N ° d'ordre 2007-ISAL–0056 Année 2007

THÈSE

ETUDE DE LA DUREE DE VIE DES CONTACTS SOUS-ALIMENTES EN LUBRIFIANT

Présentée devant
l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

pour obtenir
le GRADE DE DOCTEUR

École doctorale :
Mécanique, Énergétique, Génie Civil, Acoustique

Spécialité :
MÉCANIQUE - GÉNIE MÉCANIQUE - GÉNIE CIVIL

par

Emmanuelle QUERLIOZ
Ingénieur INSA Lyon

Thèse soutenue le 1er ou 2 octobre 2007 devant la Commission d'examen

Jury

MAZUYER D.	Professeur	Président du jury
CANN P.	Docteur	Rapporteur
MONTMITONNET P.	Directeur de Recherches	Rapporteur
GIRODIN D.	Docteur	
VILLE F.	Maître de Conférences	Directeur de thèse
LUBRECHT A.A.	Professeur	Directeur de thèse
ARNAUDON A.	Ingénieur	Invité

LaMCoS - UMR CNRS 5514 - INSA de Lyon
20, avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne Cedex (FRANCE)

INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales 2007

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	**CHIMIE DE LYON** **http://sakura.cpe.fr/ED206** M. Jean Marc LANCELIN Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université Claude Bernard Lyon 1 Bât CPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 Fax : lancelin@hikari.cpe.fr
E.E.A.	**ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE** **http://www.insa-lyon.fr/eea** M. Alain NICOLAS Insa : D. BARBIER ede2a@insa-lyon.fr Secrétariat : M. LABOUNE AM. 64.43 – Fax : 64.54	M. Alain NICOLAS Ecole Centrale de Lyon Bâtiment H9 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 72 18 33 83 eea@ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN
E2M2	**EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION** **http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2** M. Jean-Pierre FLANDROIS Insa : S. GRENIER	M. Jean-Pierre FLANDROIS CNRS UMR 5558 Université Claude Bernard Lyon 1 Bât G. Mendel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.26 23 59 50 Fax 04 26 23 59 49 06 07 53 89 13 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDIIS	**INFORMATIQUE ET INFORMATION POUR LA SOCIETE** http://ediis.univ-lyon1.fr M. Alain MILLE Secrétariat : I. BUISSON	M. Alain MILLE Université Claude Bernard Lyon 1 LIRIS - EDIIS Bâtiment Nautibus 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.42 44 82 94 Fax 04 72 44 80 53 ediis@liris.cnrs.fr - alain.mille@liris.cnrs.fr
EDISS	**INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE** M. Didier REVEL Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Cardiologique de Lyon Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69500 BRON Tél : 04.72.35 72 32 Fax : Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
	MATERIAUX DE LYON M. Jean Marc PELLETIER Secrétariat : C. BERNAVON 83.85	M. Jean Marc PELLETIER INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-marc.Pelletier@insa-lyon.fr
Math IF	**MATHEMATIQUES ET INFORMATIQUE FONDAMENTALE** M. Pascal KOIRAN Insa : G. BAYADA	M.Pascal KOIRAN Ecole Normale Supérieure de Lyon 46 allée d'Italie 69364 LYON Cédex 07 Tél : 04.72.72 84 81 Fax : 04 72 72 89 69 Pascal.koiran@ens-lyon.fr Secrétariat : Fatine Latif - latif@math.univ-lyon1.fr
MEGA	**MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE** M. Jean Louis GUYADER Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.80 –Fax : 87.12	M. Jean Louis GUYADER INSA de Lyon Laboratoire de Vibrations et Acoustique Bâtiment Antoine de Saint Exupéry 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72.18.62.71.70 Fax : 04 72 18 87 12 mega@lva.insa-lyon.fr
SSED	**SCIENCES DES SOCIETES, DE L'ENVIRONNEMENT ET DU DROIT** Mme Claude-Isabelle BRELOT Insa : J.Y. TOUSSAINT	Mme Claude-Isabelle BRELOT Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 Fax : 04.37.28.04.48 Claude-isabelle.brelot@univ-lyon2.fr

Remerciements

Ce travail a été réalisé en collaboration avec l'entreprise SNR Roulements. Leur soutien a permis la réalisation de cette étude expérimentale et je les en remercie.

Je remercie aussi le Professeur Alain Combescure, qui m'a accueillie dans son établissement, le Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) de l'I.N.S.A. de Lyon.

Je suis très reconnaissante au Docteur Philippa Cann et au Directeur de Recherche Pierre Montmitonnet d'avoir accepté d'être rapporteurs de cette thèse, ainsi qu'au Professeur Denis Mazuyer, au Docteur Daniel Girodin, au Docteur Fabrice Ville et au Professeur Ton Lubrecht, d'avoir fait partie du jury.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mes directeurs de thèse, le Docteur Fabrice Ville et le Professeur Ton Lubrecht, qui m'ont permis d'entreprendre ce travail de recherche. Je les remercie pour leur aide et leurs conseils.

Pour leur collaboration et leur soutien, j'adresse mes plus vifs remerciements à Sandrine Coulon, Aurélien Arnaudon, Hervé Lénon, Daniel Girodin et Jean-Claude Peilloux, avec qui j'ai plus particulièrement eu l'occasion de travailler au sein de l'entreprise SNR Roulements.

Je remercie le Docteur Philippa Cann pour ses conseils sur la réalisation des mesures de frottement sous-alimenté et pour les discussions à ce sujet. J'en profite pour adresser un grand merci à Céline, pour ses dépannages fréquents sur la MTM, ainsi qu'à Vincent et Nicolas, qui ont grandement participé à la réalisation de l'étude expérimentale.

Je salue mes nombreux co-bureaux et les remercie pour toutes les journées que nous avons passées ensembles. Mathilde, qui est plus qu'une co-bureau depuis déjà longtemps, Nans, Najib et Michel, Coumba, Lamyaa et Anissa (notre co-bureau d'adoption) et les derniers arrivés, Pierre et Ewen... sans oublier Mobydick. Une mention toute particulière pour Lucie, ma « jumelle de thèse », qui n'aura jamais pu être ma co-bureau, mais qui n'aura jamais été très loin au cours de ces trois ans. Merci aussi à Phiphi et Nathalie pour leur présence et leur soutien, ainsi que pour toutes les discussions (scientifiques ou non) que nous avons pu avoir. Enfin, merci à tous les membres du laboratoire (y compris les thésards qui en sont déjà partis : Benoit, Xavier, Atanas, Yasser, Pauline, Vincent, Fabienne,...) pour leur bonne humeur et tout ce que nous avons partagé.

Pour finir, je remercie mes relecteurs, Laurent et Anne-Laure, qui ont tous les deux eu le courage de lire et de corriger ce manuscrit, ainsi que Nans, pour toutes ses questions pénibles.

