



HAL
open science

Analyse du Comportement des Systèmes Mécaniques Lubrifiés

Fabrice Ville

► **To cite this version:**

Fabrice Ville. Analyse du Comportement des Systèmes Mécaniques Lubrifiés. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université Claude Bernard - Lyon I; INSA de Lyon, 2009. tel-00936355

HAL Id: tel-00936355

<https://theses.hal.science/tel-00936355v1>

Submitted on 25 Jan 2014

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

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

Habilitation à Diriger des Recherches

présentée devant
L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
et l'Université Claude Bernard LYON I

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

Par

Fabrice VILLE

Ingénieur INSA de Lyon
Docteur INSA de Lyon
Maître de Conférences à l'INSA de Lyon

ANALYSE DU COMPORTEMENT DES SYSTEMES MECANIQUES LUBRIFIES

Soutenue le 15 octobre 2009 devant la commission d'examen

Jury :

M.	A. COMBESCURE	Professeur	
M.	J. FRENE	Professeur	Rapporteur
M.	E. JACQUELIN	Professeur	
M.	T. LUBRECHT	Professeur	
M.	A. OLVER	Professeur	Rapporteur
M.	J. SEABRA	Professeur	Rapporteur
M.	P. VELEX	Professeur	

**Ce mémoire a été préparé au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures
(LaMCoS)-UMR5259 de L'INSA de Lyon – Université de LYON**

SOMMAIRE

Sommaire	3
Présentation du Mémoire	7
Première PARTIE	11
Amélioration et optimisation des composants mécaniques lubrifiés,	11
Chapitre I.....	15
Influence de la pollution solide des lubrifiants sur la durée de vie des mécanismes	15
Résumé.....	15
Mots clefs :	15
Sommaire	15
1 - Introduction.....	17
2 - Indentation des surfaces [I.48- I.52]	18
2.1 Déformation ou fragmentation des particules et indents produits.....	18
2.2 Existence d'un site spécifique de fatigue [I.54]	20
3 - Risque d'endommagement en présence d'indents [I.50, I.55, I.56, I.8, I.58].....	23
3.1 Détermination du risque d'endommagement [I.55, I.56]	23
3.2 Observations expérimentales [I.8, I.58]	27
3.3 Prédiction du risque d'endommagement en présence d'indents [I.56]	29
4 - Conclusion de chapitre.....	29
Chapitre II	31
Influence de la rugosité, de la sous-alimentation en lubrifiant et des additifs sur la durée de vie des mécanismes	31
Résumé.....	31
Mots clefs :	31
Sommaire	31
1 - Introduction.....	33
2 - Influence de la rugosité sur la Fatigue de Contact [I.69]	34
2.1 Contrainte de cisaillement maximale	34
2.2 Limite d'endurance.....	35
2.3 Volume contraint	35
2.4 Courbe de risque d'endommagement.....	36
2.5 Extension aux contacts lubrifiés avec ou sans sous-alimentation en lubrifiant [I.73]....	37
3 - Influence des additifs présents dans les lubrifiants [I.9, I.78, I.79, I.80].....	40
3.1 Formation de Tribofilms [I.78, I.79]	40
3.2 Les additifs participent à la propagation [I.79].	42
4 - Conclusion de chapitre.....	43
Conclusion.....	45
Deuxième PARTIE	49
Analyse et réduction des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages	49
Chapitre I.....	53
Influence du frottement à la denture sur le comportement dynamique et les pertes de puissance dans les transmissions par engrenages.....	53
Résumé.....	53
Mots clefs :	53
Sommaire	53
1 - Introduction.....	55

2 - Loi de frottement [II.12]	56
2.1 Simulation EHD du contact entre dentures	56
2.2 Etablissement de la loi de frottement	57
3 - Modèle du comportement dynamique d'engrenages	59
3.1 Modélisation du comportement dynamique de l'engrènement	59
3.2 Validation des modèles sur banc d'engrenages	61
4 - Influence du frottement sur la dynamique des transmissions par engrenages	64
5 - Pertes par frottement [II.12]	68
5.1 Influence de la loi de frottement	68
5.2 Influence des caractéristiques du lubrifiant et de l'état de surface	68
5.3 Influence de la correction de profil de la denture	70
6 - Conclusion de chapitre	71
Chapitre II	73
Pertes de puissance dans les transmissions par engrenages Rôle du piégeage et de la ventilation	73
Résumé	73
Mots clefs :	73
Sommaire	73
1 - Introduction	75
2 - Pertes par ventilation de la denture [II.22]	76
2.1 Développements théoriques	76
2.2 Validation des modèles	77
3 - Pertes par piégeage [II.23]	79
3.1 Développements théoriques	79
3.2 Validation expérimentale	80
3.3 Calcul des pertes	82
4 - Calcul des pertes de puissance pour deux réducteurs modèles	82
5 - Conclusion de chapitre	84
Conclusion	85
Troisième PARTIE	89
Perspectives	89
1 - Introduction	91
2 - Amélioration et optimisation des composants mécaniques lubrifiés	91
2.1 Analyse de l'effet de la sous-alimentation en lubrifiant sur la fatigue de contact	91
2.2 Perspectives concernant les autres causes de fatigue de contact	95
2.3 De l'estimation du risque à la durée de vie	98
3 - analyse et réduction des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages	98
3.1 Quelques interrogations sur les pertes par ventilation	98
3.2 Couplage entre aspects thermiques et pertes	101
3.3 analyse des pertes de puissance dans d'autres systèmes	103
4 - Bilan	106
Quatrième PARTIE	109
Synthèse des activités d'enseignant-Chercheur	109
1 - Introduction	111
2 - Renseignements généraux	111
3 - Activité d'enseignement	112
3.1 Formation initiale	112
3.2 Formation continue	115
4 - Activité de Recherche	116
4.2 Liste des publications	122

4.3 Expertise d'articles	127
4.4 Rayonnement.....	127
4.5 Relations avec le monde industriel.....	128
5 - Responsabilités scientifiques et administratives.....	129
Bibliographie.....	131

PRÉSENTATION DU MÉMOIRE

La plupart des mécanismes sont lubrifiés par une huile, une graisse ou plus simplement de l'air. Dans tous ces mécanismes, des pièces sont en contact, frottent, dissipent de l'énergie voire s'endommagent. Or les exigences de plus en plus fortes en terme de réduction des coûts et des masses ainsi qu'en accroissement des performances (puissances transmises de plus en plus élevées) nécessitent une bonne connaissance des conditions de fonctionnement et de contact afin d'améliorer les composants en terme de durée de vie et de réduction des puissances dissipées. C'est pourquoi je me suis intéressé à l'étude, l'analyse et la compréhension des phénomènes de fatigue de contact et de dissipation d'énergie dans les mécanismes lubrifiés.

Par ailleurs, j'ai toujours privilégié une démarche dans laquelle expérience et modélisation sont fortement couplés. En effet, dans toutes les actions que j'ai mené, l'outil expérimental, bien souvent dédié, est venu en amont de l'étude pour analyser et comprendre le phénomène. Puis le développement théorique utilisant des outils développés par ailleurs ou par nos soins, a permis de donner des modèles simples, robustes et efficaces. Ces derniers ont toujours été validés expérimentalement, soit sur des dispositifs « modèles », soit sur des dispositifs « réels ».

Ce mémoire s'intitule : « Analyse du comportement des systèmes mécaniques lubrifiés ». Il fait état des activités de recherche que j'ai développées depuis bientôt une quinzaine d'années et s'organise en quatre parties.

La première partie décrit l'activité de recherche que j'ai mené sur **l'amélioration et l'optimisation des composants mécaniques lubrifiés et en particulier sur l'analyse de leur tenue en fatigue de contact initiée en surface**. Au travers des deux chapitres qui la compose, l'un consacré à l'influence de la pollution solide des lubrifiants sur la durée de vie des mécanismes présentée dans le détail, l'autre aux influences de la rugosité des surfaces, de la sous-alimentation en lubrifiant et des additifs, je cherche à montrer la démarche adoptée et les résultats obtenus.

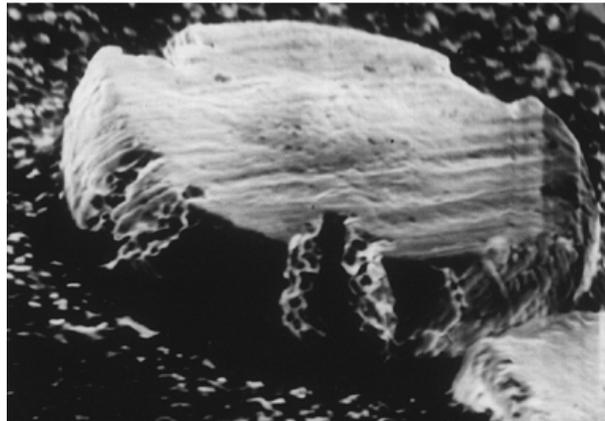
La deuxième partie décrit **l'analyse et la réduction des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages**. Les deux chapitres portent, d'une part, sur l'influence du frottement à la denture sur le comportement dynamique des transmissions et sur les niveaux de rendement et, d'autre part, sur le rôle de la ventilation des mobiles dentées et du piégeage en fond de dents d'un mélange air-huile sur les pertes. Dans cette partie, il est fait, à nouveau, démonstration de l'approche couplée expériences-modélisation mais aussi d'un ensemble de solutions simples et pratiques issues des analyses pouvant répondre à la problématique d'augmentation des rendements dans les transmissions par engrenages.

La troisième partie apporte un ensemble de **perspectives** à court, moyen et long terme dans chacune des activités présentées dans les parties précédentes. Un certain nombre de résultats préliminaires d'études en cours, permettent de mieux appréhender l'avenir des thématiques développées.

Enfin, la quatrième partie, qui vient clore ce mémoire, présente une **synthèse de mes activités d'enseignant-chercheur**.

PREMIÈRE PARTIE

AMÉLIORATION ET OPTIMISATION DES COMPOSANTS MÉCANIQUES LUBRIFIÉS, ANALYSE DE LEUR TENUE EN FATIGUE DE CONTACT INITIÉE EN SURFACE



— 10 μm

Particule de 80MoCrV40
après passage
dans un contact élastohydrodynamique

La durée de vie d'un mécanisme comme une turbine aéronautique, un moteur thermique de voiture ou de camion ou encore une transmission par engrenages est liée directement à celle de ses composants (paliers fluides ou à roulements, cames, poussoirs, chemises, pistons, segments, engrenages, joints d'étanchéité...). Elle déterminera le cycle de vie ou le temps d'utilisation entre deux phases de maintenance ou de réparation du dispositif qu'est l'avion, la voiture, le camion, la chaîne de production, etc. Il apparaît alors capital pour des raisons économiques, environnementales et de sécurité d'être capable de prédire quelle sera la durée de vie des composants donc du mécanisme voire du dispositif. Ainsi, le cycle de vie d'une voiture va être, entre autres, lié à la durée de vie de sa boîte de vitesses, elle-même tributaire de la durée de vie des différents composants (paliers à roulements, engrenages, synchroniseurs, fourchettes, joints d'étanchéité...).

La thématique de recherche qui consiste à analyser les conditions de contact entre les différentes pièces d'un composant lubrifié pour en déduire un risque d'endommagement s'inscrit donc pleinement dans ces problématiques de durée de vie. La démarche adoptée consiste, à partir du fonctionnement du mécanisme (par exemple, une boîte de vitesses), à déterminer les conditions de fonctionnement du composant (roulements ou engrenages) ainsi que des contacts en jeu (contact bille-bague de roulement ou entre dentures). Ensuite la mise en place d'outils de simulation théoriques, numériques et/ou expérimentaux permet d'analyser le fonctionnement et les sollicitations complexes du contact et d'identifier les mécanismes d'endommagement. Enfin, l'établissement de courbes de risques d'endommagement permet une évaluation de la durée de vie du contact étudié.

La durée de vie de pièces en contact est donnée par le temps de fonctionnement avant l'apparition de dégradations ou endommagements des surfaces (usure, fatigue, plastification, corrosion, érosion, abrasion...) liée à la répétition cyclique du chargement induit par le passage de corps roulants pour un palier à roulements ou par l'engrènement dans le cas d'un engrenage. Ainsi la fatigue de roulement de contact (Rolling Contact Fatigue, RCF), sujet principal de nos études, est caractérisée par l'apparition de microfissures, micro-écailles (arrachement de matière de quelques μm^2 à l'échelle des rugosités) et/ou écailles (arrachement de matière de plusieurs mm^2 à l'échelle du contact), voir Figure 1 [I.1-I.5]. Il est à noter que les engrenagistes préféreront le terme de micro-pitting et pitting pour le micro-écaillage et l'écaillage alors que les roulementiers utilisent les termes micro-spalling et spalling. Il est possible de classer ces endommagements non pas par leur aspect géométrique, mais par leur origine. Il est alors fait mention de fatigue de contact initiée en sous-couche et de fatigue de contact initiée en surface.

La première origine d'endommagement est due à une mauvaise qualité des matériaux des surfaces en contact, majoritairement des aciers dans les applications mécaniques courantes, donc à la présence de criques ou d'inclusions ainsi qu'à de mauvaises conditions de montage et d'assemblage. Or, aujourd'hui, l'influence de la qualité des matériaux en contact est bien identifiée, comprise et modélisée. Les études menées [I.6, I.7] ont permis une amélioration permanente des aciers depuis 40 ans qui font que la fatigue de contact initiée en sous-couche a tendance à disparaître et relève plus de l'incident. Ainsi, la fatigue de contact initiée en surface devient prépondérante et les nouveaux défis à relever concernent l'influence des défauts de surface, le rôle du lubrifiant et l'apport des revêtements. C'est pourquoi, nous nous sommes concentrés sur l'analyse de quatre domaines principaux de la fatigue de contact initiée en surface que sont l'influence des rugosités de surface et du rodage, la pollution des lubrifiants, l'influence des additifs dans les lubrifiants et celle de la sous-alimentation en lubrifiant sur la durée de vie de contact.

La première partie de ce mémoire consacrée à l'amélioration et l'optimisation des composants mécaniques lubrifiés et en particulier à leur tenue en fatigue de contact initiée en surface se décompose en deux chapitres. Dans un premier temps, l'influence de la pollution solide des lubrifiants sur la durée de vie des mécanismes est abordée en détail afin de montrer la démarche adoptée et les résultats obtenus. Dans un deuxième temps, les influences de la rugosité des surfaces, de la sous-alimentation en lubrifiant et des additifs sur la durée de vie des surfaces en contact seront présentées, analysées et les premiers résultats seront montrés.

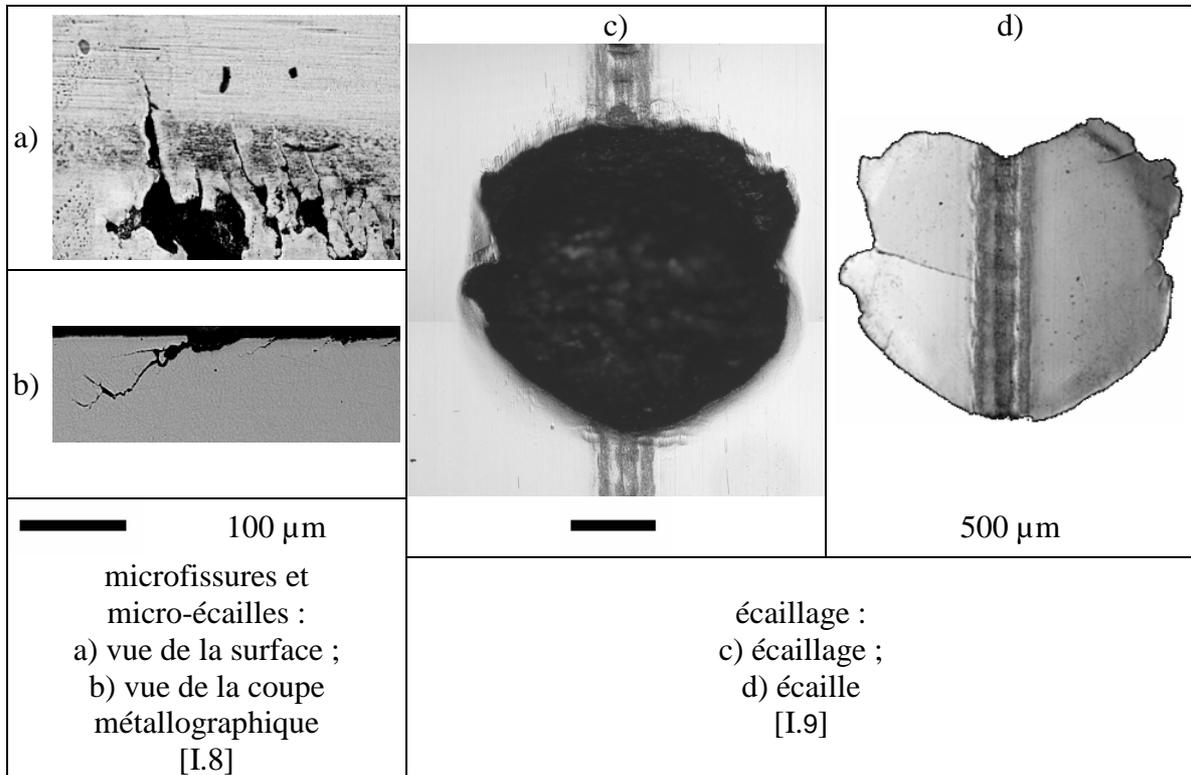


Figure 1 : Endommagements de fatigue de roulement de contact

CHAPITRE I

INFLUENCE DE LA POLLUTION SOLIDE

DES LUBRIFIANTS

SUR LA DURÉE DE VIE DES MÉCANISMES

RÉSUMÉ

La pollution solide des lubrifiants est une des causes de rupture des composants dans les mécanismes (roulements dans les boîtes de vitesses, par exemple). La compréhension du processus d'indentation (création d'un défaut de surface suite au passage d'un débris dans le contact) ainsi que de la formation des endommagements permet de prédire le risque induit.

Ce chapitre résume les analyses menées et propose une démarche permettant de prédire le risque de rupture.

MOTS CLEFS :

Pollution solide des lubrifiants ; contact ; lubrification ; fatigue de contact

SOMMAIRE

1 - Introduction.....	18
2 - Indentation des surfaces [I.48- I.52]	19
3 - Risque d'endommagement en présence d'indents [I.50, I.55, I.56, I.8, I.58].....	24
4 - Conclusion de chapitre.....	30

1 - INTRODUCTION

Dans de nombreuses applications, le lubrifiant contient un vaste spectre de particules de tailles et de propriétés très variées et qui ne sont que partiellement supprimées par les filtres. Lorsque ces particules passent dans un contact lubrifié fortement chargé désigné sous le terme de contact élastohydrodynamique (EHD), elles laissent à la surface des pièces en contact des empreintes appelées indents. L'indent ne représente pas de risque de rupture du mécanisme en lui-même. Par contre, il joue le rôle de concentrateur de contraintes et peut à terme, du fait des cycles de chargement, conduire à l'endommagement des surfaces en contact. Un des composants mécaniques lubrifiés les plus sensibles à ce phénomène est le palier à roulements. En effet, les charges transmises sont importantes (plusieurs giga Pascals [GPa] en terme de pression de Hertz) et la finition des surfaces des corps roulants et des bagues est très élevée (R_a , écart moyen arithmétique par rapport à la ligne moyenne de la rugosité des surfaces, de l'ordre de 0.02 à 0.1 μm). Ainsi, le moindre défaut sur une des surfaces comme par exemple un indent, peut conduire à la destruction du roulement.

De nombreuses études ont porté sur la durée de vie des roulements fonctionnant avec un lubrifiant pollué pour divers niveaux de filtration. Tallian fait figure de pionnier tant d'un point de vue numérique [I.10] qu'expérimental [I.11]. Citons également les travaux expérimentaux de Fitzsimmons et Clevenger [I.12], Perroto et al. [I.13], Loewenthal et al. [I.14, I.15], Lorösh [I.16] et, plus récemment, de Averbach et al. [I.17], Nixon et Zantopoulos [I.18], Sayles et MacPherson [I.19] et Chao et al. [I.20]. Les principales conclusions sont que les polluants sont pénalisants pour la durée de vie du roulement et que la réduction de celle-ci dépend du niveau de filtration ou de la nature du polluant.

Ioannides et al. ont concentré leurs efforts sur la modélisation de l'effet d'un indent unique sur le champ de pression et le champ de contraintes pour des contacts secs (stationnaire) ou EHD (roulement pur) [I.21- I.26]. Plus récemment, d'autres auteurs ont focalisé leur travail sur les effets du taux de glissement sur le champ de pression EHD et le champ de contraintes [I.27- I.35]. Néanmoins, ils n'ont pas donné une explication physique satisfaisante (le coefficient de frottement, bien que faible dans la plupart des applications EHD, est souvent montré comme le paramètre principal). Ils ne fournissent pas non plus d'informations quantitatives sur l'effet du taux de glissement.

Enfin un dispositif bille-plan avec la technique optique d'interférométrie développé par Cameron [I.36] a été utilisé la première fois par Wedeven et Cusano [I.37, I.38] ou par Kaneta [I.39] pour observer l'épaisseur du film de lubrifiant autour d'indents et de rainures produits artificiellement. L'observation de l'entrée et de la déformation de particules dans les contacts EHD a été plus tard le sujet de recherches principalement expérimentales à Imperial College [I.40- I.47].

Ce chapitre est divisé en trois sections. Un résumé des mécanismes d'indentation et des conséquences sur la fatigue de roulement initiée en surface est donné tout d'abord. Puis, les analyses menées numériquement et expérimentalement afin de prédire le risque d'endommagement lié à ce type de défaut sont présentées. Enfin une démarche de prédiction du risque d'endommagement lié à la présence de défaut sur les surfaces est montrée.

2 - INDENTATION DES SURFACES [I.48- I.52]

L'indentation de surfaces métalliques due au passage de particules solides en suspension dans l'huile a été étudiée au moyen d'un banc de pollution (Figure 3, [I.52]) conçu pour maintenir un niveau constant de pollution lors de tests sur des disques avec des particules de natures (métallique, SAE AFTD, carbures) et de tailles (de 0 à 100 μm) différentes. Ce banc a été couplé à une machine bi-disques hautes performances (Figure 2, [I.53]) et ceci pour diverses conditions de fonctionnement en termes de pression maximale de Hertz, de vitesse de roulement et de taux de glissement.

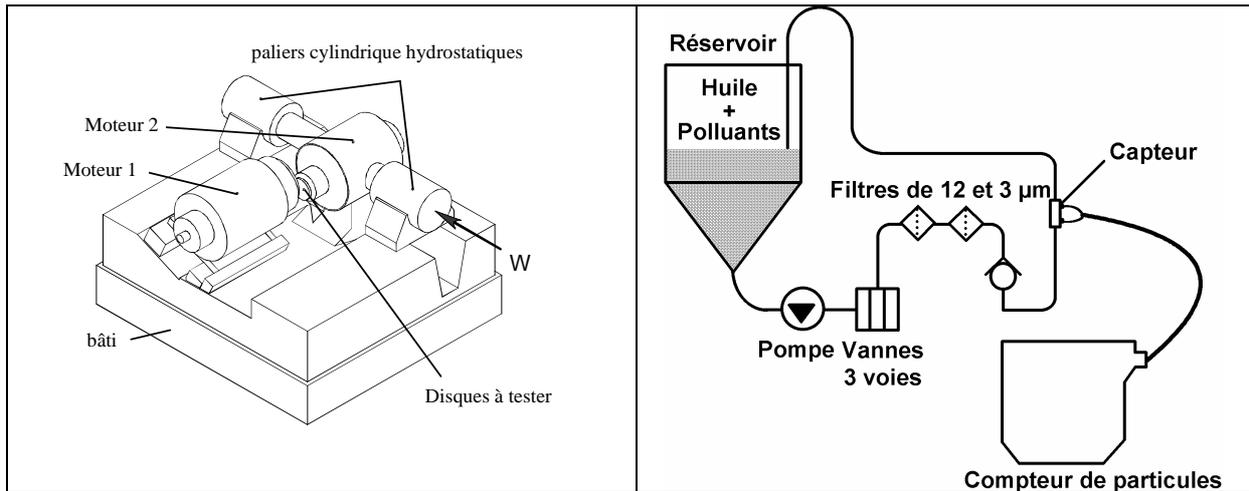


Figure 2 : Machine bi-disques hautes performances

Figure 3 : Banc de pollution

2.1 Déformation ou fragmentation des particules et indents produits

Des investigations expérimentales concernant la concentration et la forme d'indents dus aux particules sphériques métalliques [I.52] et l'influence de la nature et de la taille des particules solides sur les caractéristiques des indents [I.51] ont été menées avec un lubrifiant dont la pollution était contrôlée (nature, concentration et taille). Quatre polluants différents ont été utilisés (Figure 4) classés en famille ou nature suivant leur comportement en indentation (ductile, fragile ou céramiques).

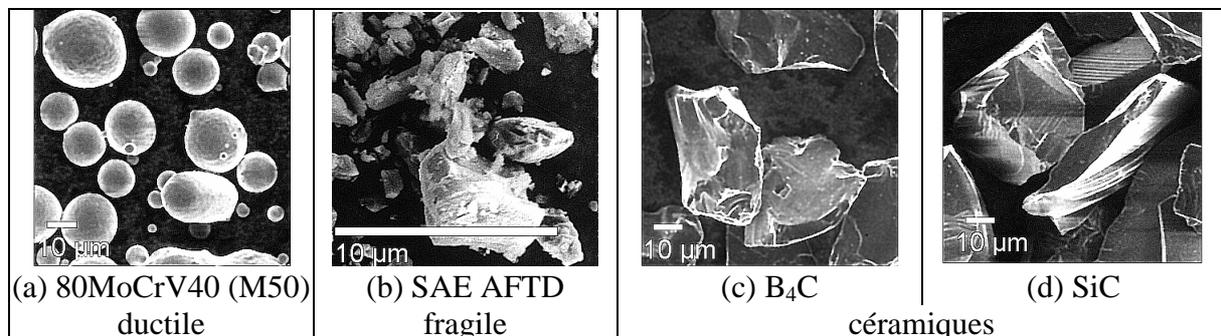


Figure 4 – Vue de différents polluants.

(a) poudre d'acier (80MoCrV40 ou M50, distribution : 0-100 μm , masse volumique : 7800 kg/m^3)

(b) Arizona Fine Test Dust (SAE AFTD, distribution : 0-100 μm , masse volumique : 2650 kg/m^3)

(c) Carbure de Bore (B_4C , taille moyenne : 45 μm , masse volumique : 2485 kg/m^3)

(d) Carbure de Silicium (SiC , taille moyenne : 45 μm , masse volumique : 3110 kg/m^3)

Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

1. Quelque soit la taille des particules et en particulier si elle est supérieure à l'épaisseur de film lubrifiant (qui est de l'ordre du micromètre pour les contacts EHD), les particules passent dans le contact et indentent les surfaces.
2. Les particules fragiles explosent dans l'entrée du contact EHD, produisant de petits fragments. Les débris plus gros que l'épaisseur du film lubrifiant indentent alors faiblement les surfaces comme cela est montré schématiquement à la Figure 5(a).
3. Les particules céramiques se brisent également dans l'entrée du contact, produisant des fragments plus gros que ceux dus aux particules fragiles. Les indents provoqués sont plus larges, profonds et ont des bords abrupts, Figure 5 (b). De plus, Les indents produits ont tendance à être petits, peu profonds et dispersés sur les surfaces pour des vitesses de roulement élevées, tandis que ceux observés pour de faibles vitesses sont beaucoup plus larges et profonds.
4. Les particules ductiles sont laminées lorsqu'elles sont piégées dans le contact. Elles produisent des indents larges et peu profonds dont la taille est liée au diamètre initial des particules, Figure 5 (c).

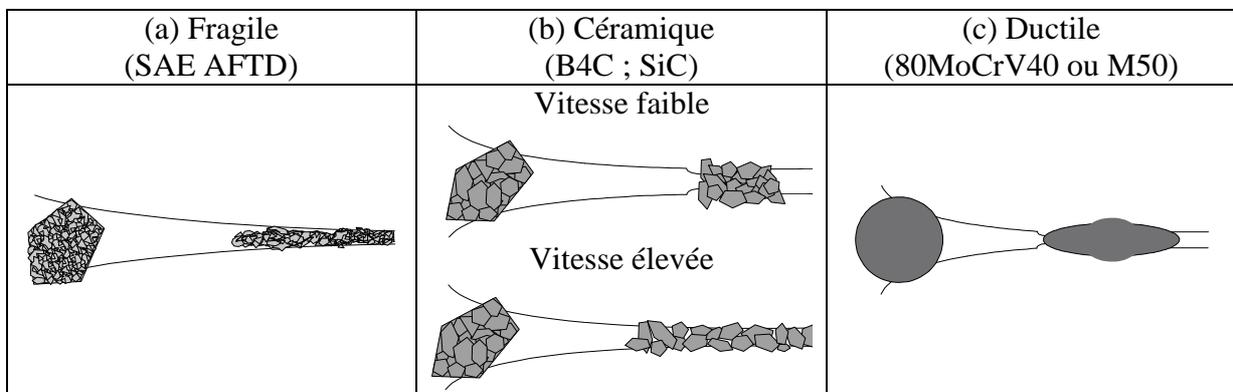


Figure 5 : Déformation ou fragmentation de particules pour diverses natures de particules

Il faut souligner que les particules métalliques ont la particularité de se déformer en trois étapes. Il y a tout d'abord une indentation élastoplastique des surfaces par la particule puis celle-ci est laminée avant d'être éjectée ce qui leur donne une forme de "soucoupe volante" après déformation et crée un curieux trou dans l'indent (Figure 6, [I.51]).

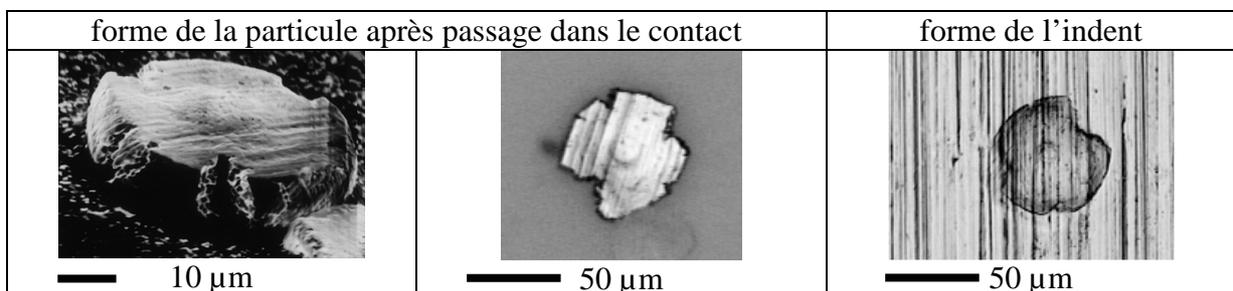


Figure 6 : Déformation des particules ductiles et indents engendrés en condition de roulement pur

Il a été montré que, pour l'ensemble des conditions de fonctionnement étudiées en roulement pur et pour les particules ductiles, le nombre des indents sur les pistes de roulement peut être estimé à partir de la concentration en particules dans le volume initial. En effet, le

taux d'entrée des particules, rapport entre la concentration des particules dans le contact sur celle dans le volume initial, est proche de 1.

Un bourrelet est également observé autour des indents, plus marqué derrière l'indent suivant le sens de déplacement des surfaces (ce résultat peut être expliqué facilement par la direction des forces de frottement qui agissent sur les particules lorsqu'elles sont piégées dans le contact et qui ont tendance à les éjecter du contact).

Enfin, en condition de roulement pur, aucune particule n'est restée incrustée à la surface. De plus, il a été observé que la variation de la vitesse de roulement n'influence que la profondeur des indents, les autres dimensions restant identiques. Par contre, la nuance de l'acier des contre faces et la variation de la charge n'apportent pas de changement sur la forme et la dimension des indents. Il est à noter que la présence de glissement, même faible, modifie de façon importante le faciès des indents et la forme des particules. Le glissement a également la particularité d'étaler les particules qui passent dans la zone centrale de la piste de roulement dans le sens du frottement (Figure 7).

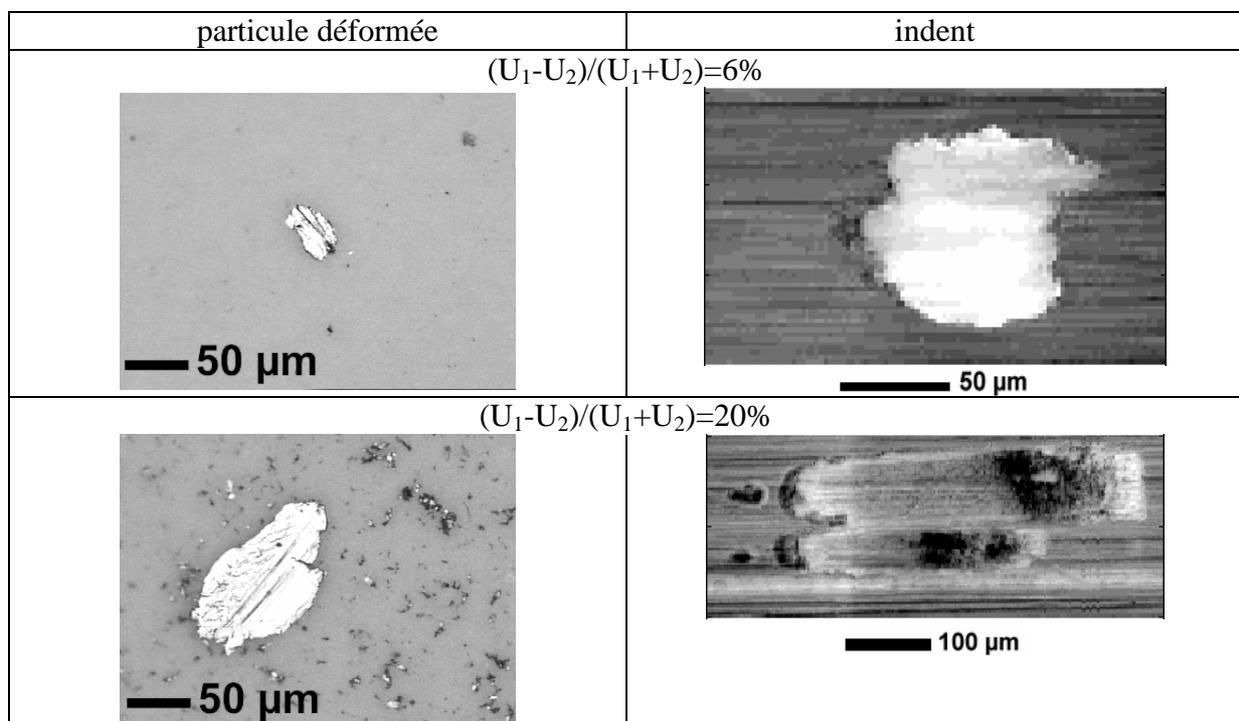


Figure 7 : Déformation des particules ductiles et indents engendrés en condition de glissement

2.2 Existence d'un site spécifique de fatigue [I.54]

Les indents en eux-mêmes ne présentent pas un réel danger pour les surfaces et donc pour les pièces en contact. Néanmoins, le passage cyclique de cet indent dans le contact et la modification du champ de pression et de contraintes peut conduire à la formation de microfissures qui peuvent produire de l'écaillage.

Les conséquences de l'indentation en terme de fatigue de surface ont donc été abordées sur le plan expérimental et théorique. Ces deux approches permettent d'éclairer les mécanismes d'endommagement [I.54]. Les essais ont été effectués toujours sur machine bi-disques avec une éprouvette lisse et une autre préindentée par le passage de poudre de 80MoCrV40. Les simulations numériques ont été réalisées en parallèle pour les mêmes conditions de fonctionnement en utilisant un modèle de contact linéaire EHD transitoire

associé au calcul de l'état de contrainte élastique dans le massif. En couplant le modèle transitoire EHD avec le calcul du champ des contraintes à chaque pas de temps, il est possible de suivre l'évolution du maximum de la contrainte de cisaillement sous la surface en termes d'amplitude et de position. Il faut rappeler que l'utilisation d'un modèle EHD linéaire alors que les indents sont approximativement axisymétriques est une première étape. Néanmoins, cette analyse donne des informations réalistes et qualitatives pour effectuer une comparaison avec nos études expérimentales.

Les essais de fatigue ont été réalisés avec un taux de glissement de $\pm 1,5\%$, une pression maximale de Hertz de 3 ou 3,5 GPa, une vitesse moyenne de 40 m/s, avec des éprouvettes en acier 100Cr6 et un lubrifiant de type MIL-L-23699 à une température de 80°C. Ces expériences ont montré que la fatigue de roulement est initiée en aval du défaut suivant la direction de glissement (ou de frottement), comme le montre la Figure 8. Il faut noter que les directions de glissement et de frottement sont définies dans le même sens que la direction de roulement lorsque la surface est la plus lente et en sens inverse pour la surface la plus rapide.

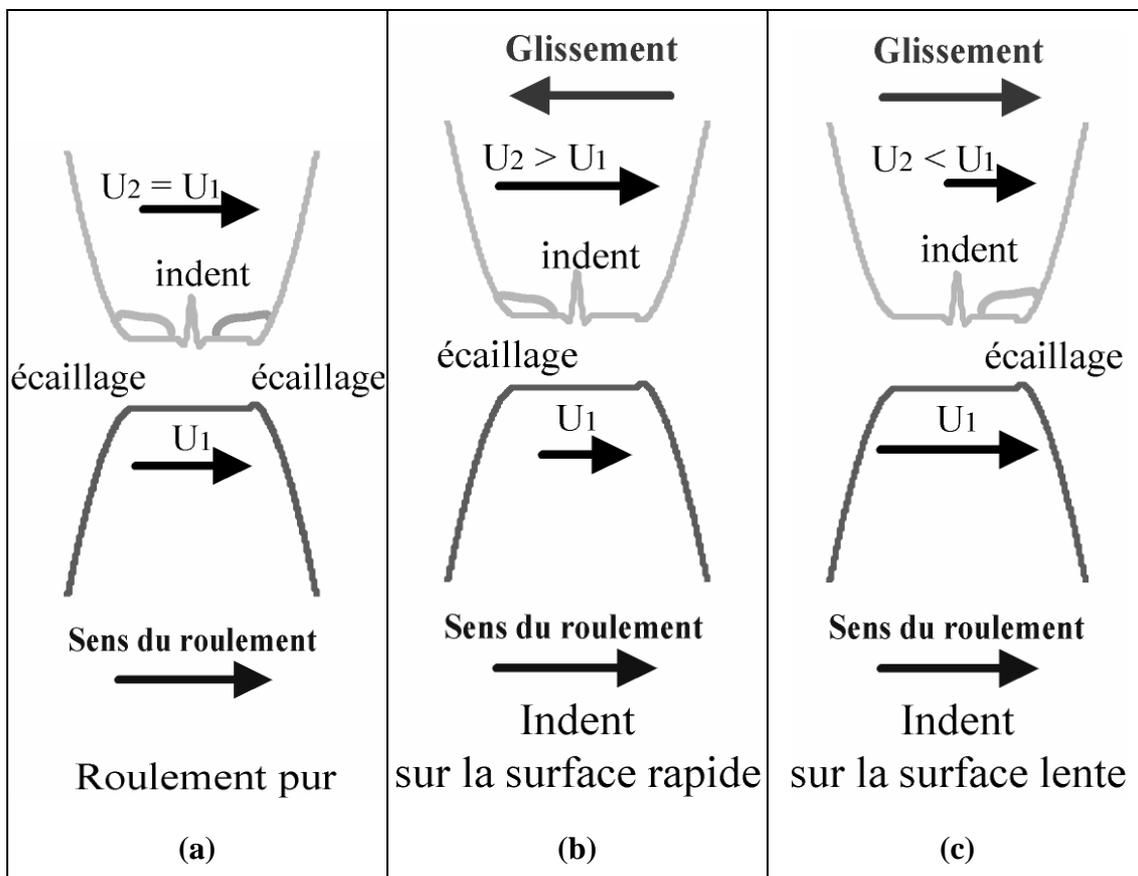


Figure 8 : Site d'initiation d'écaillages dus à un indent.
(a) roulement pur ; (b) glissement négatif (indent sur la surface rapide) ;
(c) glissement positif (indent sur la surface lente)

Cette conclusion expérimentale a été confirmée par les résultats de simulations numériques (Figure 9). En effet, il apparaît qu'un phénomène hydrodynamique est à l'origine des surcontraintes au voisinage de l'indent. Dans le cadre des simulations numériques, le frottement en surface n'est pas considéré. Pour les contacts correctement lubrifiés, le frottement est souvent de l'ordre de 5% ce qui représente une valeur faible n'influençant pas la répartition des contraintes en sous-couche. Il est à noter qu'il faut un coefficient de frottement au moins de l'ordre de 10% (cas de certains contacts secs) pour que le champ des contraintes soit significativement modifié. Le phénomène hydrodynamique observé est lié à la

micro géométrie résiduelle du défaut de surface (c'est-à-dire après déformation élastique dans la zone haute pression) et à l'écoulement du lubrifiant entre les surfaces en mouvement relatif.

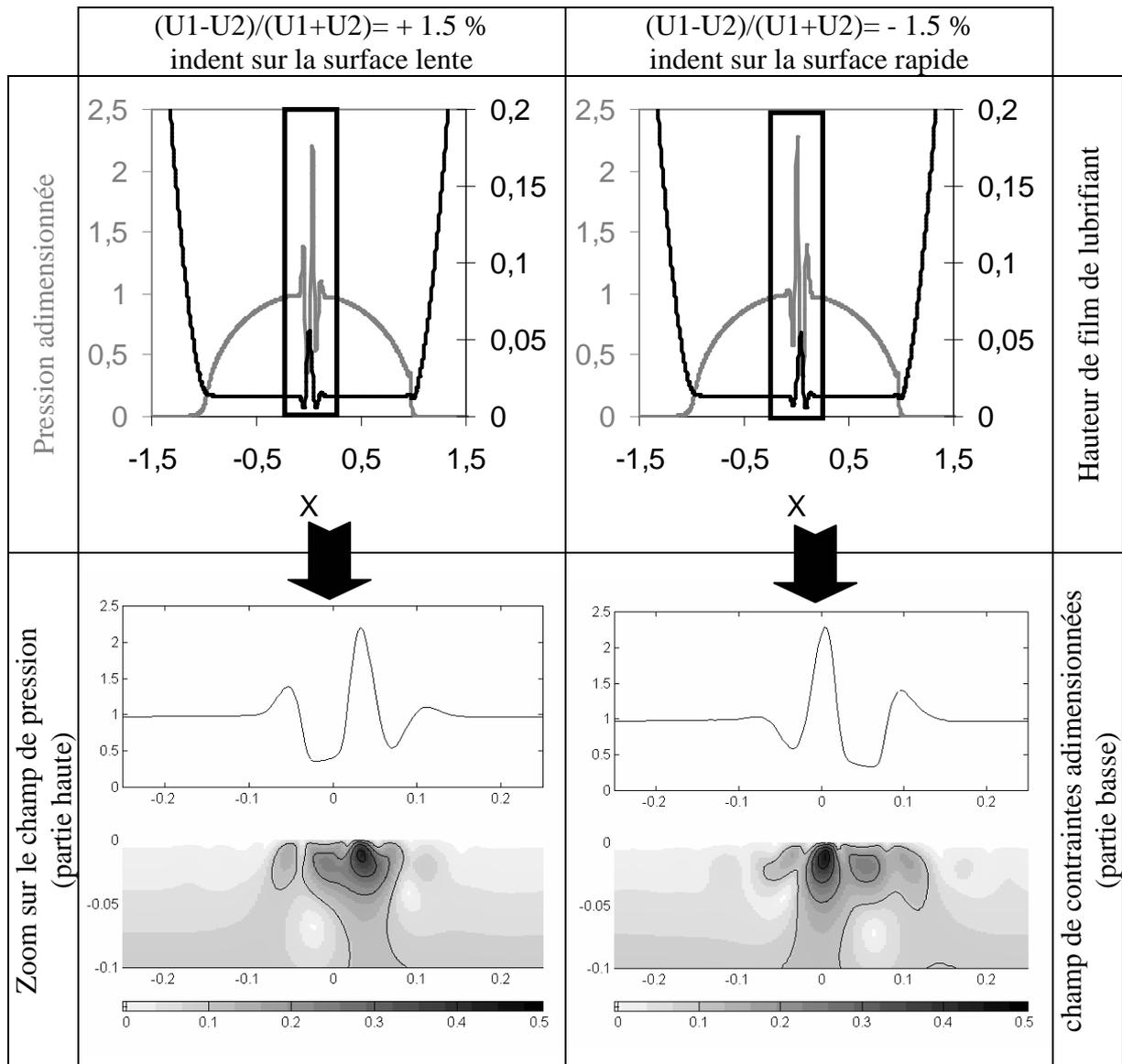


Figure 9 : Distribution de pression, épaisseur de film de lubrifiant et champ de contrainte élastique de cisaillement

Cet effet hydrodynamique s'explique par le phénomène de l'indent induit (observable dans les expériences menées par Wedeven [I.38] et Kaneta [I.39]) et ses conséquences. En effet, la présence simultanée d'un indent "réel" et d'un glissement relatif entre les surfaces en contact va donner naissance à un indent "induit" (Figure 10). Ce phénomène est lié d'une part à la forte variation de la viscosité du lubrifiant (huile ou graisse) avec la pression (piézoviscosité) qui fait passer le lubrifiant d'un état liquide à un état vitreux (ou quasi-solide) dès son entrée dans le contact EHD, et d'autre part à la poche de lubrifiant initialement emprisonnée dans cette cavité qui va se déplacer à la vitesse moyenne des surfaces $(U1+U2)/2$. L'indent "induit" s'éloigne progressivement de l'indent "réel" à la vitesse $(U1-U2)/2$. Le déplacement relatif de cette poche de lubrifiant à l'état vitreux qui crée cet indent "induit" produit un maximum de contraintes en aval de l'indent "réel" selon la direction de glissement ou de frottement.

