Répartition des pertes de puissance en fonction de la vitesse de rotation (Cm=254Nm)

Par contre, ces pertes restent constantes avec le couple d'entrée alors que la perte par frottement croît quasiment proportionnellement avec le couple d'entrée, ce qui induit qu'audelà d'un couple d'entrée de 100 Nm, le rendement à la denture reste quasiment constant.



Figure 4.14 : Rendement à la denture de transmission en fonction du couple moteur

Il est important de rappeler que les pertes totales dans une transmission comprennent également les pertes aux joints d'étanchéité et aux paliers (fluides ou à roulements). Une estimation des pertes aux paliers, à partir des couples de frottement [49] et des caractéristiques des paliers hydrodynamiques du réducteur B.A.C.V. (tableau 4.5), montre qu'elles représentent jusqu'à plus de la moitié (595 W pour l'ensemble des paliers à 6000 tr/min) des pertes globales (1120 W à 6000 tr/min).

	arbre du pignon	arbre de la roue		
diamètre [mm]	70	90		
longueur [mm]	50	65		
jeu diamétral [µm]	150	110		
pression d'alimentation [bars]	1.5-1.8	1.5-1.8		

 Tableau 4.5 : Caractéristiques des paliers hydrodynamiques

 du réducteur B.A.C.V.

<u>5 - BOITE DE VITESSE DE MACHINE A FILER</u>

La filature est l'étape de transformation du coton brut en fil. Elle se déroule selon le mode opératoire suivant. Une fois les balles arrivées à destination dans les ateliers de filature, elles sont échantillonnées afin de sélectionner parmi les différentes qualités et origines, celles qui vont être associées afin d'obtenir un fil de coton de qualité toujours homogène. Les balles sont ouvertes par passage dans un brise-balles, puis battues dans une nettoyeuse-batteuse sous l'effet d'un courant d'air qui permet de retirer les corps étrangers contenus dans le coton. A ce stade du traitement, les fibres ne sont pas présentées de manière parallèle. Ceci se fera au cours de l'étape ultérieure dite du cardage. Le cardage a pour but de séparer les fibres naturelles de coton les unes des autres, de les peigner, de les redresser, de les paralléliser ainsi que de les nettoyer. Un ruban de carde dont la largeur est d'environ un mètre est alors obtenu. La phase d'étirage (ou doublage) a ensuite pour but d'harmoniser l'épaisseur du ruban de carde par étirage des fibres. Cette opération s'effectue par passage de plusieurs de ces rubans entre différents rouleaux de caoutchouc tournant à des vitesses de plus en plus rapides. C'est souvent à la suite de cette étape qu'interviennent des traitements tels que le blanchissement et la teinture des fibres.

En ce qui concerne l'étude des pertes de puissance, les boîtes de vitesses retenues sont celles montées sur les machines à filer qui s'occupent de la phase d'étirage. La boîte de vitesse présentée à la figure 4.15 est utilisée sur une des machines de l'usine de coton de Lattaquié (Syrie). La puissance fournie à l'entrée de la transmission sur la roue dentée numéro 1 est de 43kW à 600 tr/min. L'ensemble des caractéristiques géométriques des roues dentées est donné dans le tableau 4.6. La boîte de vitesse est lubrifiée par barbotage d'huile (TVEP, viscosité cinématique de 60cSt à 60°C) et la température d'équilibre thermique est de 50°C.

Pour l'ensemble des calculs liés à cette transmission, seuls seront considérés les trois premiers étages (1° étage : roues dentées 21 et 22 ; 2° étage : roues dentées 18 et 20 ; 3° étage : roues dentées 16 et 17). Le rendement à la denture global de cette transmission (figure 4.16) est relativement faible (inférieur à 98.8%) comparé aux transmissions précédentes. En étudiant le rendement à la denture de chaque étage, il apparaît que celui du premier étage est de loin le plus faible.



Figure 4.15 : Schéma de la boîte de vitesse d'une machine d'étirage

n° de la roue dentée	22	21	20	18	17	16
nombre de dents	75	20	80	100	71	70
largeur de denture [mm]	20					
angle de pression [°]	20					
angle d'hélice [°]	0					
module [mm]	2.5					
coefficient de saillie	1					
coefficient de creux	1.25					
coefficient de déport	0					
rugosité des surfaces (Rms) [µm]	0.63					
Tableau 4.6 · Céométries des roues dentées de la boîte de vitesse						

<u>1 ableau 4.6 : Geometries des roues dentees de la boite de vitesse</u>

L'analyse détaillée des pertes pour chaque étage et pour la transmission au complet permet d'identifier la source de perte à l'origine de ce rendement réduit (figure 4.17). Ainsi il est montré que, sur le premier étage, la perte par frottement domine totalement l'ensemble des pertes. Ceci s'explique par la vitesse de rotation faible à l'entrée de cet étage (600 tr/min) qui conduit à des valeurs de pertes par piégeage et ventilation quasiment nulles et qui induit également des niveaux de pertes par frottement très élevés (supérieure à 300 W pour une perte totale de l'ordre de 550 W).



Figure 4.16 : Rendements à la dentures en fonction de la vitesse de rotation

Au niveau du deuxième étage, la perte par ventilation est plus importante puisque cette fois-ci la vitesse de rotation est beaucoup plus élevée (2250 tr/min). Enfin, au niveau du troisième étage, la proportion de la perte par frottement redevient importante car, d'une part, la vitesse à l'entrée de cet étage est plus réduite (1800 tr/min), d'autre part le nombre de dents des roues dentées étant moins important, la ventilation en est d'autant plus réduite.

Cet exemple montre clairement l'importance de l'évaluation des pertes par piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent, par ventilation de la denture et par frottement à la denture. En effet, l'optimisation du rendement à la denture total n'est envisageable qu'une fois les sources principales de pertes identifiées (ici le premier étage).

<u>6 - CONCLUSION</u>

Dans ce chapitre, les différents modèles présentés précédemment ont été utilisés pour calculer l'ensemble des pertes et le rendement à la denture pour quatre transmissions par engrenages différentes. Il ressort tout d'abord de ces analyses que le rendement à la denture évolue avec les pertes mais surtout avec l'évolution du rapport des pertes à la puissance transmise qui, elle, croît beaucoup plus rapidement.