Résumé

La compréhension et la maîtrise des phénomènes de la lubrification des contacts a un impact direct sur le fonctionnement des mécanismes. La sous-alimentation en lubrifiant réduit l'épaisseur de film dans le contact et provoque des défaillances anticipées. Elle modifie aussi le frottement dans les contacts, ce qui augmente les pertes d'énergie.

L'étude expérimentale du coefficient de frottement montre qu'il dépend fortement des conditions d'alimentation. Dans le domaine sous-alimenté, le frottement n'est pas constant et un certain nombre de cycles est nécessaire avant de parvenir à un fonctionnement stabilisé. Il s'agit du temps nécessaire pour équilibrer les pertes de lubrifiant et la réalimentation autour du contact. Une augmentation de la vitesse ou de la viscosité rend la sous-alimentation plus sévère.

Les mesures de coefficient de frottement dans les contacts sous-alimentés sont utilisées afin de déterminer l'épaisseur du film de lubrifiant. Cette méthode permet la détermination expérimentale des épaisseurs de film dans les mécanismes complets.

La durée de vie des contacts sous-alimentés est étudiée théoriquement et expérimentalement. L'influence de la réduction du débit de lubrifiant est non négligeable. Les réductions observées peuvent aller jusqu'à plus de 50%.

Globalement, l'importance des dissipations thermiques dans les contacts sous-alimentés est mise en évidence. La plage de conditions de fonctionnement dans laquelle la sous-alimentation peut être observée est très réduite. Le passage d'un contact suralimenté à une défaillance par grippage se fait très rapidement.

Mots clés: Sous-alimentation, Frottement, Etude expérimentale, Durée de vie, Epaisseur de film, Roulements, Thermique

Abstract

Understanding the lubricated contact behaviour is of great importance in mechanical design. Lubricant starvation reduces the film thickness and can lead to the mechanism failure. It alters the traction coefficient and increases the power losses.

Traction coefficient measurements show that it strongly depends on the lubricating conditions. Under starved lubrication, traction is time dependent. Many cycles are needed to balance the lubricant ejection and replenishment. Increasing the rolling speed or the lubricant viscosity increases the starvation severity.

Traction coefficient measurements in starved contacts can be used to determine the lubricant film thickness. This new way of measuring film thicknesses can be applied to general mechanisms.

The rolling contact fatigue of starved lubricated contacts is theoretically and experimentally studied. The lubricant amount has a great influence on fatigue life. The measured fatigue life reduction is more than 50%.

Finally, this work shows that thermal dissipation is very important in starved contacts. The range of operating conditions for which starvation is observed is very narrow. Increasing the starvation severity, the contact conditions rapidly deteriorate from fully-flooded to scuffing.

Table des matières

Table des matières **i**

Notations **1**

Introduction **5**

1 Synthèse Bibliographique **9**

1.1 Définition du contact ElastoHydroDynamique (EHD) 9
1.1.1 Déformation des massifs 10
1.1.2 Variation des caractéristiques du lubrifiant 10
1.2 Modélisation du contact EHD 12
1.2.1 Description du contact 12
1.2.2 Champ de pression et épaisseur de film 13
1.2.3 Champ de contraintes 13
1.3 Influence des rugosités et des défauts de surface 14
1.3.1 Rugosité des surfaces 14
1.3.2 Défauts localisés : indents 16
1.4 Influence du coefficient de frottement, différents régimes de lubrification . . 18
1.4.1 Modélisation du coefficient de frottement visqueux 19
1.4.2 Régimes de fonctionnement 20
1.4.3 Influence de l'épaisseur de film et des rugosités des surfaces 21
1.5 Influence des conditions d'alimentation 22
1.5.1 Définition de la sous-alimentation 22
1.5.2 Equation de Reynolds modifiée, épaisseur de film et champ de pression 23
1.5.3 Fonctionnement du contact sous-alimenté 25
1.5.4 Passages répétés du contact 27
1.5.5 Conséquences de la sous-alimentation 28
1.6 Durée de vie et endommagements 29
1.6.1 Endommagements profonds amorcés en sous-couche 29
1.6.2 Endommagements surfaciques 30
1.6.3 Grippage 31
1.6.4 Modèles de durée de vie 31
1.7 Conclusion 33

2 Etude du coefficient de frottement sous-alimenté 35
2.1 Introduction . . . 35
2.2 Description des essais . . . 36
2.2.1 Mini Traction Machine . . . 36
2.2.2 Essais en conditions de sous-alimentation . . . 38
2.2.3 Reproductibilité des essais . . . 40
2.3 Influence des conditions de fonctionnement . . . 40
2.3.1 Influence de la quantité de lubrifiant . . . 41
2.3.2 Influence du taux de glissement . . . 42
2.3.3 Influence de la viscosité (température des massifs) . . . 43
2.3.4 Influence de la vitesse . . . 47
2.3.5 Influence couplée de la vitesse moyenne d'entraînement et de la viscosité 50
2.3.6 Influence de la charge . . . 51
2.4 Conclusions . . . 55

3 Détermination de l'épaisseur de film 57
3.1 Introduction . . . 57
3.2 Lien entre le frottement et l'épaisseur de film . . . 57
3.2.1 Modélisation du coefficient de frottement . . . 58
3.2.2 Comparaison du frottement dans les contacts suralimentés et sous-alimentés . . . 59
3.3 Détermination de l'épaisseur de film pour un essai sous-alimenté . . . 61
3.3.1 Mesures de frottement dans un contact sous-alimenté . . . 61
3.3.2 Comparaison aux mesures de frottement suralimenté . . . 64
3.3.3 Epaisseur de film en fonction du temps . . . 66
3.3.4 Essais supplémentaires . . . 67
3.4 Comparaison aux valeurs théoriques . . . 70
3.4.1 Prédiction des épaisseurs de film théoriques . . . 71
3.4.2 Discussion des résultats . . . 73
3.4.3 Prise en compte de la réalimentation . . . 75
3.5 Conclusion . . . 76

4 Etude de la durée de vie des contacts sous-alimentés 79
4.1 Introduction . . . 79
4.2 Essais d'endurance réalisés dans des conditions de lubrification variables . . 80
4.2.1 Machine bidisque de fatigue . . . 80
4.2.2 Essais sous-alimentés en lubrifiant . . . 83
4.2.3 Résultats des essais . . . 84
4.2.4 Conclusion et discussion des résultats . . . 85
4.3 Calcul du risque d'endommagement sous-alimenté . . . 87
4.3.1 Risque d'endommagement d'un contact rugueux suralimenté . . . 88
4.3.2 Risque d'endommagement d'un contact rugueux sous-alimenté . . . 95
4.4 Conclusions . . . 104

Bilan et perspectives 107

Annexe A : procédure de réalisation des indents artificiels 111

Annexe B : modification du circuit d'alimentation de la machine bidisque de fatigue **115**

Annexe C : résultats des essais de fatigue, huile 1 (TVEP) **117**

Annexe D : résultats des essais de fatigue, huile 2 (ETL8997B) **123**

Annexe E : courbes de Stribeck pour toutes les conditions de fonctionnement **127**