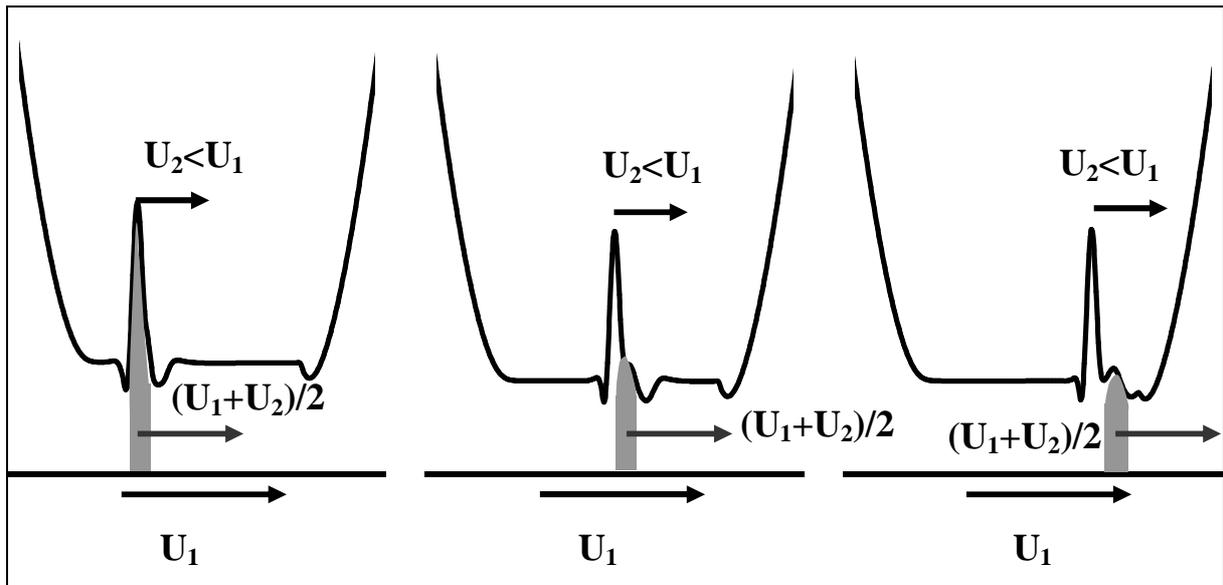


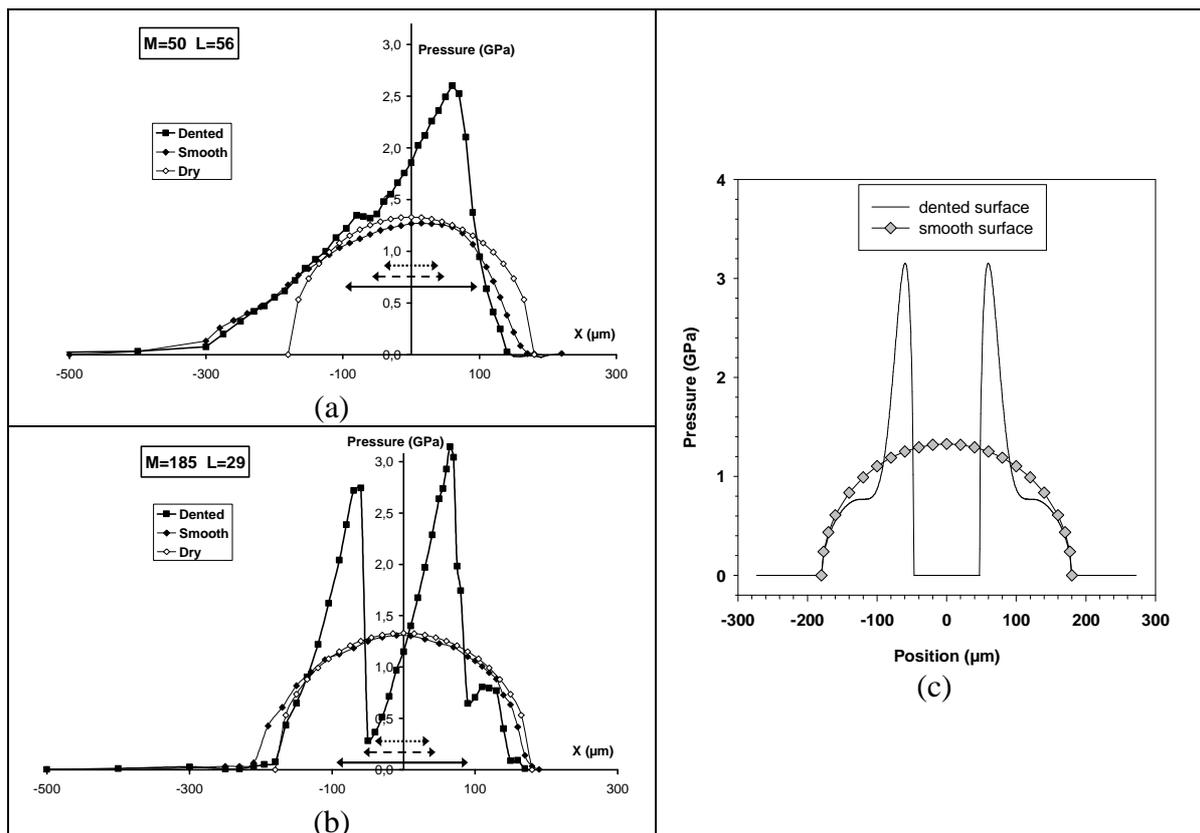
Figure 10 : Phénomène de l'indent induit

3 - RISQUE D'ENDOMMAGEMENT EN PRÉSENCE D'INDENTS [I.50, I.55, I.56, I.8, I.58]

Un des problèmes majeurs lorsque la fatigue de surfaces indentées avec des particules (procédure décrite ci-dessus) est étudiée expérimentalement, est la durée importante des essais et le caractère aléatoire de l'étude. En effet, même s'il est possible de contrôler le nombre d'indents produits, leur position et leur forme varient d'un indent à l'autre. C'est pourquoi des indents dits « artificiels », c'est-à-dire produits avec un indenteur Rockwell, ont été utilisés. Ainsi, il est possible de contrôler leurs nombre, taille et position. Des études expérimentales ont été complétées avec des analyses théoriques.

3.1 Détermination du risque d'endommagement [I.55, I.56]

Pour arriver à l'évaluation du risque (probabilité que les surfaces en contact s'endommagent), il faut tout d'abord déterminer le champ de pression induit par les surfaces en contact ainsi que le champ de contraintes qui en découle. La distribution de pression a été calculée en utilisant un modèle de contact sec bidimensionnel. Ce choix a été motivé par le fait que : (i) il permet de faire ressortir les conséquences issues des déformations élastiques des massifs ; (ii) le contact sec correspond à l'asymptote des contacts lubrifiés. Ce dernier point peut être mis en évidence à l'aide de mesures sur dispositif bille-plan couplé à un spectromètre Raman (Figure 11, [I.57]).



**Figure 11 : Distribution des pressions [L.57]
 (a) mesurée (M=64, L = 46) ; (b) mesurée (M=185, L = 29) ;
 (c) calculée dans le cas sec**

Selon les dimensions de l'indent (profondeur, diamètre et hauteur des bourrelets), trois configurations de contact ont été identifiées (Figure 12) :

1. zone A : l'aire de contact est continue, l'indent est totalement absorbé par les déformations élastiques des surfaces en contact ;
2. zone B : une zone intermédiaire ;
3. zone C : l'aire de contact est discontinue, le chargement est supporté seulement par les bourrelets.

Dans la plupart des cas réels, le contact indenté correspond au cas A ou B. Il est à noter que le pic de pression dû à l'indent et défini comme la différence entre la pression maximale et la pression de Hertz à ce point augmente avec la pente de l'indent (rapport entre la profondeur et le diamètre) et diminue avec l'augmentation du rayon de courbure des bourrelets [L.50, L.55].

Une fois le champ de pression connu, il est alors possible de déterminer le champ de contraintes associé. La contrainte de cisaillement maximal qui dépend directement du pic de pression est prise comme critère de fatigue. La présence d'un indent conduit à des volumes surcontraints importants dans les corps en contact et, pour des indents avec une pente et un rayon de courbure constants, ce volume surcontraint est proportionnel au cube du diamètre des indents [L.50, L.55].

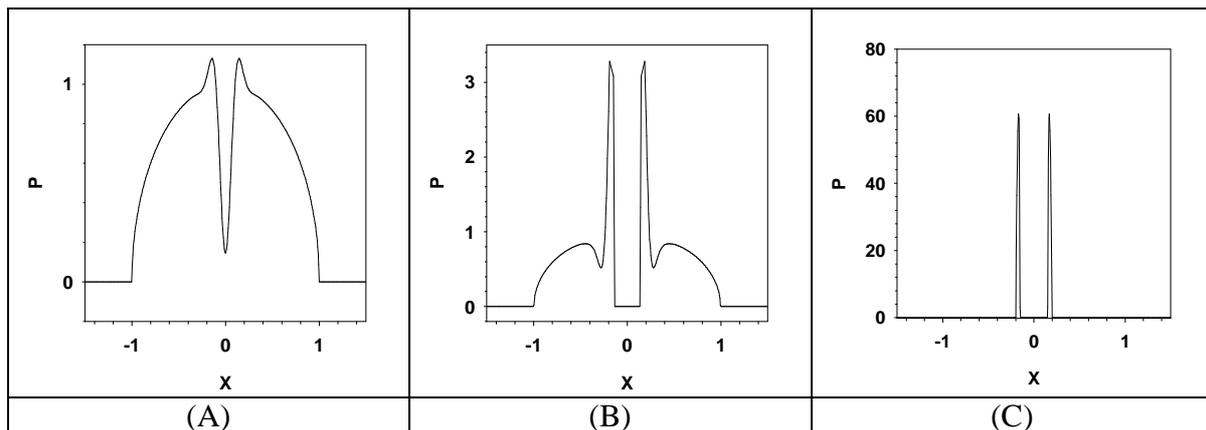


Figure 12 : Distribution des pressions adimensionnées
(A) aire de contact continue ; (B) zone transitoire ;
(C) aire de contact discontinue

3.1.1 Limite d'endurance

La limite d'endurance H_1 , appelée limite de durée de vie infinie, est définie en terme de pression de Hertz comme la valeur maximale qui ne provoque aucune déformation plastique locale dans le matériau [I.6]. Cela permet une première approximation du risque potentiel d'endommagement. Pour définir cette limite, le maximum de la contrainte de cisaillement maximale est comparé à la limite élastique en cisaillement mesurée à 20 μdef . Cette déformation correspond à la distance moyenne parcourue par les dislocations entre deux obstacles s'opposant à leur mouvement dans les aciers à roulements [I.6].

Le maximum de la contrainte de cisaillement maximale peut être relié par une formule simple à la surpression induite par l'indent [I.56].

Ce critère de limite d'endurance est habituellement tracé en valeurs dimensionnées. Pour une pression maximale de Hertz, la géométrie de l'indent pour laquelle le maximum de la contrainte de cisaillement maximale reste inférieur à la limite élastique de cisaillement est déterminée. Par exemple, pour un acier à roulement 100Cr6, la limite élastique en cisaillement est égale à 915 MPa et la limite d'endurance H_1 est donnée à la Figure 13.

Cette figure est directement utilisable puisque tracée en valeurs dimensionnées. Il faut néanmoins noter qu'elle dépend directement des propriétés du matériau considéré. Cette limite d'endurance est basée sur un critère local et est représentative de la sévérité du contact. Par exemple, pour un ratio profondeur sur diamètre d'indent de 0,075, si la pression maximale de Hertz est supérieure à 1 GPa, alors, il y a risque d'endommagement.

Néanmoins, ce critère ne permet pas de dire, en cas d'endommagement, quelle sera la réduction de durée de vie. Pour cela, une analyse des volumes contraints doit être prise en compte.

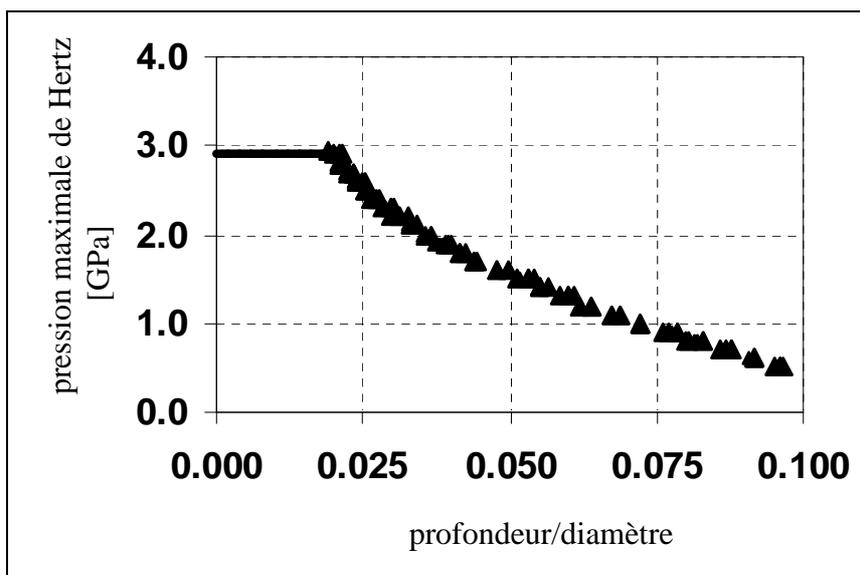


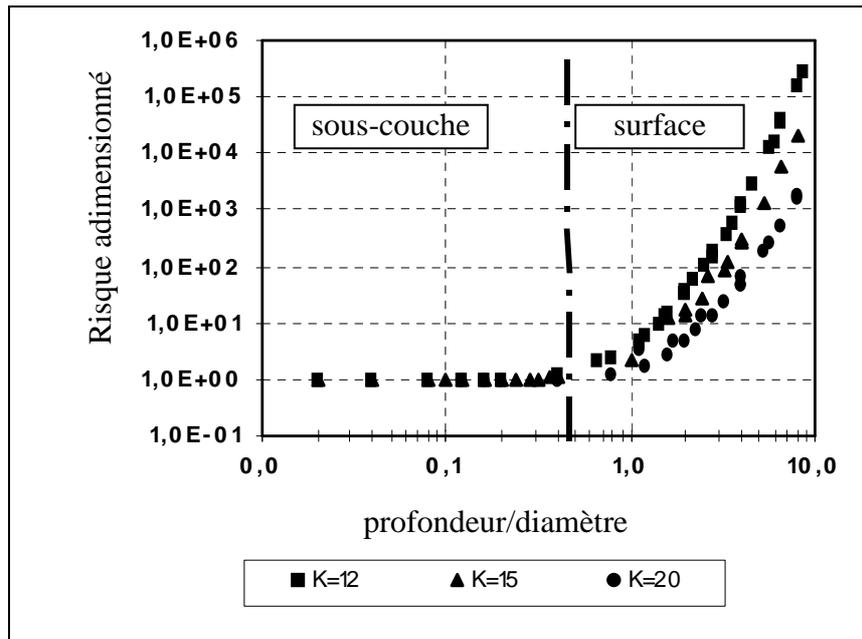
Figure 13 : Limite d'endurance H_1 pour l'acier 100Cr6 et une surface indentée

3.1.2 Risque d'endommagement

Le risque d'endommagement peut-être défini comme le facteur de réduction de durée de vie par rapport à une référence. Il est alors possible, par exemple, de comparer des risques d'endommagement pour des indents de géométrie différente.

Connaissant les champs de pression et de contraintes, il est alors possible de définir un risque d'endommagement en intégrant les contraintes de cisaillement maximal sur le volume contraint, de façon similaire à Ioannides-Harris [I.59]. Il est en effet nécessaire de prendre en compte la notion de volume, car pour deux géométries d'indents différentes, le même niveau maximum de la contrainte de cisaillement maximale mais des volumes contraints différents peuvent être observés [I.56]. Cette différence conduira évidemment à des risques d'endommagement et donc à des durées de vie différentes. Des abaques de risque [I.56] (Figure 14) peuvent alors être définis.

La prise en compte des contraintes résiduelles dues à la déformation plastique des surfaces lors de l'indentation par une particule solide, l'utilisation des méthodes de type Eléments Finis permet d'estimer leur valeur ainsi que leur influence sur la durée de vie. Il a d'ailleurs été démontré que leur influence était très faible [I.24]. Ceci peut-être également abordé expérimentalement. En effet, lors d'essais avec des disques indentés artificiellement, les endommagements, en condition de roulement pur, se produisent principalement sur le disque dit « lisse », c'est-à-dire en contre face et sans indents à la surface. Or, comme la pente de Weibull est très raide, la variation de la durée de vie est faible. Aussi, il est possible de remplacer le disque lisse par un autre juste avant que l'endommagement n'apparaisse. Ainsi, la durée de vie du disque indenté est 1.9 plus importante que celle du lisse. Ceci montre que le champ de contraintes résiduelles protège autour de l'indent. De ce fait, les contraintes résiduelles sont principalement compressive et ralentissent la propagation de fissures. Pour expliquer la différence entre les observations numériques et expérimentales, il faut noter que l'analyse par Eléments Finis modélise une indentation lente de la surface. Il est possible que, de ce fait, les contraintes résiduelles (compressive principalement) soient mal estimées.



**Figure 14 : Abaques de risques adimensionnés
(K représente le rayon de courbure des bourrelets)**

3.2 Observations expérimentales [I.8, I.58]

L'utilisation d'indent artificiel a permis d'étudier la réduction de durée de vie induite ainsi que le processus d'endommagement en fonction des conditions de contact et de la géométrie des indents. Ainsi, l'évolution de la géométrie des indents et des endommagements aux cours des cycles de contact a été analysée [I.58]. Il a été montré, par exemple, que l'indent atteint une géométrie déformée stabilisée au cours des premiers milliers de cycles et que l'évolution du micro-écaillage autour des indents est relativement lente.

L'influence des différentes conditions de contact et en particulier celle des conditions de roulement-glissement a également été observée [I.8]. Il est apparu que le type d'endommagement (microfissuration, micro-écaillage, écaillage) et sa localisation dépendent directement des conditions de glissement (Figure 15). Ceci rejoint les observations faites avec des indents dus à des débris (§ 2.2). Par exemple, en présence d'un glissement positif (l'indent est présent sur la surface lente), des endommagements apparaissent à la fois sur la surface lisse et indentée (Figure 16). Sur la surface lisse, des microfissures peu propagées sont observées et conduisent à des micro écailles de 3 à 4 μm de profond maximum. En effet, la direction de déplacement de la charge tend à refermer les fissures et à stopper la propagation. Pour la surface indentée, en avant de l'indent selon la direction de glissement, une fissure se développe et propagera certainement jusqu'à la profondeur de Hertz pour produire une écaille. Cette fissure est provoquée par la présence des épaulements. En arrière de l'indent, dues aux effets géométriques et hydrodynamiques, des microfissures propagent jusqu'à environ 4 μm de profondeur. Néanmoins, comme l'indent est environné d'une zone déformée plastiquement, la propagation des fissures est bloquée. La Figure 17 présente schématiquement, pour cette condition de glissement positif, les sites d'initiation et de propagation des fissures.

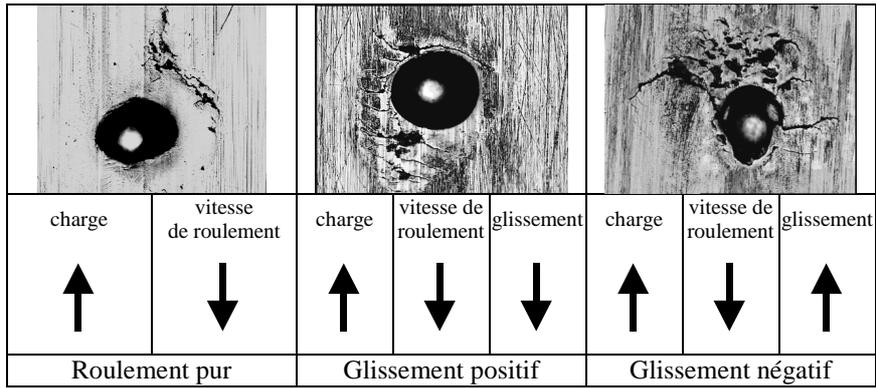


Figure 15 : Faciès des endommagements autour des indents en fonction du sens de glissement

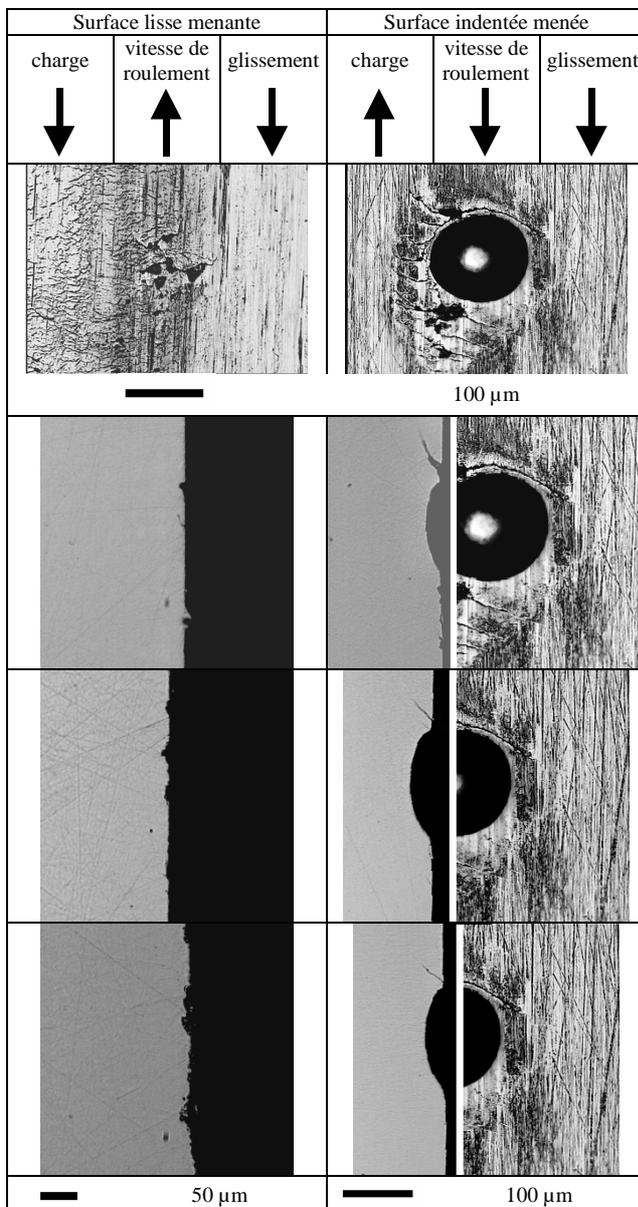


Figure 16 : Coupes d'endommagements en condition de glissement positif

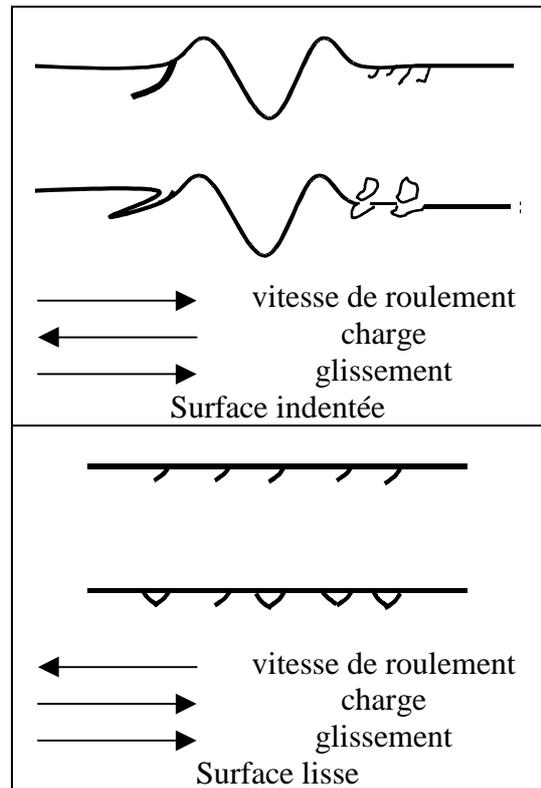
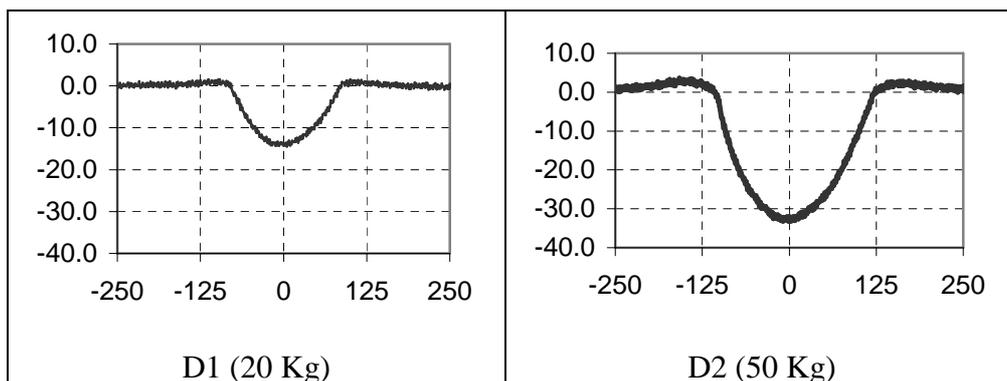


Figure 17 : évolution schématique de l'endommagement en condition de glissement positif

3.3 Prédiction du risque d'endommagement en présence d'indents [I.56]

A partir des développements théoriques et des observations expérimentales, il est possible de prédire une réduction de durée de vie. La démarche, présentée en détail dans l'article [I.56], se décompose en trois étapes : 1) à partir des conditions de contact et de la géométrie des indents, la pente adimensionnée de l'indent est déterminée ; 2) ensuite, le risque de référence adimensionné est déterminé à l'aide de l'abaque (Figure 14) ; 3) enfin le facteur de réduction de durée de vie rapporté à la durée de vie d'un cas sans endommagement est déduit.

En utilisant cette démarche, il est possible de prédire la réduction de durée de vie relative pour deux surfaces qui comportent des indents de géométries différentes. Par exemple, si deux indents artificiels ont été réalisés à partir de charges différentes sur le pénétrateur (20 et 50 kg), leurs géométries seront différentes (Figure 18). Pour des conditions de contact particulières (pression maximale de Hertz de 3.5 GPa, demi-largeur de contact de 0.953 mm et pour des aciers 100Cr6), l'estimation de réduction de durée de vie entre les deux cas en considérant un seul indent est de 9. Dans le cas de plusieurs indents sur la surface, le principe de cumulation de dommage peut être appliqué. C'est-à-dire que le risque total correspond à la somme des produits nombre d'indents d'une géométrie donnée par le risque associé.



**Figure 18 : Profils d'indents artificiels
(dimensions en μm)**

De nombreux tests de fatigue ont été réalisés avec différents indents [I.58]. Par exemple, l'essai n°1 a été réalisé avec 12 indents de type D2 régulièrement répartis sur la surface d'un disque et l'essai n°2 avec 24 indents de type D1. La durée de vie obtenue était de 68.7 et 13.2 millions de cycles respectivement. Le rapport des risques prédits donnait quant à lui 4.6 à comparer au 5.2 qui correspond au rapport des durées de vie obtenues expérimentalement.

4 - CONCLUSION DE CHAPITRE

Les mécanismes d'indentation lors du passage de débris ou de particules solides dans les contacts lubrifiés ont été observés et ont permis d'établir une classification à partir des propriétés des matériaux des débris (ductile, fragile, céramique). Ensuite, la fatigue de contact qui en résulte a été analysée et des sites spécifiques d'endommagement ont été mis en avant (fatigue initiée en aval selon la direction de glissement ou de frottement). En utilisant des indents artificiels, il a été possible de réaliser de nombreux essais afin d'identifier les mécanismes d'endommagement selon les conditions de contact et d'analyser les réductions de durées de vie suivant le nombre et la géométrie des défauts. Enfin, à partir de développements

théoriques, un abaque de réduction de durée de vie permettant la prédiction du risque en fonction des indents (nombre, géométrie) et des conditions de contact a été mis en place.

CHAPITRE II

INFLUENCE DE LA RUGOSITÉ, DE LA SOUS-ALIMENTATION EN LUBRIFIANT ET DES ADDITIFS SUR LA DURÉE DE VIE DES MÉCANISMES

RÉSUMÉ

Les trois autres causes principales d'endommagement des surfaces (rugosité, sous-alimentation et additifs) sont présentées et analysées dans ce chapitre. La description des mécanismes qui conduisent à l'endommagement ainsi que des méthodes de prédiction sont décrites.

MOTS CLEFS :

Rugosité, sous-alimentation, additifs ; contact ; lubrification ; fatigue de contact

SOMMAIRE

1 - Introduction.....	34
2 - Influence de la rugosité sur la Fatigue de Contact [I.69]	35
3 - Influence des additifs présents dans les lubrifiants [I.9, I.78, I.79, I.80]	41
4 - Conclusion de chapitre.....	44

1 - INTRODUCTION

La rugosité des surfaces (défauts micro géométriques de la surface réelle) ou la finition des surfaces est l'une des causes d'endommagement des pièces en contact [I.60]. En effet, présente à la surface de toute pièce mécanique, elle a une influence à la fois sur la disparition du film lubrifiant et sur les niveaux de contraintes des pièces en contact. Ainsi, l'endommagement qui en découle peut-être soit du grippage (scuffing ou skidding) ou du micro et macro-écaillage (Figure 19, [I.3]).

Il est à noter que l'effet de la rugosité est généralement plus important pour les engrenages pour lesquels l'écart moyen arithmétique, R_a , varie de 0.4 à 0.8 μm par rapport au contact came-poussoir (R_a de 0.2 à 0.5 μm) et aux roulements (R_a compris entre 0.02 et 0.1 μm).

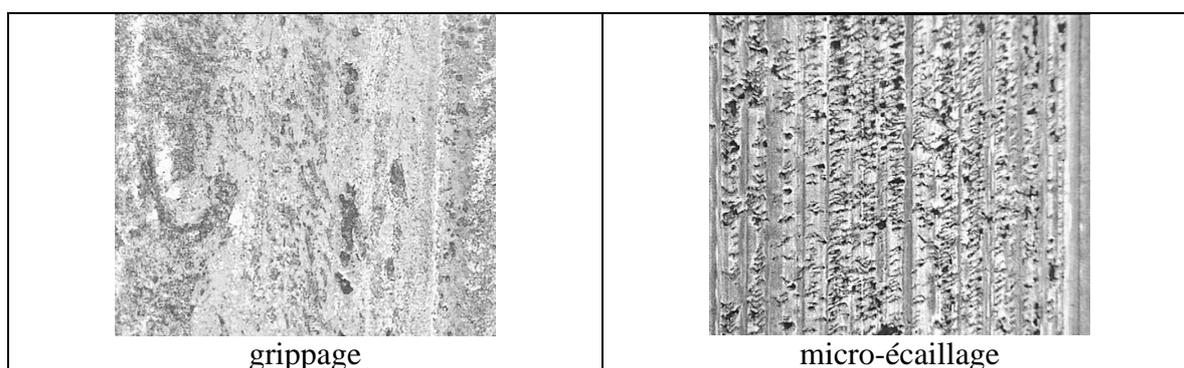


Figure 19 : Endommagements induits par la rugosité

La sous-alimentation qui est causée par des quantités de lubrifiant à l'entrée du contact insuffisantes, augmente également le risque d'endommagement. En effet, il est maintenant bien établi qu'une réduction de la quantité de lubrifiant disponible provoque une diminution de l'épaisseur du film séparateur [I.61, I.62]. En combinant les effets de la sous-alimentation et de la rugosité des surfaces, il peut être conclu qu'ils auront un effet important sur la durée de vie. Récemment, Venner et al. [I.63] ont établi une relation entre la déformation d'amplitude d'une rugosité sinusoïdale et les paramètres de contact comme la quantité de lubrifiant disponible.

Enfin, les lubrifiants (huiles ou graisses) composés d'un produit de base et d'additifs chimiques interagissent entre eux et avec les surfaces en contact. Des études ont montré que les additifs présents pouvaient avoir un effet positif mais aussi négatif sur le comportement en fatigue des pièces mécanique [I.64- I.68] suivant les conditions de contact. Ainsi à l'intérieur d'un mécanisme de type boîte de vitesses pour l'automobile, alors que le lubrifiant est conçu pour assurer de bonnes performances aux engrenages et aux synchroniseurs, il arrive que certains additifs conduisent à la ruine des paliers à roulements.

Ce chapitre présente dans un premier temps les développements analytiques conduits sur les distributions de pressions et les réductions de durée de vie induits en présence de surface rugueuses. Le modèle établi est ensuite étendu au cas des contacts lubrifiés et sous alimentés en lubrifiant.

Dans un deuxième temps, la problématique de l'influence des additifs sur la durée de vie est abordée.

2 - INFLUENCE DE LA RUGOSITÉ SUR LA FATIGUE DE CONTACT [I.69]

La présence de rugosité sur les surfaces en contact modifie la distribution normale de pression. Afin de prévoir la durée de vie en fatigue des composants, il est d'abord nécessaire de déterminer ce champ de pression en utilisant soit un modèle numérique [I.70] soit une approche analytique, développée ci-après. A noter que, en utilisant les transformées de Fourier rapides (FFT), toute surface rugueuse peut être décomposée en série sinusoïdale. La surpression, Δp , définie comme la différence entre la pression maximale et la pression hertzienne au point où la pression atteint un maximum, peut être calculée suivant la configuration de contact [I.69, I.71] en fonction du paramètre de Johnson, χ , [I.72].

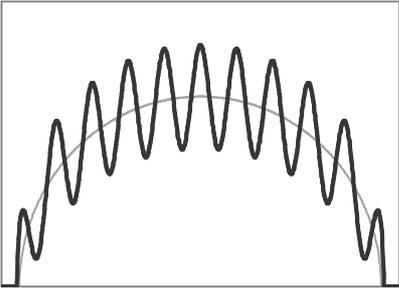
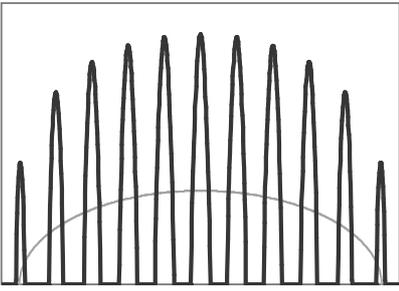
$\chi = \frac{\pi E' \text{ amp.}}{2p_h \lambda}$	<1	>1
Configuration de contact	 continue	 discontinue
pression maximale, p	$p = (1 + \chi)p_h$	$p = 2\sqrt{\chi}p_h$
Surpression adimensionnée, ΔP	$\Delta P = \frac{\Delta p}{p_h} = \chi$	$\Delta P = \frac{\Delta p}{p_h} = 2\sqrt{\chi} - 1$
rapport entre l'aire de contact apparente, A_a et l'aire réelle, A_r	$\frac{A_a}{A_r} = 1$	$\frac{A_a}{A_r} = \frac{2}{\pi\sqrt{\chi}}$
avec P_h , pression maximale de Hertz ; E' , module de Young équivalent ; amp, amplitude de la rugosité sinusoïdale et λ , longueur d'onde de la rugosité sinusoïdale		

Tableau 1 : Pressions et aires de contact suivant la configuration de contact

Pour un contact rugueux, la distribution de pression peut être considérée comme la superposition de la pression due aux surfaces lisses et d'une modulation due à la rugosité. Cette modulation dépend de deux paramètres : l'amplitude et la longueur d'onde de la rugosité.

2.1 Contrainte de cisaillement maximale

Pour un contact hertzien linéique ou ponctuel, la valeur et la position de la contrainte de cisaillement maximale (τ_{\max}) dépendent de la pression maximale de Hertz (P_h) et de la demi-largeur de contact (a pour le cas ponctuel et b pour le cas linéique) :

- contact ponctuel : $T_{\max} = \tau_{\max} / P_h = 0.31$; $Z = z/a = 0.48$
- contact linéique : $T_{\max} = \tau_{\max} / P_h = 0.30$; $Z = z/a = 0.78$

Pour un contact rugueux, le champ de contrainte est la superposition du champ hertzien et de celui dû à la rugosité. A partir des hypothèses des massifs semi-infinis et en utilisant les transformées de Fourier, le maximum de la contrainte de cisaillement maximale et sa position sont calculés :

$$T_{\max} = \frac{\tau_{\max}}{0.31p_h} = 1.187\Delta P + 0.3226 ; Z = z/a = \frac{\lambda}{2\pi a}$$

Ainsi, il est montré que le maximum de la contrainte de cisaillement maximale est observé à la profondeur de Hertz jusqu'à $\Delta P=0.57$ soit $\chi=0.57$ et proche de la surface pour $\chi \geq 0.57$. En utilisant un modèle numérique [I.70], les résultats précédents sont confirmés. La Figure 20 donne le maximum de la contrainte de cisaillement maximale en fonction du paramètre χ .

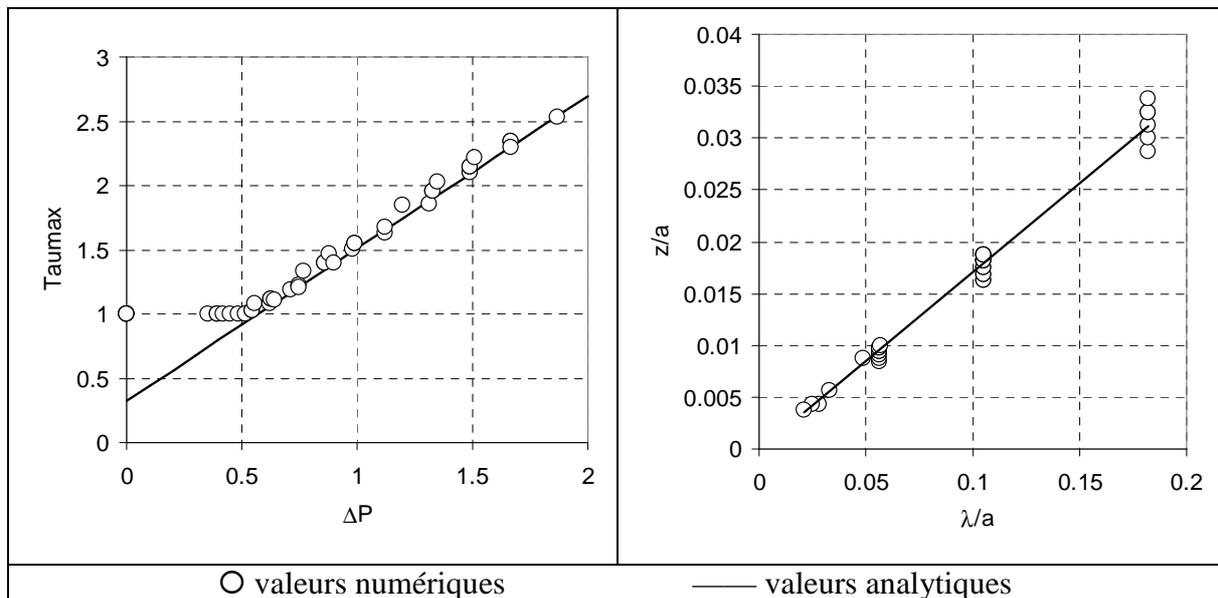


Figure 20 : Contrainte de cisaillement maximale due à la rugosité

2.2 Limite d'endurance

Comme dans le cas de la pollution solide des lubrifiants, une limite d'endurance H_1 peut être définie. La limite d'endurance est toujours tracée en valeurs dimensionnées (pour une pression maximale de Hertz donnée, la géométrie de la surface rugueuse pour laquelle la contrainte de cisaillement maximale est inférieure à la limite élastique est déterminée). Par exemple pour un acier 100Cr6 avec une limite élastique en cisaillement de 915 MPa, la limite d'endurance H_1 est donnée à la Figure 21.

2.3 Volume contraint

Le niveau de contrainte et le volume surcontraint sont les deux paramètres principaux déterminant la durée de vie en fatigue de contact. Pour un contact rugueux, le niveau de contrainte dépend directement de la surpression. La Figure 22 montre la distribution de pression et les champs de contrainte élastiques associés pour deux surfaces rugueuses.

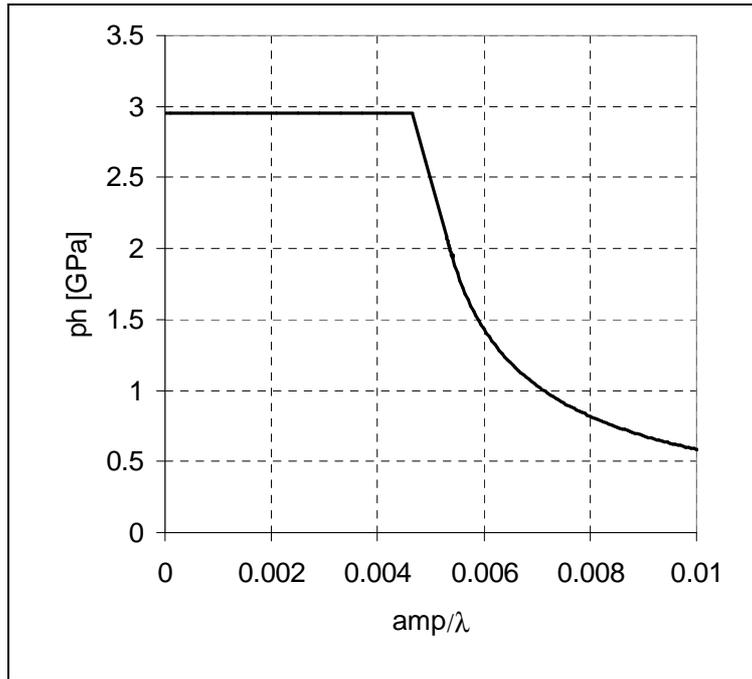


Figure 21 : Limite d'endurance H_1 pour l'acier 100Cr6

Le rapport amplitude sur longueur d'onde, pente de la rugosité, est constant, mais chacune des caractéristiques est divisée par 2 et la configuration correspond à un contact discontinu. La surpression dépend directement de la pente de la rugosité et est donc identique dans les deux cas. Le volume surcontraint associé dépend uniquement de la longueur d'onde (aires elliptiques de demi largeurs $\lambda/(5.a)$ et $\lambda/(4.a)$).

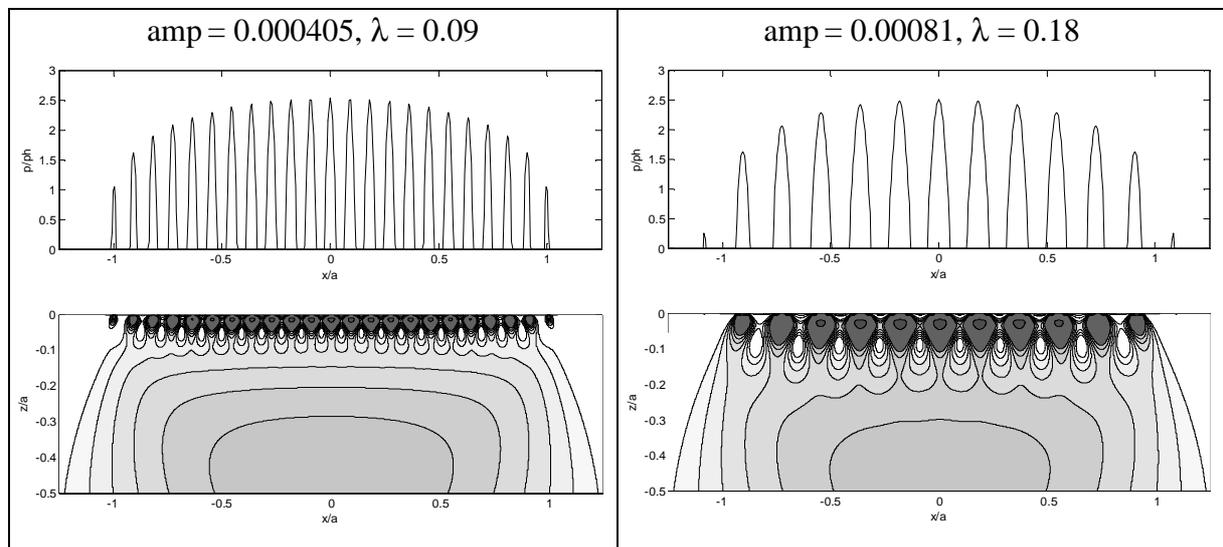


Figure 22 : Pression adimensionnée et contrainte de cisaillement maximale

2.4 Courbe de risque d'endommagement

Le risque est défini de la même manière que pour l'endommagement lié à la pollution des lubrifiants. Le risque d'endommagement adimensionné quant à lui correspond au rapport du risque pour un contact rugueux sur le risque d'un contact lisse sous la même pression maximale de Hertz. A partir des résultats précédents sur la valeur et la position de la contrainte de cisaillement maximale et des volumes contraints, le risque adimensionné pour

un contact rugueux peut être obtenu analytiquement (Figure 23) :

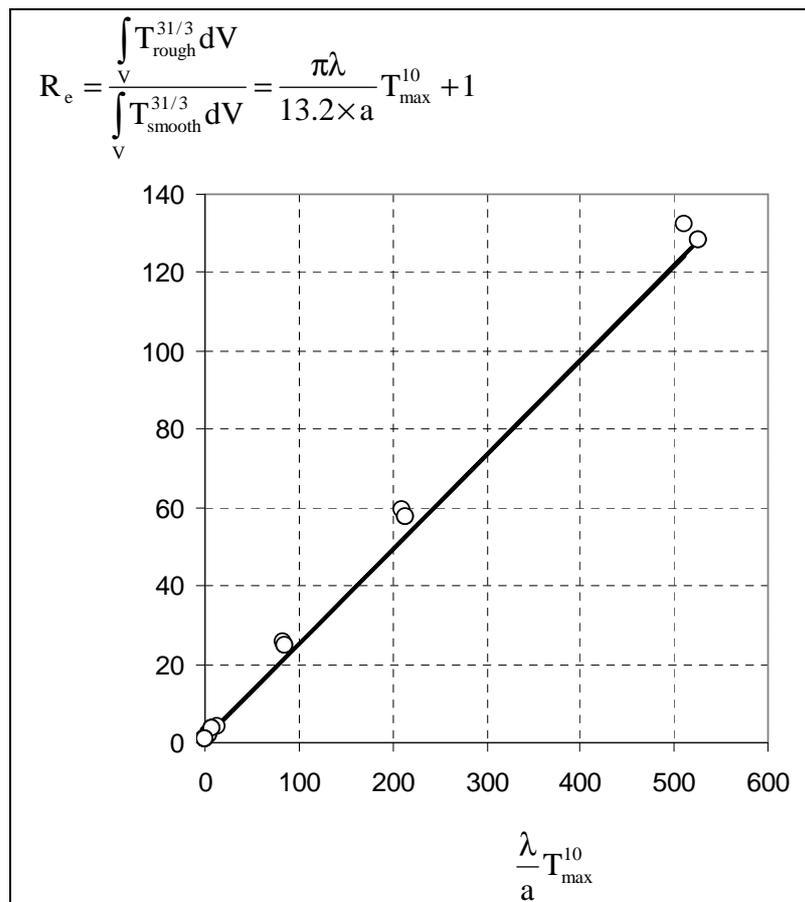


Figure 23 : Risque adimensionné

Quelques expériences confirment que l'approche de risque d'endommagement pourrait donner une bonne idée de la réduction de durée de vie en fatigue [I.71].