La première transmission (transmission IDEFIX du CETIM) a mis en évidence le rôle prépondérant des pertes par frottement à la denture du fait, entre autres, des faibles vitesses de rotation qui réduisent l'influence des pertes par piégeage d'air en pied de dent et par ventilation de la denture. Cette transmission a permis également de rappeler l'influence des corrections de profil des dentures.

La deuxième transmission (turbo-réducteur) a permis de montrer que, pour un réducteur grande vitesse, la perte par ventilation à la denture est prépondérante. De plus il a été noté que la perte par piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent reste élevée et qu'elle peut conduire à des échauffements importants selon la largeur de denture.

La troisième transmission (réducteur B.A.C.V.) présente une perte par frottement à la denture prépondérante pour toute la plage de vitesse mais qui évolue peu, ce qui conduit à une amélioration du rendement avec l'augmentation de vitesse.

Enfin, des calculs ont été conduits pour une boîte de vitesse de métier à filer. Cette transmission a permis d'insister sur l'importance de l'évaluation des pertes par piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent, par ventilation de la denture et par frottement à la denture



puisque l'optimisation du rendement total n'est envisageable qu'une fois les sources principales de pertes identifiées.

Figure 4.17 : Répartition des pertes de puissance en fonction de la vitesse de rotation

CONCLUSION GENERALE

L'objectif du travail présenté dans ce mémoire était la mise au point de modèles permettant de calculer et de quantifier les différentes sources de pertes de puissance au niveau des dentures pour des transmissions par engrenages.

Dans la première partie, la perte par ventilation de la denture a été analysée. Une étude bibliographique sur ce type de perte a tout d'abord permis d'identifier les modèles existants. Ensuite, le travail a débouché sur la construction d'un banc d'essai spécifique pour mesurer la perte par ventilation. Deux modèles ont été présentés pour calculer la perte par ventilation, l'un étant basé sur l'analyse dimensionnelle et l'autre sur la circulation du fluide sur les côtés et les flancs de dents ce qui a conduit à une formule analytique pour calculer la perte par ventilation. Les résultats obtenus par les deux approches donnent un bon accord avec les mesures de perte de puissance. Une analyse expérimentale sur l'influence du mélange airhuile sur la perte par ventilation a été effectuée. Cette analyse a montré que la présence d'huile dans l'air du carter n'a aucune influence sur la perte par ventilation. Finalement, les comparaisons entre les résultats expérimentaux obtenus sur d'autres dispositifs et ceux obtenus par la formule analytique étaient très satisfaisants.

Dans la deuxième partie, l'étude était consacrée à la perte générée par le phénomène de piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent. Une étude bibliographique sur les approches existantes nous a permis de bien comprendre ce phénomène. Un modèle original a été développé qui permet de simuler le phénomène de piégeage de gaz ou de mélange (air-huile) dans l'espace entre les dents au cours de l'engrènement pour des roues à denture droite ou hélicoïdale. D'un point de vue théorique, ce modèle est basé sur la discrétisation de l'équation de continuité appliquée aux écoulements des gaz parfaits soumis aux cycles isentropiques de compression-expansion. Il prend également en compte la possibilité de conditions critiques. Un banc d'essai permettant de mesurer la pression instantanée dans les espaces entre les dents pour des roues à denture droite ou hélicoïdale a été présenté. Des essais ont été effectués en l'absence de lubrifiant pour une série d'engrenages droits ou hélicoïdaux. Les courbes de pression mesurées à différents points le long de la largeur de la denture et pour différentes vitesses montre un bon accord avec celles obtenues à partir du modèle proposé. Finalement, les pertes induites peuvent être déterminées et indiquent le rôle prépondérant de la vitesse de rotation, une faible contribution de l'angle d'hélice et l'absence d'influence de la charge.

Dans la troisième partie, la perte par frottement à la denture a été analysée. Basée sur des mesures expérimentales d'une machine bi-disque et sur la théorie de Greenwood-Tripp complétée par Mikic, une loi de frottement semi-empirique, valide pour les conditions de contact entre les dentures des engrenages, est présentée. Le modèle prend en compte les propriétés du lubrifiant ainsi que la rugosité des surfaces. Les comparaisons entre les courbes de frottement simulées, obtenues en utilisant des coefficients constants de frottement et les lois classiques de Benedict-Kelley et Kelley-Lemanski, ont montré que la formulation proposée est plus en adéquation. En utilisant un modèle du comportement dynamique des engrenages simple étage, l'influence des différentes équations de frottement a été analysée et leur validité évaluée en comparant les forces de frottement mesurées à basses et moyennes vitesses sur un banc d'essai. Une nouvelle fois, les meilleurs résultats ont été obtenus en utilisant la nouvelle formulation. En terme d'estimation de la perte de puissance, il a été montré que pour de légères variations entre les modèles de frottement considérés, des différences importantes sont observées. L'influence des corrections des profils des dentures a été traitée et a mis en évidence que l'ajustement des modifications de profil peut significativement réduire la perte de puissance. Finalement, une étude paramétrique a permis de déduire que la perte est fortement liée à l'état des surfaces des roues dentées et aux propriétés rhéologiques du lubrifiant.

Dans la dernière partie de ce travail, les différents modèles ont été utilisés afin de prédire les différentes sources de pertes et le rendement de plusieurs transmissions. Il apparaît

que la perte par frottement à la denture est dominante pour les roues dentées de petite largeur et/ou pour les transmissions fonctionnant à basse vitesse. Par contre pour les roues dentées de grande largeur et/ou fonctionnant à grande vitesse, les pertes par ventilation de la denture et par piégeage du mélange air-huile en pied de dent concerne la part la plus importante de la perte totale dans la transmission.

Les modèles proposés pour la prévision des pertes dans les transmissions par engrenages permettent d'obtenir un grand nombre de résultats. Les différents modèles montrent que :

- la vitesse de rotation a une influence prédominante sur la perte totale dans la transmission,
- les dentures sont les principales sources de pertes par ventilation,
- la présence de flasques joue un rôle très important sur la diminution de la perte par ventilation,
- les paramètres géométriques des roues dentées sont fortement liés à la perte par piégeage et par conséquent à la répartition de la dissipation de puissance donc au champ de température le long de la largeur des dentures,
- l'état des surfaces et les propriétés rhéologiques des lubrifiants influent sur la perte par le frottement à la denture.