Annexe F : différentes méthodes de mesure sur la MTM **133**

Annexe G : mesures en mode bidirectionnel sur la MTM **137**

Annexe H : procédure de réalisation des mesures de frottement sur MTM **141**

Annexe I : procédure de réalisation des essais d'endurance **145**

Bibliographie **147**

Table des figures **153**

Liste des tableaux **159**

Notations

a	demi-largeur de la zone de contact	[m]
a_i	amplitude initiale de la rugosité	[m]
A_d	amplitude déformée adimensionnée de la rugosité	[.]
A_i	amplitude initiale adimensionnée de la rugosité, $A_i = a_i/\delta$	[.]
cf	coefficient de frottement	[.]
dr	réalimentation adimensionnée en lubrifiant entre deux passages du contact	[.]
E	module d'Young	[Pa]
E'	module d'Young équivalent, $2/E' = (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2$	[Pa]
G	paramètre adimensionné de matériau, $G = \alpha E'$	[.]
h	séparation des surfaces	[m]
h_0	déplacement de corps solide (permet de résoudre l'équation d'équilibre)	[m]
h_c	épaisseur centrale réelle du film de lubrifiant	[m]
h_{cff}	épaisseur centrale suralimentée du film de lubrifiant	[m]
h_{oil}	épaisseur de la couche de lubrifiant en entrée de contact	[m]
$h_{oil\infty}$	épaisseur de la couche de lubrifiant loin en amont du contact	[m]
H	séparation adimensionnée, $H = h/\delta$	[.]
H_c	épaisseur centrale réelle adimensionée du film de lubrifiant $H_c = h_c/\delta$	[.]
H_{cff}	épaisseur centrale suralimentée adimensionnée du film de lubrifiant $H_{cff} = h_{cff}/\delta$	[.]
H_{oil}	épaisseur adimensionnée de la couche de lubrifiant en entrée de contact $H_{oil} = h_{oil}/\delta$	[.]
L	paramètre adimensionné de charge (Moes), $L = G(2U)^{1/4}$	[.]
$\mathcal{L}$	paramètre de Stribeck, $(\bar{u}.\eta)/(p_H.R)$	
M	paramètre adimensionné de charge (Moes), $M = W(2U)^{-3/4}$	[.]
n	nombre de passages du contact	[.]
N	nombre de cycles avant endommagement du contact	[.]
N_e	durée de vie relative, $N_e = N_{rugueux}/N_{lisse}$	[.]
p	pression	[Pa]
p_{amb}	pression ambiante hors de la zone de contact	[Pa]
p_H	pression maximale de Hertz, $p_H = (3\mathrm{w})/(2\pi a^2)$	[Pa]
p_0	paramètre de piezo-viscosité (Roelands)	[.]
ΔP	variation de la pression adimensionnée induite par la rugosité, $\Delta P = \Delta p/p_H$	[.]
Δp	variation de la pression induite par la rugosité,	[Pa]
P	pression adimensionnée, $P = p/p_H$	[.]

r_e	risque d'endommagement	[.]
R_e	risque d'endommagement relatif, $R_e = r_{e(rugueux)}/r_{e(lisse)}$	[.]
r	épaisseur relative de lubrifiant en entrée de contact, $r = (h_{oil})/(\rho_{cff} h_{cff})$	[.]
R	épaisseur relative de lubrifiant au centre du contact, $R = (\rho_c h_c)/(\rho_{cff} h_{cff})$	[.]
r_n	épaisseur relative de lubrifiant en entrée après n passages du contact	[.]
R_n	épaisseur relative de lubrifiant au centre après n passages du contact	[.]
R_x	rayon de courbure réduit dans la direction x, $R_x = (R_{x1}^{-1} + R_{x2}^{-1})^{-1}$	[m]
R_y	rayon de courbure réduit dans la direction y, $R_y = R_x$	[m]
SRR	taux de glissement $SRR = (u_2 - u_1)/\bar{u}$	[.]
t	temps	[s]
T	effort tangentiel dans le contact	[N]
T	température	[$^\circ$C]
T_r	contrainte adimensionnée de cisaillement liée aux rugosités de surface $T_r = \tau_r/(0.31 p_H)$	[.]
T_H	contrainte adimensionnée de cisaillement liée au chargement hertzien	[.]
$T_{r,max}$	contrainte maximale de cisaillement adimensionnée liée aux rugosités de surface	[.]
$T_{H,max}$	contrainte maximale de cisaillement adimensionnée liée au chargement hertzien	[.]
$\bar{u}$	vitesse moyenne $\bar{u} = (u_1 + u_2)/2$	[m/s]
U	paramètre adimensionné de vitesse, $U = (\mu_0 \bar{u})/(E' R_x)$	[.]
Δu	vitesse de glissement $\Delta u = u_2 - u_1$	[m/s]
w	force normale appliquée au contact (charge)	[N]
V	volume surcontraint	[m^3]
W	paramètre adimensionné de charge, $W = \mathrm{w}/(E' R_x^2)$	[.]
∇	longueur d'onde adimensionnée	[.]
$\tilde{\nabla}$	longueur d'onde adimensionnée pour un contact sous-alimenté	[.]
x	direction de roulement	[.]
x, y, z	coordonnées dans le repère (O, x, y, z)	[m]
X, Y	coordonnées adimensionnées, $X = x/a$, $Y = y/a$	[.]
z	indice de piezo-viscosité (Roelands)	[.]
z	direction suivant l'épaisseur du film de lubrifiant	[.]
z_0	profondeur de la contrainte maximale de cisaillement (Lundberg Palmgren)	[m]

Symboles grecs

α	index de piezo-viscosité	[Pa^{-1}]
$\dot{\gamma}$	taux de cisaillement	[s^{-1}]
γ	paramètre adimensionné de reduction de l'épaisseur de film, $\gamma \propto \sqrt{M/L}$	[.]
χ	paramètre adimensionné de Johnson, $\left(\pi^2/2\right)\ \left(A_i/\bar{\lambda}\right)$	[.]
δ	approche hertzienne $\delta = a^2/R_x$	[m]
η_0	viscosité à la pression ambiante	[Pa.s]
η	viscosité à la pression de contact	[Pa.s]
$\bar{\eta}$	viscosité adimensionnée, $\bar{\eta} = \eta/\eta_0$	[.]
λ	longueur d'onde de la rugosité	[m]
$\bar{\lambda}$	longueur d'onde adimensionnée de la rugosité, $\bar{\lambda} = \lambda/a$	[.]
λ_S	rapport de l'épaisseur de film et de la rugosité composite des surfaces, $\lambda_S = h_c/\sigma$	[.]
θ	rapport de l'épaisseur de film présente en un point du convergent et de la distance séparant les surfaces en ce point, $\theta = h_{oil}/h$	[.]
ν	coefficient de Poisson	[.]
ρ_0	densité du lubrifiant à la pression ambiante	[kg.m^{-3}]
ρ	densité du lubrifiant à la pression de contact	[kg.m^{-3}]
$\bar{\rho}$	densité adimensionnée $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$	[.]
σ	tension de surface	[N/m]
σ_S	amplitude moyenne composée des surfaces, $\sigma_S = \sqrt{RMS_1^2 + RMS_2^2}$	[m]
τ	contrainte de cisaillement	[Pa]
τ_u	contrainte limite de fatigue	[Pa]
τ_r	contrainte de cisaillement due aux rugosités des surfaces	[Pa]
τ_H	contrainte de cisaillement due au chargement hertzien	[Pa]
τ_{max}	contrainte maximale de cisaillement (Lunberg Palmgren)	[Pa]
τ_0	contrainte limite de cisaillement	[Pa]