2.5 Extension aux contacts lubrifiés avec ou sans sous-alimentation en lubrifiant [I.73]

A partir des résultats développés par Morales-Espejel et al. [I.74], il est possible de calculer les perturbations du champ de pression (ΔP) pour une rugosité sinusoïdale et un lubrifiant incompressible en fonction de χ défini au §2 du chapitre II et de A_d et A_i respectivement l'amplitude déformée et initiale de la rugosité :

$$\Delta P = \chi \times \left(1 - \frac{A_d}{A_i} \right)$$

Le ratio A_d/A_i , étudié et décrit par Venner et al. [I.75] dépend directement de la longueur d'entrée du contact lubrifié [I.76] caractérisée par $\sqrt{L/M}$ (M et L étant les paramètres de Moes qui permettent de décrire un contact lubrifié). Récemment, Venner et al. [I.63] ont montré que, dans le cas d'un contact sous-alimenté en lubrifiant (c'est-à-dire lorsque la quantité d'huile à l'entrée du contact, nommée h_{oil} , est inférieure à la quantité d'huile dans un contact sur-alimenté, h_{cff}), le ratio A_d/A_i est modifié et dépend directement de h_{oil} d'où la définition du paramètre \tilde{V} (présenté ci-après dans le cas d'une rugosité longitudinale, c'est à dire orientée selon la direction de roulement) :

$$\tilde{\nabla} = \frac{\lambda}{a} \sqrt{\frac{M}{L}} \left(\frac{[1 + (h_{oil}/h_{cff})^\gamma]^{1/\gamma}}{h_{oil}/h_{cff}} \right)^{3/2}$$

γ est un paramètre qui dépend des conditions de contact [I.61]. A partir de cette nouvelle expression, il est alors possible de calculer la distribution de pression :

$$\Delta P = \chi \left(1 - \frac{1}{1 + 0.15e\tilde{\nabla} + 0.015(e\tilde{\nabla})^2} \right)$$

Une approche similaire dans le cas d'une rugosité dite transversale (perpendiculaire à la direction de roulement) [I.74], a permis d'effectuer une comparaison entre les résultats analytiques et numériques (Figure 24, [I.63]). A condition de rester dans le domaine de validité (amplitude initiale inférieure à 20% de l'épaisseur de film lubrifiant dans un contact sur alimenté), l'erreur relative est inférieure à 8% !

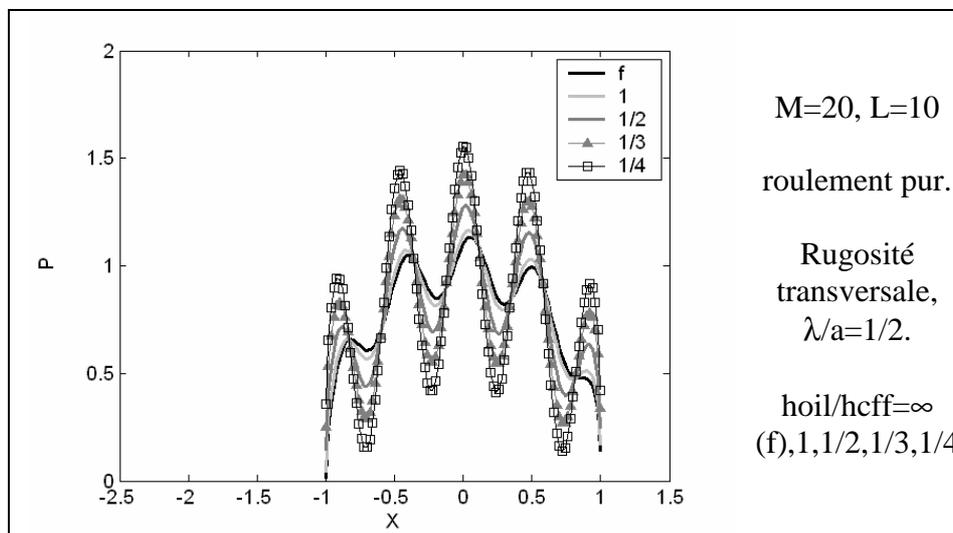


Figure 24 : Champ de pression adimensionné

En réutilisant les résultats précédents pour le risque d'endommagement en remplaçant ΔP par son expression dans le cas d'un contact lubrifié, il est alors possible de redéfinir un risque pour les contacts lubrifiés avec ou sans sous-alimentation. La Figure 25 présente le risque adimensionné en fonction du paramètre $\tilde{\nabla}$ pour différentes conditions de contact ($20 \leq M \leq 200$; $2.5 \leq L \leq 25$). Il apparaît clairement que lorsque les conditions de sous-alimentation sont de plus en plus sévères ($\tilde{\nabla}$ croissant), le risque d'endommagement croit. D'ailleurs, pour les conditions les plus sévères, le risque d'endommagement est comparable au risque pour un contact sec. En fait, l'épaisseur de film lubrifiant est très faible et donc la rugosité est totalement déformée.

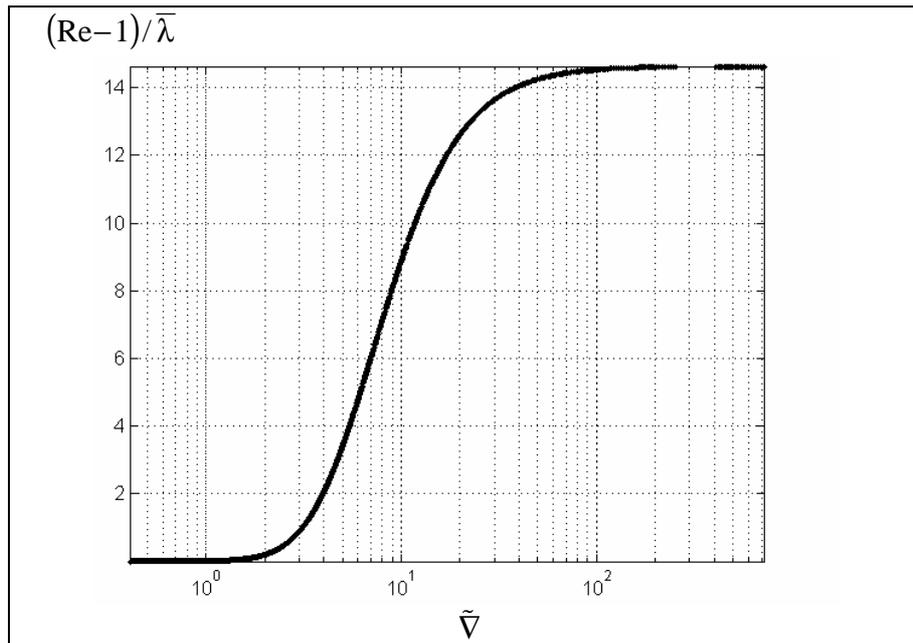


Figure 25 : Risque d'endommagement adimensionné fonction de \tilde{V}
Conditions de roulement pur et Rugosité longitudinale

A partir de la formule de Ioannides et Harris [I.59], il est montré que la durée de vie relative est inversement proportionnelle au risque d'endommagement. De ce fait, pour des conditions de contact sur-alimenté (\tilde{V} petit), la durée de vie relative est égale à 1 et donc la rugosité de surface n'a aucune influence sur la durée de vie. Par contre pour des conditions suffisamment sévères (\tilde{V} plus grand que 25), la durée de vie chute fortement jusqu'à être équivalente à celle d'un contact sec. En fait, la décroissance de la quantité de lubrifiant disponible à l'entrée du contact conduit à des épaisseurs de film dans le contact réduites et donc à une influence croissante de la rugosité.

Des essais réalisés (Figure 26, [I.77]) montrent des résultats comparables entre ceux analytiques obtenus pour des surfaces rugueuses et ceux expérimentaux pour des surfaces indentées.

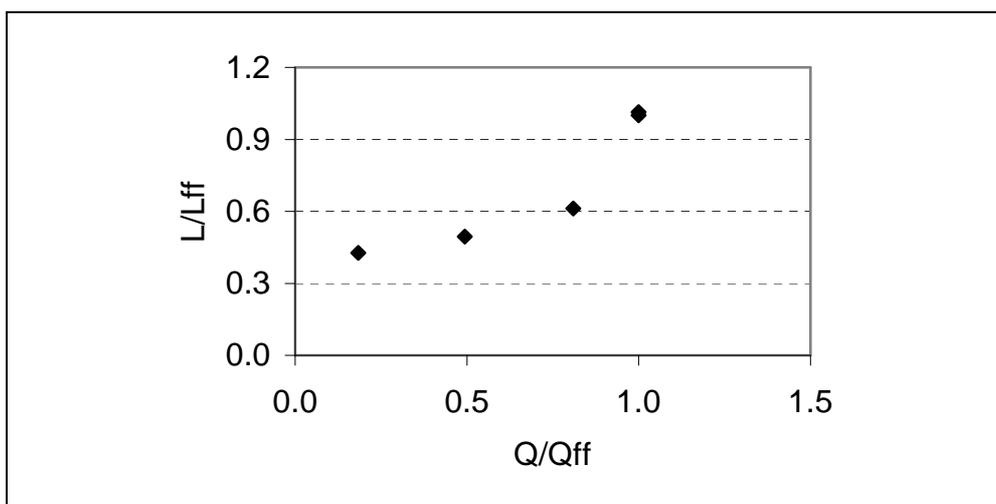


Figure 26 : Durée de vie (L) rapportée à la durée de vie en conditions sur alimentées (L_{ff}) pour des débits de lubrifiant variables (Q_{ff} correspondant au débit en conditions sur alimentées)

3 - INFLUENCE DES ADDITIFS PRÉSENTS DANS LES LUBRIFIANTS [I.9, I.78, I.79, I.80]

Les additifs sont des molécules chimiques ajoutées dans une huile pour améliorer certaines de ses caractéristiques [I.81, I.82]. Ils sont majoritairement utilisés dans des contacts devant supporter de très hautes pressions ou températures, car l'huile seule ne permet plus de séparer correctement les surfaces en vis-à-vis. Citons par exemple les additifs extrême-pression, anti-usure, anti-frottement, etc. Chaque additif ayant ses points forts et ses faiblesses, il est nécessaire de les combiner pour obtenir un lubrifiant efficace. Si leurs performances individuelles sont bien connues des chimistes, la méthode empirique est toujours d'actualité pour formuler un lubrifiant. En effet, un lubrifiant additivé est formulé pour un mécanisme bien précis. Par exemple, il existe des lubrifiants aux propriétés parfaitement adaptées pour le contact entre dents d'engrenage. Cependant, si ce lubrifiant augmente la durée de vie entre les pignons d'une boîte de vitesses, ce même lubrifiant peut avoir l'effet inverse sur la durée de vie des roulements supportant les pignons. Ainsi, les propriétés d'un lubrifiant additivé sont non seulement fonction des composants chimiques présents, mais également fonction des conditions de fonctionnement, c'est-à-dire du roulement, du glissement, de la charge appliquée, de la température de fonctionnement, etc. [I.83- I.87].

Des études expérimentales croisées ont été menées pour analyser l'effet des additifs sur différents dispositifs (machine bi-disques de fatigue, Mini Traction Machine et High Frequency Reciprocating Rig) [I.9, I.78- I.80]. En effet, bien qu'il apparaisse comme évident que les additifs aient un rôle important sur la fatigue de contact, celui-ci n'est pas clairement identifié. Par exemple, étant donné les niveaux de frottements mesurés en surface [I.9], il semble bien que l'hypothèse selon laquelle, les additifs agiraient sur le champ de contraintes dans les massifs via le frottement de surface ne soit pas valide. Par contre, il semble que deux pistes soient à privilégier. La première concerne la formation d'un tribofilm [I.88], sorte de couche protectrice à la surface des pièces en contact capable par exemple de « cicatriser » une fissure débouchante. La deuxième traite de la participation des additifs à la propagation des fissures en pénétrant dans celles-ci et en réduisant ou non le coefficient de frottement interfacial.

Ces deux hypothèses vont être traitées successivement dans la suite de ce paragraphe.

3.1 Formation de Tribofilms [I.78, I.79]

Afin d'étudier la formation d'un tribofilm en conditions de roulement-glissement, la Mini Traction Machine (MTM) a été utilisée. Il s'agit d'un dispositif de type bille-plan pour lequel la force de frottement est mesurée en fonction de différents paramètres de contact. Elle est habituellement utilisée pour réaliser des courbes de frottement ou de Stribeck (pour plus de détails sur ce dispositif, voir [I.79]). Afin d'étudier l'influence des additifs sur la formation d'un tribofilm sous des conditions de contact fixes (pression maximale de Hertz : 890 MPa, vitesse moyenne : 0.1 m/s et une température d'huile de 80°C), la valeur du coefficient de frottement a été enregistrée en continu au cours du temps suivant une procédure similaire à Fujita [I.89]. La Figure 27-a présente des résultats de mesure pour une huile de base et le lubrifiant dit totalement formulé (à savoir la même huile de base avec un ensemble d'additifs définis et utilisés pour les boîtes de vitesses). Pour chaque lubrifiant, le taux de glissement, quotient de la vitesse de glissement sur la vitesse moyenne, a varié de 5 à 50%. Il apparaît nettement deux comportements différents suivant que l'huile contienne ou non des additifs. Pour l'huile de base, le coefficient de frottement reste relativement constant du début à la fin de l'essai. A l'inverse, pour le lubrifiant totalement formulé, après une phase de croissance

(dont la durée dépend du taux de glissement), le coefficient de frottement se stabilise à un niveau qui dépend également du taux de glissement. En fait, ce comportement traduit le dépôt d'un tribofilm à la surface des pièces en contact. Dans un premier temps, qui correspond aux toutes premières secondes de l'essai, le niveau de frottement est similaire à celui de l'huile de base. Il n'y a donc pas encore d'action des additifs. Puis, rapidement, les additifs réagissent avec la surface et se déposent progressivement sur toute la surface d'où une croissance en frottement. Finalement une fois une certaine couverture d'additifs atteinte, le niveau de frottement se stabilise. Il est communément admis que lors de cette dernière étape de fonctionnement, le tribofilm s'use et se reforme en continu tant que les additifs du lubrifiant sont actifs.

Si les résultats sont tracés de la façon suivante (Figure 27-b) : Δcf (différence entre le coefficient de frottement du lubrifiant totalement formulé et celui de l'huile de base) en fonction du paramètre CMM (produit du temps en secondes par la vitesse de glissement en m/s à la puissance 0.33), il est possible d'obtenir une courbe unique. Le paramètre CMM traduit à la fois la déformation des aspérités dans le contact EHD (amplitudes et longueurs d'ondes [I.90, I.91]) et la nécessité d'une distance de glissement entre aspérités pour activer les additifs. Ainsi, le rôle des rugosités à la surface des pièces en contact et la nécessité de micro glissement sont mis en évidence pour la formation de tribofilms.

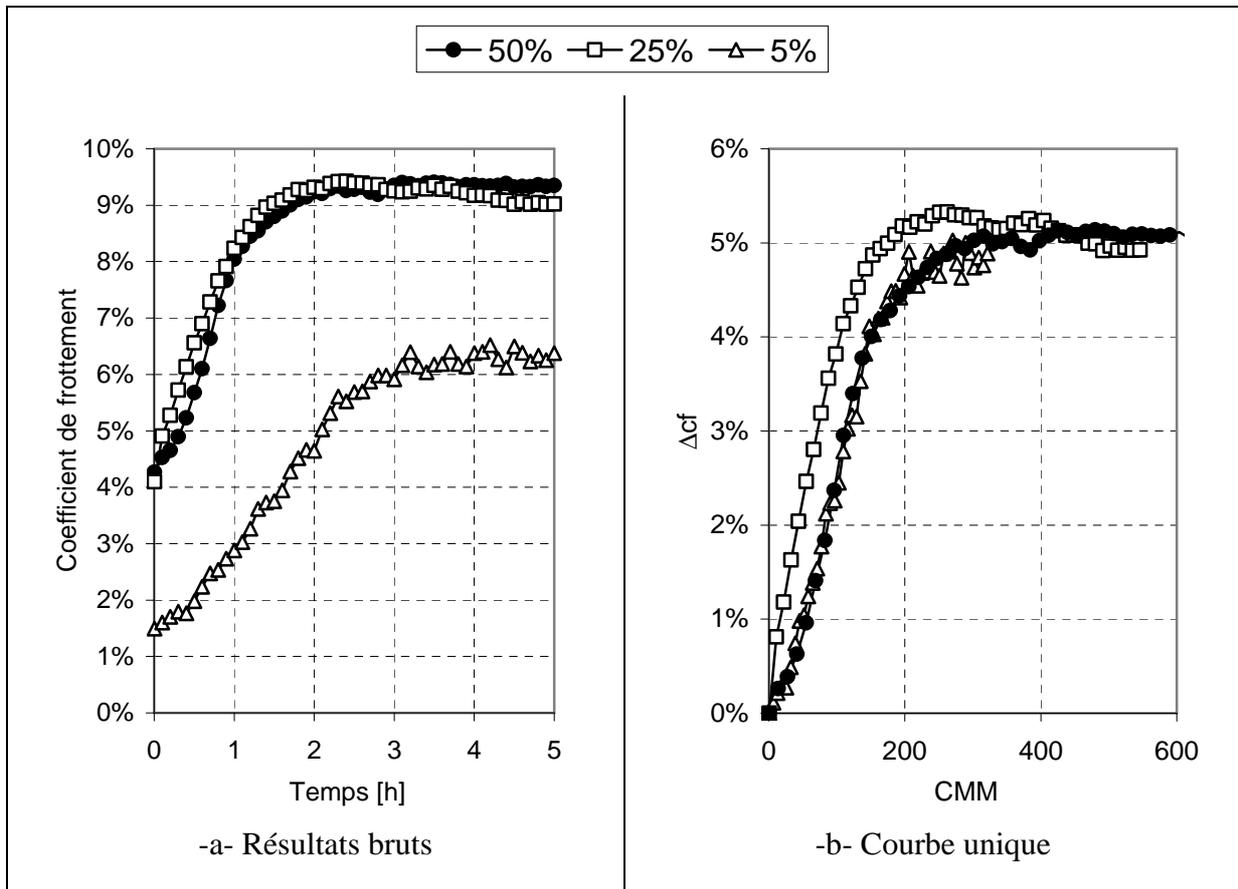


Figure 27 : Résultats en frottement sur MTM [I.78, I.79]

Des analyses AES (Spectroscopie des Electrons Auger) ont été conduites sur les éprouvettes après essais et nettoyage de ces dernières au bac à ultrasons et n-heptane [I.79]. Ceci a permis, par comparaison avec des mesures en dehors des pistes de contact, de caractériser les tribofilms générés en terme de nature et d'épaisseur. Par exemple, pour un taux de glissement de 25% (Figure 28-a), il apparaît nettement qu'un tribofilm de quelques 30 nm a

été formé à la surface de la bille et qu'il contient entre autres du calcium (présent dans le détergent en suspension dans le lubrifiant) et des oxydes. Cette mesure d'épaisseur a été confirmée par une mesure AFM (Figure 28-b, [I.79]). Ainsi, à la surface des pièces en contact peut se former un film "protecteur" assez résistance (il reste adhérent après un lavage au n-Heptane sous US) à partir des composants présents dans les additifs.

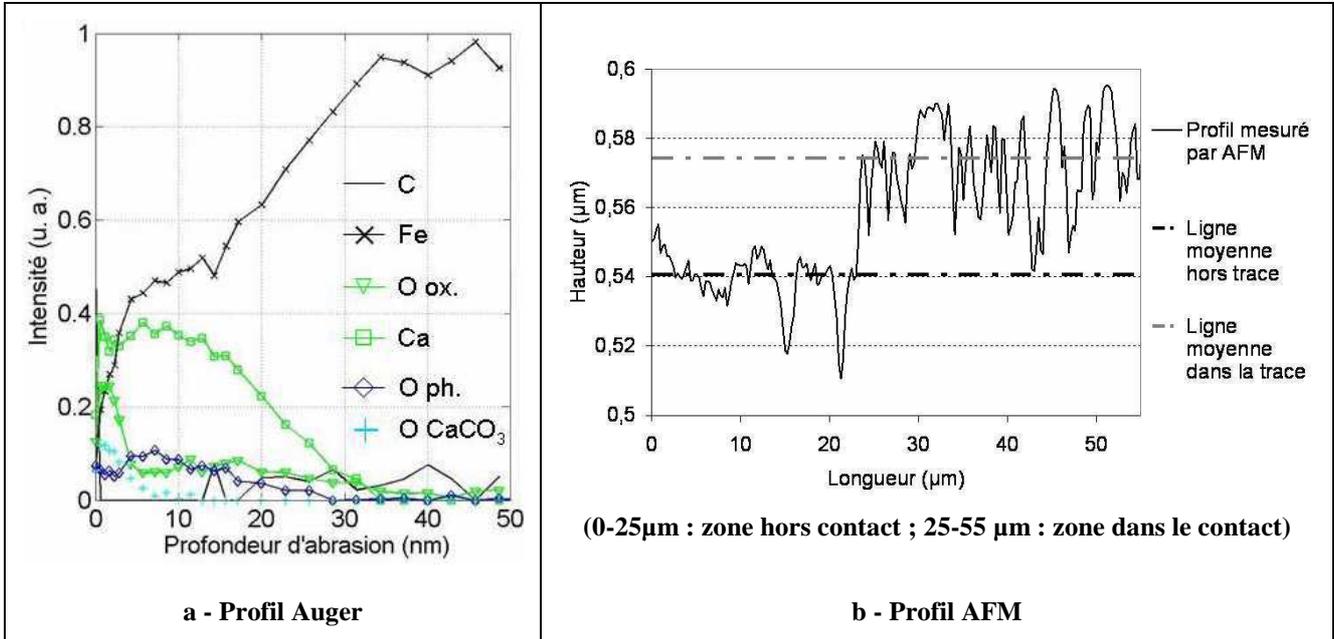


Figure 28 : Épaisseur et nature d'un tribofilm dans la piste de contact sur la bille MTM [I.79]

Il faut noter que des mesures ont été effectuées sur des éprouvettes de fatigue ayant fonctionné jusqu'à rupture [I.79] sur machine bi-disques de fatigue. Elles confirment la présence d'un tribofilm sur les surfaces en contact (Figure 29) mais également la présence d'additifs dans les fissures (Figure 30).

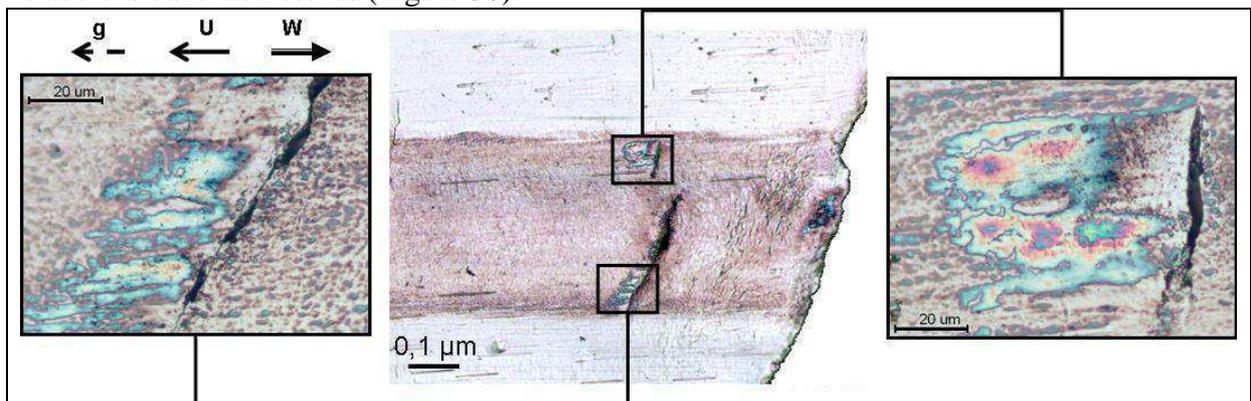


Figure 29 : Fissures débouchantes observées sur une écaille de fatigue [I.79]

3.2 Les additifs participent à la propagation [I.79].

Comme précédemment mentionné, des additifs ont été retrouvés dans des fissures présentes sur des éprouvettes ayant fonctionné en fatigue (Figure 30, [I.79]).

Des essais ont par ailleurs été conduits à la fois sur machine bi-disques de fatigue (MBDF) et High Frequency Reciprocating Rig (HFRR) avec à chaque fois les mêmes lubrifiants (une huile de base de type PAO + un groupe d'additifs présent dans toutes les

formulations + un additif extrême pression-antiusure et/ou un détergent) [I.80]. Une corrélation inverse entre les résultats en durée de vie (nombre de cycles avant la détection d'un écaillage sur MBDF et le coefficient de frottement mesuré sur HFRR (Tableau 2). En effet, plus la durée de vie est importante et plus le coefficient de frottement est élevé, ce qui est en contradiction avec les réflexions classiques sur la fatigue de contact.

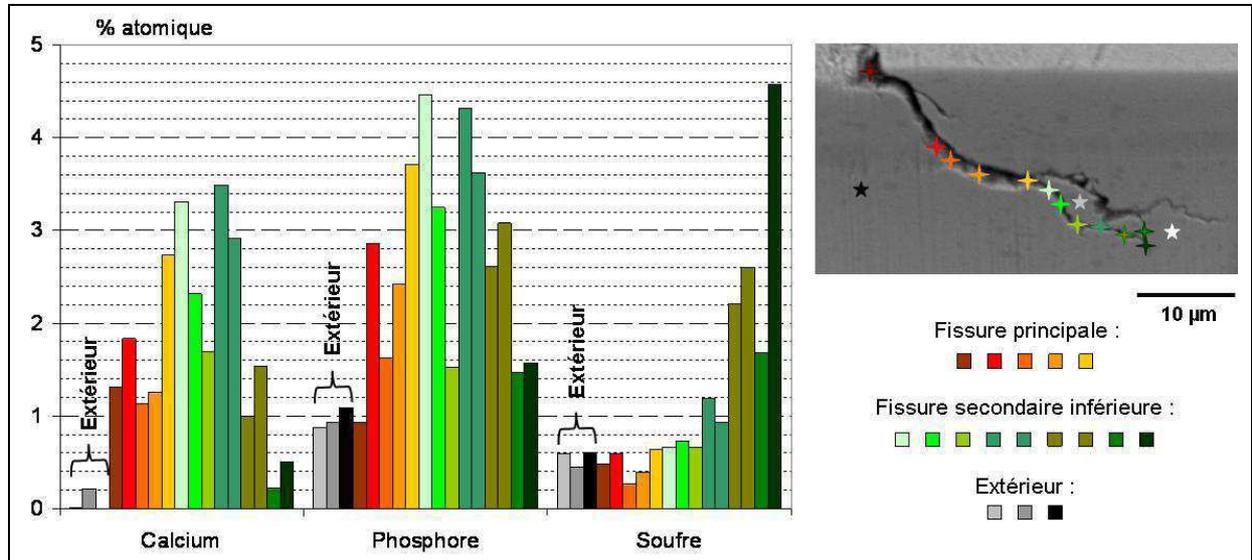


Figure 30 : Analyses effectuées sur une fissure débouchante observées sur une éprouvette de fatigue de contact [I.79]

Il faut noter que le troisième chiffre après la virgule sur la mesure du coefficient de frottement est significatif (des tests de répétabilité ont montré un écart inférieur à 0.001).

En fait la machine HFRR est un dispositif expérimental dont le principe est de mettre en mouvement alternatif une bille sur un palet [I.92]. De part ce mouvement alternatif et la présence de lubrifiant entre les pièces en contact, cette machine peut être vue comme une simulation, très sommaire, du contact entre les lèvres des fissures. Ainsi, plus le coefficient de frottement est élevé et plus le glissement entre les lèvres des fissures est réduit. De ce fait, la propagation de cette dernière est réduite et donc la durée de vie sera plus grande.

lubrifiant	Coefficient de frottement	Durée de vie (M de cycles)
PAO8	0.179	12
PAO8+AA	0.145	7.5
PAO8+AA+EP/AU	0.139	7
PAO8+AA+ D	0.134	5
PAO8+AA+EP/AU+D	0.137	5

PAO8 : huile de base synthétique de type polyalphaoléfine de viscosité 8 cSt à 40°C
 EP/AU : additif extrême pression-anti usure
 D : additif détergent
 AA : autres additifs

Tableau 2 : Résultats croisés entre essais sur MBDF et HFRR [I.80]

Il apparaît donc que la présence d'additifs dans les fissures peut donc être d'une grande influence sur la durée de vie des pièces en contact.

4 - CONCLUSION DE CHAPITRE

Dans ce chapitre, la problématique de la rugosité des surfaces et du rôle du lubrifiant

en terme de quantité et de formulation a été abordée.

Basée sur l'étude des surpressions induites par la rugosité en fonction des paramètres géométriques, amplitude et longueur d'onde, une analyse des contraintes a été conduite. Une limite d'endurance utile pour estimer la sévérité du contact et un risque d'endommagement ont pu ainsi être définis en particulier dans le cas d'une sous-alimentation en lubrifiant.

Pour ce qui est des additifs leur rôle comme créateur d'un tribofilm protecteur et leur capacité à pénétrer dans les fissures et ainsi à modifier la propagation des fissures ont été présentés.

CONCLUSION

Il est maintenant incontestable que la fatigue de contact est principalement initiée en surface quelque soit le composant et les conditions opératoires. Cette initiation qui conduira, dans le cadre qui nous intéresse, à la création de fissures qui vont potentiellement propager et coalescer pour conduire à du micro-écaillage voire de l'écaillage, trouve son origine dans la micro géométrie des surfaces et les propriétés des lubrifiants.

En ce qui concerne la géométrie des surfaces, la présence de polluants dans les lubrifiant est l'un des moteurs de l'endommagement de contact. Elle a fait l'objet du premier chapitre de cette première partie. Au travers des résultats exposés qui permettent également de mieux cerner la démarche scientifique globale adoptée pour traiter les problèmes de fatigue de contact (analyse des phénomènes, mise en évidence de paramètres significatifs et établissement d'outils de prédiction), il ressort que :

- toute particule qui se présente à l'entrée du contact entre dans ce dernier et va se déformer, se briser... Il y a donc un taux de pénétration de 1,
- suivant la nature des particules présentes dans le lubrifiant, la taille et la forme des empreintes laissées sur les surfaces en contact, appelées indents, sont variables. Une classification suivant le comportement à l'indentation (ductile, fragile, céramique) a pu être établi,
- des sites d'endommagement spécifiques (en aval selon la direction de glissement ou de frottement) sont mis en évidence expérimentalement et numériquement,
- la prédiction du risque d'endommagement pour des films de lubrifiants faible comparés aux dimensions de l'indent est possible et validée expérimentalement.

Pour ce qui est des surfaces rugueuses, des modèles prédictifs corrélés par des résultats expérimentaux permettent de donner des valeurs de réduction de durée de vie. Ces modèles tiennent non seulement compte de la géométrie de la rugosité mais également, pour des conditions de roulement pur, de la présence de lubrifiant et de son rôle sur la fatigue en fonction de la quantité présente sur les surfaces.

Par ailleurs, le lubrifiant a également été abordé en ce qui concerne sa formulation. La problématique du rôle des additifs sur la fatigue de contact a été mise en évidence via la formation des tribofilms et via la propagation des fissures. Si il est toujours peu évident de faire la part des choses entre ces deux mécanismes, il apparaît néanmoins clairement que :

- des tribofilms fortement adhérents peuvent se former à la surface des pièces en contact. Ces tribofilms dont l'épaisseur peut être reliée aux conditions de contact et en particulier au taux de glissement, se forment dès les premières minutes de fonctionnement.
- la cinétique de formation du tribofilm est pilotée par le glissement et par la micro géométrie des surfaces en contact,
- si les fissures débouchantes apparaissent après la formation de ce tribofilm, celui-ci aura un rôle cicatrisant et pourra pour le moins éviter l'entrée de fluide dans les fissures,
- si les fissures débouchent avant la formation du tribofilm, du fluide peut pénétrer dans les fissures et contribuer ou non à la propagation de ces dernières de part les propriétés frottantes des additifs présents dans le lubrifiant.

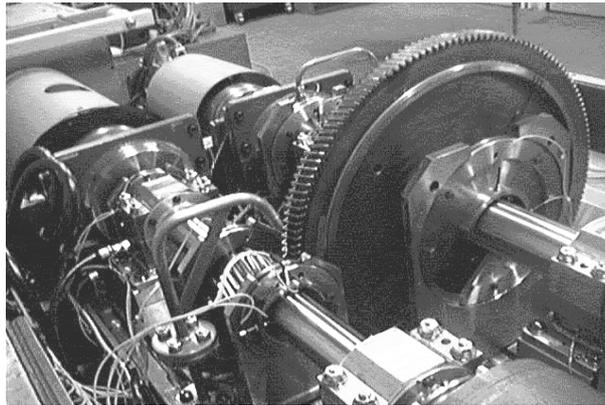
Ainsi, la fatigue de contact initiée en surface a été abordée suivant toutes les causes pouvant la provoquer. Il est bien évident qu'il reste encore de nombreux champs à explorer, ces perspectives seront abordées dans la troisième partie.

DEUXIÈME PARTIE

ANALYSE ET RÉDUCTION

DES PERTES DE PUISSANCE

DANS LES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGES



Banc d'Analyse du Comportement Vibratoire

Les transmissions sont des mécanismes qui permettent d'accommoder la puissance en fonction du besoin. La boîte de vitesses automobile est l'exemple typique de transmission 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 imposent de réduire les pertes de puissances dans les mécanismes tout en diminuant leurs masses et encombrements. Il est donc indispensable d'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.

De ce fait, il est important d'estimer les puissances dissipées et les 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 de simuler le comportement thermique afin d'optimiser la définition du système. En effet, la connaissance des gradients de température permet de 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 conséquent 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 la lubrification : piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent, barbotage, jets ; et à la 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.

Il est à noter que si il existe des approches globales d'estimation de pertes ou rendement (Henriot [II.1], Loewenthal [II.2], Höhn [II.3] ; Seabra [II.4]) peu d'études tentent de comprendre et de prédire chaque source de dissipation de puissance individuellement (par exemple les travaux de Townsend [II.5] et Dawson [II.6] pour la ventilation ; de Houjoh [II.7] pour le phénomène de piégeage ; de Houser [II.8] et Johnson [II.9] pour le frottement à la denture...). C'est donc cette deuxième démarche que l'on s'est proposé de mettre en place avec la volonté, une fois les phénomènes compris, analysés et modélisés, de réduire les niveaux de pertes avec des solutions technologiques simples de mise en oeuvre.

Ainsi, la deuxième partie de ce mémoire consacrée à l'analyse et à la réduction des pertes de puissance dans les transmissions se décompose en deux chapitres. Dans un premier temps, l'influence du frottement à la denture sur le comportement dynamique des transmissions et sur les niveaux de rendement est présentée en mettant en avant l'approche couplée expériences-modélisation. Dans un deuxième temps, le rôle de la ventilation des mobiles dentées et du piégeage en fond de dents d'un mélange air-huile sur les pertes sont montrés.

CHAPITRE I

INFLUENCE DU FROTTEMENT À LA DENTURE SUR LE COMPORTEMENT DYNAMIQUE ET LES PERTES DE PUISSANCE DANS LES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGES

RÉSUMÉ

Un modèle du comportement dynamique de trains d'engrenages incluant les effets du frottement sur les dentures est présenté. Les résultats de ce modèle confrontés aux mesures obtenues sur banc d'essai montrent un très bon accord.

Des simulations ont été réalisées sur de larges plages de vitesses de rotation pour différentes corrections de denture afin d'analyser les contributions spécifiques du frottement en termes de dynamique et de perte de puissance.

MOTS CLEFS :

Frottement, dynamique, pertes, transmission, engrenages

SOMMAIRE

1 - Introduction.....	56
2 - Loi de frottement [II.12]	57
3 - Modèle du comportement dynamique d'engrenages	60
4 - Influence du frottement sur la dynamique des transmissions par engrenages	65
5 - Pertes par frottement [II.12].....	69
6 - Conclusion de chapitre.....	72

1 - INTRODUCTION

Pour des contacts comme ceux rencontrés dans les transmissions par engrenages, le lubrifiant subit d'énormes variations de pression normale et de cisaillement au cours de son passage dans les contacts et se caractérise par un comportement rhéologique particulier. Malgré de nombreux travaux, la modélisation du frottement dans les contacts élastohydrodynamiques, demeure donc complexe [II.10] et les formulations purement théoriques semblent peu satisfaisantes compte tenu des amplitudes de rugosités et des interactions non négligeables entre surfaces en contact. Les formules proposées dans la littérature s'appuient donc, au moins pour partie, sur des résultats expérimentaux obtenus sur des simulateurs (machines bi-disques) [II.11], [II.9]. Ainsi, dans un premier temps des mesures de frottement à l'aide d'un simulateur [II.12] avec des conditions de contact et une finition des éprouvettes proches de celles d'engrenages réels ont été réalisées. Une nouvelle loi de frottement a été ensuite établie.

Du point de vue de la dynamique des engrenages, la très large majorité des modélisations néglige les contributions des efforts de frottement entre les dentures et considère que les effets normaux aux contacts sont prépondérants en termes d'excitation [II.13], [II.14]. Toutefois, des résultats expérimentaux récents ont remis partiellement en cause cette hypothèse fondamentale pour ce qui concerne les efforts instantanés transmis par les paliers et donc la génération de bruit par rayonnement du carter [II.15], [II.16]. Dans ce chapitre, un modèle tridimensionnel d'engrenages simple étage incluant les contributions du frottement est présenté. Le pignon et la roue sont assimilés à des cylindres rigides liés par des rigidités dépendantes du temps distribuées selon les lignes de contact potentielles. Chaque ligne de contact est discrétisée en cellules indépendantes auxquelles sont affectées : a) une rigidité élémentaire, b) un écart normal équivalent afin de tenir compte de corrections de forme ou d'erreurs géométriques, c) un coefficient de frottement et par conséquent un effort tangent au profil de denture. Au cours du mouvement, les positions des lignes de contact évoluent sur les flancs des dentures et les caractéristiques de discrétisation sont réactualisées en fonction de ces évolutions. Les arbres sont simulés par des éléments finis en flexion-torsion et traction-compression à deux nœuds et six degrés de liberté par nœud. Enfin, les paliers sont modélisés par des raideurs concentrées. Les résultats de simulation sont ensuite comparés à des résultats expérimentaux relevés sur un banc d'engrenages fortement instrumenté [II.16], [II.17]. L'importance potentielle du frottement sur le transfert de vibration aux paliers et par conséquent sur le niveau de bruit généré par une transmission est mise en évidence. De plus une analyse paramétrique sur l'influence couplée de corrections de profil et du frottement est présentée.

Du point de vue des pertes de puissance, le frottement entre les dents d'engrenages est reconnu comme une des sources principales dans les transmissions par engrenages particulièrement pour celles dites de faibles à moyennes vitesses. Une nouvelle fois, l'importance des corrections de dentures sur les niveaux de rendement est mise en évidence.

2 - LOI DE FROTTEMENT [II.12]

Il ressort de la 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 [II.11] et Kelley-Lemanski [II.18] 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, 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.

2.1 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 [II.19] peuvent être utilisés pour simuler les conditions de contact au niveau des engrènements. Pour nos études, la machine à galets hautes performances du laboratoire a été utilisée [II.19]. Elle est composée de deux électrobroches indépendantes sur lesquelles sont montés les disques ou galets. 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. 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 sont généralement effectuées avec des disques en acier et un lubrifiant typique pour les engrenages (un exemple est présenté dans le Tableau 3). Certains des disques sont lisses ($R_a \approx 0,05 \mu\text{m}$), les autres présentant une rugosité proche de celle des engrenages ($R_a \approx 0,8 \mu\text{m}$ par exemple ; stries d'usinage perpendiculaires à la direction de roulement). Les conditions de fonctionnement des essais (température de lubrifiant, pression hertzienne maximale, vitesse de roulement, rugosité) sont choisies de façon à se rapprocher des conditions de contact dans les engrenages (Tableau 3).

matériau	17 CrNiMo6, cémenté
état de surface (R_a)	0.05 ; 0.8 μm
lubrifiant	TVEP (huile "marine") - 60 cSt à 40°C
température du lubrifiant	50; 60; 80; 100 °C
pression de Hertz, P_{max}	0.8; 1.0; 1.2; 1.6 GPa
vitesse de roulement, $(U_1+U_2)/2$	3.54 ; 9.425 m/s
taux de glissement, $(U_1-U_2)/(U_1+U_2)$	De -20 % à + 20 %

Tableau 3 : Conditions de fonctionnement sur la machine à galets hautes performances

2.2 Établissement de la loi de frottement

A partir des courbes de frottement expérimentales (quelques exemples à la Figure 31), une loi de frottement, basée sur la théorie de Greenwood-Tripp [II.20], est obtenue [II.12]. 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 :

$$C_f = \frac{1}{p_{moy}} \left[\frac{A_c}{A_0} \tau_{sec} + \left(1 - \frac{A_c}{A_0}\right) \tau_{fluide} \right] \quad (1)$$

où :

- C_f : coefficient de frottement,
- p_{moy} : 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 $\frac{A_c}{A_0}$ s'écrit :

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

avec :

- Φ_T : coefficient de correction thermique,
- h_c : épaisseur du film lubrifiant au centre du contact [μm],
- m_0 : moyenne quadratique du profil de rugosité des surfaces égale au $(Rms)^2$ [μm^2].

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.

La loi de frottement, pour la partie due au fluide, a été établie [II.12] en utilisant les courbes de frottement obtenues avec les disques lisses ($Ra = 0,05 \mu\text{m}$) comme suit :

$$\tau_{fluide} = \tau_L \sinh^{-1} \left(\frac{\tau_N}{\tau_L} \right) \quad (3)$$

avec τ_N , le taux de cisaillement newtonien [Pa] :

$$\tau_N = \mu(p_{moy}, T_{fluide}) \frac{\Delta U}{\Phi_T h_c} \quad (4)$$

où :

- $\mu(p_{moy}, T_{fluide})$: viscosité du lubrifiant à la pression moyenne et à la température du fluide,
- $\Delta U = U_1 - U_2$: vitesse de glissement [m/s],
- T_{fluide}, T_0 : températures de fonctionnement et de référence respectivement [K],

et τ_L , le taux de cisaillement limite [Pa] :

$$\tau_L = C_0 \exp(C_p \cdot p_{moy}) \cdot \exp\left(C_t \left(\frac{1}{T_{fluide}} - \frac{1}{T_0}\right)\right) \quad (5)$$

où :

C_0, C_p, C_t : coefficients déterminés expérimentalement. 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) sont obtenues à partir de l'ensemble des courbes de frottement soit 64 essais différents pour chaque campagne.

La partie de la loi de frottement qui correspond aux interactions entre rugosités a été établie [II.12] en utilisant les courbes de frottement obtenues avec les disques rugueux ($R_a = 0,8 \mu\text{m}$) :

$$\tau_{sec} = \frac{w_{sec}}{A_c} \times f_{sec} \times \left[1 - \exp\left(-\frac{l}{S_{crit}} \times \frac{\Delta U}{U}\right)\right] \quad (6)$$

avec :

- $\frac{w_{sec}}{A_c} = 0.2 E' \sqrt{\frac{m_2}{\pi}}$
- $S_{crit} = 0.1 \sqrt{\frac{m_0}{m_2}} / a$

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,
- 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 $(R_{dq})^2$,

avec :

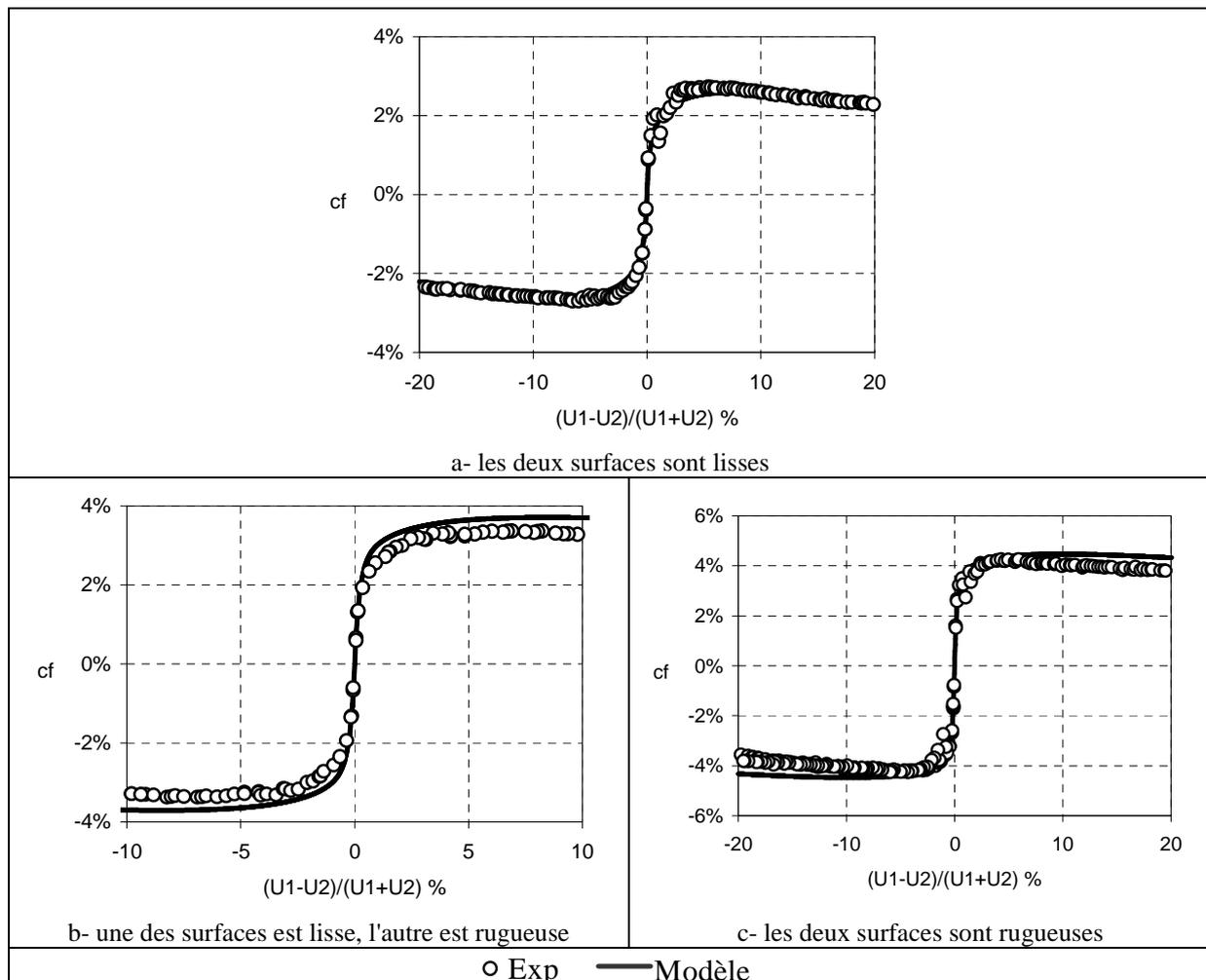
$$R_{dq} = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L \left(\frac{dz}{dx}\right)^2 dx}$$

- E' : module de Young équivalent [Pa],

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right), \quad E_1, E_2 \text{ et } \nu_1, \nu_2 \text{ étant les modules de Young et les}$$

coefficients de Poisson de chaque surface ou disque.

La Figure 31 montre quelques exemples de courbes expérimentales de frottement obtenues avec la machine à galets hautes performances validant les résultats théoriques calculés à partir des équations 1 à 6. Il faut noter que ce type d'études a été conduit à plusieurs reprises avec des matériaux, lubrifiants, états de surfaces et conditions de fonctionnement différents. Le modèle développé a toujours donné des accords satisfaisants avec les expériences validant ainsi l'approche proposée pour le frottement à la denture.