Naturellement, ce travail de thèse ouvre beaucoup de perspectives qui peuvent être regroupées de la façon suivante :

- Il paraît important de valider le modèle de l'analyse de débit pour la perte par ventilation sur deux roues dentées qui engrênent et d'étudier l'influence du sens de rotation sur cette perte ;
- De même, l'étude du carénage des engrenages doit permettre d'optimiser les pertes par ventilation ;
- Les effets de dilatation des dentures n'étant pas négligeables pour la prévision du comportement mécanique de la transmission, il est important d'exploiter le modèle de piégeage du mélange air-huile en pied de dent afin de calculer la température le long de la largeur et par conséquence la dilatation différentielle induite afin d'optimiser les corrections de profil ;
- L'intégration des modèles qui estiment les différentes sources de pertes dans un code de calcul du comportement thermique d'une transmission par engrenages doit permettre l'optimisation de l'ensemble ;
- La démarche adoptée et les modèles proposés pourront être affinés et étendus à d'autres systèmes tels que les transmissions contenant des engrenages intérieurs (trains épicycloïdaux ou planétaires) ou coniques (différentiels) ;
- Enfin, l'analyse et l'intégration des autres sources de dissipation de puissances dans les transmissions tels les joints d'étanchéité, les paliers (fluides ou à roulements), etc. sont nécessaires afin de proposer une approche la plus complète possible.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Abbott E. and Firestone F. « Specifying surface quantity- a method based on accurate measurement and comparison », *Mech. Engr*, 1933, Vol.55, pp.569.
- [2] Akin L. S. Mross J. J. and Townsend D. P. « Study of lubricant jet flow phenomena in spur gears » *ASME, J. Lub. Technology*, 1975, Vol. 97, No. 2, pp. 289-295.
- [3] Akin L. S. and Townsend D. P., « Into mesh lubrication of spur gears with arbitrary offset oil jet II-for jet velocity equal to or greater than gear velocity » *NASA* TM-83041, 1982.
- [4] Akin L. S. and Townsend D. P. « Into mesh lubrication of spur gears with arbitrary offset oil jet I-for jet velocity less than or equal to gear velocity » *NASA* TM-83040, 1982.
- [5] Anderson N. E. and Loewenthal S. H. « Par and full load spur gear efficiency » *NASA*, TP-1622, AVRADCOM, TR79-46, 1979.
- [6] Anderson N. E. and Loewenthal S. H. « Comparison of spur gear efficiency prediction methods » *NASA conf*, publ. NASA-CP-2210, 1983.
- [7] Anderson N. E. and Loewenthal S. H. « Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss » *ASME, J. Mech. Des.*, 1981, Vol. 103, pp. 151-159.
- [8] Barus C. « Isothermals, Isopiestics and Isometrics relative to viscosity » American *journal of science*, 1893. Vol. 45, pp. 87-96.
- [9] Baud, S. and Velex, P. « Static and dynamic tooth loading in spur and helical geared systems-experiments and model validation » *ASME*, *Journal of mechanical design*, 2002, Vol. 124, No. 2, pp. 334-346.
- [10] Benedict G. H. and Kelley, B. W. « Instantaneous coefficients of gear tooth friction » *Tribology Transactions*, 1961, Vol. 4, pp. 59-70.
- [11] Berthe D. Houpert L. and Flamand L. « Thermal effects in EHD contacts for different rheological behaviours of the lubricant » *I. Mech. Eng.* 1980, pp. 241-249.
- [12] Blok H. « Hydrodynamics effects on friction in rolling with slippage» Biolwelle Joseph B. Rolling Contact Phenomena. Amsterdam : Elsevier, 1962.
- [13] Boness R. J. « Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil » *Proc. ASME Int. Power Trans. Gearing Conf.*, Chicago, 1989, Vol. 1, pp. 355-359.
- [14] Buckingham E. « Manual of gear design » New-York : Machinery, 1935, 184p.
- [15] Bush A. W. Gibson R and Keogh G. F. « Calculation of the adhesion of rough surfaces based on statistical geometry » *Wear*, 1976, Vol. 40, pp. 399-403.
- [16] Bush A. W. Gibson R and Keogh G. F. « Strongly anisotropic rough surfaces » ASME. J. Lub. Tech. January 1979, Vol. 101, pp. 15-20.
- [17] Bush A. W. Gibson R. D. and Thomas T. R. « The elastic contact of a rough surface » *Wear*, 1975, Vol. 35, pp. 87-111.
- [18] Butsh, M. « Hydraulische verluste schnell-laufender stirnradgetriebe » PhD Dissertation (Bericht240), University IMK of Stuttgart, 1989.
- [19] Campbell W. E. « Boundary lubrication. In boundary Lubrication » *ASME*, boundary lubrication. An Appraisal of World Literature, 1969, pp. 87-117.

- [20] Chang W. R. Etsion I. and Bogy D. B. « An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces » *ASME, Journal of tribology*, April 1987, Vol. 109, pp. 257-263.
- [21] Changenet C. and Heckly A. « Rendement et comportement thermique d'une boîte de vitesses à cinq rapports » 4th World congress on gearing and power transmission, Paris, march 1999, pp.2259-2270
- [22] Changenet C. and Pasquier M. « Power losses and heat exchange in reduction gears. Numerical and experimental results » VDI Berichte, 2002, Vol.2, No. 1665, pp 603-613.
- [23] Carter F. W. « On the action of a locomotive driving wheel » *Proceeding of the Royal Society of London*, 1926, A112, p 151-157.
- [24] Chassaing P. « Mécanique des Fluides » Toulouse : Cépaduès, 1997, 450 p.
- [25] Cheng H. S. « A refined solution to the thermal-elastohydrodynamic lubrication of rolling and sliding cylinders. » *Trans. ASLE*, 1965, Vol. 8, No. 4, pp. 397-410.
- [26] Chittenden R. J. Dowson D. and Taylor C.M. « A theoretical analysis of the isothermal EHD lubrication of concentrated contact. II: General case with lubricant entrainment along either principal axis of the hertzien contact ellipse or at some intermediate angle » *Proc. Roy. Soc. London*, August 1985, Vol. 397. pp.: 271-294
- [27] Crook A. W. « The lubrication of rollers: IV Measurements of friction and effective viscosity » *Philos. Trans. R. Soc. London*, Ser. A, 1963, Vol. 255, pp. 281-312.
- [28] Crouch R. F. and Cameron A. « Graphical integration of Maxwell fluid equation and its application » *J. Inst. Pet.*, 1960, Vol. 46, No. 436, pp. 119.
- [29] Daily J. W. and Nece R. E. « Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks » ASME, J. Basic Eng., 1960, Vol. 82, No. 1, pp. 217-232.
- [30] Dawson P. H. « Windage loss in larger high-speed gears » *Proc. I. mech. E.* power and process engineering, 1984, Vol. 198, No. 1, pp. 51-59.
- [31] Dawson P. H. « High-speed gear windage » *GEC Review*, 1988, Vol 4, No. 3, pp.164-167.
- [32] Diab Y. Ville F. Velex P. Changenet C. « Windage losses in high speed gears -Preliminary experimental and theoretical results » *ASME*, *Journal of Mechanical Design*, 2004, Vol. 126, pp. 903-908.
- [33] Diab Y. Ville F. Houjoh H. Sainsot P. Velex P. « Experimental and numerical investigations on the air-pumping phenomenon in high speed spur and helical gears » Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, *Journal of Mechanical Engineering Sciences, Part C*, 2004, accepté pour publication.
- [34] Diab Y. Ville F. Velex P. « Prediction of power losses due to tooth friction in gears » *Tribology Transactions*, 2004 soumis à publication
- [35] Diab Y. Ville F. Velex P. « Investigation on the power losses in high speed gears » *International Tribology conference*. (ITC), Kobe, may 2005.