Indices

$_{ff}$	dans le cas suralimenté
$_s$	dans le cas sous-alimenté
$_0$	à la pression ambiante
$_1$	sur le solide 1
$_2$	sur le solide 2
$_n$	après n cycles

Introduction

Le travail présenté ici traite de l'influence de la sous-alimentation sur la durée de vie des contacts lubrifiés. Il s'inscrit dans un domaine particulier de la mécanique : la Mécanique des Contacts, ou Tribologie.

Tribologie et Mécanique des Contacts

La tribologie est la science qui étudie les phénomènes susceptibles de se produire lorsque deux corps sont en contact, qu'ils soient immobiles ou animés d'un mouvement relatif. Elle couvre, entre autre, les domaines du frottement, de l'usure et de la lubrification. Cette science se place à la frontière entre la mécanique des solides (champ de pression et de contraintes, déformation des massifs...) et la mécanique des fluides (comportement du lubrifiant). Elle fait aussi appel à des notions de chimie (composition des lubrifiants, des matériaux) et de thermique (dissipation d'énergie).

Les applications de la tribologie sont nombreuses et dans des domaines très variés :

- dans l'industrie mécanique : utilisation de paliers, roulements et transmissions, assurant le fonctionnement de tout appareil ou mécanisme actuel ;
- dans le domaine des transports : dans les moteurs, les systèmes de freinage, ainsi qu'au niveau du contact entre les pneus d'un véhicule et la route ou entre les roues d'un train et les rails ;
- dans le domaine médical : étude et compréhension des contacts complexes constitués par les articulations du corps humain et par l'optimisation des prothèses ;
- dans la vie quotidienne : par exemple, dans un stylo à bille.

Toutes ces applications ne sont que quelques exemples de phénomènes de frottement, d'usure ou de lubrification. La maîtrise du frottement et de l'usure de tous ces composants présente des enjeux considérables en terme d'économie d'énergie et de réduction des pertes, ainsi que pour la prévention des endommagements et défaillances.

Les contacts peuvent être de différente sortes : contacts lubrifiés, secs ou mixtes. Dans la plupart des applications, la présence d'un lubrifiant est indispensable pour garantir le bon fonctionnement du contact et lui assurer une durée de vie suffisante.

Lubrification

Dans le cas d'un contact lubrifié, un lubrifiant est utilisé pour séparer les deux corps en contact. Le plus souvent, il s'agit d'une huile ou d'une graisse, mais il est aussi possible d'utiliser des émulsions ou des lubrifiants solides. Le lubrifiant a pour rôle d'accommoder les différences de vitesse entre les massifs. En effet, si les vitesses tangentielles des deux solides ne sont pas identiques, il existe un glissement, à l'interface entre les pièces, qui génère des forces de frottement. En l'absence de lubrifiant, le cisaillement a lieu au niveau des surfaces en contact, ce qui risque de les endommager très rapidement. Lorsqu'il est présent en quantité suffisante, le lubrifiant permet aussi d'évacuer l'énergie dissipée par frottement dans le contact. Enfin, un rôle supplémentaire du lubrifiant peut être d'apporter dans le contact un certain nombre de composants chimiques, appelés additifs, qui vont se déposer ou réagir avec les surfaces pour les protéger.

Lorsque la quantité de lubrifiant disponible dans le mécanisme est suffisante pour générer une épaisseur de film, il est dit que le contact fonctionne en conditions de suralimentation. Ce type de contact est étudié depuis de nombreuses années que ce soit du point de vue de la modélisation ou de celui de l'observation et de la mesure expérimentale. Dowson et Higginson [20] et Hamrock et Dowson [25, 26, 27, 28] ont proposé les premiers calculs d'épaisseur de film dans les contacts. Ils ont déterminé l'épaisseur de film en fonction de différents paramètres comme la vitesse, la charge, la température, la géométrie du contact et les caractéristiques du lubrifiant et des matériaux. Leurs prédictions ont été validées expérimentalement et sont très bien adaptées au cas idéal du contact lisse, stationnaire et suralimenté. Cependant, ce n'est pas toujours le cas dans les contacts réels. Dans certaines conditions spécifiques, l'épaisseur de film peut être beaucoup plus faible que celle prédite par le calcul. C'est le cas lorsque la quantité de lubrifiant disponible est insuffisante pour remplir le convergent du contact et qu'elle ne permet pas de générer l'épaisseur de film complète. Ce phénomène est appelé sous-alimentation. La sous-alimentation est aussi liée à certaines conditions de fonctionnement particulièrement sévères, lorsque les vitesses sont rapides ou la viscosité trop élevée. Le fonctionnement des contacts sous-alimentés a été étudié plus récemment. Dans les années soixante-dix, Wedeven et al. [68], Pemberton et Cameron [55] et Kingsbury [42] ont réalisé plusieurs études expérimentales de la sous-alimentation, afin de mesurer les épaisseurs de film dans les contacts. En parallèle, des modèles physiques ont été développés, par Chiu [12], Kingsbury [41] et Guangteng et al. [24] afin de prédire par le calcul cette épaisseur de film. Plus récemment, Chevalier [10] puis Damiens [16] ont amélioré ces modèles. Les résultats ont été validés expérimentalement.

Contexte industriel

Une des applications les plus directes du travail présenté ici sur la sous-alimentation concerne les paliers à roulements. Un palier à roulement permet de transmettre une charge ou un couple important entre deux pièces en rotation, tout en limitant les forces de frottement. Dans ce type de composant, le lubrifiant est indispensable.

Il y a une trentaine d'années, les défaillances dans les roulements étaient principalement dues à la mauvaise qualité des aciers [35, 34]. Les endommagements s'initiaient en profondeur, à partir d'inclusions et de défauts présents dans la matrice du matériau. Ces défauts accéléraient l'apparition et la propagation de fissures et d'écailles et réduisaient la durée de vie des mécanismes. Depuis, la fabrication des aciers s'est fortement améliorée et ils présentent une meilleure propreté inclusionnaire. Les défaillances liées à des inclusions ou des défauts de matière sont de plus en plus rares. La durée de vie des systèmes s'est allongée.