**Figure 31 : Influence de la rugosité des surfaces
(TVEP, $p_h = 1.2$ GPa, $U = 9.425$ m/s, 80°C)**

3 - MODÈLE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE D'ENGRENAGES

Afin de modéliser au plus juste l'influence du frottement à 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.

3.1 Modélisation du comportement dynamique de l'engrènement

Le modèle de type éléments finis du comportement dynamique de transmissions par engrenages à dentures droites et hélicoïdales [II.16] 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.

3.1.1 État de référence

Les mouvements de corps rigides définissent l'état de référence. La cinématique, indépendante du frottement, est contrôlée par le rapport de transmission entre le pignon et la

roue ainsi que par les écarts de forme éventuels induisant une erreur de transmission sans charge différente variable au cours du temps [II.16]. Dans ce qui suit, la vitesse sur le pignon est supposée constante. La dynamique de l'état de référence, quant à elle, dépend du frottement sur les dentures. Ainsi, en introduisant le coefficient de frottement, f , qui peut varier au court de l'engrènement, l'effort de frottement local au point de contact potentiel M_i s'écrit :

$$d\vec{T}_{2i}^1 = -f\varepsilon \|d\vec{N}_{2i}^1\| \quad (7)$$

avec :

- $\varepsilon = \vec{V}_1^2(M_i) / \|\vec{V}_1^2(M_i)\|$, donnant le sens de la vitesse de glissement au point M_i
- $d\vec{T}_{2i}^1, d\vec{N}_{2i}^1$: effort de frottement, effort normal au point M_i

et, via le théorème de l'énergie cinétique, conduit à la relation entre les couples d'entrée Cm et de sortie Cr :

$$Cr = -Cm \frac{\Omega_1}{\Omega_2} + J_2 \dot{\Omega}_2 - \frac{f}{\Omega_2} \sum_i \|d\vec{N}_{2i}^1\| \|\vec{V}_1^2(M_i)\| \quad (8)$$

où :

- Ω_1 est la vitesse d'entrée (pignon) supposée constante
- Ω_2 est la vitesse de sortie (roue)
- J_2 est le moment d'inertie polaire de l'arbre de sortie + la roue

3.1.2 État déformé

Les petits déplacements généralisés au voisinage des mouvements de corps rigides sont décrits par des torseurs de déplacements infinitésimaux (3 translations et 3 rotations) en tout nœud. Le modèle de base du réducteur à engrènements est représenté Figure 32.

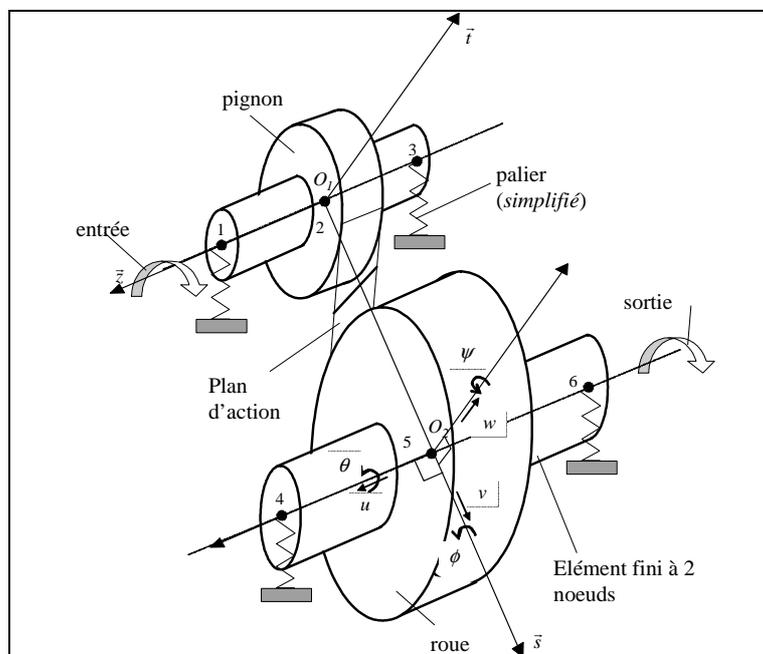


Figure 32 : Modélisation du réducteur

Le point central de la modélisation concerne la description des efforts normaux et tangentiels sur les contacts entre dents. La Figure 33 représente le plan d'action à un instant donné. Les rigidités d'engrènement permettent de simuler les effets normaux tandis que les

efforts de frottement en sont déduits par la loi de frottement. Selon la position de la ligne de contact, le sens du glissement et par conséquent la direction de l'effort de frottement, est susceptible de changer au cours du mouvement.

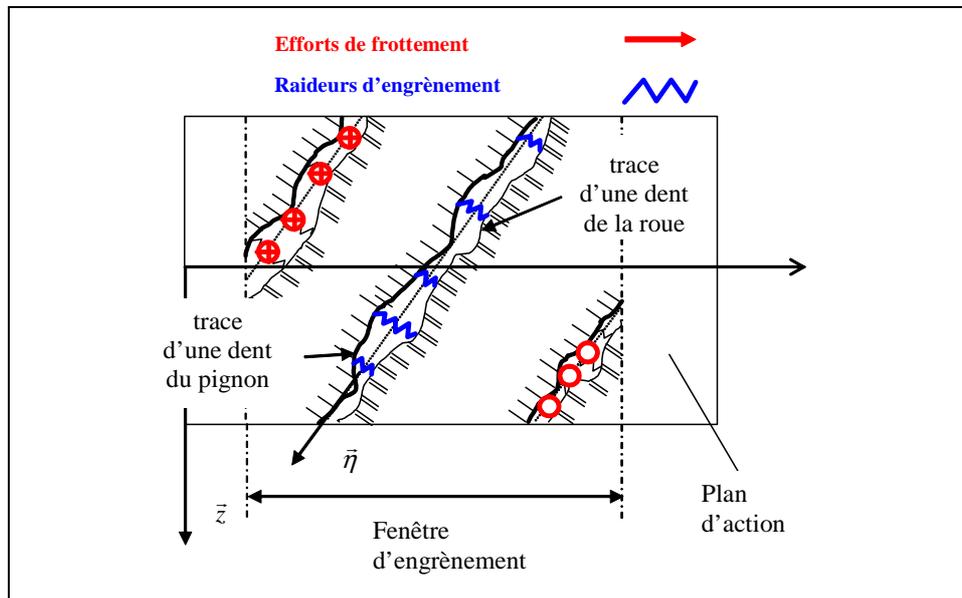


Figure 33 : Modélisation des efforts de contact sur le plan d'action

L'application des équations de Lagrange conduit à un système différentiel à coefficients dépendants du temps et éventuellement non linéaire suite aux interactions entre les aires de contact (et, par conséquent, la rigidité de la liaison d'engrènement) et les degrés de liberté. Les équations du mouvement peuvent être écrites sous la forme :

$$[M] \{\ddot{x}\} + [C] \{\dot{x}\} + [K(t, x)] \{x\} = \{F\} + \{F_{frot}(f, t, x)\} + \{F_{écarts}(t, x)\} \quad (9)$$

La résolution du système (9) ne peut être conduite que de manière itérative et combine un schéma d'intégration pas à pas avec des algorithmes qui vérifient que les efforts normaux de contact sont compressifs, qu'il n'y a de déflexion (ou d'interférence) ailleurs que dans la zone de contact et, enfin, qu'il y a convergence sur les efforts de frottement.

Les détails sur les aspects mathématiques et numériques associés à la modélisation peuvent être trouvés dans [II.21].

3.2 Validation des modèles sur banc d'engrenages

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

3.2.1 Description du dispositif

Le banc d'engrenages (Figure 34) est un train simple étage avec dentures droites et paliers hydrostatiques pour la validation (l'ensemble des caractéristiques et des configurations possibles est décrit dans [II.17]). Les caractéristiques géométriques des engrenages sont portées dans le Tableau 4, les dentures sont rectifiées (classe ISO 4) et les profils des dents du pignon et de la roue sont corrigés (amplitude en tête de 20 μm sur une longueur correspondant à 20 % du profil actif des dents). La lubrification forcée se fait par deux jets au voisinage de l'engrènement avec de l'huile de relativement faible viscosité (ISO VG 60). Les pieds de dent

du pignon et de la roue sont équipés de jauges de déformation afin de suivre in situ l'évolution du chargement sur les dentures et de pouvoir repérer les points caractéristiques de l'engrènement, l'engagement et le déengagement en particulier.

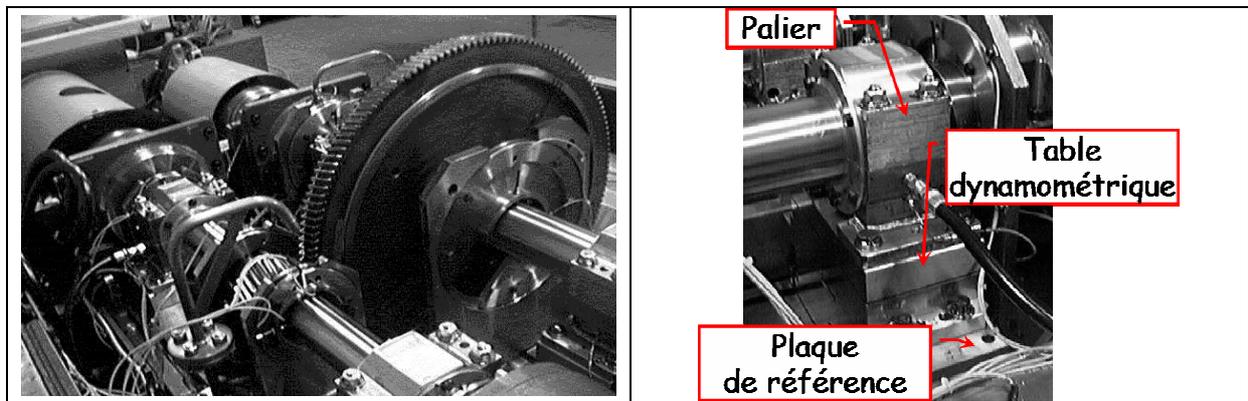


Figure 34 : BACV et système de mesure des efforts aux paliers

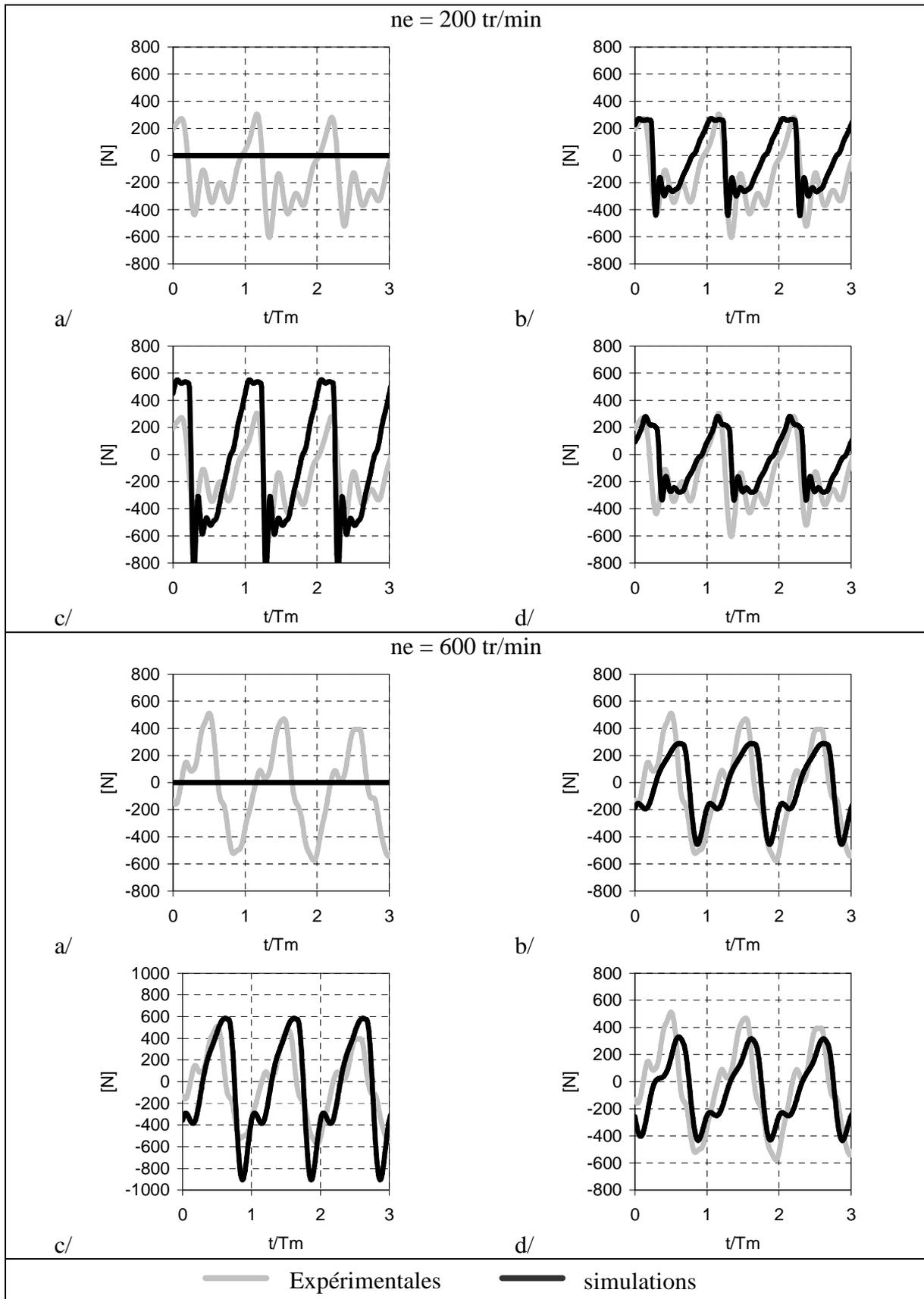
Les forces de frottement sur les dentures sont déduites des efforts mesurés aux paliers par des tables dynamométriques tridimensionnelles (Figure 34) et projetés dans la direction normale au plan d'action (soit la direction tangente aux profils de denture). Les efforts de frottement mesurés ne correspondent pas aux efforts sur un contact mais sont les 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/capteurs ce qui, dans les exemples qui suivent, limite la plage de vitesses exploitable à 0-1000 tr/mn sur le pignon.

entraxe [mm]	denture droite		denture hélicoïdale	
	Pignon	roue	pignon	roue
	366		375	
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	
coefficient de creux	1.4			
coefficient de saillie	1.0			
coefficient de déport	0.16	-0.16	0.16	-0.14

Tableau 4 : Caractéristiques des dentures du BACV

3.2.2 Comparaisons entre résultats expérimentaux et simulations numériques

Le comportement du banc d'engrenages a été simulé et les résultats pour quatre valeurs de coefficients de frottement (respectivement 0, 0.05, 0.1 et la loi développée ; notées a, b, c et d sur les figures) et deux vitesses de rotation (200 et 600 tr/mn sur le pignon) sont portés Figure 35. L'effort de frottement total instantané (c'est-à-dire l'effort dans la direction normale au plan d'action) est porté selon l'axe vertical, l'axe horizontal représente le temps adimensionné par rapport à la période d'engrènement.



**Figure 35 : Forces de frottement globales pour différentes lois de frottement
a/ $cf=0$; b/ $cf=0.05$; c/ $cf=0.1$; d/ modèle proposé (1)
 $C_r=1570$ Nm ; denture droite ; paliers hydrostatiques**

Les principales observations sont :

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. des fluctuations de frottement sont observées i) au passage du primitif lorsque la vitesse de glissement change de signe et ii) pour la vitesse de rotation la plus faible suite sans doute aux conditions de lubrification particulière à ce régime (lubrification limite).
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.

4 - INFLUENCE DU FROTTEMENT SUR LA DYNAMIQUE DES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGES

Une série de calculs a été réalisée pour un engrenage défini Tableau 5. L'objectif principal est de vérifier si les tendances observées en régime quasi-statique peuvent être étendues au comportement à grandes vitesses de rotation.

	Dentures droites	
Entraxe (mm)	63	
Module (mm)	2.1	
	pignon	roue
Nombre de dents	24	36
Largeur (mm)	48	44
Angle de pression (°)	25	
Coefficient de creux	1.4	
Coefficient de saillie	1.0	
Coefficient de déport	0.0	0.0

Tableau 5 : Données engrenages

Les efforts dynamiques sur l'engrènement en fonction de la vitesse de rotation sont portés sur la Figure 36 et apparaissent comme très largement indépendant du frottement sur les dentures. En revanche, les efforts dynamiques transmis aux paliers (Figure 37 et Figure 38) sont très sensibles au frottement qui, en particulier, fait émerger des pics de résonance importants.

Des corrections de profil symétriques en tête des dents du pignon et de la roue sont introduites dans les simulations. La profondeur de correction en tête de dent est de 30 μm pour une longueur correspondant à 30 % du profil actif des dentures. Les efforts dynamiques à l'engrènement représentés Figure 39 sont considérablement atténués et demeurent insensibles au niveau de frottement sur les dents. De manière intéressante, les efforts dynamiques aux paliers (Figure 40 et Figure 41), quant à eux, ne sont pas réduits de manière significative par les corrections de forme. L'allure des courbes de réponse est différente mais

les amplitudes maximales sont, pour certaines vitesses, supérieures à celles relevées pour des dents non corrigées.

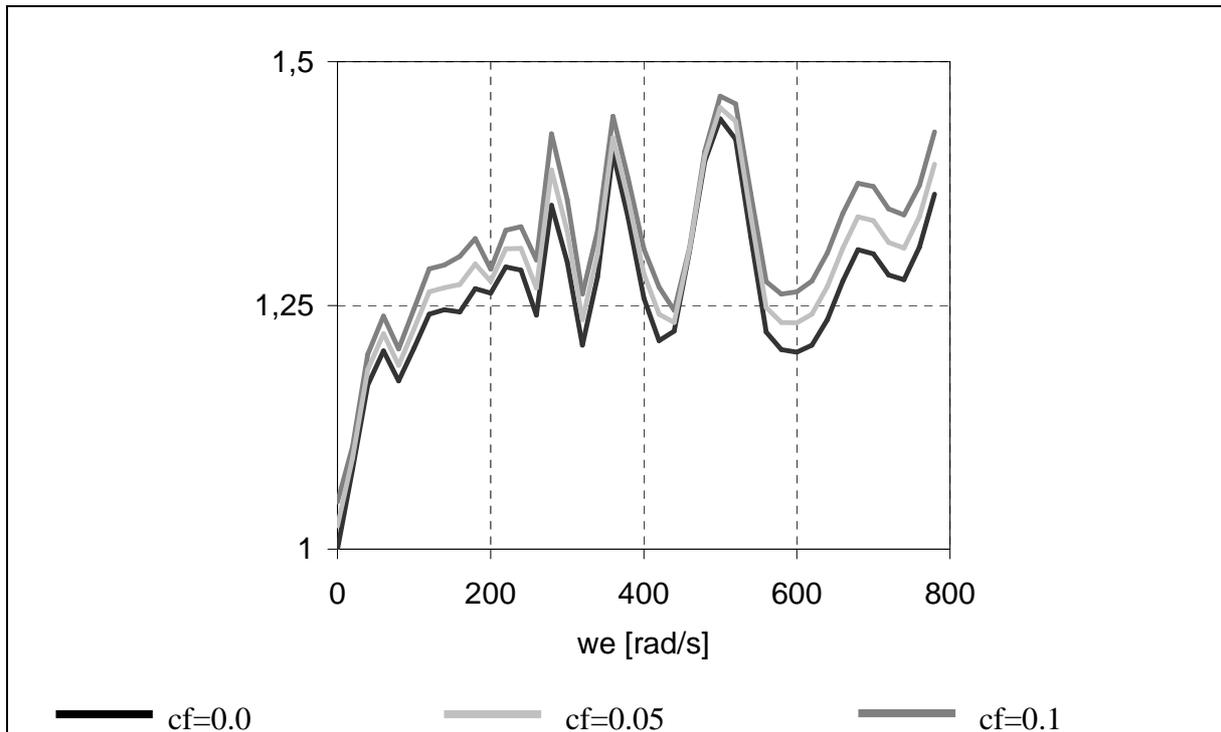


Figure 36 : Effort dynamique à la denture adimensionné par rapport à l'effort statique en fonction de la vitesse du pignon.

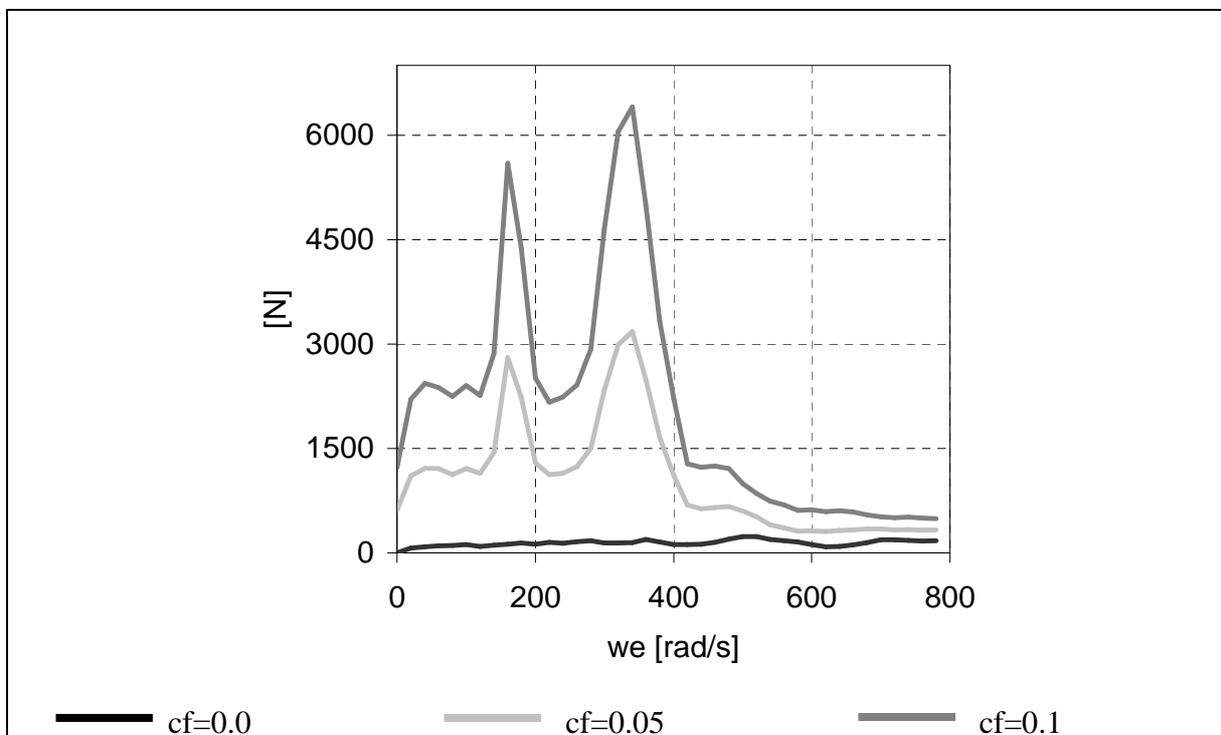


Figure 37 : Fluctuation d'effort au palier dans la direction de la ligne des centres des engrenages

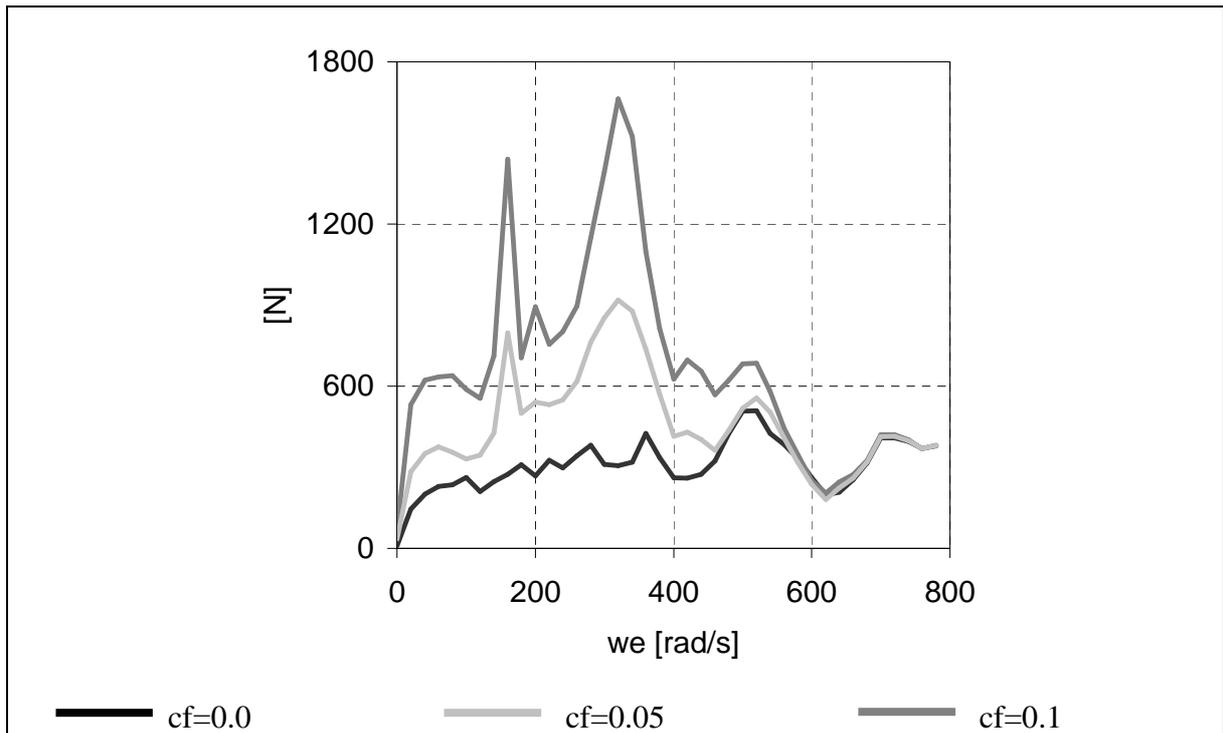


Figure 38 : Fluctuation d'effort au palier dans la direction perpendiculaire de la ligne des centres des engrenages

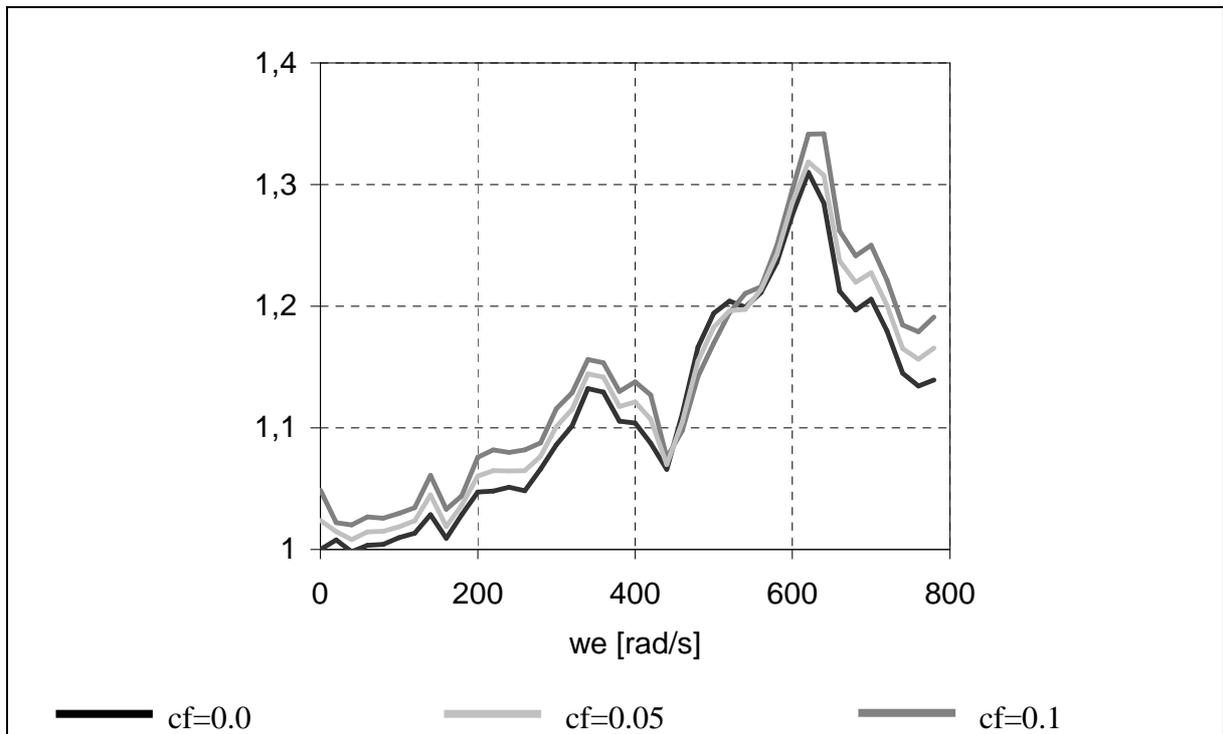


Figure 39 : Effort dynamique à la denture adimensionné par rapport à l'effort statique en fonction de la vitesse du pignon. Dentures droites corrigées

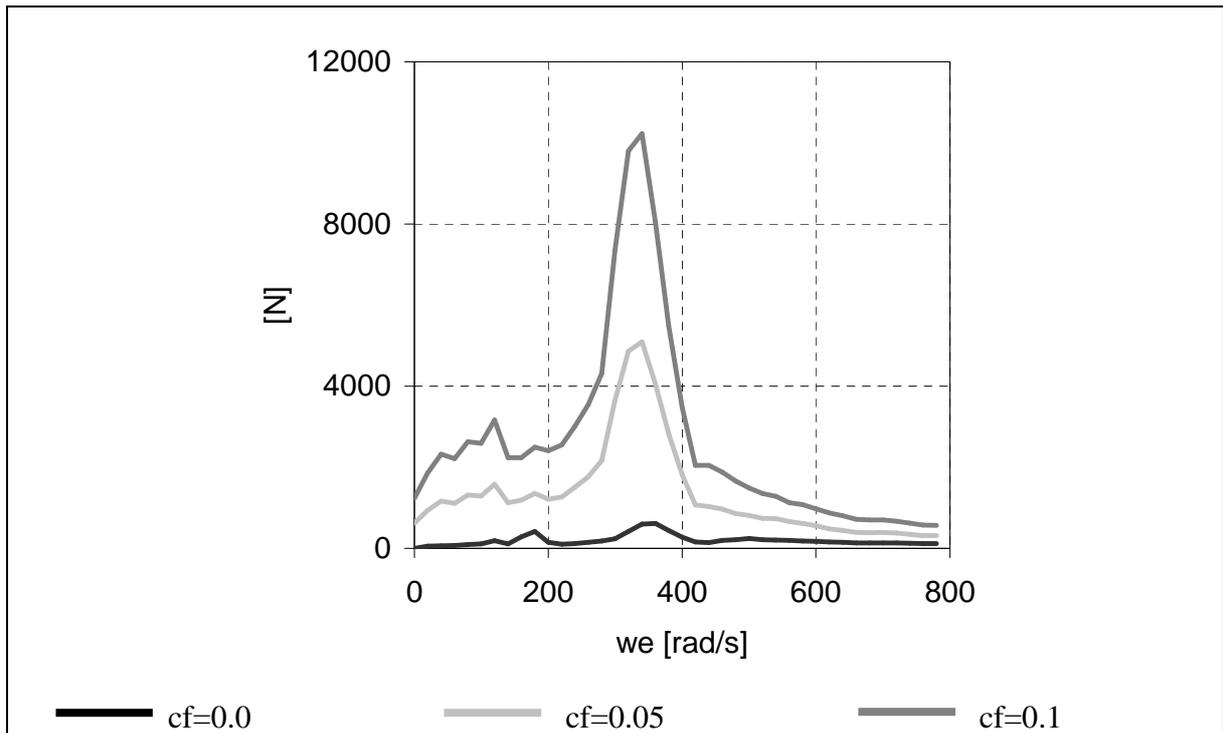


Figure 40 : Fluctuation d'effort au palier dans la direction de la ligne des centres des engrenages Dentures droites corrigées

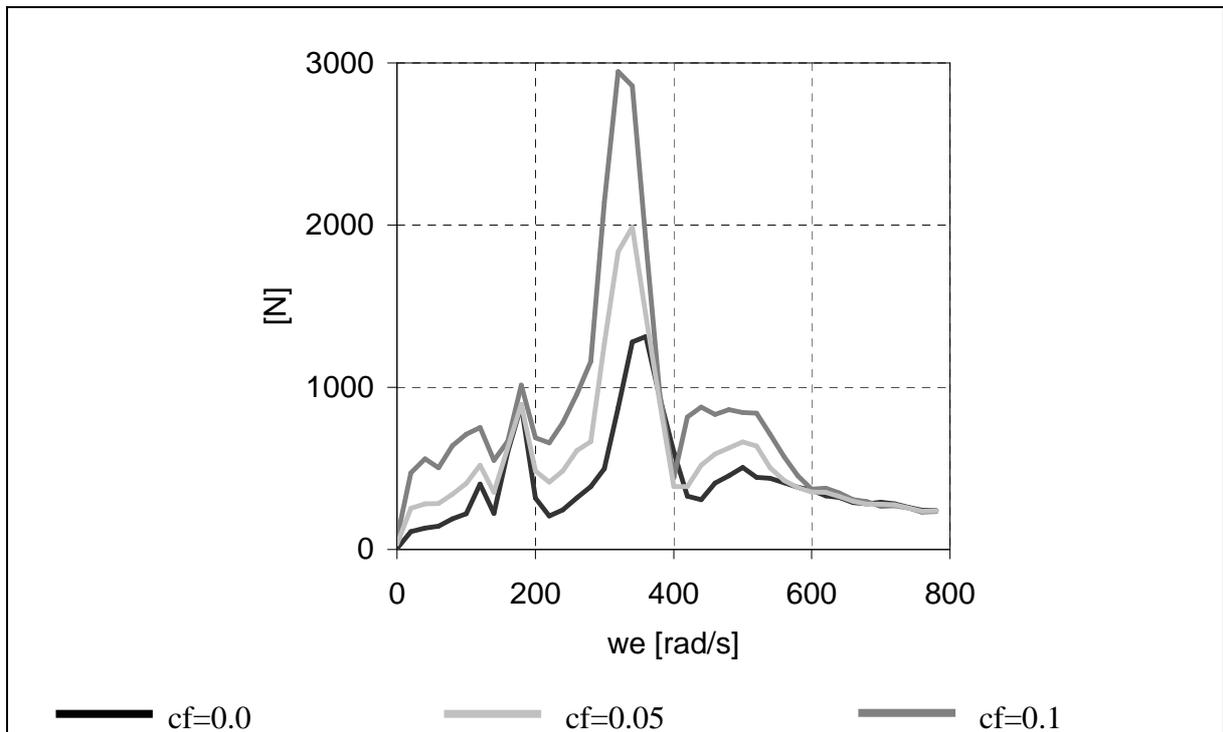


Figure 41 : Fluctuation d'effort au palier dans la direction perpendiculaire de la ligne des centres des engrenages Dentures droites corrigées

Ces observations suggèrent un relatif découplage entre :

- a) les effets normaux aux contacts qui conditionnent très largement le chargement sur les dentures,
- b) les effets tangentiels liés au frottement qui influencent fortement les efforts transmis aux paliers et qui, par conséquent, vont jouer un rôle potentiellement non négligeable sur la génération de bruit par rayonnement du carter.

Une des conséquences pratiques est que l'optimisation de corrections de forme sur les dentures afin de réduire les excitations vibratoires pourrait s'avérer peu efficace en terme de bruit généré suite à l'influence du frottement décrite plus haut.

5 - PERTES PAR FROTTEMENT [II.12]

Connaissant les vitesses de glissement instantanées et les forces de frottement [II.12], il est alors possible de calculer directement la perte de puissance instantanée due au frottement :

$$P(t) = \sum_{i,j}^N dT_{2ij}^1 V_2^1(M_{ij}) \quad (10)$$

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 Benedict-Kelley donne des résultats proches de ceux obtenus par le modèle proposé. Par contre, les estimations de la perte de puissance par frottement à la denture sont sensiblement différentes. Par exemple, la Figure 42 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} avec : $\lim_{V_s \rightarrow 0} \log_{10} \left(\frac{\text{cons tan te}}{V_s} \right) = +\infty$
- pour un taux de glissement élevé, l'équation de Benedict-Kelley sous-estime les forces de frottement, ici encore du fait de la fonction \log_{10} , qui décroît 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 42-b).

Concernant les pertes de puissance (Figure 42-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 caractéristiques du lubrifiant et de l'état 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, donné comme exemple dans ce qui suit, peuvent introduire des variations importantes.

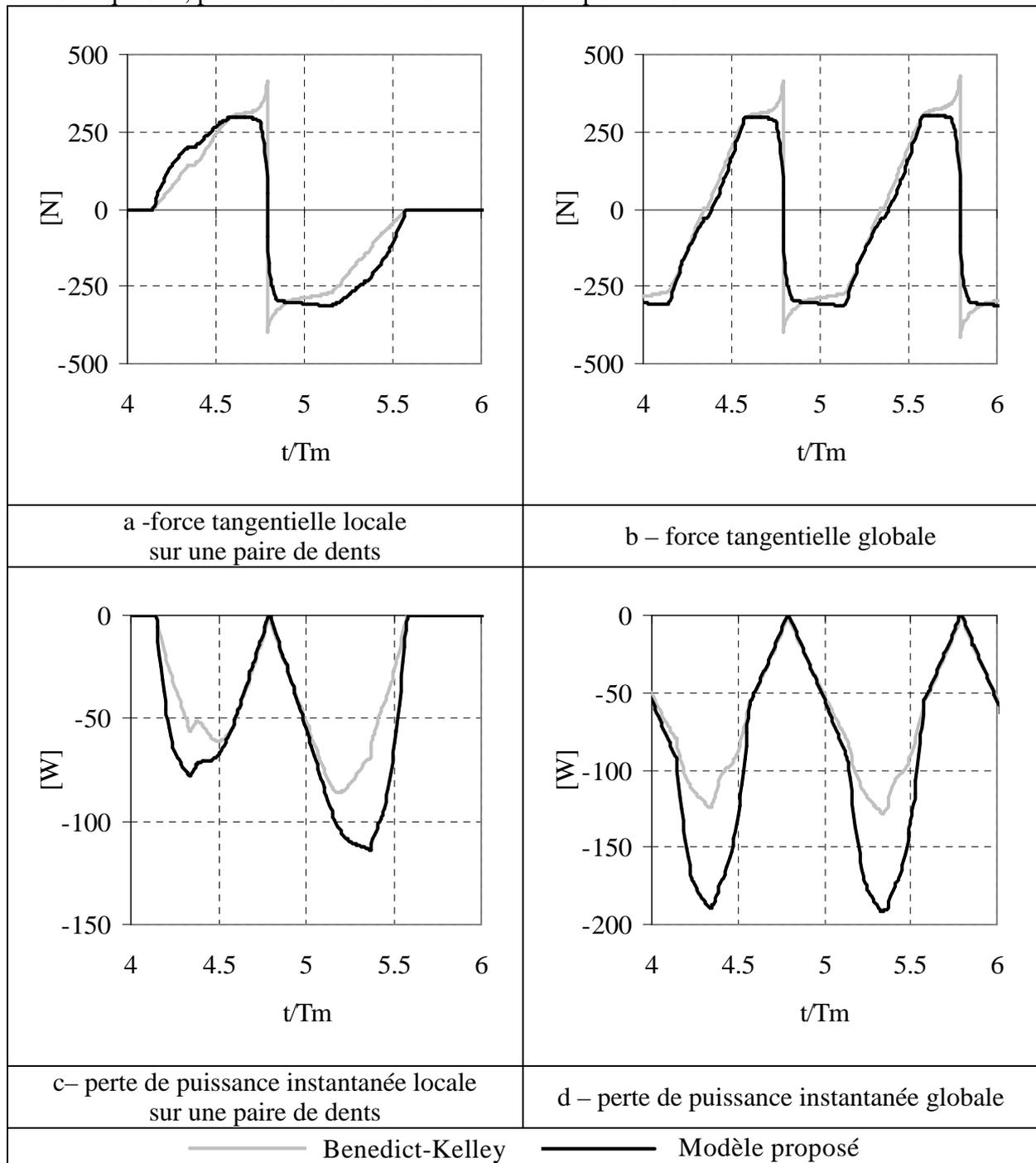


Figure 42 : Influence de la loi de frottement
($n_e = 600$ tr/min ; $C_r = 1538$ Nm ; denture droite ; paliers hydrostatiques)

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 43-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 2). Ces variations sur la courbe de frottement ne sont pas sans conséquence sur la perte de puissance instantanée globale (Figure 43-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 %).

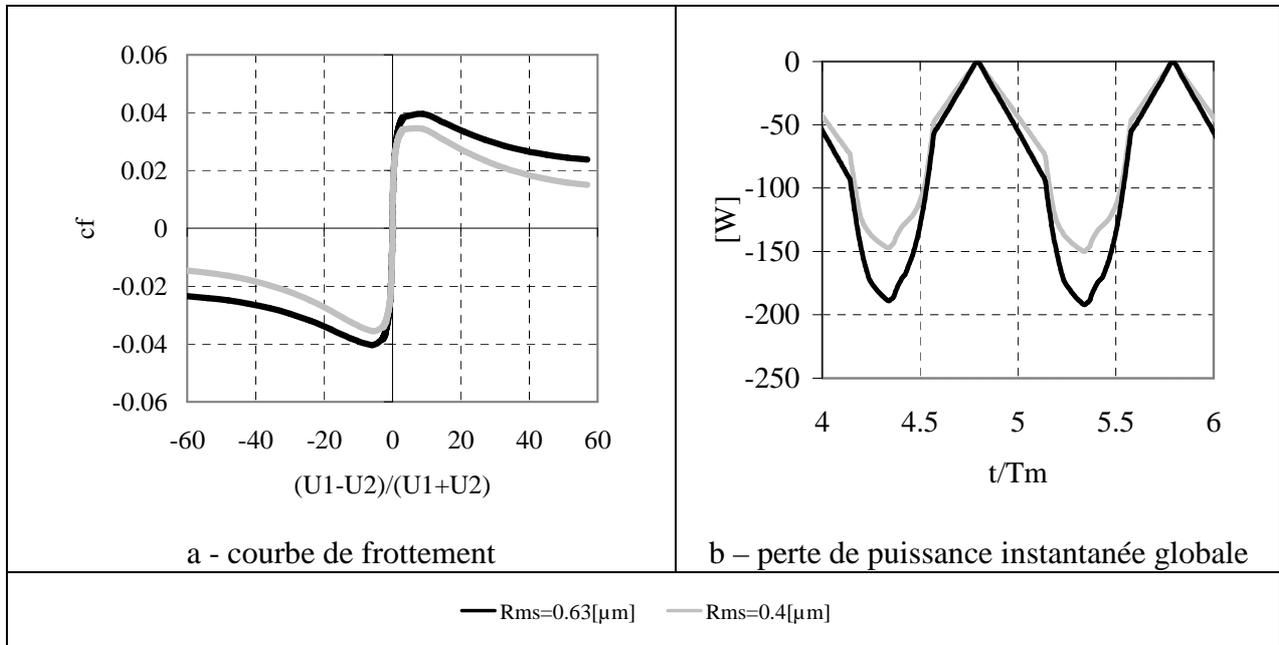


Figure 43 : Influence du Rms

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 corrections de profils. La Figure 44 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 $13\mu\text{m}$ 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 44), car elles modifient les charges normales et par conséquent les forces de frottement dans les zones d'engagement et de déengagement 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.

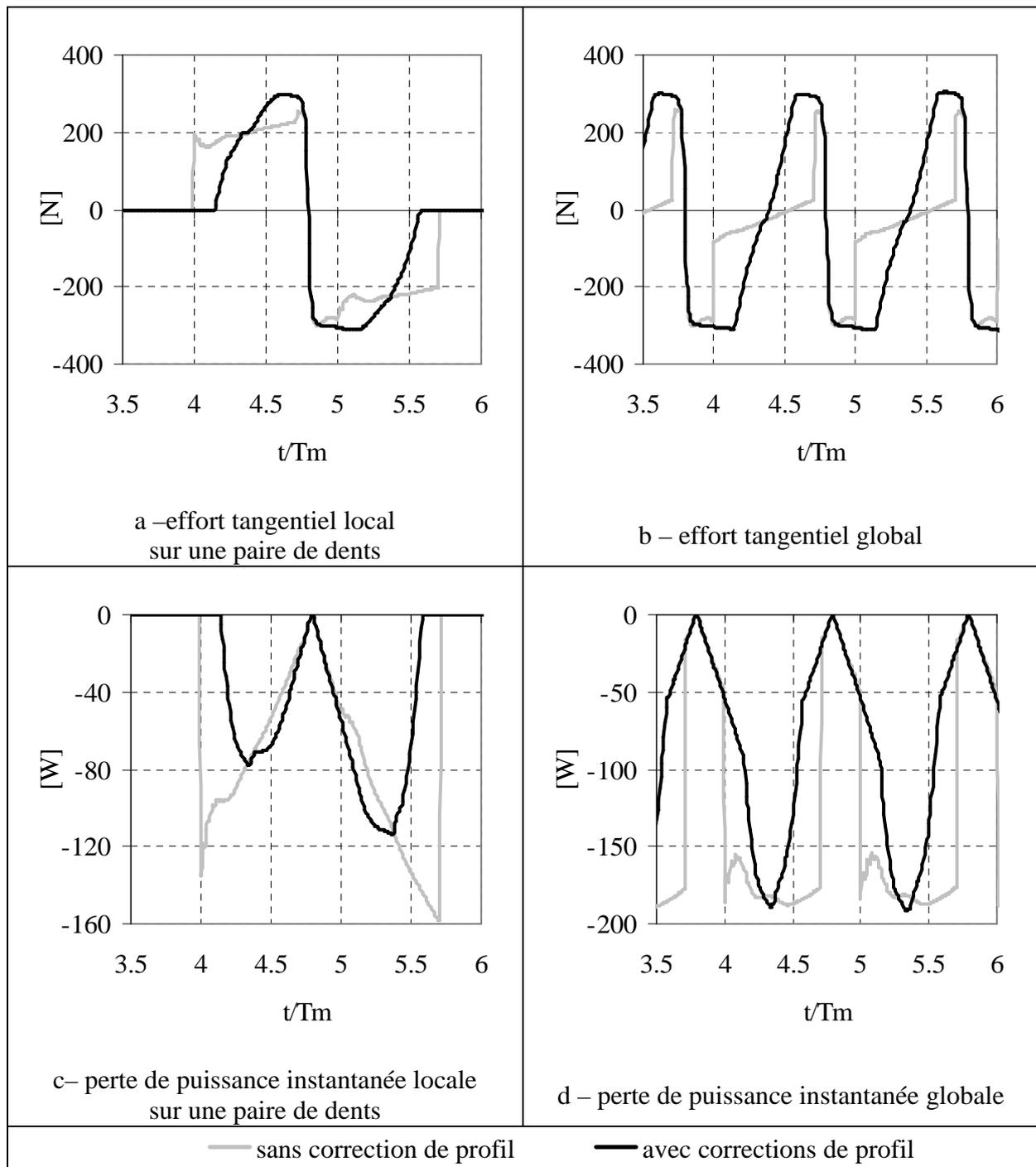


Figure 44 : Influence de la correction de denture
($n_e = 600$ tr/min ; $C_r = 1538$ Nm ; denture droite; paliers hydrostatiques)

6 - CONCLUSION DE CHAPITRE

Un modèle du comportement dynamique tridimensionnel d'engrenages incluant l'influence du frottement sur les dentures a été présenté. Le frottement sur les dentures est intégré par une loi locale de comportement spécifiquement développée, tandis que les effets normaux aux contacts sont décrits par des raideurs d'engrènement et des écarts équivalents distribués sur les lignes de contact potentielles entre le pignon et la roue. La résolution est conduite pas à pas dans le temps en combinant des algorithmes de contact normaux et

tangentiels. Les résultats de simulation sont en bon accord avec des résultats expérimentaux obtenus à basses vitesses de rotation sur banc d'engrenages. Les principaux constats sont :

- une influence négligeable du frottement sur le chargement des dentures,
- une influence marquée sur les fluctuations d'efforts transmis par les paliers et, par conséquent, sur le niveau de bruit généré par transmission solide
- l'apport de corrections de profil sur le chargement des dentures est confirmé par contre, on ne note pas d'amélioration notable au niveau des efforts dynamiques induits par frottement aux paliers

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.