- [36] Diab Y. Ville F. Changenet C. et Velex P. « Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages » *CFM*, 17^{ème} Congrès Français de Mécanique, Troyes,-Septembre 2005, accepté pour publication.
- [37] Diab Y. Ville F. Velex P. and Wendling M. « Simulations and experimental investigations on windage losses in high-speed gears » *International Conference on Gears*, Munich, 14 16 September 2005, soumis.
- [38] Don. D. Winfree. « Reducing gear windage losses from high speed gears » *Proc. ASME Int. Power Trans. Gearing Conf*, Baltimore 2000, Vol. 4020, pp. 1-10.
- [39] Dowson D. and Wholmes T. L. « effect of surface quality upon the traction characteristics of lubricated cylindrical contacts » *Proc. Inst. Mech. Eng., London* 1967 Vol. 182, No. 1, pp. 292- 299.
- [40] Dowson D. and Higginson G. R. «Elasto-hydrodynamics lubrication» Oxford : Pergamon press, 1966, 236 p.
- [41] Dowson D. « The role of lubrication in gear deign » Inst. Mech. Eng. London, 1969/1970 Vol. 184, pp. 21-29.
- [42] Drozdov Y. N. and Gavrikov Y. A. « Friction and scoring under the conditions of simultaneous rolling and sliding of bodies » *Wear*, 1968, Vol. 11, pp. 291- 302.
- [43] Dudley D. W. « Handbook of practical gear design » New York : McGraw-Hill, 1984, 675 p
- [44] Dudley D. « Gear handbook » New York : McGraw-Hill, 1962, 937p.
- [45] Dyson A. « Friction traction and lubrication rheology in elastohydrodynamic lubrication » *Philos. Trans. R. Soc. London*, ser. A, 1970, Vol. 266, No. 1170, pp. 1-33.
- [46] Einstein A. « Eine neue bestimmung der molekul-dimension », *Annphysik*, 1906, Vol. 19, pp. 289.
- [47] Ertel A. M. « Hydrodynamic lubrication based on new principals » *Prikl. Mat. Mekh.* 1939, Vol. 3, No. 2. (en Russe)
- [48] Fein A. M. and Richards S. « Boundary lubrication » J. Lub. Eng. 1991, Vol. 47, No. 12, pp. 1005-1008.
- [49] Frêne J. Nicolas D. Degueurce B. Berthe D. et Godet M. « Lubrification hydrodynamique paliers et butées » Paris : Eyrolles, 1990, 488 p.
- [50] Greenwood J. A. and Williamson J. B. P. « Contact of nominally flat rough surfaces » *Proc. Roy. Soc. London*, 1966, Vol.295, pp 300.
- [51] Greenwood J. A. and Tripp J. H. « The elastic contact of rough spheres » *ASME J. Applied of Mechanics*, 1967, Vol. 34, No. 1, pp 153-159.
- [52] Greenwood J. A. and Tripp J. H. « The contact of two nominally flat rough surfaces » *Proc. Roy. Soc. London*, 1971, Vol. 185, No. 48, pp 625-633.
- [53] Grubin A. N. « Fundamentals of the Hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces » *Maschgiz, Moscow*, 1949, No. 30; Investigation of the contact of machine components, Research Institute for Technical and Mechanical Engineering Book. 1949. (Dept. of Science and Industry Translation No. 377)