Cependant, les contraintes économiques et environnementales obligent parallèlement les constructeurs à développer des mécanismes de plus en plus performants, malgré des conditions de fonctionnement de plus en plus sévères. La demande en terme de fiabilité est en croissance permanente, alors que l'augmentation des températures de fonctionnement, des niveaux de chargement et des vitesses de rotation conduit à une diminution de l'épaisseur du film lubrifiant. Il faudrait donc que les surfaces soient de très haute qualité, pour assurer le fonctionnement du contact, alors que les coûts de production doivent être de plus en plus réduits. Par conséquent, le film séparant les surfaces atteint des épaisseurs du même ordre de grandeur que les rugosités présentes sur ces surfaces. Cela conduit à de nouveaux modes d'endommagements, qui s'initient à la surface des matériaux et se propagent ensuite en profondeur.

Les principales causes de ces défaillances sont la micro-géométrie des surfaces (défauts d'usinage, rugosités, indents...) et le lubrifiant (composition chimique et viscosité). L'épaisseur de film devient un paramètre important dans la détermination de la durée de vie d'un mécanisme et il convient de la déterminer correctement. De plus, les lubrifiants utilisés ne doivent pas être nocifs pour l'environnement, ce qui limite l'utilisation d'additifs chimiques pour protéger les surfaces en contact.

Un exemple de roulement à billes fonctionnant dans des conditions de lubrification sévères peut être observé dans les boîtes de vitesses. La boîte de vitesses contient deux arbres : l'arbre primaire, qui est l'arbre d'entrée et qui tourne à la vitesse du moteur et l'arbre secondaire, dont la vitesse de rotation dépend de la vitesse enclenchée sur la boîte. Cet arbre impose la vitesse aux roues par l'intermédiaire du différentiel. Chacun de ces arbres est monté sur deux paliers : un roulement à billes, à un bout, du côté des pignons de cinquième vitesse et un roulement à rouleaux, à l'autre bout.

Lors du fonctionnement de la boîte, des défaillances sont observées au niveau des roulements à billes supportant les arbres. Cet endommagement est lié à un manque de lubrification, qui peut avoir plusieurs causes :

- théoriquement, dans la boîte de vitesse, la lubrification est assurée par barbotage (projection de l'huile par le mouvement des engrenages). Cependant, les paliers sont placés entre deux pignons, ceux de la quatrième et de la cinquième vitesse. Cette position fait qu'ils ne peuvent recevoir que très peu d'huile.
- de plus, comme les boîtes de vitesses ne sont actuellement plus vidangées, les particules et débris d'usure des engrenages restent dans la boîte. Il est indispensable de protéger les roulements de cette pollution. Mais l'emploi de roulements étanches, avec joint-filtre et cage-filtre limite aussi la quantité d'huile pouvant atteindre le

roulement.
- enfin, le lubrifiant utilisé dans une boîte de vitesses est en général optimisé par rapport au fonctionnement des engrenages (glissement important, faible charge) et est peu adapté au fonctionnement des roulements (glissement faible, forte charge).

Les problèmes liés à la lubrification ont donc une influence non négligeable sur le fonctionnement des boîtes de vitesses. C'est pourquoi il est donc indispensable de pouvoir prédire la durée de vie du roulement lorsqu'il fonctionne dans des conditions de lubrification sévères.

Le travail présenté dans ce mémoire a pour but d'améliorer la connaissance des phénomènes liés à la sous-alimentation grâce à une étude de l'influence de la quantité de lubrifiant sur la durée de vie du contact et sur le coefficient de frottement. Une étude expérimentale sera réalisée, à partir d'essais d'endurance dans des conditions de lubrification sévère. Un modèle analytique de prédiction de la durée de vie sera développé en parallèle.

Le chapitre 1 présente un résumé des connaissances actuelles dans le domaine de la lubrification et plus particulièrement de la lubrification sous-alimentée.

Les chapitres 2 et 3 proposent une étude expérimentale de l'influence de la sous-alimentation sur le coefficient de frottement dans les contacts. Dans le chapitre 3, une méthode expérimentale de détermination de l'épaisseur de film dans un contact, à partir d'une mesure de frottement, est mise en place.

Le chapitre 4 présente les résultats de l'étude de la durée de vie des contacts sous-alimentés. Une étude basée sur des tests d'endurance est réalisée et un modèle de prédiction est développé.

Chapitre 1

Synthèse Bibliographique

1.1 Définition du contact ElastoHydroDynamique (EHD)

L'étude d'un composant mécanique et son amélioration nécessitent de pouvoir modéliser son fonctionnement. Par exemple, dans un palier à roulements, il est important d'étudier les interactions entre les différentes pièces (corps roulants, bagues, cage, joints...) afin de prédire le fonctionnement et la fiabilité du palier. Dans la majorité des cas, le roulement est lubrifié par une huile ou par une graisse. Le film lubrifiant est très mince et sa viscosité dans le contact est supérieure à sa viscosité ambiante. C'est la pression exercée par le film sur les surfaces en contact (billes et bagues, par exemple) qui permet de les séparer. De plus, ce film transmet la charge d'un solide à l'autre, permet l'accomodation de vitesse entre les deux surfaces et évacue les calories générées dans le contact.

Selon les caractéristiques de fonctionnement d'un contact (charge, vitesse, température...), il est possible de distinguer différents domaines de lubrification :

- la lubrification hydrostatique (HS), lorsque les charges de contact sont faibles et les vitesses nulles. Le lubrifiant est amené dans le contact par une source externe et avec suffisamment de pression pour créer un débit de lubrifiant qui sépare les surfaces.
- la lubrification hydrodynamique (HD), lorsque les charges de contact sont faibles et les vitesses non nulles. C'est le mouvement des surfaces qui va entraîner le lubrifiant dans le contact et non une alimentation extérieure. L'écoulement du lubrifiant génère le champ de pression dans le film lubrifiant.
- la lubrification élastohydrodynamique (EHD), lorsque les charges de contact sont élevées et les vitesses non nulles. La pression est, là aussi, liée à l'écoulement du lubrifiant dans le contact.

En fonctionnement hydrostatique et hydrodynamique, les solides sont considérés comme indéformables car les pressions générées dans le contact restent suffisamment faibles. Au contraire, en régime élastohydrodynamique, les pressions de contact sont de l'ordre du GigaPascal et les composants subissent des déformations élastiques importantes (supérieures ou égales aux épaisseurs de film entre les surfaces). Elles doivent donc être prises en compte. De même, les pressions de contact élevées vont avoir un effet sur les propriétés du lubrifiant (viscosité et masse volumique), qui vont être modifiées. Les variations de la viscosité sont particulièrement importantes et sont caractérisées par un

coefficient de piezoviscosité, représentatif du lubrifiant.