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 II

PERTES DE PUISSANCE

DANS LES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGES

RÔLE DU PIÉGEAGE ET DE LA VENTILATION

RÉSUMÉ

Deux autres sources de pertes spécifiques aux transmissions dites grandes vitesses sont présentées : la perte par piégeage d'un mélange air-huile en pied de dents et la perte par ventilation.

MOTS CLEFS :

piégeage, ventilation, pertes, transmission, engrenages

SOMMAIRE

1 - Introduction.....	79
2 - Pertes par ventilation de la denture [II.22].....	80
3 - Pertes par piégeage [II.23]	83
4 - Calcul des pertes de puissance pour deux réducteurs modèles.....	86
5 - Conclusion de chapitre.....	88

1 - INTRODUCTION

D'une manière générale, les pertes de puissance dans les transmissions par engrenages au niveau des engrènements peuvent être subdivisées en trois contributions : a) celle liée au frottement à la denture traitée précédemment, b) celle due au phénomène de piégeage du mélange air-lubrifiant dans l'espace inter dent et enfin c) celle induite par la ventilation de la denture. Il existe peu de modèles dans la littérature permettant d'identifier ces différentes pertes de façon relativement précise. Des modèles spécifiques pour évaluer celles-ci ont donc été développés. Pour chacun de ces modèles, une étude expérimentale associée a permis d'en faire une première validation.

En ce qui concerne 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, elles sont prépondérantes pour les transmissions par engrenages dits grandes vitesses (vitesses périphériques supérieures à 90-120 m/s). Ce qui suit 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%).

Pour ce qui est du phénomène de piégeage d'un mélange air-lubrifiant entre les dentures d'engrenages droits et hélicoïdaux, une approche simplifiée permettant de le simuler a été développée. 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.

Enfin ces modèles ont été appliqués à deux réducteurs afin d'évaluer la contribution de chacune des pertes à la perte de puissance totale.

2 - PERTES PAR VENTILATION DE LA DENTURE [II.22]

Ces pertes 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 à grandes vitesses (vitesses périphériques supérieures à 90-120 m/s).

2.1 Développements théoriques

Deux approches théoriques ont été développées [II.22] :

a) l'une est basée sur une **analyse dimensionnelle** des différents facteurs significatifs permettant d'exprimer la perte de puissance 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 :

1/ paramètres géométriques associés au mécanisme (largeur de denture, b , rayon primitif, R , nombre de dents, Z),

2/ paramètres liés au fluide (viscosité dynamique et masse volumique, ρ),

3/ paramètre cinématique (vitesse de rotation, ω).

Les coefficients liés aux différents groupes adimensionnés ont été obtenus à partir de nombreux essais menés sur le dispositif expérimental développé pour cette étude.

$$P = \frac{1}{2} \rho \omega^3 R^5 \left(60 \text{Re}^{-0.25} \left(\frac{b}{R} \right)^{0.8} Z^{-0.4} \right) \quad (11)$$

b) la seconde approche est basée sur une **analyse simplifiée des débits** autour des roues dentées en rotation. En s'inspirant des études de Dawson [II.6], il apparaît que la perte de puissance est due à la perte par ventilation sur les côtés de la roue dentée et à la perte par ventilation de la denture. A partir de cette constatation, une formule donnant la perte de puissance totale a été développée à partir des équations de la mécanique des fluides :

$$P = \frac{1}{2} \rho \omega^3 R^5 C_{total} \quad (12)$$

avec :

$$C_{total} = 2 \times C_{tp} + C_{td}$$

où :

$$C_{tp} = \frac{2n_{r1}\pi}{5-2m_{r1}} \frac{1}{\text{Re}^{*m_{r1}}} \left(\frac{R^*}{R} \right)^5 + \frac{2n_{r2}\pi}{5-2m_{r2}} \left[\frac{1}{\text{Re}^{m_{r2}}} - \frac{1}{\text{Re}^{*m_{r2}}} \left(\frac{R^*}{R} \right)^5 \right]$$

avec :

- n_{r1}, m_{r1} : coefficients pour le régime laminaire,
- n_{r2}, m_{r2} : coefficients pour le régime turbulent,
- $\text{Re}^* \cong 3.10^5$: nombre de Reynolds critique,
- R : rayon primitif pour une roue dentée [m],
- $R^* = \sqrt{\frac{\mu \text{Re}^*}{\rho \omega}}$: rayon critique délimitant la zone en régime laminaire de celle en régime turbulent.

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

avec :

- x_a : coefficient de déport,
- C_a : coefficient de saillie,
- $\phi = \frac{\pi}{Z} - 2(\text{inv}\alpha_p - \text{inv}\alpha_A)$,
- α_p, α_A : angles de pression au niveau du primitif et de la tête de denture respectivement [rad],
- β : angle d'hélice [rad].

2.2 Validation des modèles

Les deux approches ont été comparées avec les résultats expérimentaux issus d'un banc développé spécifiquement pour cette étude.

Ce dispositif expérimental (Figure 45) est constitué d'un moteur électrique de 3 kW qui entraîne en rotation, par l'intermédiaire d'une roue de friction, un arbre supporté par deux roulements de haute précision pré-chargés. La roue dentée est montée à l'une des extrémités du rotor, l'autre extrémité est rainurée afin de pouvoir mesurer la vitesse de rotation de l'arbre grâce à un capteur magnétique. Une fois que la vitesse maximale est atteinte, l'ensemble arbre – roue dentée est désolidarisé du système d'entraînement au moyen d'un vérin pneumatique. Connaissant l'inertie de l'ensemble, la loi de décroissance en vitesse fournit la puissance dissipée au cours du temps.

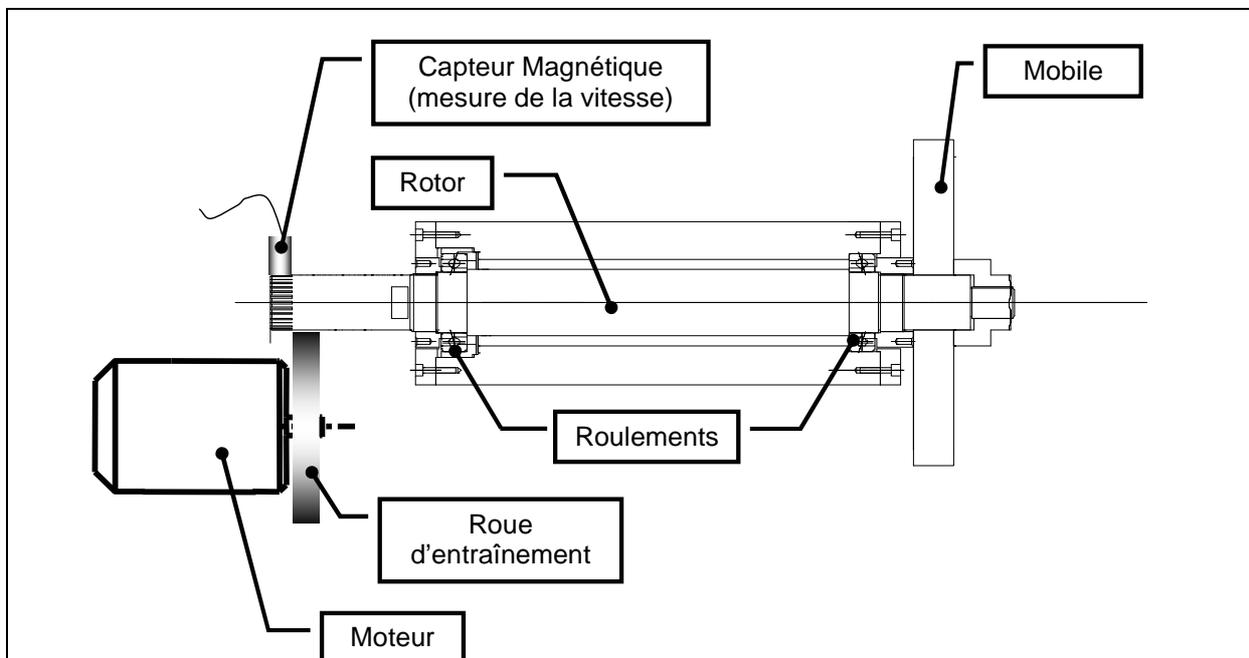


Figure 45 : Dispositif expérimental

Des études expérimentales ont été menées pour plusieurs roues dentées de caractéristiques différentes (seules 4 d'entre elles sont présentées au Tableau 6). L'ensemble des résultats expérimentaux comparés aux résultats fournis par les différents modèles est présenté aux Figure 46 et Figure 47.

N° de roue dentée	diamètre primitif (mm)	largeur (mm)	module (mm)
1	288	30	4
2	144		
3		60	6
4			

Tableau 6 : Caractéristiques des roues à dents droites testées

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%).

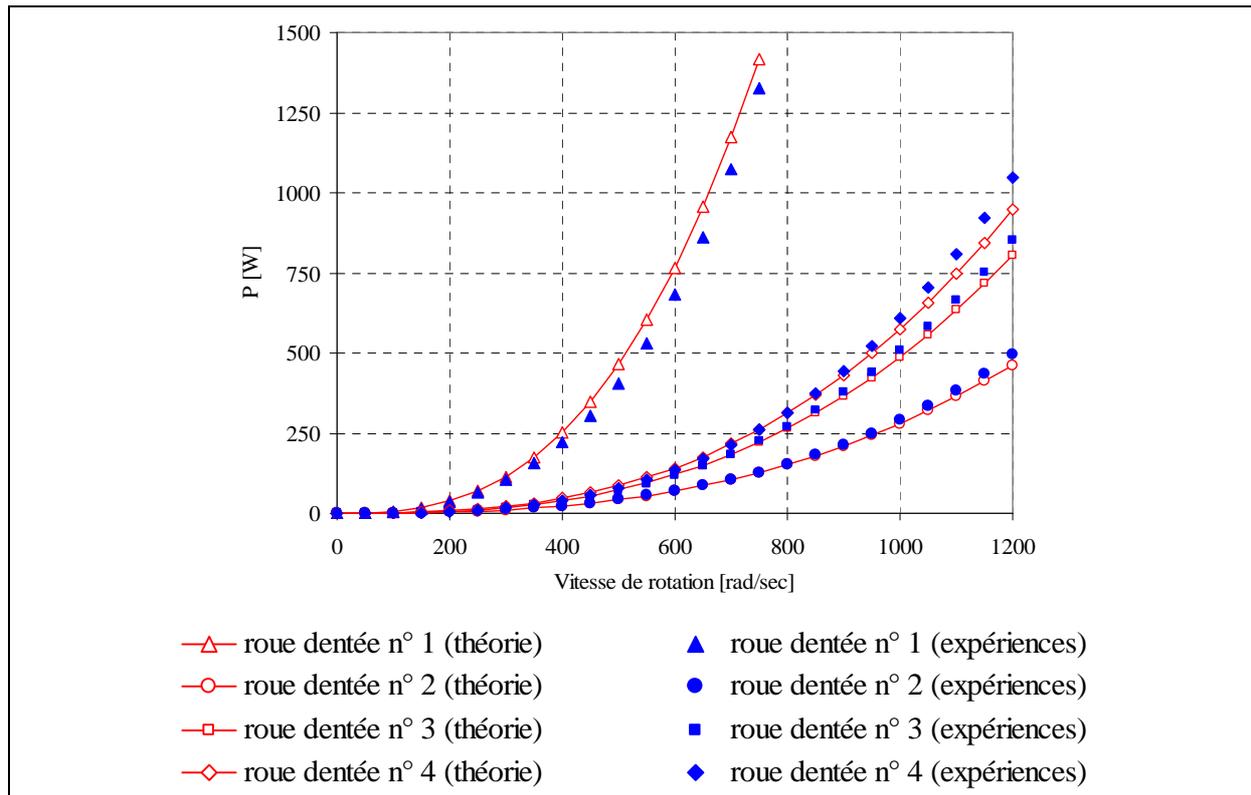


Figure 46 : Comparaisons entre les résultats expérimentaux et la formule issue de l'analyse dimensionnelle

Dans le cas de la roue à denture hélicoïdale, les résultats expérimentaux sont comparés à ceux obtenus à partir de l'approche théorique développée. Une nouvelle fois, une concordance acceptable entre les différents résultats est observée.

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 [II.22]. Afin de mettre en évidence l'influence des obstacles, plusieurs essais ont été réalisés avec les roues à denture droite et hélicoïdale. Il ressort que l'ajout de flasques conduit à une réduction des pertes lorsque la distance entre le flasque et la roue est en dessous d'une valeur limite. De plus, pour la roue hélicoïdale, le sens de rotation a de l'influence.

Pour étudier l'influence du mélange air-huile sur la perte par ventilation, un carter a été monté sur le banc d'essai et un générateur de brouillard d'huile a été utilisé. Il apparaît que le mélange n'a aucune influence sur la perte par ventilation. 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.

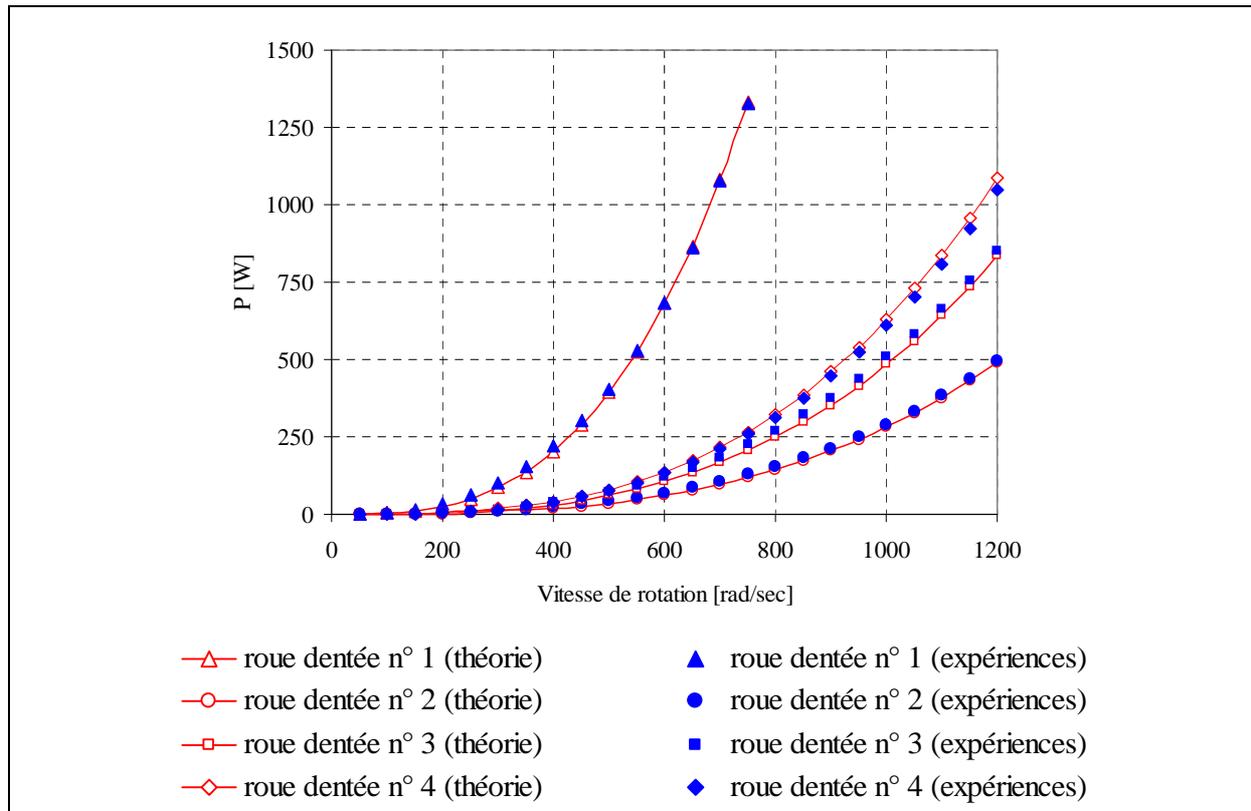


Figure 47 : Comparaisons entre les résultats expérimentaux et la formule issue de l'analyse des débits

Les comparaisons complémentaires avec des résultats expérimentaux obtenus sur d'autres dispositifs confirment cette concordance très satisfaisante avec les deux approches développées.

3 - PERTES PAR PIÉGEAGE [II.23]

Dans les transmissions par engrenages, la lubrification de la denture est nécessaire pour refroidir les surfaces et réduire le frottement. Cependant, pour des engrenages droits ou hélicoïdaux à grandes vitesses, le mélange air-lubrifiant présent dans l'espace inter dent est successivement comprimé et détendu provoquant des échauffements significatifs ainsi que des pertes de puissance. Durant ces phases de compression-extension, une fraction du mélange air-lubrifiant est expulsée de l'espace inter dent. La durée d'une période d'engrènement étant extrêmement courte dans les turboréducteurs, le mélange air-lubrifiant peut être comprimé et chauffé de façon significative. Cette phase de compression est ensuite suivie d'une phase d'aspiration lorsque le volume inter dent croît de nouveau lors du dégrènement. La perte de puissance totale correspond à l'énergie échangée avec le milieu ambiant lors des phases de compression et d'extension.

3.1 Développements théoriques

Un modèle hydrodynamique approché du piégeage du mélange air-lubrifiant dans l'espace inter dent d'engrenages à dentures droites ou hélicoïdales a été développé [II.23]. Il repose sur i) la résolution de l'équation de continuité (équation 13) combinée au premier principe de la thermodynamique appliqué à un système ouvert (équation 14), ii) la définition

en fonction du temps de la variation du volume inter dent, iii) la description géométrique des surfaces de fuites axiales et radiales.

$$\frac{d}{dt} \iiint_{\text{volume}} \rho dv = \sum_{i=1, n_{\text{orifice}, i}} \iint (\rho_i \vec{u}_i dS_i \cdot \vec{n}_i) \quad (13)$$

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.

$$\sum_i \left(\frac{u_i^2}{2} + h_i \right) m_i^\circ = 0 \quad (14)$$

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].

En faisant l'hypothèse que les phases de compressions et de détentes de ce mélange, assimilé à un gaz compressible parfait, sont isentropiques (équations 15 et 16), l'équation de continuité est alors appliquée aux volumes discrets des espaces inter dent découpés en tranches. Il est à noter que, dans les turboréducteurs, les vitesses d'expulsion du mélange air-lubrifiant peuvent atteindre les vitesses soniques et qu'il a donc fallu prendre en compte ce phénomène qui a pour effet de limiter les débits massiques.

$$p = K\rho^\gamma \quad (15)$$

avec :

p : pression du fluide [Pa],

K : constante dépendant du fluide considéré,

γ : coefficient polytropique du fluide défini par : $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$; où c_p est la chaleur spécifique à pression constante [J.kg⁻¹.K⁻¹] et c_v est la chaleur spécifique à volume constant [J.kg⁻¹.K⁻¹].

$$\frac{dp}{p} = \gamma \frac{d\rho}{\rho} \quad (16)$$

Un schéma numérique a été mis en place en discrétisant les équations d'état par la méthode des différences finies et en les résolvant selon un schéma de prédiction/correction. Il est alors possible de calculer les niveaux de pression dans les volumes inter dent et par conséquent les débits massiques et ainsi les pertes.

3.2 Validation expérimentale

Les résultats numériques ont pu être comparés à des valeurs expérimentales issues du banc d'essais développé par Houjoh [II.23]. Ce dispositif permet de mesurer, au cours de l'engrènement, la pression dans un volume inter dent (Figure 48).

3.3 Calcul des pertes

La perte de puissance totale du système est égale au transfert de chaleur entre le système et son environnement en régime établi. Ainsi, une fois que les pressions dans les volumes inter dent sont bien évaluées, il est possible de calculer la perte de puissance moyenne sur une période d'engrènement (Figure 50).

Il apparaît qu'il y a une dépendance forte avec la vitesse de rotation puisque la perte de puissance est approximativement proportionnelle à la vitesse à la puissance 2.8. L'angle d'hélice est également un paramètre de premier ordre. Par contre aucune dépendance vis-à-vis du chargement n'a été montrée.

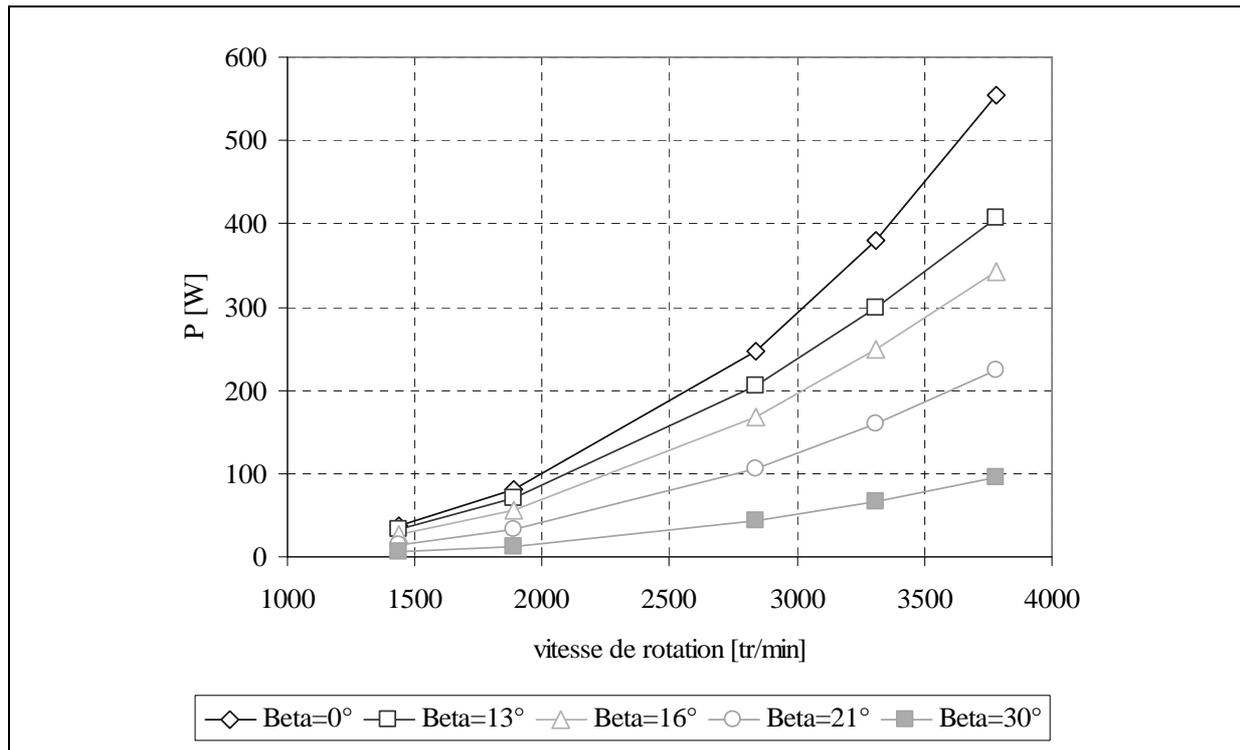


Figure 50 : Pertes de puissance par piégeage moyenne calculée

4 - CALCUL DES PERTES DE PUISSANCE POUR DEUX RÉDUCTEURS MODÈLES

Les différents modèles sont appliqués pour calculer la part de chacune des pertes sur deux réducteurs modèles simple étage dont les caractéristiques sont données au Tableau 7.

N° de réducteur	1		2	
	pignon	roue	pignon	roue
Nombre de dents	42	155	20	20
Largeur de denture (mm)	205	200	30	30
Angle de pression (°)	22.5		20	
Angle d'hélice (°)	29		0	
Module (mm)	10		10	
Couple résistant (Nm)	150 000		600	

Tableau 7 : Caractéristiques des réducteurs modèles

La Figure 51 donne l'évolution des différentes pertes en pourcentage de la perte totale en fonction de la vitesse de rotation en entrée du réducteur.

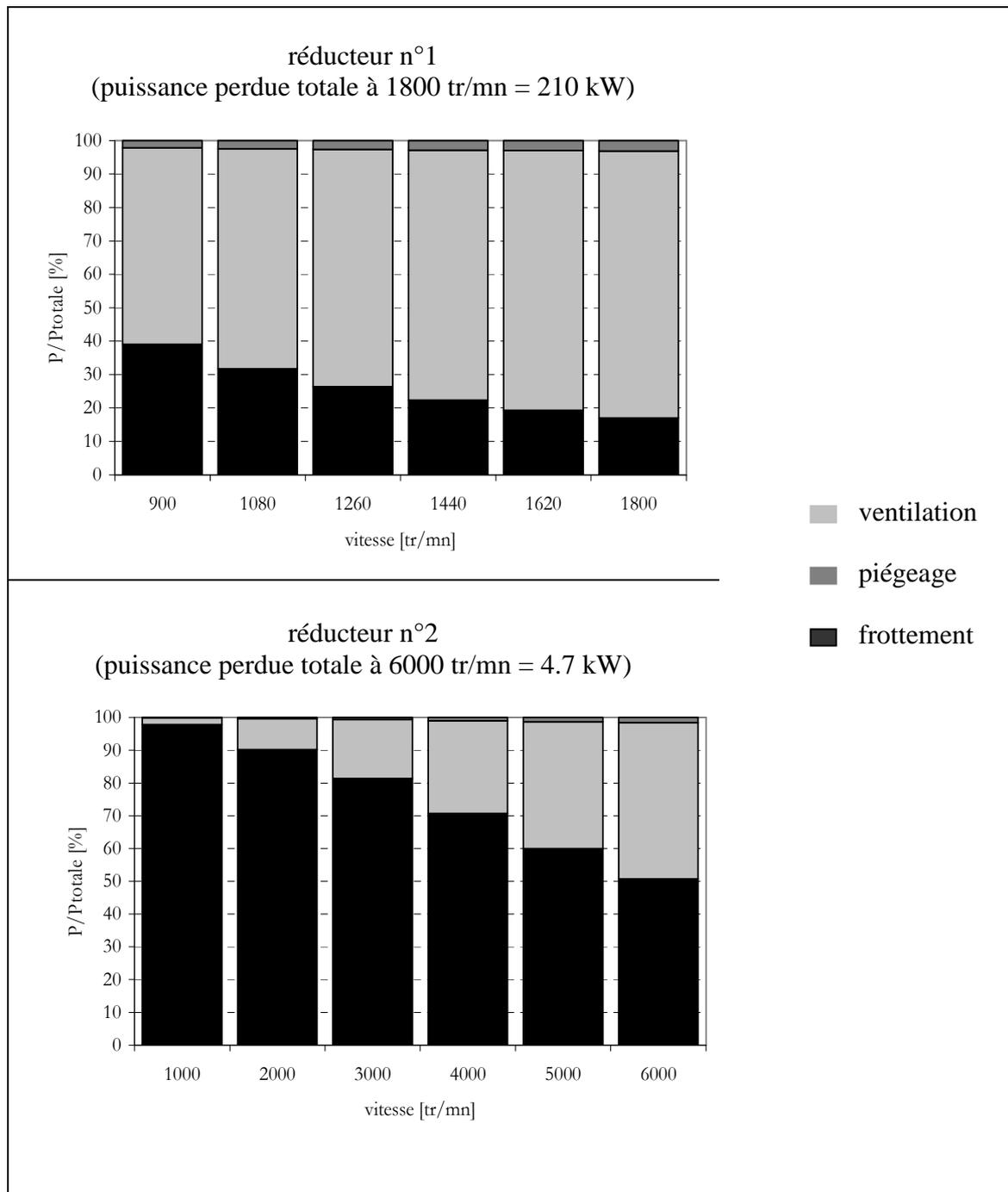


Figure 51 : Pertes de puissance en fonction de la vitesse de rotation sur le pignon

Il apparaît tout d'abord que la proportion de chacune des pertes dépend grandement de la vitesse de rotation mais aussi de la géométrie des engrenages réducteurs. Ainsi, pour des engrenages de grands diamètres (réducteur n°1), la perte par ventilation devient rapidement prépondérante du fait des vitesses périphériques beaucoup plus élevées. Par contre, pour des réducteurs de vitesses périphériques plus réduites (réducteur n°2), les pertes par frottement à la denture restent prépondérantes même si la proportion diminue avec l'augmentation de la vitesse.

Il est à noter que la faible proportion accordée aux pertes par piégeage du mélange air-lubrifiant dans l'espace inter dent provient du fait que les calculs ont été menés pour le cas où seul de l'air serait piégé en pied de dent. Néanmoins, un premier constat montre que même si la proportion est relativement faible, une perte qui ne représente que 3.6% de la perte totale à 1800 tr/min sur le pignon représente déjà 8kW ce qui ne peut être négligé. De plus, ceci va induire des échauffements importants selon la largeur de la denture ce qui peut conduire à des dilatations différentielles importantes et donc provoquer des ruptures de denture, qui à ces vitesses périphériques élevées, représentent un risque très important.

5 - CONCLUSION DE CHAPITRE

Différents modèles pour évaluer les pertes de puissance dans les transmissions par engrenages dues à la ventilation de la denture et au piégeage du mélange air-lubrifiant dans l'espace inter dent ont été développés et validés sur des dispositifs spécifiques. L'ensemble de ces modèles permet de prédire quel sera le rendement d'une transmission.

En appliquant ces modèles à deux réducteurs modèles, il ressort que la vitesse et la géométrie des dentures prises en compte influencent de façon importante les proportions de chacune des pertes. Ainsi, si la ventilation est un phénomène important pour des dentures de grandes dimensions, le frottement à la denture reste la perte dominante sur les réducteurs qui ont des vitesses de rotation faibles. Enfin, le phénomène de piégeage du mélange air-lubrifiant dans l'espace inter dent qui représente une part faible sur l'ensemble des pertes, ne peut être négligé puisqu'il peut conduire à des dilatations différentielles engendrées selon la largeur de la denture et par conséquent à des surcharges sur les contacts.

CONCLUSION

Il existe peu de modèles dans la littérature permettant d'identifier les différentes pertes de puissances dans les transmissions par engrenages de façon relativement précise. Des modèles spécifiques pour évaluer celles-ci ont donc été développés. Pour chacun de ces modèles, une étude expérimentale associée a permis d'en faire une première validation.

En ce qui concerne la perte par ventilation, 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.

Pour ce qui est de la perte générée par le phénomène de piégeage d'un mélange air-huile en pied de dent, un modèle original a été développé qui permet de le simuler. 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 utilisé et permis de montrer un bon accord avec les résultats obtenus à partir du modèle proposé.

Enfin, pour la perte par frottement à la denture, une loi de frottement semi-empirique, valide pour les conditions de contact entre les dentures des engrenages, a été construite. 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. 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 modifier le chargement des dentures sans améliorer notablement les efforts dynamiques induits par frottement aux paliers. Par contre il est montré que la perte de puissance peut être grandement réduite.

Ces différents modèles ont ensuite 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.

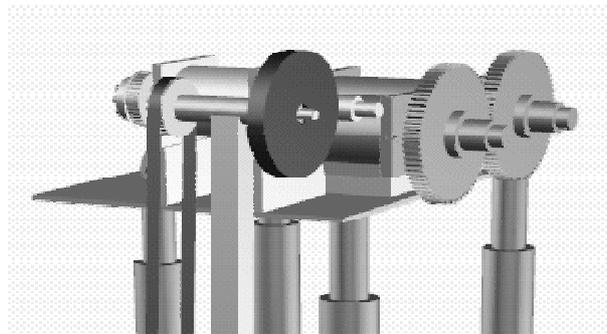
Les modèles proposés pour la prévision des pertes dans les transmissions par engrenages permettent d'obtenir un grand nombre de résultats. Les différents modèles montrent que :

- la vitesse de rotation a une influence prédominante sur la perte totale,
- 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, cette partie ouvre beaucoup de perspectives qui seront traitées dans la troisième partie.

TROISIÈME PARTIE

PERSPECTIVES



Banc d'Analyse des Pertes de Puissance par Ventilation

1 - INTRODUCTION

Les parties I et II ont décrit les activités de recherches développées :

1/ amélioration et optimisation des composants mécaniques lubrifiés, analyse de leur tenue en fatigue de contact initiée en surface,

2/ analyse et réduction des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages.

Bien évidemment, ces projets de recherche donnent lieu à des perspectives à court, moyen et long termes. Dans la suite de cette partie, je vais m'attacher à dépeindre pour chaque activité les axes pouvant faire l'objet d'actions de recherches dans le futur. Dans chaque domaine, je développerai une action en cours ainsi qu'un ensemble de prolongements qui permettent de voir comment les activités de recherche choisies s'inscrivent dans la durée.

2 - AMÉLIORATION ET OPTIMISATION DES COMPOSANTS MÉCANIQUES LUBRIFIÉS

Les perspectives envisagées dans ce domaine s'attachent d'abord à chaque cause identifiée de la fatigue de contact initiée en surface.

Ensuite, il apparaît comme indispensable de poursuivre l'effort de prédiction sur la durée de vie des mécanismes.

Ainsi, dans ce qui suit, je développerai plus avant, dans un premier temps, quelques pistes sur l'analyse de l'effet de la sous-alimentation en lubrifiant. Dans un deuxième temps, je m'attacherai à montrer pour les autres causes de fatigue quelques développements à envisager que je compléterai par une perspective plus globale sur la thématique qui concerne la fatigue de contact.

2.1 Analyse de l'effet de la sous-alimentation en lubrifiant sur la fatigue de contact

Dans la Partie I de ce mémoire, il a été montré comment il était possible d'évaluer la réduction de durée de vie en fonction de paramètres de lubrification et de la rugosité des surfaces (§ 2.5). Il en ressort qu'un paramètre essentiel pour décrire l'effet de la quantité de lubrifiant est h_{oil} , qui caractérise la quantité de lubrifiant à l'entrée du contact. Or d'un point de vue expérimental et pratique, la détermination de ce paramètre reste complexe voir impossible. L'idée qui est donc développée est d'aborder ce paramètre en fonction du coefficient de frottement mesuré. En effet, h_{oil} va directement influencer l'épaisseur de film lubrifiant dans le contact [III.1, III.2] et donc le coefficient de frottement qui dépend directement de l'épaisseur de film et de la rugosité des surfaces.

Dans la suite, une approche expérimentale originale qui montre le lien entre quantité de lubrifiant et coefficient de frottement est présentée. Puis l'utilisation de ce dernier pour déterminer l'épaisseur de film de lubrifiant dans le contact sera mise en évidence.

2.1.1 Coefficient de frottement et sous-alimentation

Pour cette étude expérimentale, la MTM a été utilisée pour mesurer le coefficient de frottement en fonction du temps pour différents volumes de lubrifiant et conditions de fonctionnement (Tableau 8).

température [°C]	40; 60
charge [N]	25
vitesse moyenne [mm/s]	100; 200
taux de glissement, $g = 2 \frac{(U_1 - U_2)}{(U_1 + U_2)}$ [%]	2; 10
quantité d'huile [mg]	5; 10; 15; 20
viscosité de l'huile [mPa.s] @100°C	6.57 (PAO8); 85 (PAO100)

Tableau 8 : Conditions de fonctionnement et quantité de lubrifiant pour les essais MTM

Ainsi, l'influence de la quantité de lubrifiant, du taux de glissement et de la température du lubrifiant a pu être analysée. Il en ressort que la quantité de lubrifiant affecte significativement le coefficient de frottement (Figure 52). Pour les conditions suralimentées en lubrifiant, ce coefficient reste constant alors qu'il croît avant de se stabiliser dans le cas sous-alimenté. Il est à noter que le temps de stabilisation dépend directement de la quantité de lubrifiant [III.1, III.2]. En effet, cela correspond au temps nécessaire pour équilibrer la réalimentation et l'éjection du lubrifiant du contact. Ce temps croît avec la sous-alimentation (dans le cas de 10mg, au bout de 10mn, la stabilisation n'est toujours pas atteinte).

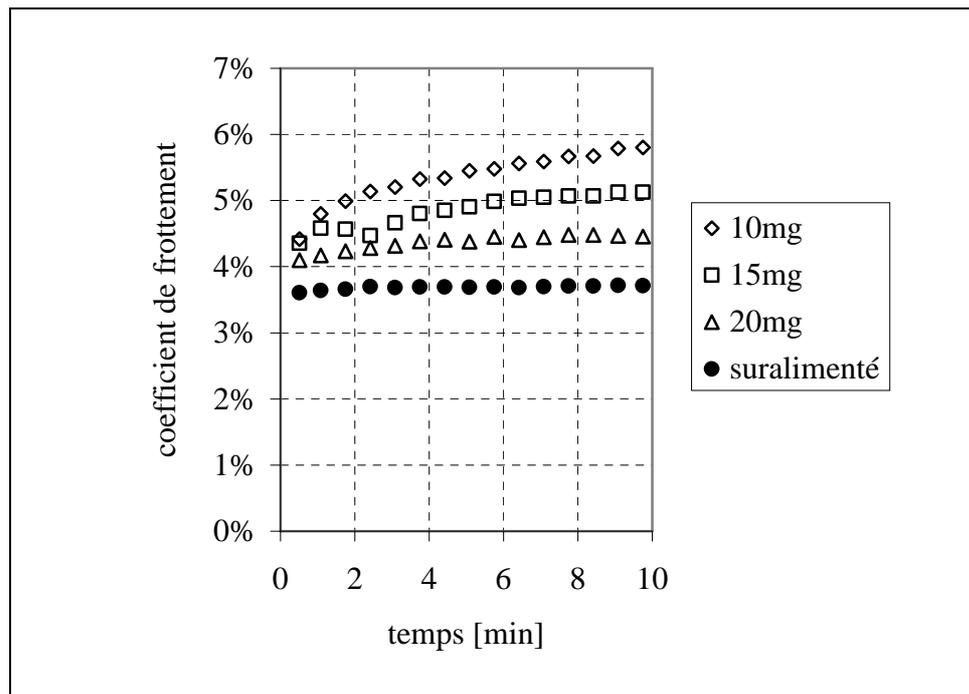


Figure 52 : Coefficient de frottement fonction du temps pour différentes quantités de lubrifiant PAO100, 40°C, 25N, 100mm/s, 10%

En ce qui concerne le taux de glissement (Figure 53), il apparaît qu'une réduction du taux de glissement permet d'atteindre un niveau stabilisé pour le cas 10mg. Ceci met en évidence l'aspect thermique du contact. En effet, plus le taux de glissement est élevé dans le contact et plus la viscosité va diminuer ce qui entraîne une réduction de l'épaisseur de film lubrifiant et ainsi de suite. Ceci peut conduire à terme à un risque de grippage.

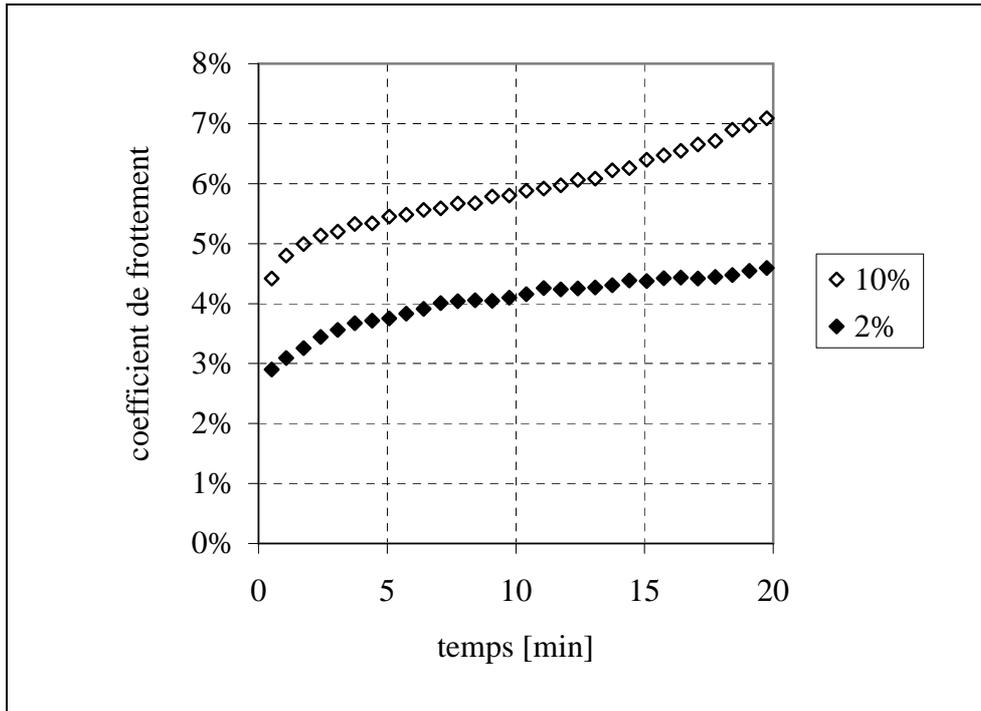


Figure 53 : Coefficient de frottement fonction du temps pour différents taux de glissement PAO100, 40°C, 25N, 100mm/s, 10mg

Enfin en ce qui concerne la température du lubrifiant (Figure 54) qui peut être aussi interprétée comme une variation de la viscosité, cette dernière variant avec la température, il apparaît que la sous-alimentation est moins sévère. En effet, une quantité de 10mg de lubrifiant donne un coefficient de frottement identique au cas suralimenté. Ainsi, une augmentation de la température réduit les effets liés à la sous-alimentation en augmentant la réalimentation.

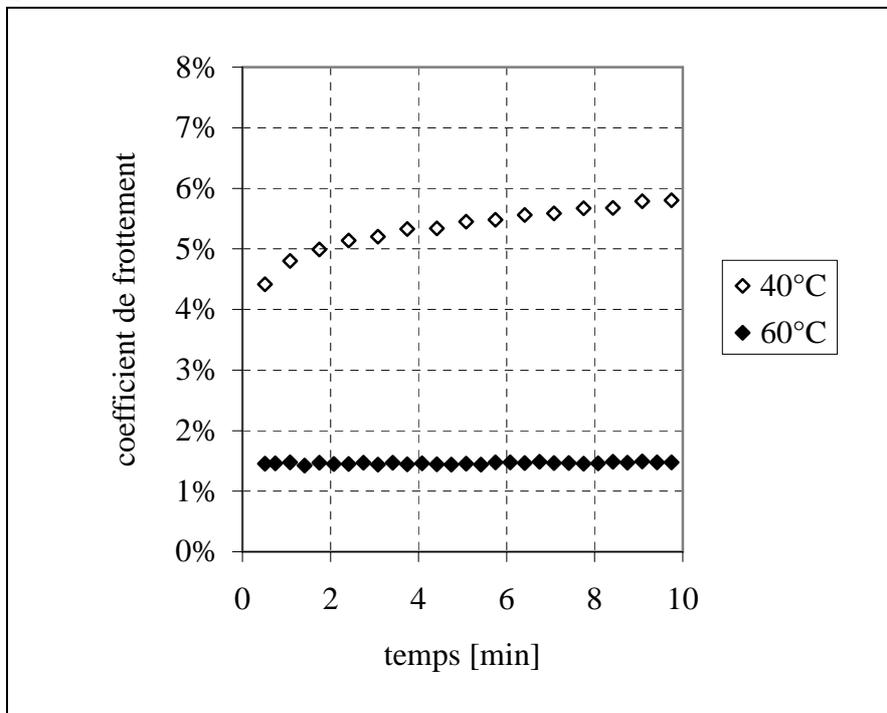


Figure 54 : Coefficient de frottement fonction du temps pour différentes températures PAO100, 10 %, 25N, 100mm/s, 10mg

2.1.2 Lien entre coefficient de frottement et épaisseur de film de lubrifiant en sous-alimentation

Une des idées principales de cette étude était d'utiliser le coefficient de frottement pour déterminer l'épaisseur du film lubrifiant. Cela peut être fait en utilisant la courbe Stribeck. Cette courbe donne le coefficient de frottement en fonction d'un paramètre sans dimension qui représente l'épaisseur du film. En Utilisant la MTM et en faisant varier la vitesse moyenne de roulement, une courbe de Stribeck en condition suralimentée pour différentes conditions de fonctionnement peut être obtenue. Comme l'épaisseur de film en conditions suralimentées dépend de la vitesse à la puissance 0,67, la courbe de Stribeck peut être retracée en fonction de l'épaisseur du film (voir Figure 55).

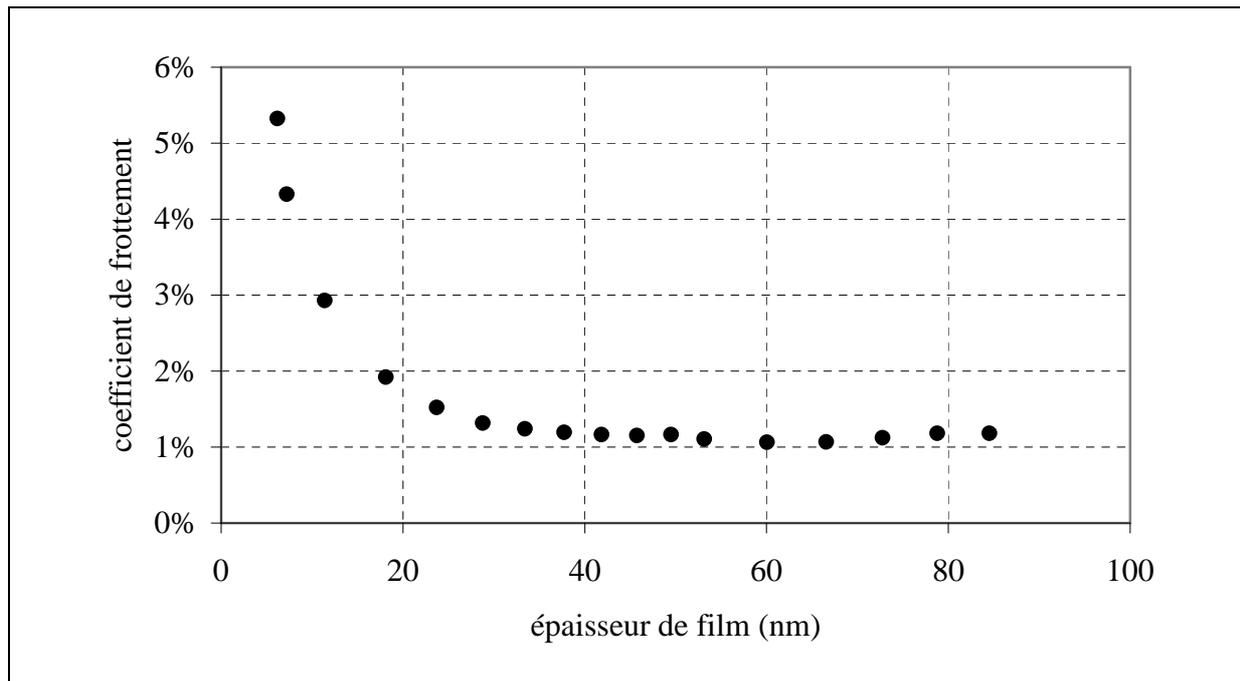


Figure 55 : Courbe de Stribeck en fonction de l'épaisseur de film de lubrifiant en conditions suralimentées (PAO8, 2%, 40°C, 25N, 1000mm/s)

Le coefficient de frottement est supposé indépendant du régime de lubrification. Ainsi, la courbe Stribeck est utilisée dans le cadre des conditions de sous-alimentation : à partir du coefficient de frottement, l'épaisseur de film correspondante peut être déterminée.