- [54] Gümbel L. « Über geschmierte arbeitsräder » Z. Ges. Tubinenwissen , 1914, No. 13, pp 22-26.
- [55] Gupta P. K. Cheng H. S. and Forster N. H. « Viscoelastic effects in MIL-L-7808-Type lubricant, Part I : Analytical formulation » *Tribology Transactions*, 1992, Vol. 35, No. 2, pp 269-274.
- [56] Hamrock B. J. and Dowson D. « Isothermal EHD lubrication of points contacts partitheoretical formulation » *ASME. J. Lub. Tech* 1976, Vol. 98. No. 2, pp.: 223-229
- [57] Handschuh R. F. and Kilmain C. J. « Preliminary investigation on the thermal behavior of high-speed helical gear trains » *VDI Berichte*, 2002, Vol. 2, No. 1665, pp. 867-879.
- [58] Handschuh R. F. and Kilmain D. « Preliminary comparison of experimental and analytical efficiency results of high-speed helical gear trains » *Proc ASME Des Eng. Tech. Conf.* 2003, Chicago, Vol. 4B, pp. 949-955.
- [59] Handschuh R. F. and Rohn D. « Efficiency testing of a helicopter transmission planetary reduction stage » *NASA*, 1988, TP-2795, AVSCOM TR 87-C-28.
- [60] Harris, T. A. « Rolling bearing analysis » New-York : Wiley Inter-sciences, 2000, 1086 p.
- [61] Hayward A. T. « The viscosity of bubbly oil », Fluid Report, No. 99, National Engineering Laboratory, Glasgow, U.K, 1961.
- [62] Hertz H. « Über die berührung fester elasticher körper» J. Reine und Angew. Math. 1882, Vol. 92, pp. 156-171
- [63] Hirst W. and Moore A. J. « Non-Newtonian behavior in elastohydrodynamic lubrication » *Proc. R. Soc. London*, Ser. A, 1974, Vol. 337, pp-101.
- [64] Houjoh H. and Umezawa K. « The sound radiated from gears (On the existence of aerodynamic sound) » *JSME Int. Journal*, 1987, Vol. 30, No. 259, pp. 153-160.
- [65] Houjoh H. and Umezawa K. « Dynamic Behavior of Atmosphere in a Tooth Space of a Spur Gear During. Mesh Process From the Viewpoint of Efficient Lubrication » *Proc. ASME Des Eng Tech Conf.* 2000, Baltimore, Vol. 6, pp. 111-118.
- [66] Houjoh H. Ohshima S. I. Matsumura S. Yumia Y. and Itoh K. « Pressure measurement of ambient air in the root space of helical gears for the purpose of understanding fluid flow to improve lubrication efficiency » *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, 2003, Vol. 4 B, p 957-964.
- [67] Houpert L. Flamand L. and Berthe D. « Rheological and thermal effects in lubricated E.H.D contacts » *ASME J. Lub. Tech.* October 1981, Vol. 103, pp. 526-532.
- [68] Hughes W. F. and Brighton J. A. « Shaum's outline of theory and problems of fluid dynamics » 3rd edition, New-York : McGraw-Hill , 1999, pp. 103-118
- [69] Isbin H. S. Moy J. E. and Da Cruze A. J. R. « Tow-phase stream-water critical flow » *A.I.Ch.E.*, 1957, Vol. 3, No. 3, pp. 361-365.
- [70] Itoh M. and Hasegawa I. « Turbulent boundary layer on a rotating disk in infinite quiescent fluid » *JSME International Journal*, 1994, Vol. 37, No. 3, pp. 449-456.
- [71] Johnson K. L. Greenwood J. A. and Poon S. Y. « A simple theory of asperity contact in elastohydrodynamic contact » *Wear*, 1972, Vol. 19, No. 1, pp. 91-108.

- [72] Johnson K. L. « Contact Mechanics » Cambridge University Press, 1989, 452 p.
- [73] Johnson K. L. and Tevaarwerk, J. L. « Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films » *Proc. R. Soc. Lond.*, series A, 1977, Vol. 356, No. 1685, pp 215-236.
- [74] John I. and McCool J. I. « Extending the capability of the Greenwood Williamson microcontact model » *ASME J of Trib.*, 2000, Vol. 122, No. 3, pp. 496-502.
- [75] Kaneta M. Sakai T. and Nishikwa H.. « Optical interferometric observations of the effects of a bumb on point contact EHL » ASME, J. of Trib, 1992, Vol. 114. pp. 779-784.
- [76] Kelley B. W. and Lemanski A. J. « Lubrication of involute gearing. Conf. On Lubrication and Wear Fundamentals and Application to Design » Proc. Inst. Mech. Eng., London 1967/1968, Vol. 182, No. 3A, pp. 173-184.
- [77] Kubo A. and Yamada K. « Study of extremely high speed gear system » (4th Report), Trans. of. *JSME*, 1973, Vol. 39, pp.1043 (in Japanese)
- [78] Kuzmin N. F. « Coefficient of friction in heavily loaded contact » Vest. Mashinostr. 1954, Vol. 34. PP. 18-26.
- [79] Mann R. W. and Marston C. H. « Friction drag on bladed disks in housing » *ASME*, *J. Basic Eng.*, 1961, Vol. 83, No. 4, pp. 719-723.
- [80] Martin H. M. «Lubrication of gear teeth» *Engineering (London)* 1916, Vol. 102, pp. 119-121.
- [81] Matsumoto S. Asanabe B. Takano K. and Yamamoto M. « Evaluation method of power loss in high-speed gears » *Proc. JSLE Int. Trib. Conf.*, Tokyo, 1985, pp. 1165-1170
- [82] Matsumoto S. Tozaki Y. and Sudoh K. « Temperature distribution in tooth and blanks of ultra high speed gears » *Proc. JSLE Int. Trib. Conf. Motion Power Trans., Hiroshima*, 1991, pp. 496-501
- [83] McCool J. I. « The distribution of microcontact area, load, pressure, and flash temperature under the Greenwood-Williamson model » *ASME J. of Trib.* 1988, Vol. 110, No. 1, pp. 106-110.
- [84] McCool J. I. A « performance evaluation tool for traction transmitting partial EHD contacts » *ASLE Trans.* 1985, Vol. 29, No. 3, pp. 431-440.
- [85] Messé S. « Analyse transitoire de la lubrification et du frottement dans un système de distribution automobile » Thèse Doct. Ing. : *Institut National des sciences appliquées de Lyon*, 2001. 154p.
- [86] Mikic B. B. « Thermal contact conductance; theoretical considerations » *International Journal of Heat Mass Transfer*, 1974, Vol. 17, No. 2, pp 205-214.
- [87] Mikic B. B. and Roca R. T. « A solution to the contact of two rough spherical surfaces » *ASME J. Applied Mechanics*, 1974, Vol. 41, No. 3, pp. 801-803.
- [88] Minfray C. Martin J.M. Esnouf C. Mogne T.Le. Kersting R. Hagenhoff B. «A multitechnique approach of tribofilm characterization» *Thin Solid Films*, Jan 30, 2004, Vol. 447-448, pp. 272-277