1.1.1 Déformation des massifs

Dès 1881, des études ont été menées par Hertz [29] afin de déterminer le champ de pression dans un contact entre deux corps (la présence du lubrifiant est négligée). Par hypothèse, les corps en contact sont considérés comme des massifs semi-infinis, élastiques, homogènes et isotropes.
Sous l'effet du champ de pression, les surfaces se déforment. L'équation de l'élasticité permet de déterminer la géométrie déformée des surfaces (équation (1.1), pour un contact circulaire ou elliptique) à partir du champ de pression appliqué.

$$h(x,y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + \frac{2}{\pi E'}.\int_{-\infty}^{+\infty}\int_{-\infty}^{+\infty}\frac{p(x',y')}{\sqrt{(x-x')^2+(y-y')^2}}dx'dy' \tag{1.1}$$

L'équation d'équilibre (équation (1.2), toujours dans le cas d'un contact 2D) relie le champ de pression et la charge.

$$w = \int_{-\infty}^{+\infty}\int_{-\infty}^{+\infty} p(x,y)dxdy \tag{1.2}$$

La théorie de Hertz est basée sur l'hypothèse d'un contact sec entre deux corps. Il est généralement admis que les déformations des surfaces sont très proches dans le cas d'un contact sec ou d'un contact lubrifié. Cependant, la présence du lubrifiant a une influence non négligeable sur le fonctionnement du contact.

1.1.2 Variation des caractéristiques du lubrifiant

La déformation élastique des corps en contact est un effet de la pression de contact élevée qui existe en lubrification EHD. Le deuxième effet de cette augmentation de pression est une modification des propriétés physiques du lubrifiant.

Variation de la masse volumique
Lorsque le lubrifiant est soumis à une augmentation de pression, sa masse volumique augmente. Cependant, le rapport ρ/ρ_0 tend rapidement vers une asymptote ($\rho = 1,34.\rho_0$) (Fig.1.1).

Différentes lois existent pour modéliser cette variation de masse volumique. La plus connue est celle de Dowson et Higginson [20] (équation (1.3)).

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{5.9.10^8 + 1.34p}{5.9.10^8 + p} \tag{1.3}$$

Variation de la viscosité
Lorsque le lubrifiant est soumis à une augmentation de pression, sa viscosité augmente très fortement (Fig.1.2).

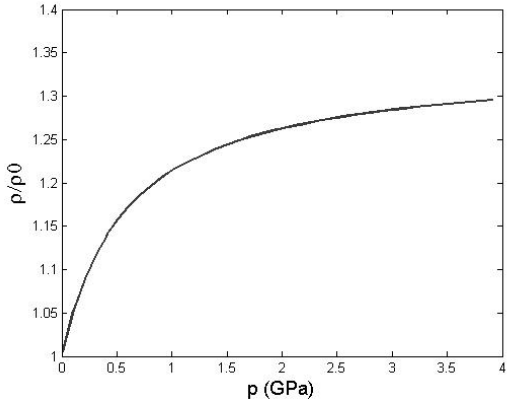


Fig. 1.1: variation de la masse volumique avec la pression

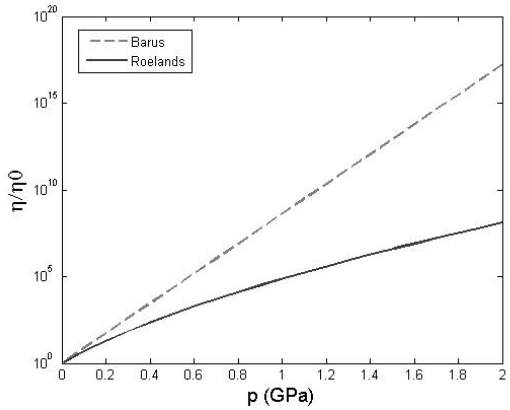


Fig. 1.2: variation de la viscosité avec la pression

Il existe plusieurs modèles pour décrire ce comportement. Le plus simple est celui de Barus [4] (équation (1.4)). Un modèle plus complexe mais plus précis est celui de Roelands [60] (équation (1.5)).

Loi de Barus :

$$\ln\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right) = \alpha p \tag{1.4}$$

Loi de Roelands :

$$\ln\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right) = \left[\ln\left(\eta_0\right) + 9.67\right]\left[-1 + \left(1 + \frac{p}{p_0}\right)^z\right] \tag{1.5}$$

Ces variations de masse volumique et de viscosité doivent être prises en compte dans la modélisation des contacts EHD.

1.2 Modélisation du contact EHD

1.2.1 Description du contact

L'observation d'une coupe d'un contact EHD selon le sens de roulement X ($X = x/a$) permet de distinguer trois zones de fonctionnement (Fig.1.3).

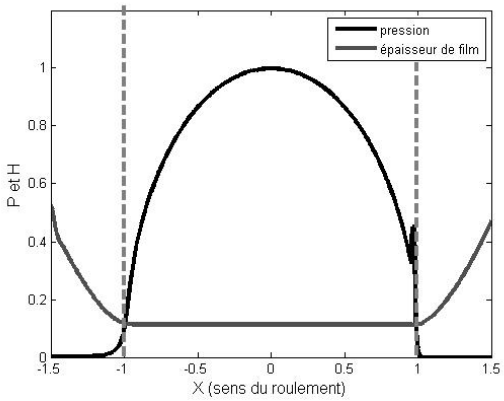


Fig. 1.3: champ de pression et épaisseur de film adimensionnés dans un contact EHD

- La première zone est la zone d'entrée du contact ($X < -1$). Les surfaces se rapprochent en formant un convergent. Le fonctionnement est de type « coin d'huile » et le régime est hydrodynamique. Les surfaces se déplacent et entraînent le lubrifiant dans le contact en générant une pression de plus en plus importante dans le film. Une épaisseur de film se crée, séparant les surfaces. La viscosité du fluide est proche de la viscosité ambiante.
- La zone suivante est une zone centrale ($-1 \leq X \leq +1$). Dans cette zone, la pression atteint son maximum. Le fluide est alors très visqueux et l'épaisseur de film ne varie quasiment plus. Ce sont les surfaces en contact qui se déforment pour permettre au film lubrifiant de traverser le contact. Dans cette zone centrale, le champ de pression peut être assimilé à un champ de pression de Hertz, caractéristique d'un contact sec.
- La dernière zone est le divergent, situé à la sortie du contact ($X > 1$). Les surfaces s'éloignent progressivement et le film de lubrifiant se sépare en deux parties. A cause du divergent, la pression dans le film de lubrifiant diminue très rapidement. Si elle devient inférieure à la pression de vapeur saturante du fluide, il y a cavitation. Le lubrifiant accélère et la conservation des débits induit une diminution de l'épaisseur de film, associée à un pic de pression, juste avant le divergent. Ce pic a été mis en évidence par Petrusevich [56].

Le contact EHD peut donc être défini comme le couplage de phénomènes hydrodynamiques dans le convergent et le divergent et de déformations élastiques importantes dans la zone centrale.