La Figure 56 présente une mesure du coefficient de frottement pour une condition de sous-alimentation (6mg). Il se stabilise autour de 2,7% après environ 50 minutes. Sur la courbe de Stribeck, cette mesure conduit à une épaisseur de film de 13nm. Il faut noter que l'épaisseur du film en conditions de suralimentation serait 250nm. Cela montre donc que, dans ces conditions, la sous-alimentation est importante.

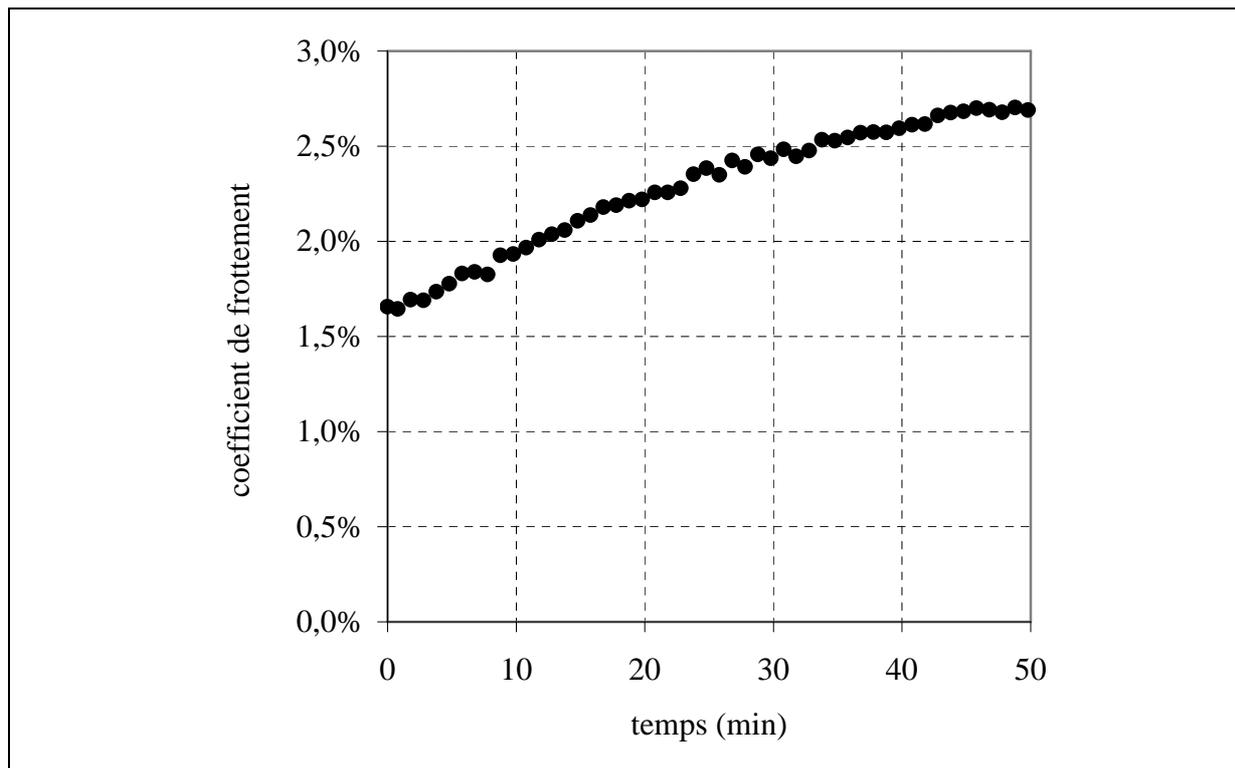


Figure 56 : Coefficient de frottement fonction du temps
PAO8, 40°C, 2%, 25N, 1000mm/s, 6mg

2.1.3 Perspectives pour l'effet de la sous-alimentation en lubrifiant sur la fatigue de contact

A partir des premiers éléments présentés ci-dessus sur la description et la caractérisation de la sous-alimentation, il apparaît clairement que la première perspective à court terme est de poursuivre l'analyse mise en place afin d'affiner et d'améliorer la méthode de prédiction des épaisseurs de film. En effet, il est important de prédire précisément la valeur réelle de l'épaisseur de film dans le contact. A partir de ces résultats, il sera alors possible d'étendre la méthode sur d'autres dispositifs comme les machines bi-disques de fatigue ou sur des bancs de mesure de couple dans les roulements.

Une autre perspective à moyen terme concerne les aspects thermiques. En effet, comme cela a été mentionné précédemment, l'importance de la thermique et des échauffements dans le phénomène de sous-alimentation ne peut être négligée. Au delà de prédire plus précisément les épaisseurs de film dans un contact modèle, cela est nécessaire pour, d'une part, transposer à plus long terme ce modèle à des composants comme les roulements et, d'autre part, pour aborder la problématique du grippage, mécanisme d'endommagement bien connu mais peu analysé.

2.2 Perspectives concernant les autres causes de fatigue de contact

L'approche globale développée dans la partie I permet d'obtenir des courbes de réduction de durée de vie pour chaque cause d'endommagement identifiée. Il reste néanmoins des éléments à préciser avant d'aller vers une prédiction de la durée de vie des composants.

2.2.1.1 Compléments pour la pollution solide des lubrifiants

A partir de ce qui a été développé jusque là (§2, Partie I), il est possible à partir de la géométrie stabilisée des indents de prédire la réduction de durée de vie induite.

Ainsi, il apparaît clairement que la première perspective concerne l'étude du processus d'indentation qui doit permettre, en fonction de la nature et de la concentration des particules dans le lubrifiant, de donner la quantité et la géométrie des indents formés.

Les premières tentatives de modélisation du processus d'indentation en utilisant la méthode des éléments finis semblent prometteuses (Figure 57). Elles consistent en particulier, à partir des observations expérimentales de l'indentation d'une particule ductile sur un disque en acier à roulements, à utiliser des propriétés matériaux différentes pour la particule et le disque ($\sigma_{e\text{bille}} > \sigma_{e\text{disque}}$).

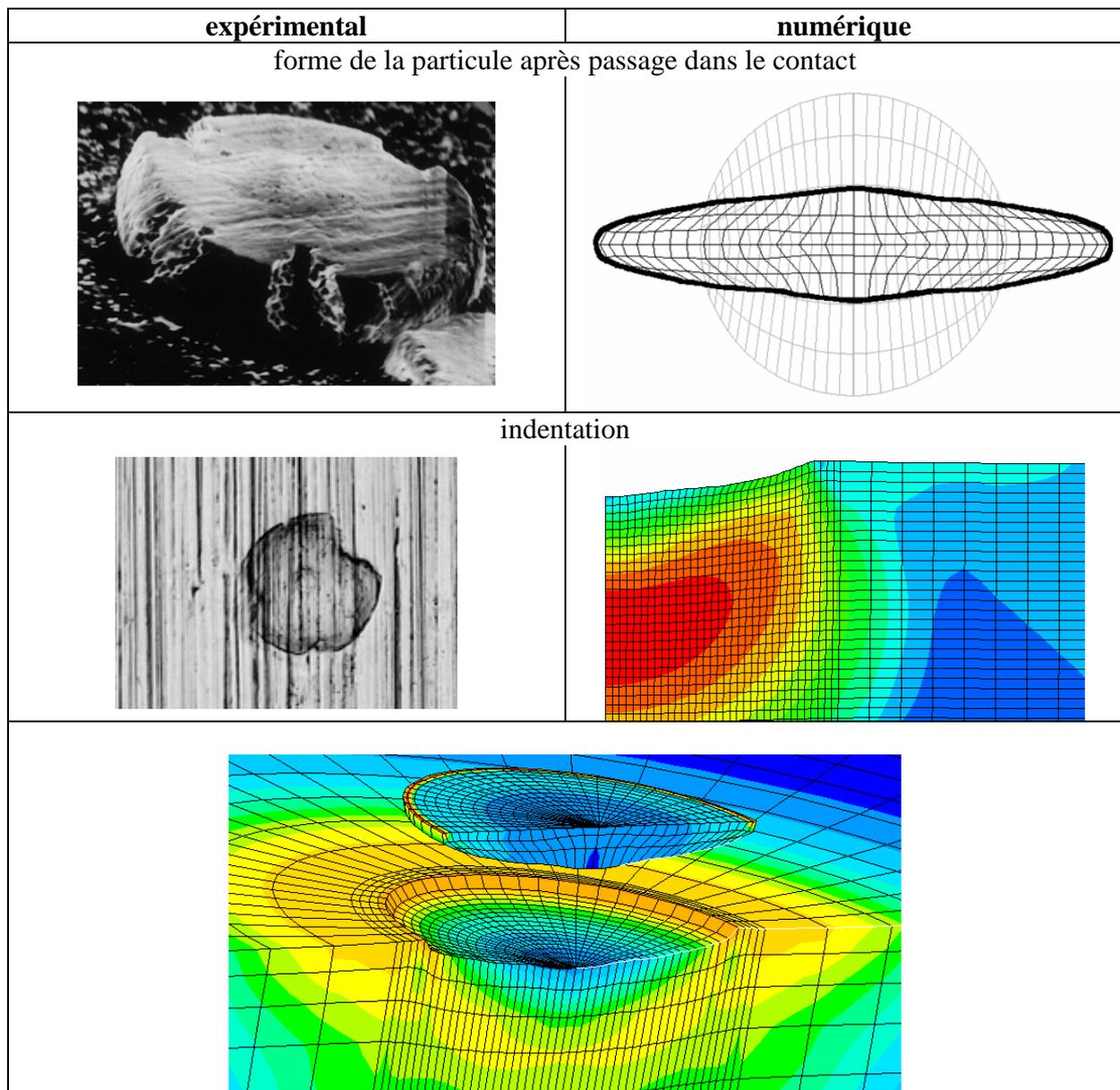


Figure 57 : Comparaisons entre résultats expérimentaux et numériques

Les comparaisons quantitatives (Tableau 9) montrent également un bon accord. Il reste donc à affiner ces modèles (aspects dynamiques de l'indentation) et à exploiter les résultats en terme de géométrie et de contraintes résiduelles après indentations.

	Modèle éléments finis	Résultats expérimentaux
Diamètre de l'indent [μm]	78	60-100
profondeur de l'indent [μm]	6	2-3
hauteur de l'épaulement [μm]	0.65	0.3-2

Tableau 9 : Comparaisons quantitative entre résultats expérimentaux et numériques

La deuxième perspective concerne le passage de l'indent formé dans le contact. Comme déjà mentionnée, nous devons utiliser la géométrie « rodée » de l'indent dans les calculs de prédiction de durée de vie. Il est donc nécessaire de modéliser cette évolution de l'indent au cours des cycles de passage dans le contact. Cela permettrait aussi de prendre en compte les contraintes résiduelles après indentation et stabilisation de la géométrie.

Enfin, une étude approfondie des phénomènes transitoire est nécessaire pour expliquer qualitativement la chute importante de durée de vie observée pour deux cas similaires en conditions de fonctionnement et en géométrie d'indent mais l'un en roulement pur et l'autre en roulement-glissement (ratio de 2.5 à 3.5 environ suivant le sens de glissement). La modification du champ de pression en présence de glissement et donc de la valeur maximale et de la position des contraintes de cisaillement maximales sont certainement une piste à creuser.

Le but final sera de prédire la durée de vie d'un mécanisme à partir d'une mesure de la pollution solide du lubrifiant (nature, taille et concentration des particules) et de ces conditions de fonctionnement. En d'autres termes, il s'agira de donner une signification au terme a_{ISO} défini par la norme ISO 281:2007.

2.2.1.2 Compléments pour l'influence des additifs

Il a été démontré précédemment (§3.1, Partie I) la présence d'un tribofilm épais dans la zone de contact d'un essai de fatigue (MBDF), au regard des indents. En dehors de cette région (cependant toujours dans la zone de contact), une couche triboformée bien plus mince est détectée. Le contact "modèle" (MTM), en revanche, génère dans toute sa largeur un tribofilm. D'une machine d'essai à l'autre, les conditions de fonctionnement sont différentes. En particulier lorsqu'il est fait abstraction des indents pour les essais de fatigue et que l'on compare la zone restante au contact MTM. Les épaisseurs de film EHD évaluées en fatigue sont près de 24 fois supérieures à celles des essais tribologiques évaluées à 11 (épaisseur minimale) et 20 nm (épaisseur au centre) respectivement. Le paramètre lambda calculé pour chacun de ces essais est de 3,7 en fatigue contre 0,9 dans les conditions MTM. Les essais de fatigue seraient donc, indent exclu, bien moins sévères (lubrification par un film complet) que les essais MTM (lubrification mixte). L'une des conditions de formation de tribofilms épais est la présence de contacts directs entre aspérités. A ce titre, il semble justifié que le tribofilm de la zone de contact MBDF hors indent soit très mince devant celui formé dans le contact MTM.

Par contre, dans la bande soumise à la pression de l'indent les conditions sont bien plus sévères mais peu évidentes à évaluer. Néanmoins les surpressions induites par les indents peuvent être estimées à environ 7 GPa soit plus de 10 GPa de pression maximale. Dans cette région limitée, les conditions sont extrêmement sévères. Il est possible que les variations de pression importantes contribuent à la formation du tribofilm.

Il apparaît ainsi que pour des conditions de contact totalement différentes, la formation de tribofilms identiques en nature et répartition est possible. Il est donc important de pousser plus avant ces investigations afin de mieux comprendre les mécanismes de formation de ces couches en surface comme dans les fissures puisqu'elles semblent être des moteurs importants ou tout le moins non négligeables dans la fatigue de contact.

2.3 De l'estimation du risque à la durée de vie

Tallian [III.3] a proposé une revue Bibliographique sur les modèles de fatigue de contact. Il en ressort deux grandes familles : i) les modèles de la physique de la matière qualifiés de « modèles pour la recherche » et ii) les modèles statistiques de durée de vie qualifiés de « modèles pour l'ingénieur »

Ces derniers modèles (Ioannides et Harris [III.4], Lorösch [III.5], Lösche [III.6], Tallian [III.7]) sont établis à partir de résultats de tests de fatigue. Ils sont principalement basés sur la théorie de Lundberg et Palmgren [III.8]. Ils postulent que le produit champ de contrainte par nombre de cycles à la rupture est constant pour une probabilité de survie donnée.

Les « modèles pour la recherche » tentent de résoudre le problème de durée de vie d'un point de vue physique. Par exemple, le problème de l'initiation et de la propagation de fissures autour d'inclusions dans la matrice métallique a été traité par ce biais en utilisant entre autres la théorie d'Eshelby [III.9]. Cheng et al. [III.10] ont proposé par ailleurs des modèles basés sur des critères énergétiques.

Quelque soit le modèle considéré, il apparaît que le niveau des contraintes et le volume contraint sont les deux paramètres importants. C'est pourquoi, nous avons fait le choix jusque là de déterminer des courbes risques plutôt que la durée de vie absolue d'un contact. Cette démarche nécessite d'établir des risques de références auquel se rapporteront les autres risques. Ainsi, il est donc possible de comparer l'effet de deux états de surface différents sur la réduction de durée de vie par exemple. Par contre, il est impossible de comparer des matériaux différents puisque cela n'est pas pris en compte dans les théories développées.

Il apparaît donc nécessaire aujourd'hui de développer, à partir des courbes de risque un modèle de durée de vie qui prenne en compte le matériau et permette de prédire la durée de vie absolue d'un composant. Une démarche basée sur le cumul de dommage selon Lemaître [III.11] pourrait être prometteuse.

3 - ANALYSE ET RÉDUCTION DES PERTES DE PUISSANCE DANS LES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGES

Ce domaine en plein essor ouvre de nombreuses perspectives. Il s'agit d'abord d'approfondir les modèles pour chaque source de perte (ventilation, barbotage...). Ensuite le couplage entre les aspects thermiques et les pertes est une étape indispensable pour prédire au mieux à la fois les pertes et les températures et flux dans les transmissions. Enfin, cette démarche peut être appliquée à d'autres types de mécanismes ou composants.

3.1 Quelques interrogations sur les pertes par ventilation

Il ressort des études que nous avons menées jusqu'alors que la prédiction de la perte engendrée par une roue dentée est satisfaisante. De plus il semble que l'adjonction de flasques de part et d'autre des roues pourrait conduire à une réduction des pertes.

La connaissance plus approfondie des écoulements d'air autour des dentures est donc nécessaire. Dans cette optique, des premiers travaux ont montré que la simulation numérique du problème par CFD (Computational Fluid Dynamics) était une voie d'étude prometteuse [III.13]. En effet, à partir d'un modèle 3D de l'écoulement autour d'une roue cylindrique dentée droite (Figure 58-a), une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et théoriques est déjà observée (Figure 58-b et c).

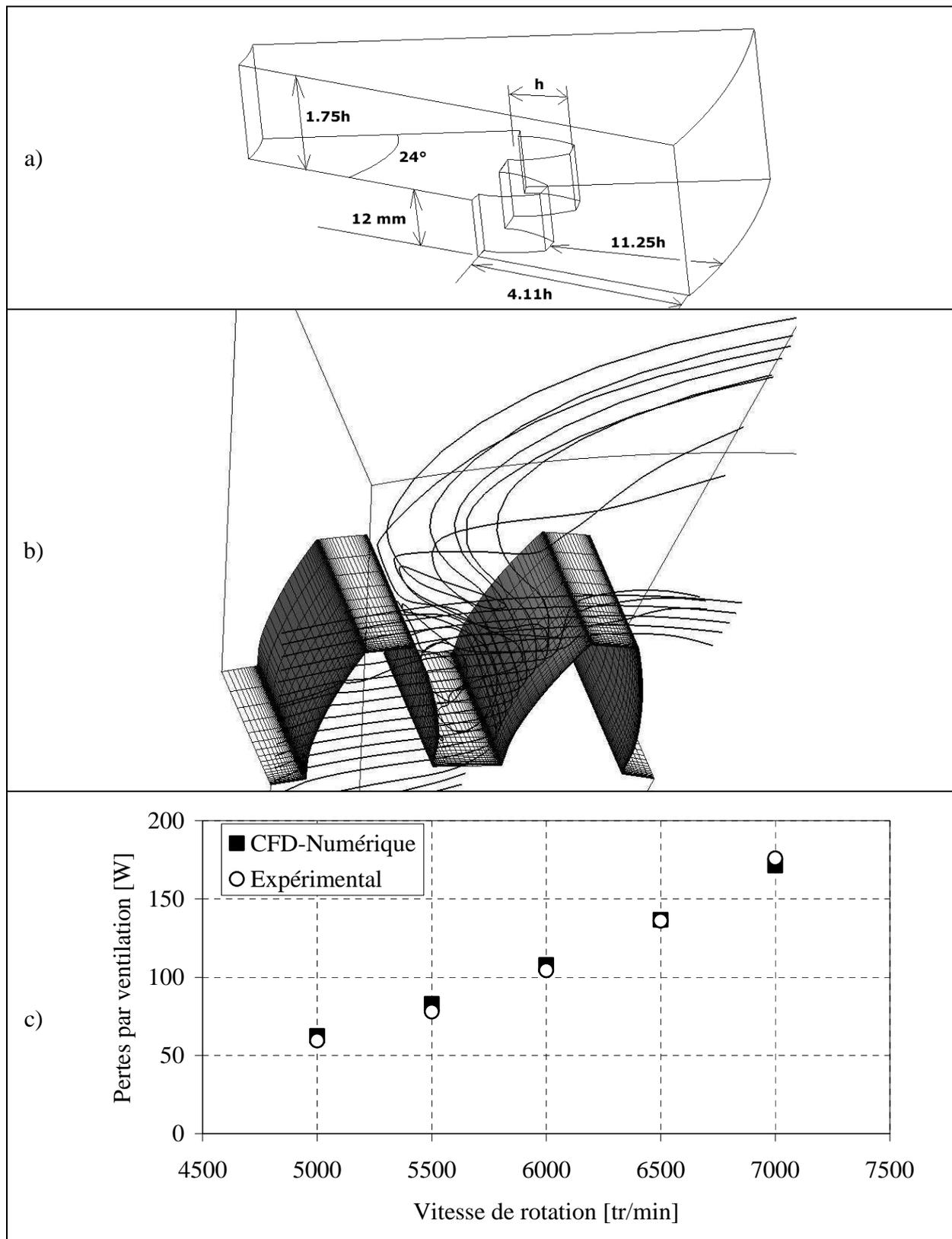


Figure 58 : Comparaisons entre résultats expérimentaux et numériques
a) domaine de calcul 3D
b) chemin des flux d'air
c) graphique pour une roue (module 5mm et diamètre primitif de 150 mm)

Par ailleurs, il est également possible, via ce modèle de mieux comprendre l'influence des flasques et donc d'optimiser leur position.

Là encore, les premiers résultats sont encourageant et montre bien l'influence des flasques telle qu'observée expérimentalement (Figure 59).

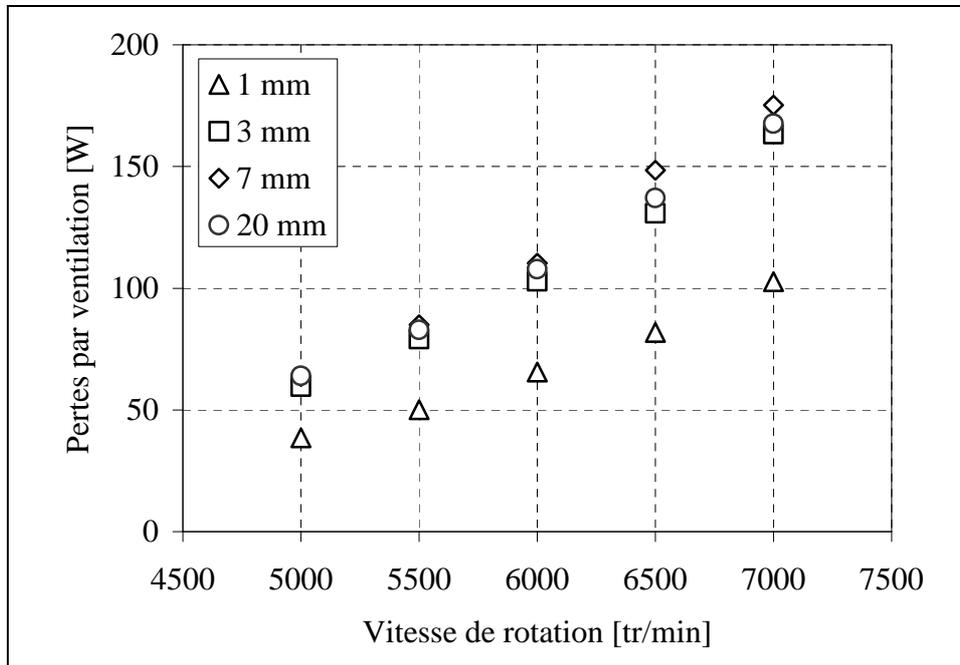


Figure 59 : Influence des flasques sur la perte par ventilation (module 5mm et diamètre primitif de 150 mm)

Un autre élément à approfondir concerne l'engrènement. En effet toutes les études précédentes ne concernent qu'une roue dentée ou lisse isolée (c'est-à-dire n'engrenant pas). Or de premiers essais sur le banc de barbotage disponible à l'ECAM (Figure 60) et utilisé dans le cadre de la ventilation, c'est-à-dire sans huile dans le carter, semblent montrer que, contrairement à la littérature et aux hypothèses couramment faites sur ce problème, la ventilation due à l'engrènement d'un pignon et d'une roue ne correspond pas à la somme de chacune des contributions mais est beaucoup plus importante (Figure 61). Afin d'étudier ce phénomène un banc spécifique est en cours de réalisation (Figure 62), ce qui permettra de travailler avec des roues de tailles conséquentes (diamètre primitif de 288mm) et donc des vitesses linéaires (100 à 150 m/s) plus proches des enjeux visés.

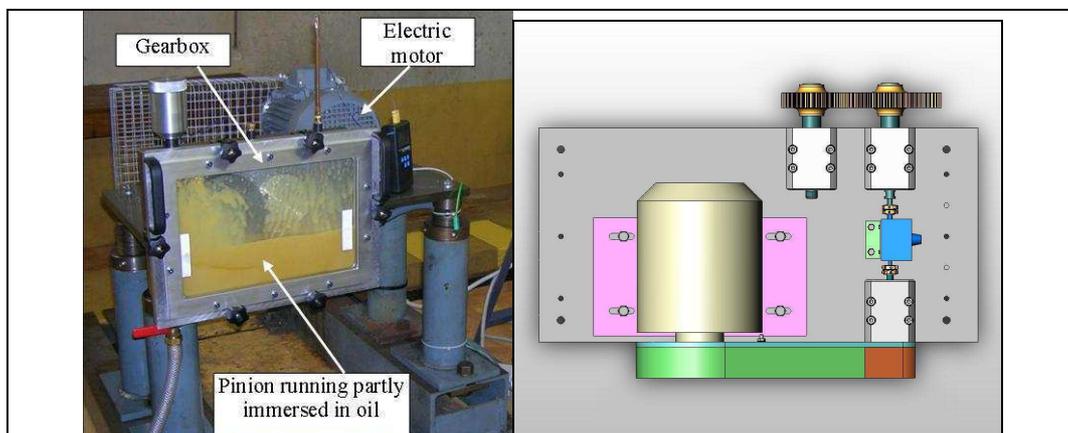
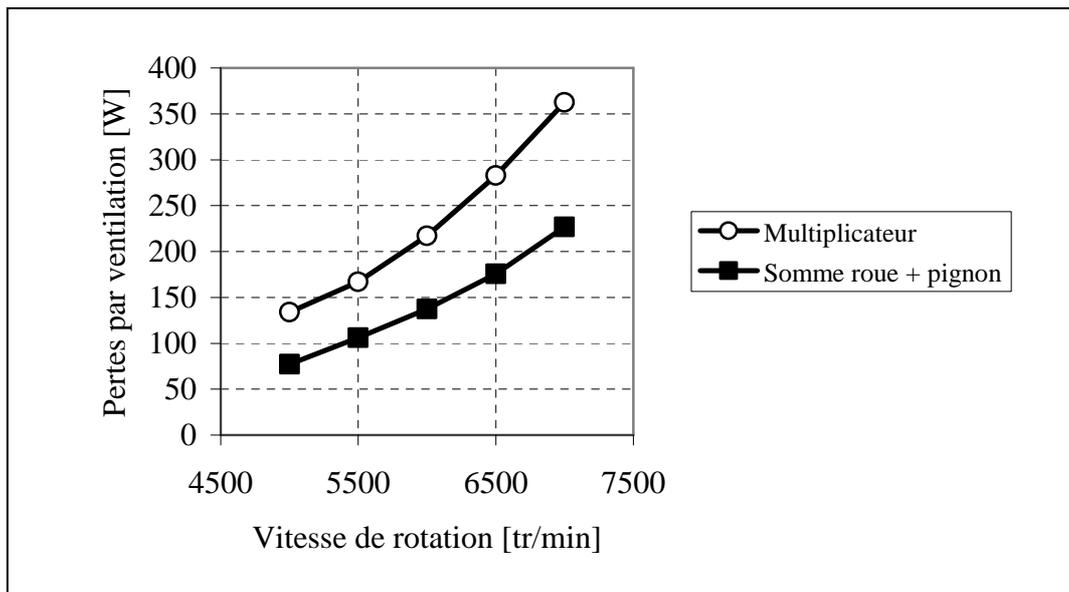


Figure 60 : Banc de barbotage de l'ECAM



**Figure 61 : Influence de l'engrènement
(denture droite, module 5mm et diamètre primitif de 150 mm)**

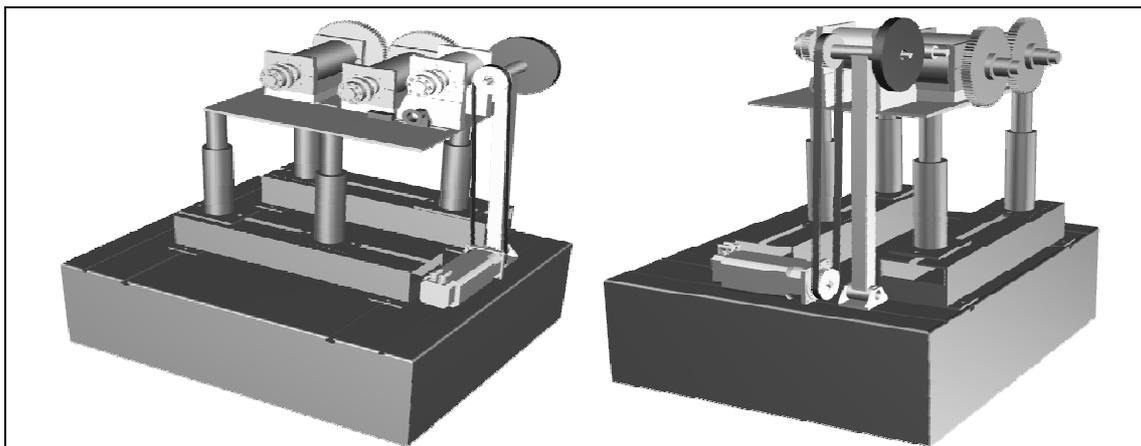


Figure 62 : Dispositif d'analyse de l'effet de l'engrènement sur la ventilation

3.2 Couplage entre aspects thermiques et pertes

Les pertes de puissances estimées dépendant pour beaucoup de la distribution de température au sein de la transmission, il est donc indispensable d'établir un lien fort entre ces deux aspects. En couplant l'approche réseau thermique développée par Christophe Changenet [III.13] et les modèles de pertes développés, il est alors possible d'apporter une réponse.

La méthode des réseaux thermiques est basée sur les étapes suivantes : (a) identifier et calculer les pertes de puissances, (b) diviser le réducteur en éléments discrets isothermes ou nœuds : carter, huile, paliers, mobiles, etc., et (c) connecter les nœuds avec des résistances thermiques dont les caractéristiques dépendent de la nature des mécanismes de transferts thermiques entre ces éléments. Dans l'exemple ci-après, un réducteur simple étage avec denture droite est modélisé. Les deux arbres sont supportés par des roulements et le carter est en fonte. Le système mécanique est divisé en 14 éléments isothermes (Figure 63).

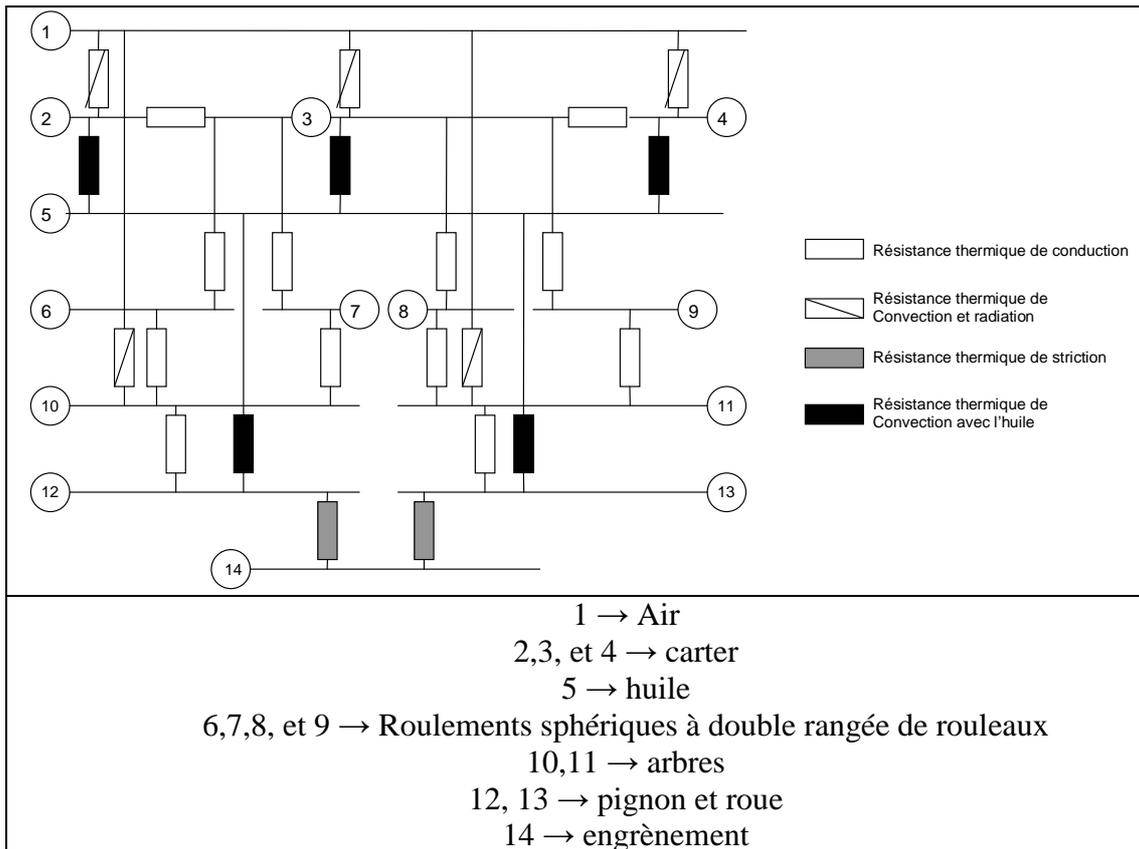


Figure 63 : Réseau thermique du réducteur étudié

La comparaison avec des essais expérimentaux a été réalisée en utilisant l'approche combinée basée sur le réseau thermique décrit précédemment mais en considérant le frottement denture comme la seule source de pertes due à la charge (dans toutes les conditions opératoires, elles représentent plus de 95% des pertes dépendantes de la charge). La Figure 64 montre un certain nombre de comparaisons avec les données expérimentales. « BK » fait référence au couplage entre le réseau thermique et l'équation de frottement de Benedict-Kelley alors que « Diab » correspond aux résultats associés à la formulation de Diab et al. Les pertes de puissance ont été mesurées et simulées pour trois cas de vitesse/charge nommés A,B et C. Des résultats présentés, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- pour une paire de roues dentées donnée, il y a une grande variation des pertes de puissance dépendant des conditions de fonctionnement ;
- la meilleure corrélation est obtenue en utilisant un couplage entre thermique et analyse de la charge denture (forces normales et de frottement). Cela illustre bien les interactions entre les forces, la distribution de température et les coefficients de frottement ;
- Les modifications de profil sur de la denture droite doivent être incluses dans toute analyse se voulant réaliste.

Finalement, le besoin d'un couplage mécanique-thermique dépend des conditions de fonctionnement. Par exemple les gradients de température dans les cas A et B sont relativement faibles et une approche isotherme suffirait. Par contre dans le cas C, la température de masse trouvée est de 62 °C, à comparer à la valeur moyenne du contact interdentés atteignant les 77°C. Dans de telles situations une solution couplée est requise.

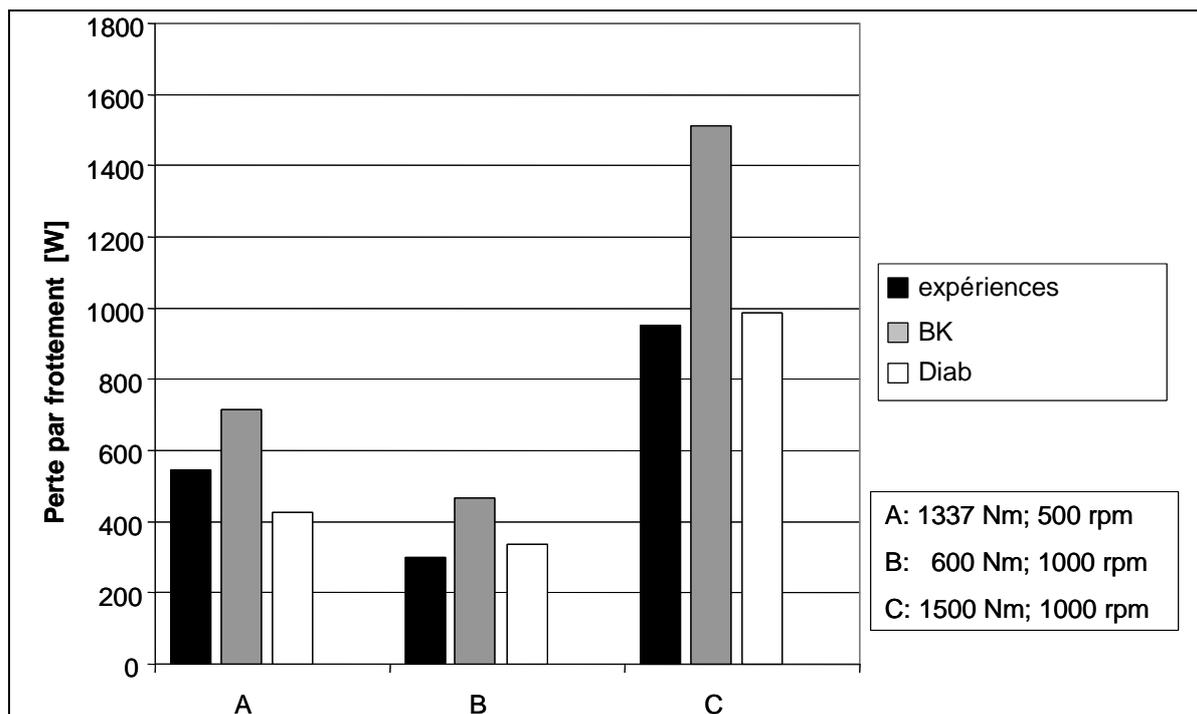


Figure 64 : Comparaison entre les diverses méthodes et l'expérimental

Cet exemple démontre que le couplage thermo-dynamique est un passage obligé pour qui veut prédire des pertes de puissance. Il est donc nécessaire de poursuivre dans cette voie pour l'ensemble des pertes et des systèmes plus complexes.

3.3 Analyse des pertes de puissance dans d'autres systèmes

La démarche d'estimation des pertes proposée avec un couplage thermique via la méthode des réseaux thermiques peut être appliquée à d'autres systèmes. Prenons l'exemple d'un roulements qui tournent à hautes vitesses (grands NDm) pour lequel la tenue des matériaux et la définition d'une lubrification adaptée est de première importance.

3.3.1 Les pertes de puissance

Un modèle quasi-statique permet de déterminer la répartition de charges dans un roulement à billes à contact oblique. Ce dernier prend en compte les effets centrifuges dus aux hautes vitesses de rotation. Suivant l'hypothèse de contrôle des billes par la bague extérieure et de non glissement dû à une charge axiale suffisante, la cinématique des éléments mobiles est alors déterminée [III.14]. Les pertes de puissance dues au mouvement relatif de la cage par rapport aux bagues intérieures et extérieures, sont estimées grâce à un modèle de palier fluide sans excentration. De même l'interaction entre la cage et les billes est modélisée par des écoulements hydrodynamiques. Le contact entre les billes et les bagues est à l'origine de deux sources de pertes : le frottement de glissement (qui inclut le pivotement) et la résistance au roulement. Dans certaines approches [III.14] cette dernière source est négligée, alors que selon d'autres auteurs [III.15, III.16], celle-ci ne doit pas être éliminée et s'exprime en considérant que le centre de pression se décale par rapport au centre du contact. Le déplacement orbital des billes à travers le mélange air huile peut être à l'origine d'une force de traînée. De même que précédemment cette force est négligée par certains auteurs [III.17] alors que selon d'autres [III.14], elle est considérée comme influente. Dans ce dernier cas, l'estimation de cette force est basée sur l'utilisation du coefficient de traînée propre à celui d'une sphère dans un milieu infini. Le fluide environnant les éléments roulants est assimilé à

un mélange air-huile et des propriétés équivalentes sont déterminées à partir de la fraction volumique considérée.

L'état de l'art révèle donc plusieurs écoles de pensées, se différenciant majoritairement sur la prise en compte des forces de roulement hydrodynamique et des forces de traînée.

La Figure 65 montre que la force de traînée ne peut pas être considérée comme nulle à ces vitesses de rotation et apparaît même comme la source principale de dissipation. Par contre la prise en compte ou non de la force hydrodynamique de roulement peut être compensée par une force de traînée plus ou moins forte via le pourcentage huile-air.

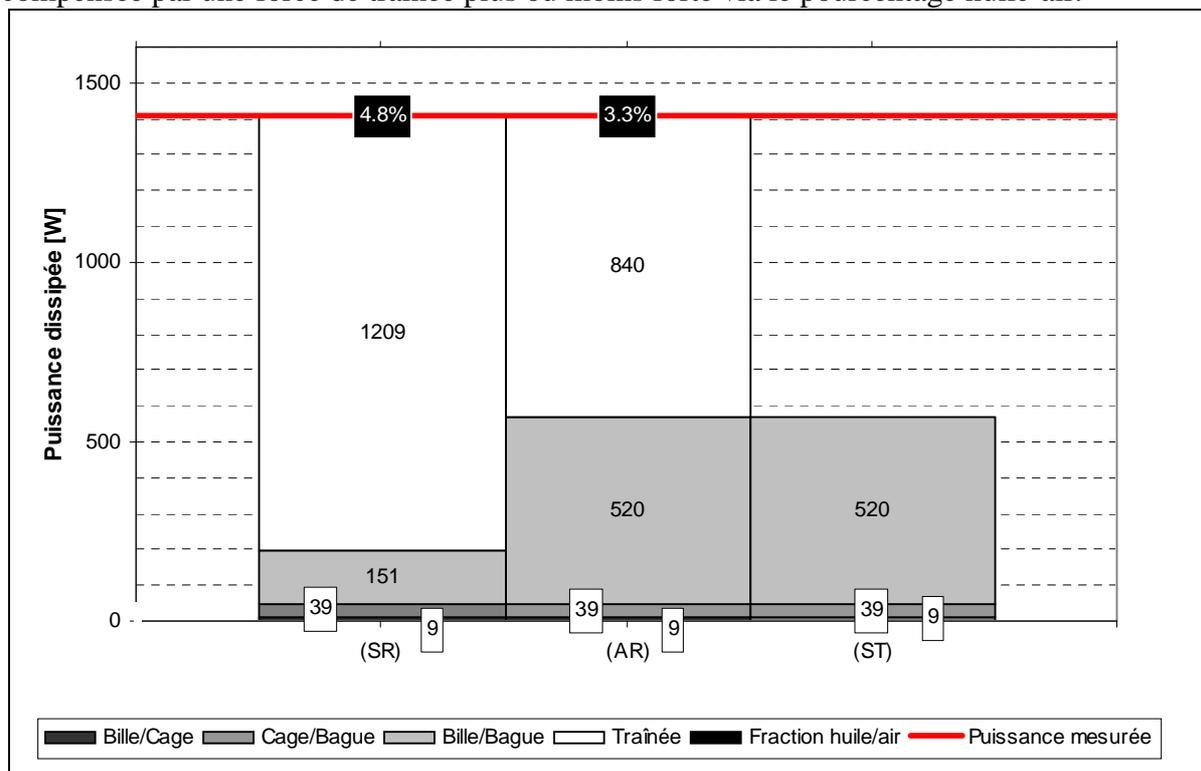


Figure 65 : Pertes de puissance versus débit d'huile et vitesse de rotation d'arbre sans la traînée (ST) ; sans la perte due au roulement hydrodynamique (SR) ; avec la traînée + la perte due au roulement hydrodynamique (AR).

3.3.2 Réseau Thermique

Les mesures de couple résistant permettent de calibrer les pertes de puissance globales, mais ne donnent pas d'informations sur leur localisation, qui est un paramètre clé concernant la modélisation thermique. La modélisation thermique en régime permanent du roulement à billes hautes vitesses, est à nouveau effectuée grâce à la méthode des réseaux thermiques.

Les différentes approches concernant l'estimation des pertes de puissance dans les roulements hautes vitesses, permettent d'obtenir des niveaux de pertes globales équivalentes. Cependant l'analyse thermique, qui se base sur ces éléments, ne conduit pas aux mêmes conclusions suivant l'approche retenue. Par exemple la température de sortie d'huile varie selon la prise en compte ou non du roulement hydrodynamique. Dans le même temps la différence de température entre la bille et la bague extérieure varie de 7°C à 25°C (Figure 66).

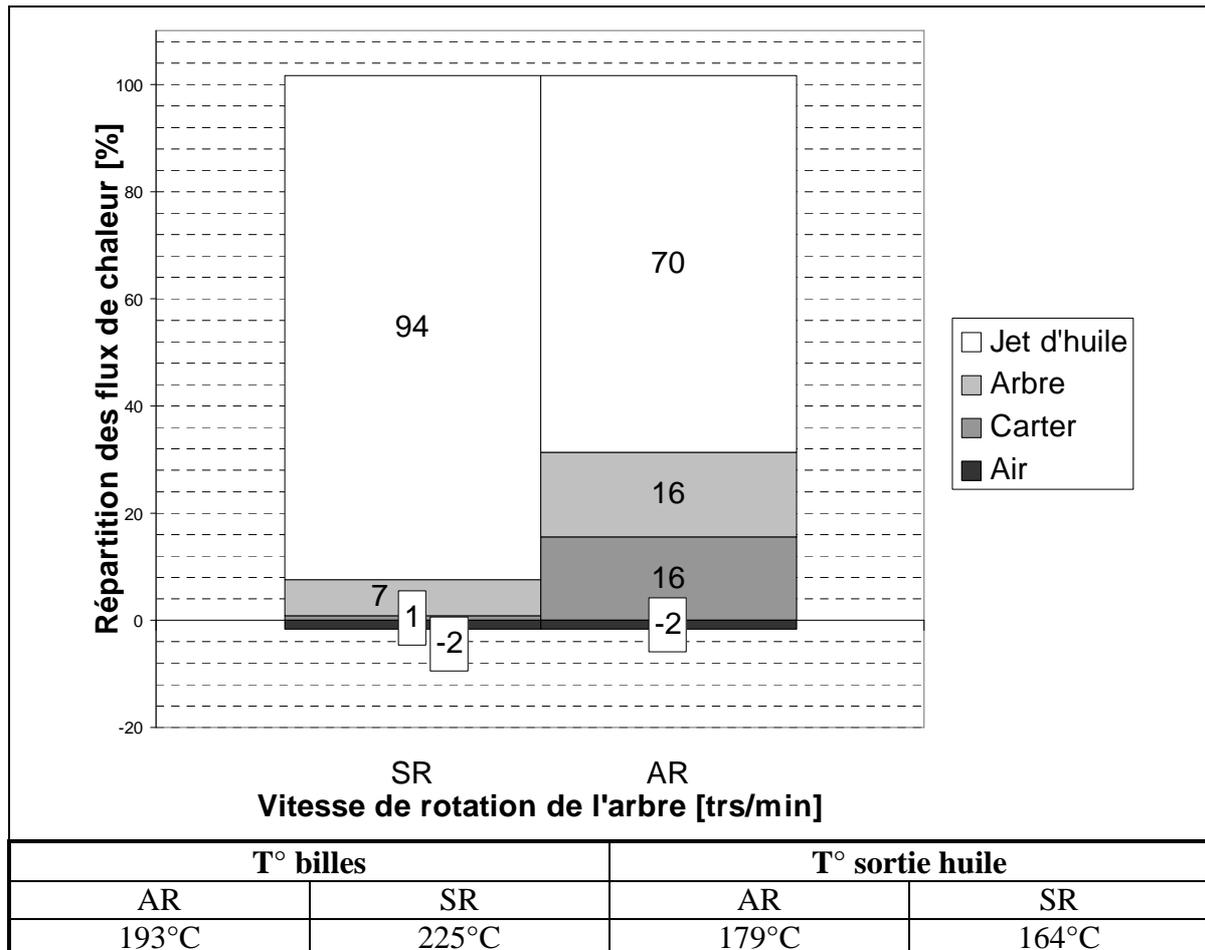


Figure 66 : Influence de la localisation des pertes de puissance sur la répartition d'évacuation de la chaleur générée sans la perte due au roulement hydrodynamique (SR) ; avec la traînée + la perte due au roulement hydrodynamique (AR).