- [89] Mirarefi A. and Radzimovsky E. I. « Effect of torsional vibration on the efficiency and coefficient of friction in gear transmission systems » ASME Design Conf., New York, Oct. 1974, Paper 74-DET-98
- [90] Misharin Yu. A. « Influence of the friction condition on the magnitude of the friction coefficient in the case of rollers with sliding » *Proc. Int. Conf. on gearing, Inst. Mech. Eng., London*, 1958, pp. 159-164.
- [91] Mizutani H. Isikawa Y. Townsend D. P. « Effects of lubrication on the performance of high speed spur gears » *Proc Int Power Transm Gearing Conf: New Technol Power Transm 90's*, 1989, pp. 327-334
- [92] Moret-Bailly F. et al. « Détermination du nombre de Reynolds de transition dans une étude de couche limite sur un disque tournant » *C. R. Acad. Sci.*, Paris, Série II, 1991, No. 313, pp. 591-598.
- [93] Obata H. and Yamaura H. Tnaka H. Morioka K. and Mitsudo H. « Centrifugal lubrication of spur gears (1st Report, behavior and flow rate of oil jet) » *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, C Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, May, 1994, Vol. 60, No. 573, p 1783-1790 Language: English, Japanese
- [94] O'Donoghue J. P. and Cameron A. « Friction and temperature in rolling sliding contacts » *ASLE Trans*. 1966, Vol. 9, pp. 186-194.
- [95] Ohlendorf H. « Verlusteistung und erwarnung von stirnradern » Doctoral Thesis, *Univ. Tech. Munich*, 1958.
- [96] Oleksiuk W. « Friction between teeth of small module gear transmissions » *Pr. Nauk. Politech. Warszaw. Mech.* 1975, No. 27, 9 p.
- [97] Pechersky M. J. and Wittbrodt M. J. « An analysis of fluid flow between meshing spur gear teeth » *Proc. 5th ASME Power Trans. Gearing Conf. Chicago*, 1989, pp. 335-342.
- [98] Petrusevich A. J. « The basic conclusions from the elasto-hudrodynamic theory of the lubrication » *Izv. Akad. Nauk SSSR, Otd. Tekh. Nauk*, 1951, Vol. 2. pp. 209-223.
- [99] Radzimovsky E. I. Mirarefi A. « Dynamic behaviour of gear systems and variations of coefficient of friction and efficiency during the engagement cycle » ASME J. Eng. Ind. 1975, Vol. 97, No. 4, pp.1247-1281.
- [100] Radzimovsky E. I. Mirarefi A. and Broom W. E. « The instantaneous efficiency and coefficient of friction of an involute gear » *ASME, Conf. And Int. Symp. On gearing and Transmission.* New York 1972, 72-PTG-13.
- [101] Ranganath NAYAK P. « Random process model of rough surface » *ASME J. Lub Tech.* July 1971, pp. 398-407.
- [102] Reynolds O. « On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil » J. phil. Trans. Roy. Soc. 1886, Vol. 117, pp. 157-234.
- [103] Rodkiewicz C. M. and Srinivasan V. « A review of thermoelasstohydrodynamic lubrication in rolling and sliding contact », *Wear*, 1973, Vol. 23, pp. 1-8
- [104] Rosen M. W. « The noises of two spur-gear transmissions » NOTS TP 2293, NAVORD Report 6569, 1959.

- [105] Sasaki K. Okamura and Konishi T. « Fundamental research on gear lubrication » 2nd report, Bull. JSME, 1963, Vol. 5, No. 22, pp. 364-377.
- [106] Schlichting H. « Boundary layer theory » New-York : McGraw-Hill, 1979, 817 p.
- [107] Shotter B. A. « Experiments with a disc machine to determine the possible influence of surface finish on gear tooth performance » *Proc. Int. Conf. On gearing, Inst. Mech. Eng., London*, 1958, pp. 120-130.
- [108] Smith F. W. « Rolling contact lubrication- The application of elastohydrodynamic theory » *ASME J. Basic Eng.*, ser. D, 1967, Vol. 87, No. 1, pp. 170-176.
- [109] Smith, J. D. « Gear noise and vibration » New York : Marcel Dekker, 1999, 186 p.
- [110] Stribeck R. « Die wesentlichen eigenshaften der gleit-und rollenlager » *VDI-Zeitschrift*, 1902, Vol. 46, pp. 1341-1348, 1432-1438 and 1463-1470.
- [111] Tabor D. « Solid friction and boundary lubriction » *Proc. Inst. Mech. Eng. London*, 1967, Vol. 182, No. 3A, pp. 262-280
- [112] Tallian T. E. McCool J. I. and Sibley L. B. « Practical elasohydrodynamic lubrication in rolling contact » *Proc. Inst. Mech. Eng., London*, 1965/1966, Vol. 180, pp. 169-184.
- [113] Tallian T. E. « Elastohydrodynamics hertzian contacts-1 » J. Mech. Eng. 1971, Vol. 93, No. 11, pp. 15-18
- [114] Taylor G. I. « The viscosity of a fluid containing small drops of another fluid » *Proc. Roy. Soc.*, series A138. 1932, pp. 41-50.
- [115] Townsend D. and Dudley. « Gear handbook » New York : McGraw-Hill, 1992, 1010p.
- [116] Vaishya M. and Houser D. R. « Modeling and measurement of sliding friction for gear analysis » *American gear Manufacturers association*, 1999, No. 99 FTMS1, pp 1-20.
- [117] Velex P. and Cahouet, V. « Experimental and numerical investigations on the influence of tooth friction in spur and helical gear dynamics » *ASME, J. Mech. Des.*, 2000, Vol. 122, pp 515-522.
- [118] Venner C. H. and Lubrecht A. A. « Transient analysis of surface features in an EHL line contact in the case of sliding » *ASME, J. Trib.* April 1994, Vol. 116. pp. 186-193.
- [119] Ville F. Velex P. « Introduction du frottement sur les dentues dans la simulation du comportement dynamique de transmissions par engrenages » XIVéme Colloque, "Vibrations, chocs et bruit", Juin 2004, Lyon, 12 pages.
- [120] Ville F. Nélias D. Tourlonias G. Flamand L. and Sainsot P. « On The Two Disc Machine: A Polyvalent and Powerful Tool to Study Fundamental and Industrial Problems Related to Elastohydrodynamic Lubrication » *Tribology series*, 2001, Vol. 39, pp 393-402.
- [121] Von Karman. « Uber laminare und turbulente Reibung » Z. Angew. Mathematik und Mechanik, 1921, Vol. 1, pp. 244-249.
- [122] Weiss T. and Hirt M. « Efficiency improvements for high speed gears of the 100MW class » *VDI Berichte*, 2002, Vol. 2, No. 1665, pp. 1161-1174.
- [123] Wellauer E. J. and Holloway. « Application of EHD oil film theory to industrial gear drives » *American Society of Mechanical Engineers* (paper), 1975, No. 75-PTG-1, 6p.