1.2.2 Champ de pression et épaisseur de film

En utilisant les équations de Navier Stokes et l'hypothèse des films minces, Reynolds [59] décrit le comportement du fluide dans un contact en reliant le champ de pression et l'épaisseur de film (équation (1.6)).
Cette équation traduit la conservation du débit massique. Les deux premiers termes représentent les débits liés aux gradients de pression dans le contact, ce sont les termes de Poiseuille. Les deux termes suivants représentent l'écoulement de Couette, lié aux vitesses dans le contact. Le dernier terme correspond aux effets transitoires et sera négligé dans le cas d'un problème stationnaire.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right)-\bar{u}\frac{\partial(\rho h)}{\partial x}-\rho h\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}-\frac{\partial(\rho h)}{\partial t}=0 \tag{1.6}$$

Cette équation permet le calcul du champ de pression et de l'épaisseur de film dans le contact. Une solution complète du problème EHD (champ de pression et épaisseur de film) peut être obtenue en résolvant le système formé par l'équation de Reynolds (équation (1.6)), l'équation d'élasticité des massifs (équation (1.1)) et l'équation d'équilibre (équation (1.2)), tout en prenant en compte les variations de la masse volumique et de la viscosité avec la pression (équation (1.3) et équations (1.4) ou (1.5)). Dans la plupart des cas, ce système d'équations ne peut pas être résolu analytiquement. Il est nécessaire d'utiliser des méthodes de résolution numérique.

A partir des résultats de nombreuses simulations numériques, des formules analytiques de calcul d'épaisseur de film ont été proposées par Dowson et Higginson [20], par Hamrock et Dowson [25, 26, 27, 28] (équation (1.7)) puis par Moes et Venner [48, 49] (équation (1.8)). Elles permettent de prédire l'épaisseur de film au centre d'un contact elliptique à partir des conditions de fonctionnement (matériaux, vitesse, charge...). Elles ont été validées expérimentalement.

Hamrock et Dowson :

$$H_c^{HD}=\frac{h_c}{R_x}=1.69\,G^{0.53}(2U)^{0.67}W^{-0.067}(1-0.61e^{-0.73k}) \tag{1.7}$$

$$\text{avec } W=\frac{w}{E'R_x^2},\ U=\frac{\eta_0\bar{u}}{E'R_x},\ G=\alpha E' \text{ et } k=1.03\left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{0.64}$$

Moes et Venner :

$$H_c^{MV}=\frac{h_c}{R_x\sqrt{2U}}=1.70\,t\,M_2^{-1/9}L^{3/4} \tag{1.8}$$

$$\text{avec } M_2=\frac{W_2}{(2U)^{3/4}},\ L=G\sqrt[4]{2U} \text{ et } t\approx 0.4 \text{ (en première approximation)}$$

1.2.3 Champ de contraintes

L'application d'un champ de pression à la surface des corps en contact génère un champ de contraintes dans le volume du matériau (Fig.1.4). Dans le cas d'un contact

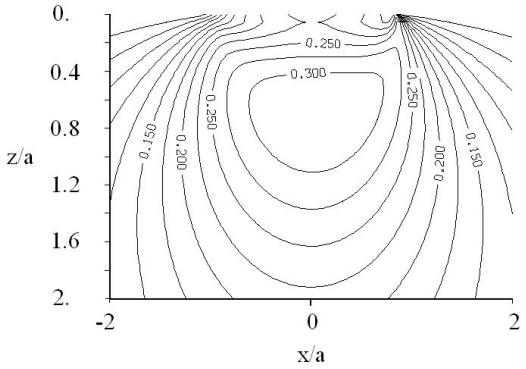


Fig. 1.4: champ de contraintes dans un contact EHD lisse [21]

lisse, le maximum des contraintes de cisaillement ne dépend que de la pression maximale de Hertz (p_H) et sa profondeur ne dépend que de la demi-largeur de contact (a).

– Contact ponctuel : $\tau_{max} = 0.31p_H$ et $z = 0.48a$

– Contact linéique : $\tau_{max} = 0.3p_H$ et $z = 0.78a$

Une perturbation du champ de contraintes est visible pour $x/a \approx 1$, elle est liée au pic de pression observable en sortie de contact (Fig.1.3).

1.3 Influence des rugosités et des défauts de surface

Les résultats présentés ci-dessus ont été validés expérimentalement dans le cas de contacts lisses, stationnaires, et sur-alimentés. Cependant, les surfaces réelles sont généralement rugueuses et peuvent présenter des défauts. Si l'épaisseur de film n'est pas suffisamment importante pour assurer la séparation complète des surfaces, il est impossible de négliger l'influence de ces défauts de surface sur le fonctionnement et la durée de vie du mécanisme. Ces aspérités modifient le champ de pression et l'épaisseur de film dans le contact, ainsi que la répartition des contraintes dans les massifs. De plus, le passage de ces aspérités dans le contact peut être à l'origine de phénomènes transitoires. Dans ce cas, les champs de pression, de contraintes et d'épaisseur de film doivent être étudiés en fonction du temps.

1.3.1 Rugosité des surfaces

Champ de pression et épaisseur de film

La rugosité d'une surface est aléatoire et il est très complexe de chercher à calculer le champ de pression sur une surface réelle mesurée. Des analyses statistiques de la rugosité ont donc été réalisées afin de déterminer les paramètres (amplitude, longueur d'onde,...) influençant le plus les champs de pression et d'épaisseur de film. A partir de ces

paramètres, des surfaces harmoniques sont utilisées, ce qui permet de maîtriser au mieux les données d'entrée. Les rugosités peuvent être longitudinales, transversales ou isotropes. Chaque aspérité peut être assimilée à un microcontact EHD, constitué d'un convergent et d'un divergent, qui crée localement une variation de pression (Fig.1.5) et d'épaisseur de film (Fig.1.6).

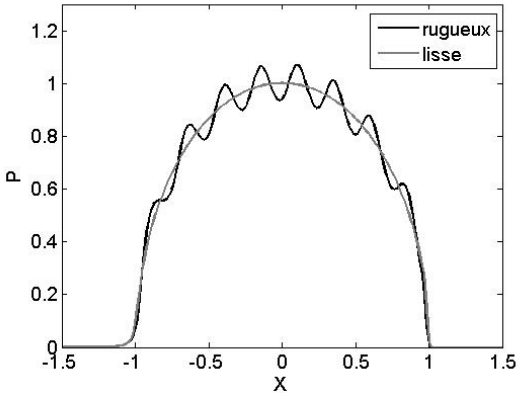


Fig. 1.5: champ de pression adimensionné pour un contact lisse et pour un contact rugueux (rugosité isotrope) dans le plan X,Y=0