Comme expliquée précédemment, la force de traînée est très sensible à la fraction d'huile dans l'air et la source de chaleur qui lui est associée affecte de manière notable les niveaux de température. Afin d'étudier si ce ratio joue également un rôle important sur le comportement thermique du roulement, sa valeur a été modifiée tout en maintenant le même niveau de pertes par traînée. D'un point de vue physique, cette approche peut être interprétée comme une variation conjointe du coefficient de traînée et de la masse volumique du mélange air-huile de telle façon que le produit des deux demeure constant. Les variations obtenues sont significatives (Figure 67). La fraction d'huile dans l'air joue donc un rôle majeur à la fois sur les pertes de puissance et sur le comportement thermique du roulement.

Ces premiers résultats s'attachent à démontrer les bénéfices d'une analyse thermique pour la détermination des pertes de puissance dans un roulement à billes à contact obliques à grands Ndm. La première partie met en évidence l'existence de plusieurs modèles de pertes et les compare entre eux. L'approche thermique peut être utilisée pour différencier les modèles de pertes examinés. Enfin, sachant que le fluide qui circule à l'intérieur d'un roulement est en fait composé d'un mélange d'air et d'huile, l'importance de la composition de ce mélange sur le comportement thermique du roulement est mise en évidence.

Cette première approche doit être poursuivie afin de modéliser au mieux les pertes à l'intérieur d'un roulement pour ensuite en évaluer le comportement dans des phases transitoires.

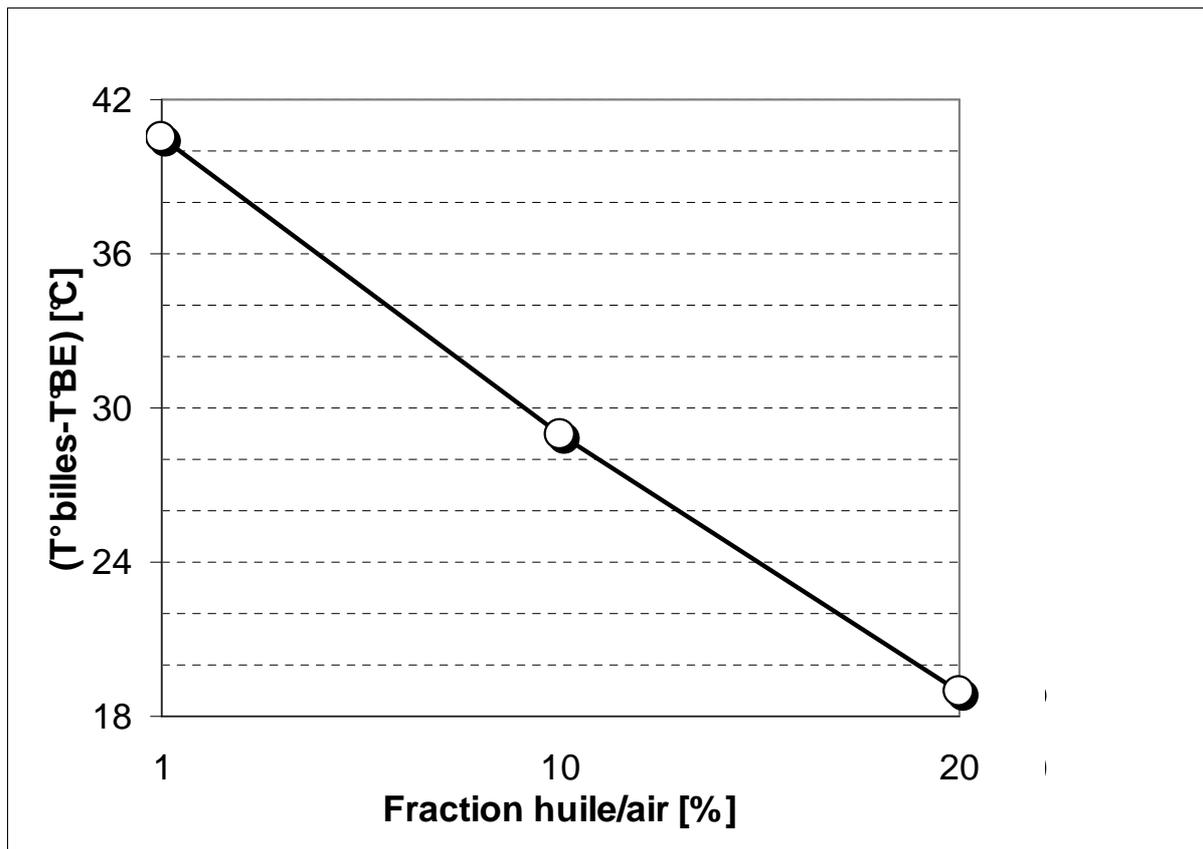


Figure 67 : Influence de la fraction d'huile sur la température des billes

4 - BILAN

Toutes les activités de recherche développées dans ce mémoire ont concerné la compréhension et la modélisation des phénomènes de fatigue de contact et de pertes de puissances dans les mécanismes. Ce travail a donné lieu à 4 thèses de doctorat soutenues et 3 en cours ainsi qu'à 19 DEA ou Master Recherche.

Le premier thème de recherche, que j'ai développé depuis bientôt une quinzaine d'années, concerne la fatigue de contact des composants mécaniques. Cela a nécessité le développement d'outils expérimentaux pour comprendre les mécanismes ainsi que d'approches théoriques spécifiques pour prédire les réductions de durée de vie en fonction des causes identifiées. Que ce soit pour la pollution solide des lubrifiants (mon doctorat, 1998 ainsi que celui de Sandrine Coulon, 2001) ou pour le rôle de la sous-alimentation en lubrifiant (doctorat d'Emmanuelle Querlioz, 2007) ou encore l'influence des additifs (doctorat de Mathilde Méheux, 2009) à chaque fois il y a eu une approche complémentaire entre théorie et expériences. De plus ces projets ont été menés la plupart du temps en collaboration avec des collègues de l'équipe SMC (Louis Flamand, Daniel Nélias, Philippe Sainsot et Ton Lubrecht) mais aussi avec des collaborations universitaires extérieures (Clotilde Minfray et Jean-Michel Martin de l'ECL) ou industrielles (SNR, Timken, SKF, Lubrizol, Total ou encore le CETIM). Les perspectives présentées et les nouvelles collaborations en cours (avec Agnès Fabre de l'ENSAM d'Aix en Provence, par exemple) permettent d'envisager une poursuite dans ces études.

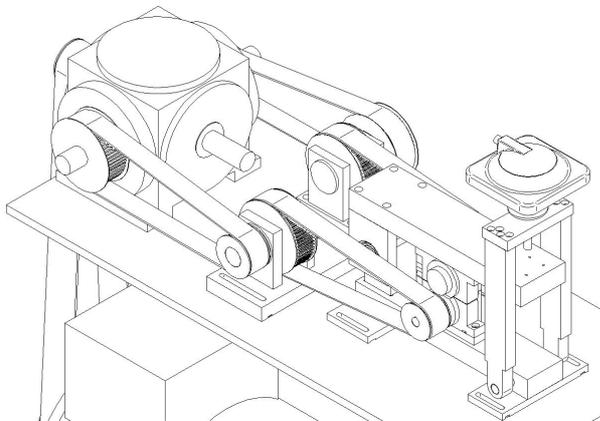
Le deuxième thème de recherche, démarré il y a huit ans maintenant avec Philippe Velex, se rapporte à l'estimation des pertes dans les mécanismes. Une nouvelle fois, l'approche couplée entre expériences spécifiques et modèles théoriques simples a été suivie. Ce travail initié par le doctorat de Yasser Diab soutenu en 2005, trouve aujourd'hui un écho

favorable auprès du milieu universitaire, avec en particulier la collaboration forte avec l'ECAM de Lyon et Christophe Changenet (ainsi que ses collègues dont Yann Marchesse) et du milieu industriel puisque 3 thèses CIFRE ont débutées ces 2 dernières années (Gilles Koffel avec Flender-Graffenstaden, François Pouly avec Turboméca et Gauthier Leprince avec Total et PSA). Une nouvelle fois de nombreuses perspectives sont envisagées puisque les besoins énergétiques étant croissant et les ressources disponibles se réduisant, il sera de plus en plus important à l'avenir de maîtriser les dissipations d'énergie.

Les études engagées ainsi que les futures envisagées ancrent ces deux thématiques dans les axes du laboratoire et plus particulièrement dans les domaines d'activité de l'équipe « systèmes mécaniques et contacts ». D'ailleurs, le recrutement récent d'un ingénieur d'études, Jérôme Cavoret, en complément de l'assistant Ingénieur, Vincent Baudin, vient confirmer l'importance accordée à l'expérimental dans l'équipe et au delà dans le laboratoire. Ainsi la volonté qui est la mienne depuis le début d'analyser les problèmes à partir d'outils expérimentaux dédiés et de valider des modèles théoriques robustes, simples et efficaces, en vue d'un transfert vers le tissu industriel, toujours sur des dispositifs spécifiques se trouve confortée.

QUATRIÈME PARTIE

SYNTHÈSE DES ACTIVITÉS D'ENSEIGNANT-CHERCHEUR



Machine Bi-disques de Fatigue



Annonce de la Confédanse 2008

1 - INTRODUCTION

Cette partie détaille mon dossier et présente une synthèse de mes activités d'enseignant-chercheur depuis que je suis arrivé en 1999 au Laboratoire de Mécanique des Contacts devenu le Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures UMR5259 de l'INSA de Lyon, membre fondateur du Pôle de Recherche et d'Enseignement Supérieur (PRES) Université de Lyon.

2 - RENSEIGNEMENTS GÉNÉRAUX

Fabrice VILLE
Maître de Conférences - Classe normale (Emploi n°60 MCF 0209)
Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS – UMR 5259)
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
PRES de l'Université de Lyon

18-20, rue des Sciences
69621 Villeurbanne Cedex
Tél. 33 4 72 43 84 52 (direct 87 52) / Fax. 33 4 78 89 09 80
mèl : fabrice.ville@insa-lyon.fr
<http://lamcos.insa-lyon.fr/>

37 ans (22/06/1972). Nationalité française

Déroulement de carrière

Depuis le 01/09/1999 Maître de Conférences - Classe Normale (60^{ème} section)
Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures
INSA de Lyon - Villeurbanne (69)

de 12/1998 à 08/1999 Ingénieur de Recherche
SNR Roulements - Annecy (74)

de 12/1995 à 11/1998 Allocataire de Recherche MENESR
Laboratoire de Mécanique des Contacts
INSA de Lyon - Villeurbanne (69)

Diplômes

1998 Doctorat en Mécanique (allocation de recherche MENESR)
(mention Très Honorable avec les Félicitations du Jury)
« Pollution Solide des Lubrifiants, Indentation et Fatigue des Surfaces »

Directeur de Thèse : Pr. L. Flamand – Co Directeur : Dr Daniel Nélias
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon - Villeurbanne (69)

Jury :

M.	G.	Dudragne	SNR Roulements Annecy	
M.	R. S.	Dwyer-Joyce	University of Sheffield	
M.	L.	Flamand	LMC – INSA Lyon	
M.	R.	Fougeres	GEMPPM – INSA Lyon	
M.	J.-M.	Georges	LTDS – ECL	(Président)
Mme	G.	Inglebert	ISMCM-CESTI Paris	(Rapporteur)
M.	E.	Ioannides	Imperial College London	
M.	A.	Lubrecht	LMC – INSA Lyon	
M.	D.	Nélias	LMC INSA Lyon	
M.	B.	Villechaise	LMS – Université de Poitiers	(Rapporteur)

- 1995 Diplôme d'Études Approfondies de Mécanique
(mention Bien)
Responsable : D. Nélias
Laboratoire de Mécanique des Contacts
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon - Villeurbanne (69)
-
- 1995 Diplôme d'Ingénieur INSA option *Génie Mécanique et Développement*
(félicitations du jury - classement de sortie : 2° / 95)
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon - Villeurbanne (69)
-
- 1992 Diplôme Universitaire et Technologique
Département Génie Mécanique et Productique
(classement de sortie : 2° / 277)
IUT B de Lyon I - Villeurbanne (69)
-
- 1990 Baccalauréat Série C
(mention Assez Bien)

3 - ACTIVITÉ D'ENSEIGNEMENT

Depuis 1999, j'interviens en **formation initiale** à l'Institut National des Sciences Appliquées de LYON et en **formation continue** au Centre d'Actualisation Scientifique et Technique (INSACAST).

3.1 Formation initiale

Mon service d'enseignement est réparti, de manière équivalente, sur les départements du *premier cycle* (l'INSA de Lyon étant une école d'ingénieur avec des classes préparatoires intégrées) et *Génie Mécanique et Développement*. Il représente en moyenne 230 heures équivalent TD par an réparties en cours, Travaux Dirigés et Travaux Pratiques (Tableau 10).

Année	Matière	Cours	Travaux Dirigés	Travaux Pratiques	Projets
1° année PC	Initiation à la Conception		43,5		
1° année PC	Mechanical Design		30		
1° année PC	Scan Project		10		
2° année PC	Mécatronique Pratique		4	28	
3° année GMD	Cinématique des Mécanismes	20	12		
3° année GMD	Mécanique des Solides		20		
3° année GMD	Projet d'intégration			16	
4° année GMD	Mécanique des Contacts			13	
4° année GMD	Projet d'Expertise				36
5° année GMD	Projet de Fin d'Etudes				24
5° année GMD	Suivi de Stages		4		
TOTAL		20	123,5	57	60
TOTAL heures équivalent TD		30	123,5	38	40
TOTAL		231,5			

Tableau 10 : Répartition typique de mes heures d'enseignement en formation initiale

3.1.1 Premier Cycle

J'appartiens à l'équipe pédagogique « *Groupe Conception Production* ». Notre objectif est double :

- initier nos élèves au dessin industriel et à la fabrication de pièces techniques,
- à partir d'un cahier des charges fonctionnel, conduire les élèves à définir un ensemble de solutions pouvant assurer le fonctionnement d'un système.

Dans ce cadre, je suis intervenu et intervins en *Initiation à la conception*, *Machines Outils*, *Production Automatisée*. J'ai été également tuteur d'un moniteur-allocataire de recherche (Bertrand Sève) au 1^o cycle de l'INSA de Lyon (octobre 1999-octobre 2002).

Par ailleurs, depuis septembre 2006, je participe à la filière Scan ('Sciences et Anglais'), 1^o année, en dispensant les Travaux Dirigés de *Mechanical Design* en anglais avec Jean Boulat, Professeur Agrégé. La section SCAN s'adresse, d'une part, à des étudiants étrangers anglophones ou maîtrisant l'anglais et, d'autre part, à des étudiants français ayant acquis un excellent niveau dans cette langue au cours de leurs études secondaires. Les programmes scientifiques et techniques sont similaires à ceux du premier cycle classique, mais la très large majorité des enseignements est dispensée en anglais.

Enfin, avec Philippe Fouletier, Professeur Agrégé, nous avons monté depuis septembre 2005, une ouverture thématique (cours optionnel en 2^o année INSA) intitulée *Mécatronique Pratique* et qui correspond à un volume horaire de 30h par semestre pour un groupe de 24 élèves par semestre. L'objectif est de sensibiliser les étudiants à la mise en œuvre de connaissances transversales (mécanique, automatique et informatique...) pour répondre à un problème défini par un cahier des charges précis. Pour valider la solution proposée, un système mécatronique est conçu et réalisé par les étudiants en binômes. Ce système utilise la technologie développée pour les robots LEGOTM à brique programmable MINDSTORM. Cette option se divise en deux temps. Après la partie « cours » où une présentation de la mécatronique (définition, domaines d'application, exemples de réalisation de systèmes), de l'asservissement (notions générales, vocabulaire, systèmes boucle ouverte, boucle fermée) et de la programmation de la partie commande (initiation aux langages orientés temps réel) (langage C) est faite, les élèves ont une série de problèmes à résoudre pratiquement, comme par exemple l'analyse et la conception d'une direction assistée). Cette partie pratique représente 2/3 du temps et permet aux élèves de mesurer la difficulté de passer de l'idée à la réalisation.

3.1.2 Génie Mécanique et Développement (GMD)

Génie Mécanique et Développement est l'un des 12 départements d'enseignement du cycle ingénieur de l'INSA de Lyon. L'ingénieur GMD est formé pour les fonctions de développement, conception et recherche dans le secteur de la mécanique. Le développement définit et conçoit de nouveaux produits ou organes mécaniques. Il intervient en amont de la chaîne de fabrication des produits manufacturés, dès les premiers concepts, et propose des améliorations jusqu'à la fin de vie des systèmes. Le métier d'un ingénieur GMD est caractérisé par sa capacité à :

- analyser et prendre en charge un problème ou un projet en maîtrisant les aspects techniques et de management,
- identifier ou adapter les savoirs et les compétences nécessaires à la modélisation et la résolution du problème,
- concevoir et qualifier les outils expérimentaux ou numériques répondant au problème ou à l'objectif fixé.

La 3^{ème} année GMD, ou première année du cycle ingénieur, est centrée sur l'acquisition des connaissances fondamentales pour l'ingénieur mécanicien. Les

enseignements scientifiques sont répartis sur 10 Unités de Valeurs théoriques (UV). J'interviens dans un groupe de travaux dirigés en *Mécanique des Solides*, dont Philippe Velex est responsable, et en cours et travaux dirigés en *Cinématique des Mécanismes*. Cette dernière UV, dont je partageais le cours magistral de 1999 à 2006 avec Louis Flamand, est depuis septembre 2007 entièrement sous ma responsabilité. J'en assure donc le cours magistral, un groupe de travaux dirigés ainsi que la rédaction du polycopié et des interrogations et devoirs surveillés. Par ailleurs, j'expérimente des évolutions pédagogiques à l'intérieur de cette UV pour ensuite les proposer à l'ensemble de la communauté enseignante de GMD (réduction des volumes horaires des cours magistraux, présentations d'élèves et interventions d'industriels dans les cours, travaux dirigés ciblés sous Matlab, devoirs à la maison...).

La 4ème année GMD est axée sur l'apprentissage des connaissances "métier" de l'ingénieur mécanicien, le savoir faire, ainsi que la pratique de projets. Cette année constitue l'essentiel du "Profil GMD". La modélisation du comportement et la conception des systèmes mécaniques, l'expérimentation lors de TP sont le coeur de cette année. J'interviens lors des travaux pratiques de *Mécanique des Contacts* dont Ton Lubrecht est responsable. L'objectif est de mettre en pratique les connaissances acquises lors des cours et TD pour la conception et le dimensionnement d'éléments de machine lubrifiées (roulements, paliers, engrenages...) en tenant compte des aspects tribologiques. Je participe activement à la rénovation ou à la mise en place de travaux pratiques sur cette la plate-forme. Quelques uns des investissements sont présentés Tableau 11.

Année scolaire	Intitulé	Budget (k€ TTC)
2007-2008	Achat d'une machine EHD (Simulateur pour les contacts dans les mécanismes lubrifiés)	125,0
2005-2006	Mise à jour du banc d'acquisition, de traitement d'images et de montage vidéo multiusage	12,0
2004-2005	Rénovation d'un poste de TP « Butée à air »	11,0
2003-2004	Réalisation de coupes de moteurs	0,5
2002-2003	Achat d'un dispositif HFR2	27,0
1999-2002	Réaménagement de la plate-forme (mobilier et peinture)	44,0
2000-2001	Rénovation du dispositif de rugosimétrie mécanique	35,0
1999-2000	Achat d'un véhicule en coupe	9,3
1995-1996	Définition et mise en place d'un banc d'acquisition, de traitement d'images et de montage vidéo multiusage	30,0
TOTAL		293,8

Tableau 11 : Investissements que j'ai menés sur la plate-forme de TP « Contacts »

Le département GMD a mis depuis plusieurs années un accent fort sur la pédagogie par projet, en totale complémentarité avec les enseignements théoriques de base. Les projets se font en équipe allant de deux à une dizaine d'étudiants, donnent une vue d'ensemble des matières enseignées et permettent une mise en application des connaissances théoriques. Dans ce cadre, j'interviens en 3GMD lors des projets d'intégration avec Ton Lubrecht. L'objectif est de permettre aux élèves de faire rapidement connaissance entre eux et avec le département ainsi que de se confronter pour la première fois de leur cursus « ingénieur » avec un problème technique à résoudre en groupe de 10 élèves. Par ailleurs, j'ai régulièrement 1 ou 2 groupes d'élèves en projet d'expertise (4° année GMD) et projets de fin d'études (5° année GMD).

En 1996, la "Section Internationale de GMD" a été créée. Elle est constituée d'un groupe d'étudiants volontaires recevant, en plus du cursus normal du département, une formation supplémentaire destinée à leur permettre de s'intégrer dans un environnement

international pluri-linguistique et pluri-culturel. En particulier, un groupe de travaux dirigés de 3^e année voit tous ses TD dispensés en langue Anglaise. Dans ce cadre j'interviens avec Jérôme Bruyère pour l'UV Cinématique des Mécanismes. Par ailleurs, nos élèves doivent justifier, avant la fin de leur scolarité d'un niveau B2+ en langue ce qui correspond à 750 points au TOEIC (test qui évalue et certifie les aptitudes en compréhension orale et écrite des candidats en anglais professionnel international). Depuis 2005, avec Jean-Marc Charrier, Professeur Agrégé au Centre des Humanités et responsable de l'Anglais pour GMD, nous avons mis en place un suivi de nos élèves (départ en summer-jobs pour les plus faibles par exemple) ce qui permet aujourd'hui d'avoir un taux de réussite de 100% en 5^e année GMD avec une moyenne de 860 points au TOEIC, ce qui place GMD en tête des départements.

En complément de mes activités d'enseignement, j'organise depuis 2006 avec Delphine Savel, Professeur Certifié au Centre des Sports (CDS) et responsable des sections Danse et Gymnastique Artistique de l'Association Sportive (AS), une « *Confédanse* ». L'idée est de confronter les élèves ingénieurs à un triple regard : artistique, scientifique et professionnel (entreprise, laboratoire de recherche) sur le rôle de l'Innovation, des techniques et technologies dans le monde de l'entreprise, de l'industrie, des relations professionnelles en leur sein (humaines, sociales, hiérarchiques), dans le monde des sciences (recherche...) et des arts. Pour cela, à titre d'exemple, sur les deux dernières éditions, nous avons organisé une conférence sur les nanotechnologies menée par Michel IDA et Dominique DAVID du CEA Grenoble, suivie d'un extrait de la nouvelle création de la Compagnie de Danse LANABEL : « *Virus//Antivirus* » (création alliant danse et nouvelles technologies via les capteurs de mouvement à partir d'un travail de recherche entre une danseuse professionnelle : Annabelle BONNERY et des chercheurs en nanotechnologies des Laboratoires du groupe CEA Grenoble/MINATEC/LETI). Ce type de conférence a réuni en moyenne environ 300 élèves de l'AS Danse du CDS et des départements GMC, GMC et GI. Aujourd'hui, nous cherchons à mettre en place un cours *Innovation-Créativité* permettant d'appréhender la problématique de l'innovation en sensibilisant les étudiants aux liens qu'entretiennent les univers complexes des arts, des sciences et de l'ingénierie en cultivant une ouverture d'esprit et une approche plus humaniste du métier d'ingénieur.

Enfin, ayant constaté que les élèves connaissent peu voire pas du tout le milieu de la recherche à l'INSA, j'ai mis en place, à partir de 2006, une *Initiation à la Recherche* en 4^e année GMD. Cela consiste, sur une journée, à présenter la recherche en mécanique en France, à l'INSA et en particulier au LaMCoS et au LMFA au travers de discussions et de rencontres élèves-doctorants. Le bilan est plutôt positif puisque le nombre d'élèves intéressés par une poursuite d'études en Master Recherche a augmenté de 20%.

3.2 Formation continue

INSACAST dispense de la formation continue à des personnes dans l'entreprise (techniciens, ingénieurs...) au travers de stages par exemple. Dans ce cadre, j'interviens 3 heures dans la formation *La mesure des états de surface (normes ISO – matrice GPS)* depuis 1999. Au travers de l'introduction que je dispense, je tente de montrer que la mesure d'une surface n'est pas suffisante en soi, mais qu'elle doit s'accompagner d'une réflexion en terme de fonctionnement en prenant l'exemple de l'influence de l'état de surface sur des comportements tribologiques.

Par ailleurs, j'ai repris en 2006 la responsabilité de la formation *Frottement-Lubrification-Tribologie : Application aux mécanismes* que j'ai refondée, en concertation avec les collègues qui y interviennent, et que j'ai intitulée *Analyse de la détérioration des mécanismes lubrifiés. Mécanismes de lubrification et lubrifiants*. L'objectif de la formation

qui se déroule sur 3,5 jours, est de comprendre les dégradations rencontrées dans un mécanisme lubrifié et d'être capable de proposer une solution plus appropriée.

Enfin, suite à une demande d'Hispano-Suiza en 2007, j'ai monté une nouvelle offre de formation intitulée *le bon fonctionnement des roulements*. Cette formation, sur 3,5 jours, vise à comprendre et choisir les roulements en fonction de leurs utilisations, analyser les dégradations rencontrées et mieux appréhender le rôle du lubrifiant et les phénomènes qui régissent la lubrification des roulements. Aujourd'hui, cette formation, comme celle citées précédemment sont inscrites au catalogue de formation INSACAST.

4 - ACTIVITÉ DE RECHERCHE

Mon activité de recherche a été menée sous les statuts suivants :

- étudiant en DEA de Mécanique (1994-1995, en parallèle de ma 5^o année d'ingénieur GMD-INSA),
- étudiant en Doctorat (1995-1998),
- ingénieur de Recherche chez SNR Roulements (1998-1999),
- Maître de Conférences depuis septembre 1999.

Mon travail de DEA intitulé « Étude numérique de la thermique du roulement à billes » visait à calculer les températures et flux de chaleur dans un contact lubrifié de type bille-bague intérieure de roulement.

L'objectif de mon travail de thèse, « Pollution Solide des Lubrifiants, Indentation et Fatigue des Surfaces », était, d'une part, de mieux comprendre le phénomène d'indentation des surfaces et, d'autre part, d'évaluer la fatigue de surface liée à ce type de défaut. L'indentation des surfaces était le sujet de la première partie principalement expérimentale. Un dispositif original, associé à une machine à galets, permettant d'imposer un niveau contrôlé de pollution a été construit et validé. J'ai étudié la probabilité de passage d'une particule solide dans un contact EHD et décrit les mécanismes d'indentation. L'influence de la nature du polluant et des conditions de fonctionnement (charge, vitesse de roulement et taux de glissement) a fait l'objet d'une attention particulière sur le nombre, la taille et la forme des indents observés. Dans une seconde partie, les conséquences de l'indentation sur la durée de vie du contact ont été analysées à la fois d'un point de vue théorique et expérimental. Il s'agissait (i) d'identifier les mécanismes d'endommagement dont les indents sont à l'origine, (ii) de prédire les sites d'amorçage et (iii) d'évaluer l'importance de la géométrie de l'indent et des conditions de fonctionnement dans le processus d'endommagement. Ce travail s'est appuyé sur des codes de calcul existants. Les résultats de ces simulations numériques ont été confrontés aux résultats expérimentaux. Une bonne corrélation est notée pour ce qui concerne les sites d'amorçage. Ce travail constituait une première étape pour la prédiction des effets des polluants solides contenus dans les lubrifiants sur la durée de vie des surfaces des mécanismes.

Chez SNR roulements, j'ai poursuivi, en complément de mes actions de formation interne en tribologie et d'expertise, ma recherche dans le domaine de la pollution des lubrifiants en développant en particulier des procédures d'essais pour les roulements fonctionnant en milieu pollué.

En tant que Maître de Conférences depuis 1999, je suis membre de l'équipe Systèmes Mécaniques et Contacts (SMC) du laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) et mon travail consiste en l'analyse fonctionnelle des mécanismes lubrifiés. Deux axes d'investigations complémentaires sont principalement étudiés (ils correspondent d'ailleurs aux parties I et II de ce mémoire) :

- analyse et réduction des pertes de puissances dans les mécanismes lubrifiés,

- amélioration et optimisation des composants (roulements, engrenages) afin d'en accroître la durée de vie.

Thème n°1 : Analyse et réduction des pertes de puissances dans les mécanismes lubrifiés

Cette thématique principalement développée, sous l'impulsion de Philippe Velex, dans le cadre des transmissions grandes vitesses dans un premier temps (doctorat de Y. Diab, 2005) a permis de mettre en place une collaboration forte avec Christophe Changenet de l'ECAM de Lyon. En effet, comme nous souhaitons estimer au mieux chaque source de pertes, il est indispensable de connaître la cartographie thermique du mécanisme pour estimer au mieux les températures et donc les propriétés du lubrifiant et de l'environnement. Or Christophe Changenet a développé depuis une quinzaine d'années la méthode des réseaux thermiques appliquée aux mécanismes lubrifiés. C'est donc assez logiquement que nous avons collaboré sur cette problématique.

Aujourd'hui, via les différents dispositifs expérimentaux développés et modèles établis sur les pertes, nous avons acquis un niveau d'expertise nous permettant d'établir le rendement, les niveaux de pertes et la cartographie thermique des transmissions. Par ailleurs, nous continuons nos développements sur les sources de pertes telles que la ventilation pour les transmissions grandes vitesses (thèse de G. Koffel débutée en 2007) ou l'influence des propriétés du lubrifiant sur les pertes (thèse de G. Leprince débutée en 2009). Enfin, cette démarche développée dans le cadre des transmissions par engrenages trouve des applications sur d'autres systèmes lubrifiés tels que les roulements de turbines aéronautiques par exemple (thèse de F. Pouly débutée en 2008).

Thème n°2 : Amélioration et optimisation des composants (roulements, engrenages) afin d'en accroître la durée de vie.

Cette thématique trouve ses origines dans mon travail de thèse. Elle aborde le problème de la modélisation (expérimentale, théorique et numérique) des conditions de contact extrêmes sur ou sous-alimentés en lubrifiant pour des surfaces lisses, rugueuses ou présentant des défauts (indents, rayures de rectification, stries d'usinage, revêtement...) avec des modèles élastiques ou élastoplastiques. La finalité de ces études est essentiellement la compréhension des mécanismes d'endommagement en vue de prédire la durée de vie des composants. Les applications concernent les pièces mécaniques lubrifiées (engrenages, roulements, cames-poussoirs...).

La démarche adoptée est la suivante. A partir du fonctionnement du mécanisme (par exemple, une boîte de vitesses), les conditions de fonctionnement du composant (roulements ou engrenages) ainsi que des contacts en jeu (contact bille-bague de roulement ou entre dentures) sont déterminées. Ensuite, pour chaque cause d'endommagement de surface identifiée, par exemple la pollution solide des lubrifiants (Doctorat de S. Coulon, 2001), la sous-alimentation en lubrifiant (Doctorat de E. Querlioz, 2007) ou encore le rôle des additifs présents dans les lubrifiants (Doctorat de M. Meheux 2009), par de la simulation théorique, numérique et/ou expérimentale, le fonctionnement du contact et les endommagements potentiels sont analysés. In fine, des courbes de risques d'endommagement et/ou de durée de vie sont établies.

Ce travail de recherche a été mené de concert avec Philippe Sainsot et Ton Lubrecht, également membres de l'équipe SMC et spécialisés dans la description numérique des contacts rugueux et élastohydrodynamiques. Il est à noter que la thèse de M. Meheux a été l'occasion d'une collaboration approfondie avec Clotilde Minfray, Thierry Le Mogne et Jean-Michel Martin du Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes de l'Ecole Centrale de Lyon.

4.1.1 Dispositifs expérimentaux

Étant expérimentateur, je suis responsable, pour l'équipe SMC, des principaux dispositifs expérimentaux. Avec Vincent Baudin, Assistant Ingénieur et Jérôme Cavoret, Ingénieur d'Étude, nous assurons la maintenance, les évolutions et la réalisation d'essais sur les machines existantes développées au laboratoire (Tableau 12) ou commerciales (MTM, HFRR, FZG) et assurons le développement de nouveaux dispositifs (Tableau 13).

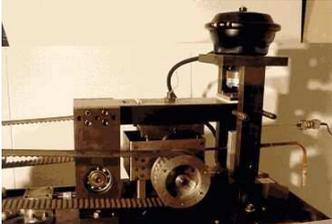
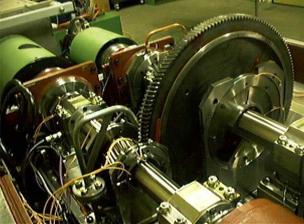
<p>Machine Bi-Disques Hautes Performances</p> 	<p>Conçue pour reproduire à l'échelle 1 les contacts EHD, elle permet d'étudier les contacts dans les roulements (entre les corps roulants et les bagues), les engrenages, entre une roue et un rail...</p> <p>Vitesse maximale : 20 000 tr/mn Charge radiale maximale : 10 000 N PHertz maximale : 6 GPa Frottement minimum mesuré : 2N</p>
<p>Machine Bi-Disques de Fatigue</p> 	<p>C'est une machine d'endurance qui permet de mettre en évidence les causes d'écaillage.</p> <p>4 de ces machines ont été commercialisées</p> <p>Vitesse maximale : 3000 tr/mn Charge maximale au contact : 3000 daN Glissement : 0 à 15 % PHertz maximale : 4 GPa</p>
<p>Banc de Pollution d'huile</p> 	<p>Ce dispositif est conçu pour obtenir un niveau de pollution contrôlé (concentration, taille, forme et nature du polluant) dans un lubrifiant.</p> <p>Capacité : 10 litres Compteur de particules</p>
<p>Banc d'Analyse du Comportement Vibratoire</p> 	<p>Il s'agit d'un réducteur à axes parallèles de 220 kW fortement instrumenté.</p> <p>Vitesse d'entrée maximale : 6000 tr/min Couple de sortie maximum : 4200 mN Rapport de réduction : 1/6</p>
<p>Banc de Ventilation</p> 	<p>Il a été conçu pour analyser la perte par ventilation</p> <p>Il permet de mettre en rotation jusqu'à 7000 tr/mn une roue dentée</p>

Tableau 12 : Dispositifs existants

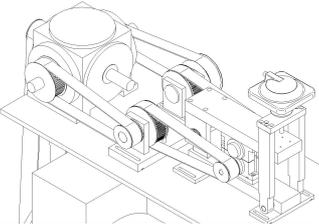
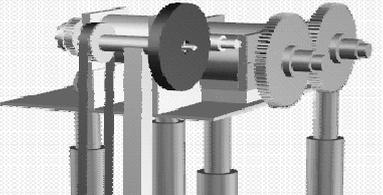
<p align="center">Machine Bi-Disques de Fatigue Grandes Vitesses</p> 	<p align="center">C'est une machine d'endurance identique à la Machine Bi-Disques de Fatigue (Tableau 12) mais qui fonctionne à une vitesse de rotation plus élevée : 6000 tr/mn</p>
<p align="center">Banc de Ventilation II</p> 	<p align="center">Ce banc est une extension du précédent (Tableau 12) puisqu'il permet de simuler un engrènement en mettant en rotation deux roues dentées.</p>

Tableau 13 : Dispositifs en développement

4.1.2 Activité d'encadrement

J'encadre régulièrement des étudiants en **D.E.A.** ou **Master Recherche** et je participe à l'encadrement de **thèses** :

4.1.2.1 Diplôme d'Études Approfondies – Master Recherche

Année	Étudiant Sujet	Co-encadrement
1997	FERRARI S. "Perturbation du contact EHD cylindre/plan autour d'un indent"	
	DUFFET J. "Etude de la trajectoire d'une particule sphérique dans le convergent d'un contact EHD"	Dr D. Nélias
2001	CHMONA S. "Analyse des pertes de puissance par frottement dans les transmissions"	Pr P. Velex
	DIAB Y. "Analyse de l'endommagement des surfaces indentées"	
2002	PROUD'HOM S. "Etude des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse"	Pr P. Velex
	PAULIN C. "Amélioration de la durée de vie des roulements de boîte de vitesses : optimisation des rugosités de surface"	Dr P. Sainsot

2003	WATREMETZ B. "Transient EHD lubrication"	Pr A.A. Lubrecht
	LACOUR V. "Modélisation des pertes par frottement au niveau des dentures d'engrenages"	
2004	QUERLIOZ E. "Prédiction de la durée de vie d'un mécanisme en conditions de contact sous-alimenté en lubrifiant"	Pr A.A. Lubrecht
	BENZ F.-X. "Analyse de l'influence des additifs sur la durée de vie d'un contact lubrifié"	
2005	MEHEUX M. "Analyse de l'influence des additifs sur la durée de vie des roulements de boîte de vitesses"	Pr A.A. Lubrecht
	GAILLARD V. "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages - piégeage et déformations thermiques»"	Pr P. Velex
	JULIEN H. "Analyse de l'effet du grenailage sur la durée de vie des dentures d'engrenages"	Dr P. Sainsot
	VALLET C. "Analyse de la rugosité des surfaces de dentures d'engrenages"	Dr P. Sainsot
2006	LABIAU A. "Influence des rugosités de surface sur la durée de vie d'un contact EHD sous-alimenté"	
	BARBIER C. "Pertes de puissance dans les engrènements et réseaux thermiques"	Dr Changenet
	GUENOT E. "Influence des conditions de fonctionnement sur l'apparition du micro-écaillage et son évolution vers l'écaillage - Application aux aciers à engrenages "	Dr P. Sainsot
2007	KOFFEL G. "Analyse de la perte de puissance due au frottement à la denture"	
	POULY F. "Analyse de la thermique des roulements à bille"	Dr C. Changenet
2008	LEPRINCE Gauthier "Analyse des pertes de puissance par barbotage"	Dr C. Changenet

4.1.2.2 Thèses de doctorat : 7 co-encadrements dont 4 soutenues

- COULON S. (co-direction à 50% avec A.A. LUBRECHT)
Ingénieur de Recherche chez H.E.F. S.A. (Traitement de Surfaces) - France
"Prédiction de la durée de vie des contacts ponctuels lubrifiés en présence d'indentations"
Soutenue le 28 septembre 2001
Thèse INSA de Lyon
Président : A. Combescure
Rapporteurs : K. Dang Van, B. Villechaise
Examineurs : H. Carrerot, R.S. Dwyer-Joyce, T. Lubrecht, F. Ville
Mots clés : Contact Sec, Lubrification ElastoHydroDynamique, Prédiction, Durée vie, Fatigue contact roulement, Endommagement surface, Indentation, pollution
- DIAB Y. (co-direction à 50% avec P. VELEX)
Directeur Technique à la Compagnie Générale de Textile – Syrie
"Analyse des pertes de puissances dans les transmissions par engrenages à grandes vitesses. Application aux machines textiles"
Soutenue le 27 juin 2005
Thèse INSA de Lyon
Président : A. Combescure
Rapporteurs : J. Frêne, M. Sartor
Examineurs : A. Ahmad, P. Velez, F. Ville, M. Wendling
Mots clés : Transmission par Engrenages, Pertes de Puissance, Frottement, Ventilation, Piégeage
- QUERLIOZ E. (co-direction à 50% avec A.A. Lubrecht)
Ingénieur de Recherche chez ROLEX - Suisse
"Prédiction de la durée de vie d'un mécanisme en conditions de contact sous-alimenté en lubrifiant"
Soutenue le 2 octobre 2007
Thèse INSA de Lyon
Président : D. Mazuyer
Rapporteurs : P. Montmitonnet, P. Cann
Examineurs : A. Arnaudon, D. Girodin, T. Lubrecht, F. Ville
Mots clés : Sous-alimentation, Frottement, Etude expérimentales, Durée de Vie, Epaisseur de film, Roulements, Thermique
- MEHEUX M. (co-direction à 25 % avec C. Minfray, J.M. MARTIN & A.A. LUBRECHT)
Ingénieur de Recherche chez ASCOMETAL - France
"Influence des additifs de lubrification sur la formation de tribofilms, le coefficient de frottement et la durée de vie en fatigue des roulements"
Soutenue le 4 février 2008
Thèse Ecole Centrale de Lyon
Président : A. Rossi
Rapporteurs : P. Montmitonnet, A. Olver
Examineurs : H.P. Lieurade, T. Lubrecht, J.M. Martin, C. Minfray, F. Ville
Mots clés : Fatigue de contact, additifs, tribofilm, AES

- KOFFEL G. (co-direction à 50% avec P. VELEX & C. CHANGENET)
"Analyse des pertes de puissance et de la thermique dans les transmissions par engrenages à grandes vitesses - Optimisation de la lubrification, et du refroidissement"
débutée en octobre 2007
- POULY F. (co-direction à 25% avec P. VELEX & C. CHANGENET)
"Modélisation du régime thermique transitoire d'un roulement soumis à une interruption de la lubrification"
débutée en janvier 2008
- LEPRINCE G. (co-direction à 25% avec P. VELEX & C. CHANGENET)
"Rôle du lubrifiant dans le rendement d'une boîte de vitesses"
débutée en janvier 2009

4.2 Liste des publications

4.2.1 Revues Internationales à Comité de Lecture

[P1] DIAB Y., VILLE F., CHANGENET C., VELEX P "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages". DOI: 10.1051/meca:2008028. Mécanique&Industries, 2008 Vol.9. p. 221 - 225.

[P2] LABIAU A., VILLE F., SAINOT P., QUERLIOZ E., LUBRECHT A. "Effect of sinusoidal surface roughness under starved conditions on rolling contact fatigue". Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers Part J-Journal Of Engineering Tribology, 2008 N°3, Vol.222. p. 193 - 200.

[P3] MEHEUX M., MINFRAY C., VILLE F., LE MOGNE T., LUBRECHT A., MARTIN J.-M., LIEURADE H.-P. "Influence of slide-to-roll ratio on tribofilm generation". Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers Part J-Journal Of Engineering Tribology, 2008 N°3, Vol.222. p. 325 - 334.

[P4] QUERLIOZ E., VILLE F., LENON H., LUBRECHT A. "Experimental investigations on the contact fatigue life under starved conditions". Tribology International, 2007 Vol.40. p. 1619 - 1626.

[P5] VILLE F., VELEX P "Introduction du frottement sur les dentures dans la simulation du comportement dynamique de transmissions par engrenages". Mécanique&Industries, 2007 N°3, Vol.8. p. 299 - 303.

[P6] VILLE F., COULON S., LUBRECHT A. "Influence of solid contaminants on the fatigue life of lubricated machine elements". Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers Part J-Journal Of Engineering Tribology, 2006 N°PartJ, Vol.220. p. 441 - 445.

[P7] DIAB Y., VILLE F., VELEX P "Investigations on power losses in high-speed gears". Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers Part J-Journal Of Engineering Tribology, 2006 N°J3, Vol.220. p. 191 - 198.

[P8] DIAB Y., VILLE F., VELEX P "Prediction of power losses due to tooth friction in gears". Tribology Transactions, 2006 N°2, Vol.49. p. 260 - 270.

[P9] DIAB Y., VILLE F., HOUIH H., SAINOT 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 Part E-Journal Of Process Mechanical Engineering, 2005 N°8, Vol.219. TomeC, p. 785 - 792.

[P10] COULON S., JUBAULT I., LUBRECHT A., VILLE F., VERGNE PH "Pressure profiles measured within lubricated contacts in presence of dented surfaces. Comparison with numerical models.". Tribology International, 2004 Vol.37. p. 111 - 117.

[P11] DIAB Y., VILLE F., VELEX P, CHANGENET C. "Windage losses in high speed gears - Preliminary experimental and theoretical results". Journal Of Mechanical Design, 2004 N°5, Vol.126. p. 903 - 908.

[P12] COULON S., VILLE F., LUBRECHT A. "Effect of a dent on the pressure distribution in dry point contacts". Journal Of Tribology-Transactions Of The Asme, 2002 N°1, Vol.124. p. 220 - 223.

[P13] GIRODIN D., VILLE F., GUERS R., DUDRAGNE G. "Rolling contact fatigue tests to investigate surface initiated damage using surface defects". American Society for Testing and Materials, 2002 N°STP 1419, p. 263 - 284.

[P14] NELIAS D., VILLE F. "Detrimental effects of dents on rolling contact fatigue". ASME Journal of Tribology (Tribology Conference, Kissimmee Floride 10-13 octobre 1999). Journal Of Tribology-Transactions Of The Asme, (France), 2000 N°1, Vol.122. p. 55 - 64.

[P15] VILLE F., NELIAS D. "An experimental study on the concentration and shape of dents caused by spherical metallic particles in EHL contacts". Présenté au 53rd STLE annual meeting. Publié dans Tribology Transactions. Tribology Transactions, Detroit (Etats unis d'Amérique), 1999 N°1, Vol.42. p. 231 - 240.

[P16] VILLE F., NELIAS D. "Early fatigue failure due to dents in EHL contacts". Tribology transactions. Tribology Transactions, (France), 1999 N°4, Vol.42. p. 795 - 800.

4.2.2 Chapitre de livre

[L1] VERGNE PH, VILLE F. "Experimental investigations on the pressure distribution for pure sliding EHL contacts with dented surfaces". Solid Mechanics and its Applications - IUTAM Symposium on Elastohydrodynamics and Microelastohydrodynamics. R.W. Snidle & H.P. Evans Spinger Dordrecht The Netherlands 2006 Experimental investigations on the pressure distribution for pure sliding EHL contacts with dented surfaces Vol.134. p. 201 - 213.