- [124] Whitehouse D. J. and Archard J. F. « Properties of random surfaces in contact » J. *Mech. Eng.* 1970, Vol. 12, No. 6, pp. 440-2.
- [125] Yada T. « The relation of friction loss of gears to speed and torque » *Bulletin of the JSME*, 1973, Vol. 16, No. 95, pp. 872-880.
- [126] Yasutsune, A Taku U. Teruos S. and Shigemis S. « The lubricant churning loss in spur gear systems » *Bulletin of the JSME*, 1973, Vol. 16, No. 95, pp. 881-890

ANNEXES

- **1 DETERMINATION DE LA PERTE PAR VENTILATION DE LA DENTURE**
- 2 DETERMINATION DE LA MASSE VOLUMIQUE ET DE LA VISCOSITE D'UN MELANGE GAZ-HUILE
- **3 BANC D'ESSAI POUR MESURER LES PERTES PAR VENTILATION DE LA DENTURE EN PRESENCE DU CARTER**
- 4 GENERATEUR DE BROUILLARD D'HUILE
- **5 COURBES DE TRACTION**

ANNEXE 1 : DETERMINATION DE LA PERTE PAR VENTILATION DE LA DENTURE



Figure A1.1 : Surface active de dent et circulation de fluide



Les hypothèses suivantes sont retenues :

- écoulement permanent,
- forces de frottement entre le fluide et les flancs de dent négligeables,
- forces d'inertie négligeables,
- pression homogène dans l'environnement.

En appliquant la forme moyenne de l'équation de Newton, il vient :

$$F = \rho Q U \tag{A1.1}$$
avec :

- ρ : masse volumique du fluide [kg/m³],
- Q: débit de fluide [m³/s],
- *U* : vitesse d'éjection du fluide [m/s],

La projection sur l'axe (OX) dans le repère OXY (figure A1.2 -denture hélicoïdale) donne :

$$F_{x} = \rho Q' U' + \rho Q_{I} U_{I} \sin \beta - \rho Q_{2} U_{2} \sin \beta$$
(A1.2)

$$F_{y} = -\rho Q' U' \sin \beta - \rho Q_{1} U_{1} \cos \beta + \rho Q_{2} U_{2} \cos \beta$$
(A1.3)

 F_y ne participe pas à la perte par ventilation puisque cette force est parallèle à l'axe de rotation de la roue.

Les forces de frottement étant négligeables et la pression étant homogène, l'équation sur le module des vitesses donne :

$$U' = U_1 = U_2$$
 (A1.4)

La projection sur l'axe (O't) dans le repère (O'nt) donne :

$$\rho Q U \sin \beta + \rho Q_1 U_1 - \rho Q_2 U_2 = 0$$
(A1.5)

Or:
$$Q' = Q_1 + Q_2$$
 (A1.6)

Donc :

$$Q_1 = \frac{1}{2}Q'(1 - \sin \beta)$$
 (A1.7)

$$Q_2 = \frac{1}{2}Q'(1 + \sin \beta)$$
 (A1.8)

En substituant A1.7 et A1. 8 dans A1.2, il en est déduit :

$$F_x = \rho Q' U' (1 - \sin^2 \beta) \tag{A1.9}$$

avec :

$$U' = \omega \left[R_a - \frac{x}{2} \right] \tag{A1.10}$$

$$Q' = U'bx = \omega \left[R_a - \frac{x}{2} \right].b.x$$
(A1.10)

 R_a : rayon de tête [m],

x : longueur active de dent [m],

b : largeur de la roue [m],

 ω : vitesse de rotation de la roue denntée [rad/s].

Finalement, la force exercée par le fluide sur le flanc de dent devient :

$$F_{x} \cong \rho . \omega^{2} b.x [R_{a} - \frac{x}{2}]^{2} (1 - \sin^{2} \beta)$$
(A1.11)

Le couple résistant total est obtenu en multipliant la force par le rayon du cercle passant par le milieu de la surface active et par le nombre de dents Z:

$$M_{g} \cong Z.\rho.\omega^{2}b.x[R_{a} - \frac{x}{2}]^{3}(1 - \sin^{2}\beta)$$
(A1.12)

or:

$$x = R_a (1 - \cos \phi)$$
(A1.13)

$$\phi = \frac{\pi}{Z} - 2(inv\,\alpha_p - inv\,\alpha_A) \tag{A1.14}$$

avec :

 α_p, α_A : angles de pression au niveau du primitif et de la tête de denture respectivement [°].

D'où :

$$M_g \cong \frac{1}{8} Z.\rho.b.R_a^4.(1 - \cos\phi)(1 + \cos\phi)^3(1 - \sin^2\beta)\omega^2$$
(A1.15)

où :

$$R_a = R + (C_a + x_a) \frac{2R}{Z}$$
(A1.16)

Avec :

- x_a : coefficient de déport (figure A1.3),
- C_a : coefficient de saillie (figure A1.3),
- *R* : rayon primitif de la roue dentée [m].



Figure A1.3 : Définition du coefficient de saillie et de déport

Finalement :

$$M_{g} \cong \frac{1}{8} Z.\rho.b.R^{4} [1 + \frac{2(C_{a} + x_{a})}{Z}]^{4}.(1 - \cos\phi)(1 + \cos\phi)^{3}(1 - \sin^{2}\beta)\omega^{2} \quad (A1.17)$$

Si
$$C_{td} = \frac{M_g}{0.5\rho\omega^2 R^5}$$
 est le moment de traînée adimensionné, il vient :
 $C_{td} \cong \xi \frac{z}{4} (\frac{b}{R}) [1 + \frac{2(C_a + x_a)}{Z}]^4 (1 - \cos\phi) (1 + \cos\phi)^3 (1 - \sin^2\beta)$ (A1.18)

<u>Annexe 2 : determination de la masse volumique et de la viscosite d'un</u> <u>Melange gaz-huile</u>

Masse volumique

Le mélange est composé de deux phases :

- une liquide **I**,

- une gazeuse **g**.