4.2.3 Congrès ou communications

[C1] LEPRINCE G., CHANGENET C., VILLE F., VELEX P, JARNIAS F. "Influence of oil aeration on churning losses". JSME 2009 International Motion and Power Transmission Conference. Sendai (Japon), 2009-05-13-2009-05-15

[C2] MEHEUX M., MINFRAY C., VILLE F., LE MOGNE T., LUBRECHT A., MARTIN J.-M., LIEURADE H.-P. "Influence of lubricant additives and SRR on tribofilm generation (Poster - prix Silver Award)". STLE 2008 Annual meeting. Cleveland (Etats unis d'Amérique), 2008-05-18-2008-05-22

- [C3] MEHEUX M., VILLE F., MINFRAY C., LE MOGNE T., LUBRECHT A., MARTIN J.-M., LIEURADE H.-P. "Influence of lubricant additives on rolling contact fatigue". 35th Leeds-Lyon Symposium on Tribology - "Duncan Dowson at 80". Leeds (Royaume-uni Angleterre), 2008-09-09-2008-09-12
- [C4] KOFFEL G., VILLE F., CHANGENET C., VELEX P "Investigations on the power losses and thermal effects in gear transmissions". 35th Leeds-Lyon Symposium on Tribology - "Duncan Dowson at 80". Leeds (Royaume-uni Angleterre), 2008-09-09-2008-09-12
- [C5] DIAB Y., VILLE F., CHANGENET C., VELEX P "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenage". CIFMA02 - IFCAM02. Alep (Syrie), 2007-05-14-2007-05-16 Vol.cdRom. p. 6 -
- [C6] DIAB Y., VILLE F., CHANGENET C., VELEX P "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages". Journées Transmissions Mécaniques. Villeurbanne (France), 2007-07-10-2007-07-11
- [C7] LABIAU A., VILLE F., SAINSOT P., QUERLIOZ E., LUBRECHT A. "Effect of rough surfaces under starved conditions on Rolling Contact Fatigue". 34th Leeds Lyon Symposium on Tribology "Tribological Contacts And Component Life. Lyon (France), 2007-09-04-2007-09-07
- [C8] VILLE F. "Etats de Surface & Tribologie". Journée technique sur les états de surface. Aix en Provence (France), 2007-11-29-2007-11-29 Vol.CDRom. p. 10 -
- [C9] QUERLIOZ E., VILLE F., SAINSOT P., LUBRECHT A. "Influence des rugosites de surface sur la fatigue de contact en roulement". XVIII Congrès Français de Mécanique. Grenoble (France), 2007-08-27-2007-08-31 6p
- [C10] MEHEUX M., MINFRAY C., VILLE F., LE MOGNE T., LUBRECHT A., MARTIN J.-M., LIEURADE H.-P. "Influence of slide-to-roll ratio on tribofilm generation". 34th Leeds Lyon Symposium on Tribology "Tribological Contacts And Component Life. Lyon (France), 2007-09-04-2007-09-07
- [C11] VILLE F., VELEX P "Introduction du frottement sur les dentures dans la simulation du comportement dynamique de transmissions par engrenages". XVIII Congrès Français de Mécanique. Grenoble (France), 2007-08-27-2007-08-31 Vol.CDRom. p. 6 -
- [C12] QUERLIOZ E., VILLE F., SAINSOT P., LUBRECHT A. "Effect of rough surfaces on rolling contact fatigue". 2006 STLE ANNUAL MEETING. Preprint No. AM(NP)-06-29 Calgary (Canada), 2006-05-07-2006-05-11 p. 1 - 24.
- [C13] QUERLIOZ E., VILLE F., LENON H. "Theoretical and experimental investigations on the reduction of contact fatigue life under starved conditions". 33rd Leeds Lyon Symposium on Tribology "Tribology at the Interface". Leeds (Royaume-uni Angleterre), 2006-09-12-2006-09-15
- [C14] DIAB Y., VILLE F., CHANGENET C., VELEX P "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages". XVII Congrès Français de Mécanique. Troyes (France), 2005-08-29-2005-09-02 6

- [C15] PAULIN C., VILLE F., SAINOT P., COULON S., LUBRECHT A. "Effet de la rugosité de surface sur la fatigue de contact en roulement. Approche théorique et expérimentale". 24ème Journées de Printemps - Sté. Française de Métallurgie et de Matériaux. Senlis (France), 2005-05-10-2005-05-11 p. 1 - 9.
- [C16] VILLE F., COULON S., LUBRECHT A. "Influence de la pollution solide des lubrifiants sur la durée de vie des mécanismes". XVII Congrès Français de Mécanique. Troyes (France), 2005-08-29-2005-09-02 Vol.CDRom.6
- [C17] DIAB Y., VILLE F., VELEX P "Investigations on the power losses in high speed gears". International Tribology Conference ITC. Kobe (Japon), 2005-05-29-2005-06-021
- [C18] DIAB Y., VILLE F., VELEX P, WENDLING M. "Simulations and experimental investigations on windage losses in high-speed gears". International Conference on Gea, Berichte N° 1904. Munich (Allemagne), 2005-09-14-2005-09-16 Vol.2. p. 1435 - 1450.
- [C19] PAULIN C., VILLE F., SAINOT P., COULON S., LUBRECHT A. "Effect of rough surfaces on rolling contact fatigue. Theoretical and experimental analysis". 30th Leeds-Lyon Symposium on Tribology : Transient processes in tribology. Tribology series 43 Elsevier Villeurbanne (France), 2003-09-02-2003-09-05 Vol.43. p. 611 - 617.
- [C20] PAULIN C., VILLE F., SAINOT P., COULON S., LUBRECHT A. "Effets de la rugosité des surfaces sur la fatigue de contact en roulement. Approche théorique et expérimentale". 23èmes Journées de Printemps, Société Française de Métallurgie et de Matériaux. Paris Paris (France), 2004-05-25-2004-05-26 p. 261 - 269.
- [C21] COULON S., VILLE F., LUBRECHT A. "Experimental investigations of rolling contact fatigue of dented surfaces using artificial defects". 31st Leeds-Lyon Symposium on Tribology. Elsevier LEEDS (Etats unis d'Amérique), 2004-09-07-2004-09-10 p. 691 - 702.
- [C22] VERGNE PH, VILLE F. "Experimental investigations on the pressure distribution for pure sliding EHL contacts with dented surfaces.". IUTAM Symposium on Elastohydrodynamics and Microelastohydrodynamics. Springer Cardiff (Royaume-uni Angleterre), 2004-09-01-2004-09-03 p. 201 - 213.
- [C23] VILLE F., VELEX P "Introduction du frottement sur les dentures dans la simulation du comportement dynamique de transmissions par engrenages". XIVe Colloque "Vibrations, Chocs et Bruit". Lyon (France), 2004-06-16-2004-07-18CDRom
- [C24] DIAB Y., VILLE F., ABOUSLEIMAN V., VELEX P "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages". 14° Rencontres Régionales de la Recherche en Rhône-Alpes. Saint Etienne (France), 2003-10-21-2003-10-21
- [C25] DIAB Y., VILLE F., CHANGENET C., VELEX P "Windage losses in high speed gears- Preliminary experimental and theoretical results". 9th ASME International power transmission and gearing conference. Paper DETC2003-48115. Chicago (Etats unis d'amérique), 2003-09-03-2003-09-05 p. 7p - CDRom.
- [C26] COULON S., VILLE F., LUBRECHT A. "An abacus for predicting the rolling contact fatigue life reduction due to debris dents". 28th Symposium Leeds-Lyon. Elsevier tribology series 40 VIENNE (Autriche), 2001-09-04-2001-09-07 p. 283 - 294.

- [C27] DIAB Y., COULON S., VILLE F., FLAMAND L "Experimental investigations on rolling contact fatigue of dented surfaces using artificial defects : sub-surface analyses". 29th Leeds-Lyon Symposium on Tribology. Elsevier tribology series 41 LEEDS (Royaume-uni Angleterre), 2002-09-03-2002-09-06 p. 359 - 366.
- [C28] COULON S., JUBAULT I., LUBRECHT A., VILLE F., VERGNE PH "Pressure profiles measured within lubricated contacts in presence of dented surfaces. Comparison with numerical models". 6th International Tribology Conference, AUSTRIB'02. Perth (Australie), 2002-12-02-2002-12-05 Vol.37. p. 111 - 117.
- [C29] GIRODIN D., VILLE F., GUERS R., DUDRAGNE G. "Experimental investigation of surface initiated rolling contact fatigue using dented surfaces". 28th Symposium Leeds-Lyon : Tribology Research: From model experiment to industrial problem: A century of efforts in mechanics, materials science and physico-chemistry. D. Dowson et al. Elsevier Amsterdam Vienne (Autriche), 2001-09-04-2001-09-07 Vol.39. p. 449 - 458.
- [C30] COULON S., VILLE F., NELIAS D. "Numerical and experimental investigations on rolling contact fatigue for dented surfaces". 27th Leeds-Lyon Symposium on Tribology : Tribology Research : From model experiment to industrial problem. D. Dowson et al. Elsevier Lyon (France), 2000-09-05-2000-09-08 Vol.39. p. 459 - 467.
- [C31] VILLE F., NELIAS D., TOURLONIAS G., FLAMAND L, SAINSOT P. "On the two-disc machine : a polyvalent and powerfull tool to study fundamental and industrial problems related to elastohydrodynamic lubrication". Proceedings of the 27th Leeds-Lyon Symposium : "Tribology Research : From Model Experiment to Indust. Tribology Series, Elsevier Lyon (France), 2000-09-05-2000-09-08 Vol.39. p. 393 - 402.
- [C32] NELIAS D., VILLE F., URBANIAK J.-M. "Design and development of a bench test rig for investigating roller bearing cage failure". International Tribology Conference Tribology : Voyaging into the New Millennium. Nagasaki (Japon), 2000-10-29-2000-11-025 p.
- [C33] NELIAS D., VILLE F. "State of art on the failure modes of rolling bearings. Application to the IASI project (definition of the preload and methodology for the validation tests)". Workshop : "Lifetime of space mechanisms, CNES. Toulouse (France), --
- [C34] COULON S., JACQ C., VILLE F. "Durée de vie des contacts indentés - De l'observation expérimentale à la modélisation". 7ème Carrefours de la Fondation Rhône-Alpes Futur. 1999-11-16-1999-11-16-
- [C35] VILLE F., NELIAS D. "Effet de la pollution solide des lubrifiants sur la fatigue de roulement". Actes des Journées Francophones Internationales de la STF. Toulouse (France), 1999-05-05-1999-05-07-
- [C36] NELIAS D., LEGRAND D., VERGNE PH, VILLE F., FLAMAND L, MONDIER J.-B. "Rhéologie et tribologie de lubrifiants fluides pour des roulements dans des applications spatiales". Actes des Journées Francophones Internationales de la STF. Toulouse (France), 1999-05-05-1999-05-07-
- [C37] AJMI M., BAUD S., LAHMAR F., VILLE F. "Etude des mécanismes lubrifiés - Modélisation pollution". 3ème Colloque des Doctorants, INSA. Villeurbanne (France), 1998-05-05-1998-05-05-

[C38] VILLE F., NELIAS D. "Influence of the nature and size of solid particles on the indentation features in EHL contacts". Proceedings of the 24th Leeds-Lyon Symposium "Tribology of energy conservation". Tribology series 32, Elsevier Leeds (Royaume-uni Angleterre), - p. 399 - 410.

[C39] VILLE F., NELIAS D. "Pollution solide des lubrifiants". Actes des Journées Francophones de Tribologie Corrosion (JFTC'98) Ecole Centrale de Lyon. Ecully (France), 1998-06-03-1998-06-04 p. 201 - 210.

[C40] VILLE F., NELIAS D. "Rôle de la pollution solide des lubrifiants sur le processus d'indentation et la fatigue des surfaces". Actes des 17ème Journées de Printemps. Société Française de Métallurgie et de Matériaux (SF2M). Paris (France), - p. 9(1) - 9(12).

[C41] VILLE F., NELIAS D. "Pollution solide des lubrifiants, indentation et fatigue des surfaces.". 8e Rencontres Régionales de la Recherche.. Satolas (France), 1997-09-26-1997-09-26-

[C42] COUHIER F., DUMONT M-L, VILLE F., NELIAS D., LUBRECHT A., FLAMAND L "Contact EHD : De la modélisation à l'avarie de surface.". 2ème Colloque des Doctorants. Villeurbanne (France), 1996-04-04-1996-04-04-

4.2.4 Séminaire

[S1] MEHEUX M., MARTIN J.-M., LUBRECHT A., MINFRAY C., VILLE F., LE MOGNE T., LIEURADE H.-P. "Influence of Temperature and Test Duration on ZDDP tribofilm generation". Additives 2007 Applications for Future Transport. Londres (Royaume-uni Angleterre), 2007

4.2.5 Thèse

[T1] VILLE F. Pollution solide des lubrifiants, indentation et fatigue des surfaces. Thèse: INSA de LYON - Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, (France), 1998

4.3 Expertise d'articles

Depuis 1999, je participe régulièrement à l'expertise d'articles soumis au *Journal of Tribology* de l'ASME (American Society Of Mechanical Engineers), au *Journal of Mechanical Design* de l'ASME, au *Journal of Engineering Tribology*, Part J de l'IMEchE (Institution of Mechanical Engineers), au journal *Tribology International* de Elsevier ainsi qu'au *Leeds-Lyon symposium*.

4.4 Rayonnement

- Co-organisateur des Journées Transmissions 2007
- Membre de l'organisation Leeds-Lyon Symposium (27° - 2000 ; 30° - 2003 ; 32° - 2004 ; 34° - 2007)
- Au cours des Journées Francophones de Tribologie, consacrées aux roulements (du 5 au 7 mai 1999 à Toulouse), j'ai reçu, pour mon travail de thèse, le prix Hirn 1999 de la part de M. Ambruster, président de la Société Tribologique de France.

- Le papier intitulé : 'Effet de la rugosité de surface sur la fatigue de contact en roulement- Approche Théorique et Expérimentale' par C. Paulin, F. Ville, P. Sainsot, S. Coulon et T. Lubrecht. publié lors des 24èmes Journées de Printemps "Fatigue et Etat de surface : du rôle des dégradations de surface, à l'effet des traitements superficiels" (Senlis les 10 et 11 mai 2005) a reçu le prix Jacques Pomey 2005
- Le papier intitulé : 'Experimental and numerical investigations on the air-pumping phenomenon in high-speed spur and helical gears" par Y Diab, F Ville, H Houjoh, P Sainsot and P Velez, Vol. 219, issue G8, pp. 785-800 et publié dans les "Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers PartC: Journal of Mechanical Engineering Science" a reçu le prix du meilleur papier 2005.
- Lors du congrès STLE (Society of Tribologists & Lubrication Engineers) qui s'est tenu à Cleveland (Etats-Unis) du 18 au 22 mai 2008, Mathilde Meheux a reçu un prix (Silver Award) pour son poster intitulé : "Influence of lubricant additives and SRR on tribofilm generation".

4.5 Relations avec le monde industriel

Mes activités de Recherche dans le domaine des Sciences pour l'Ingénieur, me conduisent à avoir des activités contractuelles avec le monde industriel en plus des thèses CIFRE.

Liste des contrats sur la période 1999-2008

2008	ROLLIX « Etude Faux effet Brinell-Graisse Rollix»
2007-2008	MCE-5 « Calcul des conditions de contact et pertes de puissance dans l'engrènement d'un moteur à taux de compression variable»
2007	Shell « False Brinelling»
2007	Turboméca « Analyse des problèmes de coupure d'huile dans les turbines d'hélicoptères : Impact sur la durée de vie des roulements »
2006	Ascometal « Influence des conditions de fonctionnement sur l'apparition du micro écaillage et son évolution vers l'écaillage - Application aux aciers à engrenages»
2006	CETIM « Analyse des différences obtenues entre essais sur machine bi-disques et transmissions à engrenages pour l'étude de la fatigue de contact»
2006	Nyco « Etude Faux effet Brinell-Graisse»

- 2005 Hispano-Suiza
« Optimisation du modèle HS d'échanges thermiques AGB »
- 2005 Lubrizol – SNR
« Amélioration de la durée de vie des roulements de boîte de vitesses : effet des additifs-2 »
- 2005 Renault Trucks
« Optimisation de la distribution de moteurs de poids-lourds »
- 2004 CETIM
« Traction curves for a lubricant with a high traction coefficient »
- 2004 Lubrizol - SNR
« Amélioration de la durée de vie des roulements de boîte de vitesses : effet des additifs »
- 2004 RENAULT
« Effets de lubrifiants sur la durée de vie de roulements dans les boites de vitesses »
- 2003 CETIM
« Analyse des pertes par frottement dans les transmissions par engrenages »
- 2001-2003 DCN
« Exploitation du Banc d'essai B.A.C.V. »
- 2001-2003 Lubrizol - SNR
« Amélioration de la durée de vie des roulements de boîte de vitesses : effet des additifs »
- 2001-2002 SNR
« Amélioration de la durée de vie des roulements de boîte de vitesses : optimisation des rugosités de surface »
- 2000-2001 DCN
« Exploitation du Banc d'essai B.A.C.V. »
- 1999-2000 SNFA
« Tenue à la pollution d'aciers à roulement »

5 - RESPONSABILITÉS SCIENTIFIQUES ET ADMINISTRATIVES

Je suis titulaire d'une Prime d'Encadrement Doctoral et de Recherche (PEDR) depuis le 1^o octobre 2007. Outre mes activités de Recherche, j'ai un certain nombre de responsabilités scientifiques et administratives :

- Membre de la Commission Informatique du Laboratoire (depuis 1999)
- Membre de la Commission Locaux du Laboratoire (depuis 2006)

- Membre de la Commission Communication du Laboratoire (2003-2006)
- Membre élu du Conseil de Laboratoire (représentant des collèges B) (2000-2003)
- Membre du Conseil Scientifique du Laboratoire (depuis 2008)
- Membre élu (titulaire) de la CSE 60° section de l'INSA de Lyon (2004-2008)
- Membre du vivier d'experts des comités de sélection 60° section de l'INSA de Lyon (depuis 2009)
- Membre élu du Conseil de Département GMD, représentant des collèges B (2005-2009)
- Membre du Conseil des Etudes du Département GMD (2005-2009)
- Responsable pédagogique de la plateforme "LaMCoS-GMD" (2005-2009)

BIBLIOGRAPHIE



Thèses reliées à la bibliothèque du LaMCoS

I - AMÉLIORATION ET OPTIMISATION DES COMPOSANTS MÉCANIQUES LUBRIFIÉS, ANALYSE DE LEUR TENUE EN FATIGUE DE CONTACT INITIÉE EN SURFACE

- [I.1] Berthe, D., Flamand, L., Foucher, D., and Godet, M., “Micro-pitting in Herzian contacts”. *Trans Am. Soc. Mech. Engrs, J. Lubrication Tech.*, 1980, 102, 478
- [I.2] Zhou, R. S., Cheng, H. S., and Mura, T., “Micropitting in rolling and sliding contact under mixed lubrication”. *Trans Am. Soc. Mech. Engrs, J. Tribology*, 1989, 111, 605–613.
- [I.3] Tallian, T. E., “Failure atlas for hertz contact machine elements”, 1992 (ASME Press, New York).
- [I.4] Olver, A. V., “The Mechanism of Rolling Contact Fatigue: An Update”, *Proceedings of the I MECH E Part J Journal of Engineering Tribology*, Volume 219, Number 5, 2005 , pp. 313-330
- [I.5] Nelias D., Dumont M-L, Champiot F., Vincent A., Girodin D., Fougères R., Flamand L., "Role of inclusions, surface roughness and operating conditions on rolling contact fatigue", *ASME Journal of Tribology*, 1999, N°2, Vol.121, p. 240 - 251.
- [I.6] Lamagnère P., Fougères R., Vincent A., Lormand G., Girodin D., Dudragne G. and Vergne F. “A Physically based Model for infinite Life of Rolling Bearings,” *ASME, Journal of Tribology*, 1998, vol. 120, n°3, pp. 421-426
- [I.7] Becker P., “Microstructural changes around non-metallic inclusions caused by rolling-contact fatigue of ball bearing steels”. *Metals Technology*, 1981, p 234-243
- [I.8] Diab, Y., Coulon, S., Ville, F., Flamand, L., 2003, 'Experimental investigations on rolling contact fatigue of dented surfaces using artificial defects: subsurface analyses', *Tribology series. no 41, 29th Leeds-Lyon Symposium on tribology on Tribological research and design for engineering systems*, Leeds, Amsterdam, Elsevier Science, pp. 359-366
- [I.9] Meheux M., Ville F., Minfray C., Le Mogne T., Lubrecht T., Martin J. M., Lieurade H. P., “Influence of lubricant additives on rolling contact fatigue”, *Tribology International*, Elsevier, 2009, 12 pages, to be published
- [I.10] Tallian T.E., “Prediction of Rolling Contact Fatigue Life in Contaminated Lubricant : Part I-Mathematical Model”. *Journal of Lubrication Technology*, 1976, vol 98, p 251-257.
- [I.11] Tallian T.E., “Prediction of Rolling Contact Fatigue Life in Contaminated Lubricant : Part II-Experimental”. *Journal of Lubrication Technology*, 1976, vol 98, p 384-392.
- [I.12] Fitzsimmons B., Clevenger H.D., “Contaminated Lubricants and Tapered Roller Bearing Wear”. *Tribology Transactions*, 1977, vol 20, p 97-107.
- [I.13] Perroto, J. A., Riano, R. R., and Murray, S. F., “Effect of Abrasive Contamination on Ball Bearing Performance,” *Lubrication Engineering*, 1979, Vol. 35, No. 12, pp. 698-705.
- [I.14] Loewenthal S.H., Moyer D.W., “Filtration Effects on Ball Bearing Life and Condition in a Contaminated Lubricant”. *Journal of Lubrication Technology*, 1979, vol 101, p 171-179.

- [I.15] Loewenthal S.H., Moyer D.W., Needelman W.M., “Effects of Ultra-Clean and Centrifugal Filtration on Rolling-Element Bearing Life”. *Journal of Lubrication Technology*, 1982, vol 104, p 283-292.
- [I.16] Lorösch H.K. – Research on Longer Life for Rolling-Element Bearings. *Lubrication Engineering*, 1985, vol 41, p 37-43.
- [I.17] Averbach B. L., Van Pelt S. G., Pearson P. K., Bamberger E. N., “Surface Initiated Spalling Fatigue in M-50 and M50-Nil Bearings,” *Lubrication Engineering*, 1991, Vol. 47, No. 10, pp. 827-843.
- [I.18] Nixon H. P., Zantopulos H., “Fatigue Life Performance Comparisons of Tapered Roller Bearings with Debris-Damaged Raceways,” *Lubrication Engineering*, 1995, Vol. 51, No. 9, pp. 732-736.
- [I.19] Sayles R.S., Macpherson P.B., “Influence of wear debris on rolling contact fatigue”. In: J.J.C. Hoo, Editor, *Rolling contact fatigue testing of bearing steels*. ASTM STP 771, American Society for Testing and Materials, 1982, pp. 255–274.
- [I.20] Chao K. K., Saba C. S., Centers P.W., “Effects of Lubricant Borne Solid Debris in Rolling Surface Contacts,” *Tribology Transactions*, 1996, Vol. 39, No. 1, pp. 13-22.
- [I.21] Sayles R. S., Ioannides E., “Debris Damage in Rolling Bearings and Its Effects on Fatigue Life”. *Journal of Tribology*, 1988, vol 110, p 26-31.
- [I.22] Hamer J.C., Sayles R.S., Ioannides E., “Particle Deformation and Counterface Damage When Relatively Soft Particles are Squared Between Hard Anvils”. *Tribology Transactions*, 1989, vol 31, p 281-288.
- [I.23] Ko C.N., Ioannides E., “Debris Denting - The Associated Residual Stresses and Their Effect on the Fatigue Life of Rolling Bearing : An FEM Analysis”. *Proceedings of 15th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Leeds Sept. 1988, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1989, p 199-207.
- [I.24] Lubrecht A.A., Dwyer-Joyce R.S., Ioannides E., “Analysis of the Influence of Indentations on Contact Life”. *Proceedings of 19th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Leeds Sept. 1992, D. Dowson, C. M. Taylor and M. Godet, Amsterdam : Elsevier, 1993, p 173-181.
- [I.25] Lubrecht A.A., Ioannides E., “A fast Solution of the Dry Contact Problem and Associated Sub-Surface Stress Field, Using Multilevel Techniques”. *Journal of Tribology*, 1991, vol 113, p 128-133.
- [I.26] Ioannides E., Beghini B., Jacobson B., Bergling G., Goodall Wuttkowski J., “Cleanliness and its Importance to Bearing Performance”. *Lubrication Engineering*, 1993, vol 49, p 657-663.
- [I.27] Ai X., Nixon H.P., “Fatigue Life Reduction of Roller Bearings Due to Debris Denting : Part I – Theoretical Modeling”. *Tribology Transactions*, 2000, vol 43, p 197-204.
- [I.28] Ai X., Nixon H.P., “Fatigue Life Reduction of Roller Bearings Due to Debris Denting : Part II – Experimental Validation”. *Tribology Transactions*, 2000, vol 43, p 311-317.
- [I.29] Xu G., Sadeghi F., “Spall Initiation and Propagation due to Debris Denting”. *Wear*, 1996, vol 201, p 106-116.

- [I.30] Xu G., Sadeghi F., Cogdell J.D., “Debris Denting Effects on Elastohydrodynamics Lubricated Contacts”. *Journal of Tribology*, 1997, vol 119, p 579-587.
- [I.31] Xu G., Sadeghi F., Hoeprich M.R., “Dent Initiated Spall Formation in EHL Rolling/Sliding Contacts”. *Journal of Tribology*, 1998, vol 120, p 453-462.
- [I.32] Xu G., Sadeghi F., Hoeprich M.R., “Residual Stresses Due to Debris Effects in EHL Contacts”. *Tribology Transactions*, 1997, vol 40, p 613-620.
- [I.33] Antaluca E., Nelias D., "Contact Fatigue Analysis of a Dented Surface in a Dry Elastic–Plastic Circular Point Contact". *Tribology Letters*, 2008 Vol.29. p. 139 - 153.
- [I.34] Biboulet N., Lubrecht A., Houpert L., "Contact pressure in indented elastohydrodynamic lubrication contacts". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J-Journal Of Engineering Tribology*, 2008,N°3, Vol.222., p. 415 - 422.
- [I.35] Biboulet N., Lubrecht A., Houpert L., "Contact pressure of indented wide elliptical contacts: Dry and lubricated cases". *Journal of Tribology-Transactions of the Asme*, 2008, N°4, Vol.130, p. 1 - 7.
- [I.36] Jackson A., Cameron A., “An interferometric study of the ehl of rough surfaces,” *ASLE Transactions*, 1976, vol. 19, n°1, pp. 50-60
- [I.37] Wedeven L. D., “Influence of Debris Dent on EHD Lubrication,” *ASLE Transactions*, 1977, Vol. 21, pp. 41-52.
- [I.38] Wedeven L. D., Cusano C., “Elastohydrodynamic Film Thickness Measurements of Artificially Produced Surface Dents and Grooves,” *ASLE Transactions*, 1979, Vol. 22, No. 4, pp. 369-381.
- [I.39] Kaneta M., Kanada T., Nishikawa H., “Optical Interferometric Observations of the Effects of a Moving Dent on Point Contact EHL”. *Proceedings of 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Leeds Sept. 1996, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1997, p 69-79.
- [I.40] Wan G.T.Y, Spikes H.A., “The Behaviour of Suspended Solid Particles in Rolling and Sliding Elastohydrodynamic Contacts”. *Tribology Transactions*, 1988, vol 31, p 12-21.
- [I.41] Dwyer-Joyce R. S., Hamer J. C., Sayles R. S., Ioannides E., “Surface damage effects caused by debris in Rolling Bearing Lubricants, with an emphasis on friable materials”. *Rolling element bearings – towards the 21st century*, Londres Nov. 1990, p 1-8.
- [I.42] Dwyer-Joyce R.C., “The Effects of Lubricant Contamination on Rolling Bearing Performance”. *Thèse*, University of London, London (England), 1992, 238 p.
- [I.43] Dwyer-Joyce R.C., Heymer J., “The Entrainment of Solid Particles into Rolling Elastohydrodynamics Contacts”. *Proceedings of 22nd Leeds Lyon Symposium on Tribology*, Lyon Sept. 1995, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1996, p 135-140.
- [I.44] Cann P.M.E., Hamer J.C., Sayles R.S., Spikes H.A., Ioannides E., “Direct Observation of Particle Entry and Deformation in Rolling EHD Contact”. *Proceedings of 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Lyon Sept. 1995, D. Dowson et al. Editeurs, Amsterdam : Elsevier, 1996, p 127-134

- [I.45] Nikas G.K., “Mathematical analysis of the entrapment of solid spherical particles in non-conformal contacts”. ASME Journal of Tribology, 2001, 123(1), pp. 83–93
- [I.46] Nikas G.K., “Particle entrainment in elastohydrodynamic point contacts and related risks of oil starvation and surface indentation”.ASME Journal of Tribology, 2002, 124(1), pp. 461–467
- [I.47] Nikas G.K., Sayles R.S., Ioannides E., “Effects of debris particles in sliding/rolling elastohydrodynamic contacts”. Proc. IMechE. Part J: J. Engng Tribol., 1998, 212(5), pp. 333–343
- [I.48] Ville F., ‘Pollution solide des lubrifiants, indentation et fatigue des surfaces’, thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 1998, 163 pages.
- [I.49] Girodin, D., Ville, F., Guers, R., Dudragne, G., “ Rolling Contact Fatigue Tests to Investigate Surface Initiated Damage Using Surface Dents,” Bearing Steel Technology, ASTM STP 1419, J. M. Beswick, Ed., American Society for Testing and Materials, West Conshohocken, PA, 2002
- [I.50] Coulon, S., 2001, ‘Prédiction de la durée de vie des contacts ponctuels lubrifiés en présence d'indentations’, thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 202 pages.
- [I.51] Ville, F., Nélias, D., 1998, 'Influence of the Nature and Size of Solid Particles on the Indentation Features in EHL Contacts',Tribology series “Tribology for Energy Conservation”, D. Dowson et al. Editeurs, Elsevier, Amsterdam, Vol. 34, pp.399-409
- [I.52] Ville, F., Nélias, D., 1999, 'An Experimental Study on the Concentration and Shape of Dents Caused by Spherical Metallic Particles in EHL Contacts', Tribology Transactions, Vol. 42, N° 1, pp. 231-240
- [I.53] Ville F., Nelias D., Tournalias G., Flamand L., Sainsot P., “On The Two Disc Machine: A Polyvalent and Powerful Tool to Study Fundamental and Industrial Problems Related to Elastohydrodynamic Lubrication,” Tribology series “Tribology Research: From model experiment to industrial problem: A century of efforts in mechanics, materials science and 300 physico-chemistry,” D. Dowson et al. Editeurs, Elsevier, Amsterdam, 2001,39, pp 393-402.
- [I.54] Ville, F., Nelias, D., 1999, 'Early Fatigue Failure Due to Dents in EHL Contacts', Tribology Transactions, Vol. 42, n°4, pp. 795-800
- [I.55] Coulon, S., Ville, F., Lubrecht, A A, 2002, 'Effect of a Dent on the Pressure Distribution in Dry Point Contacts', Journal of Tribology, vol. 124, no.1, pp. 220-223
- [I.56] Coulon, S., Ville, F., Lubrecht, A. A., 2002, 'An Abacus for Predicting the Rolling Contact Fatigue Life Reduction due to Debris Dents', Tribology series. no. 40, 28th Leeds-Lyon Symposium on tribology on Boundary and mixed lubrication: science and application, Vienna, Amsterdam, Elsevier Science, pp. 283-294
- [I.57] Coulon S., Jubault I., Lubrecht A., Ville F., Vergne P., "Pressure profiles measured within lubricated contacts in presence of dented surfaces. Comparison with numerical models.". Tribology International, 2004, Vol.37, p. 111 - 117
- [I.58] Coulon, S., Ville, F., Lubrecht, A. A., 2004, 'Experimental investigations on Rolling Contact Fatigue for dented surfaces using artificial defets', Tribology series, 31rst Leeds-Lyon Symposium on tribology, 12 pages, à paraître

- [I.59] Ioannides E. and Harris T. A., A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. *Journal of Tribology*, 1985, Vol. 107, pp. 367-378
- [I.60] Zhou R.S., Cheng H.S., Mura T., 1989, "Micropitting in Rolling and Sliding Contact Under Mixed Lubrication", *Journal of Tribology*, vol. 111, n°4, pp. 605-613.
- [I.61] Chevalier, F.; Lubrecht, A.A.; Cann, P.M.E.; Colin, F.; Dalmaz, G., 1998, "Film thickness in starved EHL point contacts", *Journal of Tribology*, vol. 120, n° 1, p 126-133
- [I.62] Damiens, B.; Venner, C.H.; Cann, P.M.E.; Lubrecht, A.A., 2004., "Starved lubrication of elliptical EHD contacts", *Journal of Tribology*, vol. 126, n° 1, p 105-111
- [I.63] Venner, C.H.; Berger, G.; Lugt, P.M., 2004, "Waviness deformation in starved EHL circular contacts", *Journal of Tribology*, vol. 126, n° 2, p 248-257
- [I.64] Wan, G. T. Y., "The performance of one organic phosphonate additive in rolling-contact fatigue", *Wear*, 1992, 155, 381-387
- [I.65] Popinceanu N. G., Gafitanu M. D., Cretu S. S., Diaconescu E. N., Hostiuc L. T., "Rolling Bearing Fatigue Life and EHL Theory". *Wear*, Vol. 45, 1977, pp. 17-32
- [I.66] Bisson E. E., Anderson W. J., "Advanced Bearing Technology."NASA, 1964, pp. 407-412
- [I.67] Littmann W. E., Widner R. L., Wolfe J. O., Stover J. D., "The Role of Lubrication in propagation of Contact Fatigue Cracks." *Journal of Lubrication Technology*, 1968, pp. 89-100
- [I.68] Bartz W. J., Kruger V., "Influence of lubricants on the pitting fatigue of gears". *Wear*, 1975, 35, 315-329
- [I.69] Querlioz E., Ville F., Sainsot P., Lubrecht A., "Influence des rugosites de surface sur la fatigue de contact en roulement". XVIII Congrès Français de Mécanique. Grenoble (France), 2007, 6 pages
- [I.70] Mayeur C., Sainsot P. and Flamand L., 1995, "A numerical elastoplastic model for rough contact", *Journal of Tribology*, vol. 114, no.3, pp.422-429
- [I.71] Paulin, C. ; Ville, F. ; Sainsot, P. ; Coulon, S. ; Lubrecht, A. A., 2003, "Effect of rough surfaces on rolling contact fatigue – Theoretical and experimental analysis", 30th Leeds-Lyon Symposium on Tribology. Elsevier tribology series , Lyon, Vol.43. p. 611 -617.
- [I.72] Johnson K.L., 1985, "Contact mechanics", Cambridge University Press, Cambridge, 452 p..
- [I.73] Labiau A., Ville F., Sainsot P., Querlioz E., Lubrecht T., "Effect of sinusoidal surface roughness under starved conditions on rolling contact fatigue" *Proceedings of the I MECH E Part J Journal of Engineering Tribology*, Volume 222, Number 3, 2008 , pp. 193-200
- [I.74] Morales-Espejel, G.E.; Dumont, M.L.; Lugt, P.M.; Olver, A.V., 2005, "A limiting solution for the dependence of film thickness on velocity in EHL contacts with very thin films", *Tribology Transactions*, vol. 48, n° 3, p 317-327
- [I.75] Venner, C. H. , & Lubrecht, A. A., 2005, "An engineering tool for the quantitative prediction of general roughness deformation in EHL contacts based on harmonic waviness attenuation". *Proceedings of the I MECH E Part J Journal of Engineering Tribology*, Volume 219, Number 5, p. 303-312.

- [I.76] Hooke, C., and Venner, C. H., 2000, "Surface Roughness attenuation in line and point contacts," Proc. Inst. Mech. Eng., Part J: J. Eng. Tribol., 214, pp. 439–444
- [I.77] Querlioz E., Ville F., Lenon H., Lubrecht, A. A., 2006, "Theoretical and experimental investigations on the reduction of contact fatigue life under starved conditions". Tribology International, special issue for the 33rd Leeds Lyon Symposium on Tribology “Tribology at the Interface”. Leeds, to be published, p.1-8
- [I.78] Meheux M., Minfray C., Ville F., Le Mogne T., Lubrecht A., Martin J.-M., Lieurade H.-P., "Influence of slide-to-roll ratio on tribofilm generation". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J-Journal of Engineering Tribology, 2008, N°3, Vol.222, p. 325-334.
- [I.79] Méheux M., «Influence des additifs de lubrification sur la formation de tribofilms, le coefficient de frottement et la durée de vie en fatigue de roulements» Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 2009, 132 p.
- [I.80] Benz F.-X. " Analyse de l'influence des additifs sur la durée de vie d'un contact lubrifié", thèse de Master Recherche, INSA de Lyon, 2004, 80 pages
- [I.81] Ayel J, “Lubrifiants. Additifs à action chimique ». Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2001, vol. BD3, noBM5343, pp. BM5343.1-BM5343.18
- [I.82] Ayel J, “Lubrifiants - Additifs à action physique ou physiologique». Techniques de l'ingénieur. Génie mécanique, 2002, vol. BD3, noBM5344, pp. BM5344.1-BM5344.16
- [I.83] Howes M. A. H., Bhattacharyya S., Bock F. C., Parikh N. M., “Chemical Effects of Lubrication in Contact Fatigue. Part I: The Test Program, Data, and Metallurgical Observations”. J. Lubr. Technol., 1976, 98, pp. 286-298
- [I.84] Bhattacharyya S., Bock F. C., H. Howes M. A., Parikh N. M., “Chemical Effects of Lubrication in Contact Fatigue – Part II : The Statistical Analysis, Summary, and Conclusions”. J. Lubr. Technol., 1976, 98, pp. 299-307
- [I.85] Sibley L.B., Winer W.O., “Chemical Effects of Lubrication in Contact Fatigue ; Part III: Load-Life Exponent, Life Scatter, and Overall Analysis”. J. Lubr. Technol, 1976, 98, pp. 308-318
- [I.86] O'Connor, B., “The Influence of Additive Chemistry on Micropitting”. Gear Technology, 2005, 22, p. 34-41
- [I.87] Way, S., “Pitting due to rolling contact”. Trans Am. Soc. Mech. Eng., J. Appl. Mech., 1935, 2, pp. A49-A58
- [I.88] Minfray C., « Réactions tribochimiques avec le dithiophosphate de zinc. » Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 2004, 187 p.
- [I.89] Fujita H., Spikes H., “The formation of Zinc Dithiophosphate antiwear films.” Proc. Instn. Mech. Eng., 2004, Vol. 218, Part J, pp. 265-277
- [I.90] Couhier F., "Influence des rugosités de surface sur les mécanismes de lubrification du contact élastohydrodynamique cylindre-plan." Thèse: INSA de LYON - Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, (France), 1996, 171 p.

[I.91] Couhier F., Lubrecht A., Nelias D., Flamand L., "Influence of the sliding speed on the elasto-hydrodynamically lubricated film thickness shape of waviness contacts.". Proceedings of the 22nd Leeds-Lyon Symposium "The third body concept : Interpretation of tribologica. Tribology Series 31, Elsevier Lyon (France),1996, p. 515 - 526.

[I.92] Bovington C., Caprotti R., Meyer K, Spikes H. A., "Development of laboratory tests to predict the lubricity properties of diesel fuels and their application to the development of highly refined diesel fuels". Tribotest, vol. 2, N°2, 1995, pp. 93-112

II - ANALYSE ET REDUCTION DES PERTES DE PUISSANCE DANS LES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGES

[II.1] Henriot G. " Engrenages. Conception, fabrication, mise en oeuvre", 7ème édition, Dunod, 1999, 875 pages

[II.2] Anderson N. E. and Loewenthal S. H. « Comparison of spur gear efficiency prediction methods » *NASA conf*, publ. NASA-CP-2210, 1983.

[II.3] Höhn B.-R., Michaelis K. and Vollmer T. : "Thermal rating of gear drives: balance between power loss and heat dissipation". AGMA Technical paper,1996.

[II.4] Martins R., Seabra, J., Brito A., Seyfert Ch., Luther, R. and Igartua A. : "Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable ester vs. mineral oil". Tribology International, Vol. 39, 2006, pp. 512-521.

[II.5] Townsend D. and Dudley. « Gear handbook » New York : McGraw-Hill, 1992, 1010p.

[II.6] Dawson P. H., 1984, ' Windage loss in larger high-speed gears', Proc. ImechE, vol. 198A, n° 1, pp. 51-59.

[II.7] 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.

[II.8] 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.

[II.9] Johnson, K.L. et Spence, D.I., 1991, 'Determination of gear tooth friction by disc machine', Tribology International, vol. 24, n°5, pp. 269-275.

[II.10] Martin, K. F., 1978, 'A review of friction predictions in gear teeth', Wear, vol. 49, pp. 201-238.

[II.11] Benedict, G. H. et Kelley, B.W., 1961, 'Instantaneous coefficients of gear tooth friction', ASLE Transactions, vol. 4, pp. 59-70.

[II.12] Diab Y., Ville F. and Velez P. : "Prediction of power losses due to tooth friction in gears". Tribology Transactions, Vol. 49, n°2, 2006, pp. 260-270.

[II.13] Özgüven, H.N. et Houser, D.R., 1988, 'Mathematical models used in gear dynamics – A review', Journal of Sound and Vibration, vol. 121, n°3, pp. 383-411.

[II.14] Blankenship, G.W. et Singh, R., 1992, 'A comparative study of selected gear mesh interface dynamic models', Proceedings of the ASME 6th International Conference on Power Transmissions and Gearing, Phoenix, vol. 1, pp. 137-146.

- [II.15] Börner, J. et Houser, D.R., 1996, 'Influence of friction and bending moments on gear noise excitations', SAE Transactions, vol. 105, n°6, pp. 1669-1676.
- [II.16] Velex, P. et Cahouet, V., 2000, 'Experimental and numerical investigations on the influence of tooth friction in spur and helical gear dynamics', ASME Journal of Mechanical Design, vol. 122, n°4, pp. 515-522.
- [II.17] Baud, S. et Velex, P., 2002, 'Static and dynamic tooth loading in spur and helical geared systems – Experiments and model validation', ASME Journal of Mechanical Design, vol. 124, pp. 334-346.
- [II.18] 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.
- [II.19] Ville F., Nelias D., Tournalias G., Flamand L., Sainsot P., “On The Two Disc Machine: A Polyvalent and Powerful Tool to Study Fundamental and Industrial Problems Related to Elastohydrodynamic Lubrication,” Tribology series “Tribology Research: From model experiment to industrial problem: A century of efforts in mechanics, materials science and 300 physico-chemistry,” D. Dowson et al. Editeurs, Elsevier, Amsterdam, 2001,39, pp 393-402.
- [II.20] 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.
- [II.21] Velex, P. et Maatar, M., 1996, 'A mathematical model for analyzing the influence of shape deviations and mounting errors on gear dynamic behaviour', Journal of Sound and Vibration, vol. 191, n°5, pp. 629-660.
- [II.22] Diab, Y. ; Ville, F.; Velex, P. ; Changenet, C.; 2004 ; 'Windage losses in high speed gears – Preliminary experimental and theoretical results', Journal of Mechanical Design, Vol. 126, p. 903-908.
- [II.23] Diab, Y. ; Ville, F. ; Houjoh, H. ; Sainsot, P. ; Velex, P. ; 2004 ; '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, soumis.

III - PERSPECTIVES

- [III.1] Chevalier, F.; Lubrecht, A.A.; Cann, P.M.E.; Colin, F.; Dalmaz, G., 1998, “Film thickness in starved EHL point contacts”, Journal of Tribology, vol. 120, n° 1, p 126-133
- [III.2] Damians, B.; Venner, C.H.; Cann, P.M.E.; Lubrecht, A.A., 2004., “Starved lubrication of elliptical EHD contacts”, Journal of Tribology, vol. 126, n° 1, p 105-111
- [III.3] Tallian T.E., Simplified Contact Fatigue Life Prediction Model-Part I: Review of Published Models, ASME Journal of Tribology, Vol. 114, 1992, pp. 207-213.
- [III.4] Ioannides E. And Harris T. A., A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. Journal of Tribology, Vol. 107, 1985, pp. 367-378.
- [III.5] Lorösch H. K., Research on Longer Life for Rolling-Element Bearings. Lubrication Engineering, Vol. 41, 1985, pp. 37-43

- [III.6] Lösche T., New Aspects in the Realistic Prediction of the Fatigue Life of Rolling Bearings, *Wear*, Elsevier, Vol. 134, 1989, pp.357-375.
- [III.7] Tallian, T.E., And McCool, J.L., An Engineering Model of Spalling Fatigue Failure in Rolling Contact II. The Surface Model, *Wear*, Vol.17, 1971, pp.447-461.
- [III.8] Lundberg, G., And Palmgren, A., Dynamic Capacity of Rolling Bearings, *Acta Polytechnica, Mech. Eng. Series I*, Royal Swedish Academy of Engineering Science, N°3, Vol. 7, 1947
- [III.9] Lormand G., Meynaud P., Vincent A., Baudry G., Girodin D. And Dudragne G., "., "From cleanliness to rolling fatigue of bearing steels - a new approach," Fifth International Symposium on bearing steels : Into the 21st Century, ASTM S.T.P. 1327, November 19-21, 1996 New-Orleans, Louisiana.
- [III.10] Cheng W., Cheng H.S., Mura T., Keer L.M., Micromechanics Modeling Crack Initiation Under Contact Fatigue, *Journal of Tribology*, Vol. 116, 1994, pp 2-8.
- [III.11] Lemaitre J., Chaboche J.L. "Mécanique des matériaux solides", Edition Dunod, Avril 2004, 544 pages
- [III.12] Marchesse, Y. ; Changenet, C. ; Ville, F.; Velez, P. "Investigations on CFD simulation for predicting windage power losses in spur gears". 3rd International Conference on Integrity, Reliability & Failure of Gears and Transmissions, Porto (Portugal), July 20-24, 2009.
- [III.13] Changenet C., Oviedo-Marlot X. et Velez P. : "Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks – Applications to a six-speed manual gearbox". *ASME Journal of Mechanical Design* vol.128 (3), 2006, pp. 618-625.
- [III.14] Harris T. A. *Rolling bearing analysis*. Wiley (2nd Edition), ISBN 0471799793, 1984, pp 531 - 553.
- [III.15] Townsend D. P., Allen C. W., Zaretsky E. V., Study of ball bearing torque under elastohydrodynamic lubrication. *Journal of lubrication technology*, transaction of the ASME, 1974, Vol 96, pp 561 - 571.
- [III.16] Tevaarwerk J. L., Johnson K. L., The influence of fluid rheology on the performance of traction drives. *Journal of lubrication technology*, transaction of the ASME, 1979, Vol 101, pp 266 - 274.
- [III.17] Chittenden R. J., Dowson D., Taylor C. M. Power loss prediction in ball bearings. *Proc. 15th Leeds-Lyon Symp.*, Leeds, 1988, pp 277 - 286.