La masse volumique du mélange fluide-gaz peut être exprimée comme une fonction de la masse volumique de chaque phase à partir de la définition de la masse volumique :

$$\rho_m = \frac{m_m}{v_m} = \frac{m_g + m_l}{v_g + v_l}$$
(A2.1)

$$\rho_m = \frac{m_g}{v_g + v_l} + \frac{m_l}{v_g + v_l}$$
(A2.2)

$$\rho_m = \frac{v_g . m_g}{v_g . (v_g + v_l)} + \frac{v_l . m_l}{v_l . (v_g + v_l)}$$
(A2.3)

$$\rho_m = \frac{v_g}{(v_g + v_l)} \cdot \rho_g + \frac{v_l}{(v_g + v_l)} \cdot \rho_l$$
(A2.4)

Le volume total est égal à : $v_{tot} = v_g + v_l$

$$\rho_m = \frac{v_g}{v_{tot}} \cdot \rho_g + \frac{v_l}{v_{tot}} \cdot \rho_l \tag{A2.5}$$

Si x_i est défini comme suit $x_i = \frac{v_i}{v_{tot}}$, alors :

$$\rho_m = x_g \cdot \rho_g + x_l \cdot \rho_l \tag{A2.6}$$

or :

$$\sum_{i=1}^{n} x_i = 1$$
 (A2.7)

$$\rho_m = x_g \cdot \rho_g + (1 - x_g) \cdot \rho_l \tag{A2.8}$$
avec :

- x_g : fraction volumique de la phase gazeuse, c'est-à-dire la proportion du volume de gaz par rapport au volume total,

- ρ_l : masse volumique du fluide [kg/m³],
- ρ_{g} : masse volumique du gaz [kg/m³],
- ρ_m : masse volumique du mélange gaz-fluide [kg/m³].

Viscosité

Au contraire de la masse volumique du mélange, la viscosité du mélange n'est pas simple à déterminer à partir de sa définition. Il existe quelques formules empiriques qui estiment la viscosité du mélange à partir de ses composantes.
Une des premières recherches sur la viscosité des systèmes biphasés a été effectuée par Einstein [46]. Ensuite, Taylor [114] a confirmé le travail d'Einstein et a estimé la viscosité d'un système biphasé à partir de la viscosité du liquide de base par la relation suivante :

$$\mu_{m} = \mu_{bas} \left[1 + 2.5x(\frac{k+0.4}{k+1}) \right]$$
(A2.9)

Où :

- μ_m : viscosité du mélange [Pa.s],

- μ_{bas} : viscosité du liquide de base [Pa.s],

- *k* : rapport de la viscosité du gaz sur la viscosité du liquide de base.

Selon Taylor [114], si le fluide de base est de l'huile et et que le gaz est de l'air, alors k est négligeable et, dans ce cas, la viscosité du mélange huile-air est donné par la formule approchée suivante :

$$\mu_m = \mu_{bas}(1 + 1.0X) \tag{A2.10}$$

Hayward [61] a proposé une formule pour calculer la viscosité du mélange, formule qui donne une viscosité du mélange supérieure à celle de l'huile.

$$\mu_m = \mu_l (1 + 1.5(1 - \frac{\rho_m}{\rho_l})) \tag{A2.11}$$

Cette formule n'est valable que pour des mélanges où le pourcentage d'air est inférieur à 30%.

Hayward [61] a également montré que le mélange de lubrification se transforme en mousse lorsque le volume d'air est supérieur à 50%.

Isbin [69] a proposé un autre modèle pour calculer la viscosité du mélange qui cette fois est inférieure à celle de l'huile :

$$\mu_{m} = \frac{\mu_{l}}{\frac{\mu_{l}}{\mu_{g}} X + l - X}$$
où :
$$- X = \frac{V_{g}}{V_{m}},$$

$$- \mu_{l} : \text{viscosité du fluide [Pa.s]},$$
(A2.12)

- μ_{g} : viscosité du gaz [Pa.s],

- V_{e} : volume des gouttelettes de gaz dans le mélange [m³],

-
$$V_m$$
: volume du mélange [m³].





figure A3.1 : Banc d'essai en présence du carter



Figure A3.2 : Carter du banc d'essai

ANNEXE 4 : GENERATEUR DE BROUILLARD D'HUILE



ANNEXE 5 : COURBES DE TRACTION



<u>Exemples des courbes de traction</u> (TVEP, w=1400N, surfaces lisse-lisse)



<u>Exemples des courbes de traction</u> (TVEP, w=2000N, surfaces lisse-lisse)



Exemples des courbes de traction (TVEP, w=2400N, surfaces lisse-lisse)







(TVEP, w=2400N, surfaces lisse-rugueuse)



<u>Exemples des courbes de traction</u> (TVEP, w=3000N, surfaces lisse-rugueuse)



<u>Exemples des courbes de traction</u> (TVEP, w=5650N, surfaces lisse-rugueuse)



Exemples des courbes de traction (TVEP, w=2400N, surfaces rugueuse -rugueuse)









FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : DIAB	DATE DE SOUTENANCE
(avec precision du nom de jeune fille, le ca	27 iuin 2005
Prénoms : Yasser	_, jan _000
TITRE : ANALYSE DES PERTES VITESSE. APPLICATIONS AUX REE	DE PUISSANCE DANS LES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGES A GRANDE DUCTEURS INDUSTRIELS ET AUX MACHINES TEXTILES
NATURE : Doctorat Formation doctorale : MECANIQ	Numéro d'ordre : 2005-ISAL-0041 UE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE
cote B.I.U Lyon : / et	bis CLASSE :
RESUME : Les pertes de puissance dans les transmissions par engrenages grandes vitesses peuvent être importantes et doivent être prises en compte dès la conception afin de dimensionner au mieux les systèmes de refroidissement et d'éviter la rupture du mécanisme du fait des dilatations thermiques. Il est généralement admis que les principales dissipations d'énergie sont dues au frottement entre les dents, au procédé de lubrification (barbotage ou jet d'huile), au piégeage d'un mélange air-huile durant l'engrènement et à la ventilation de la denture. L'objectif du travail présenté est d'une part de développer différents modèles pour mieux évaluer chacune des pertes, modèles validés sur plusieurs bancs d'essais, d'autre part d'analyser le rendement et les pertes attendues de quatre transmissions à engrenages.	
MOTS-CLES : TRANSMISSION PA	R ENGRENAGES ; PERTES DE PUISSANCE ; FROTTEMENT ; VENTILATION ;
PIEGEAGE	
Laboratoire (s) de recherche : Lab UM	poratoire de Mécanique des Contacts et des Solides (LaMCoS) IR CNRS-INSA n° 5514
Directeurs de thèse : Professeur Philippe VELEX et Maître de Conférences Fabrice VILLE	
Président de jury :	A. COMBESCURE
Composition du jury : A. A	HMAD ; A. COMBESCURE ; J. FRENE ; M. SARTOR ; P. VELEX ; F. VILLE ; M. WENDLING