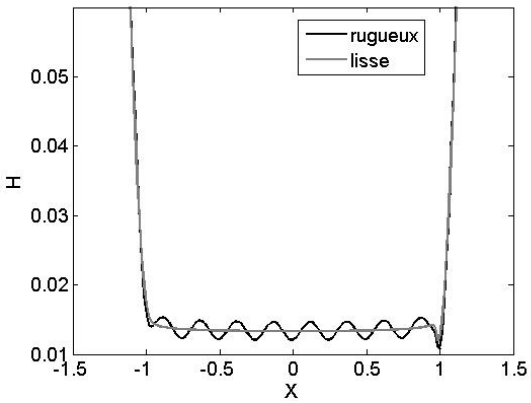


Fig. 1.6: épaisseur de film adimensionnée pour un contact lisse et pour un contact rugueux (rugosité isotrope) dans le plan X,Y=0

Sous l'effet de la pression, les aspérités se déforment et traversent le contact avec une hauteur réduite. A partir d'une étude numérique du comportement des rugosités dans le contact, Lubrecht et Venner [45] ont exprimé la réduction d'amplitude d'une rugosité sinusoïdale, dans des contacts linéiques ou circulaires en roulement pur. Hooke [30, 31] propose une étude analytique pour le cas du contact linéique. La comparaison des approches analytiques et numériques [32] montre que les résultats sont les mêmes. La déformation est directement liée aux surpressions dans le contact. Elle dépend du rapport entre la longueur d'onde de la rugosité et la longueur d'entrée du contact. Lubrecht et Venner ont déterminé

cette réduction d'amplitude pour des contact linéiques ou ponctuels et pourvus de rugosités sinusoïdales isotropes, transversales ou longitudinales à partir du paramètre ∇ :

$$\nabla = \frac{\lambda}{a}\sqrt{\frac{M}{L}} \tag{1.9}$$

Ce modèle de réduction d'amplitude a ensuite été étendu à différents cas de contacts plus complexes : contact fonctionnant en roulement/glissement [64], contact sous-alimenté en lubrifiant [66], lubrifiant non newtonien [8]... Dans chaque cas, le paramètre ∇ est modifié afin de prendre en compte ces phénomènes plus complexes.

Champ de contraintes

Dans le cas d'un contact rugueux, les contraintes de Hertz sont toujours présentes dans la profondeur du massif, mais des surcontraintes localisées apparaissent à la surface des massifs. Elles sont directement liées aux surpressions dues à la déformation des rugosités. Le champ de contraintes peut alors être vu comme la superposition d'un champ de contraintes hertzien et de contraintes liées aux rugosités (Fig.1.7).

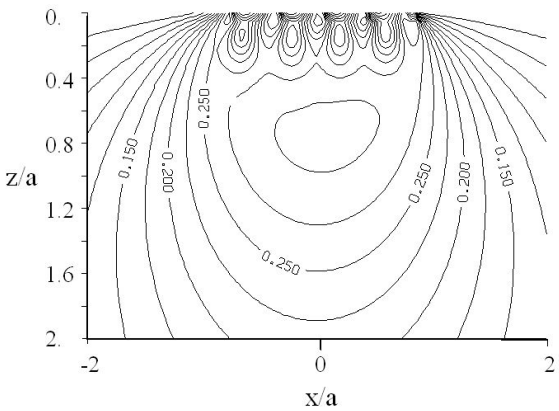


Fig. 1.7: champ de contraintes dans un contact EHD rugueux [21]

La valeur de ces contraintes superficielles et leur position dépendent de l'amplitude des pics de pression et de la longueur d'onde des rugosités. En dessous d'une certaine valeur de surpression, les contraintes les plus importantes dans le massif restent les contraintes de Hertz, situées en profondeur. A partir d'une valeur de surpression suffisamment importante, les contraintes maximales sont dues aux rugosités et se situent à la surface des massifs. Selon la localisation des contraintes maximales, les modes d'endommagement du mécanisme pourront être différents.

1.3.2 Défauts localisés : indents

Contrairement aux rugosités, qui sont présentes sur toute la surface de contact, un indent est un défaut ponctuel, créé par exemple lors du passage d'une particule dans

le contact. La particule est déformée ou brisée et les surfaces des massifs gardent une empreinte de son passage. Cette empreinte est appelée indent (Fig.1.8). La géométrie précise de l'indent dépend de la nature de la particule, mais il se présente en général sous la forme suivante :

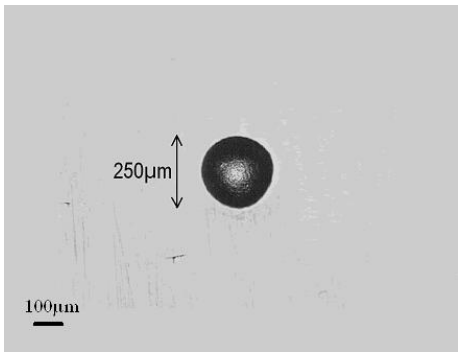


Fig. 1.8: photo vue de dessus d'un indent

Un indent est généralement constitué d'un creux et d'un bourrelet qui entoure ce creux. Il est dû à la déformation plastique du matériau lors du passage de la particule. Il se traduit par deux épaules ou bourrelets de chaque côté du creux lorsque l'indent est vu en coupe (Fig.1.9).

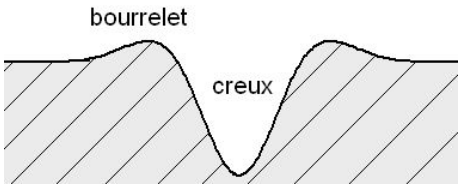


Fig. 1.9: schéma en coupe d'un indent

Lorsque l'indent traverse le contact, il perturbe le champ de pression, en créant une dépression au niveau du creux et une surpression au niveau du bourrelet (Fig.1.10). L'épaisseur de film est elle aussi modifiée au niveau du creux et des bourrelets. De plus, la présence des surpressions génère des surcontraintes dans le matériau, en-dessous du bourrelet (Fig.1.11).

Comme dans le cas des rugosités, ces surcontraintes sont proches de la surface des massifs et peuvent atteindre des valeurs très élevées. Elles augmentent donc les risques d'endommagement du contact. Coulon et al. [13, 14, 15] ont réalisé une étude expérimentale de la durée de vie des contacts en présence d'indentation. En se basant sur l'hypothèse d'un contact sec, un modèle de prédiction de la durée de vie des contacts indentés a été proposé.

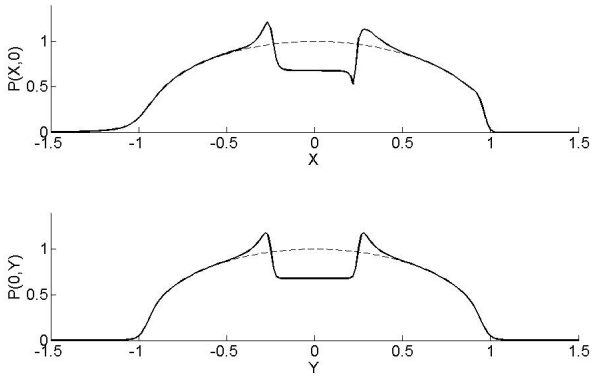


Fig. 1.10: champ de pression perturbé par le passage d'un indent

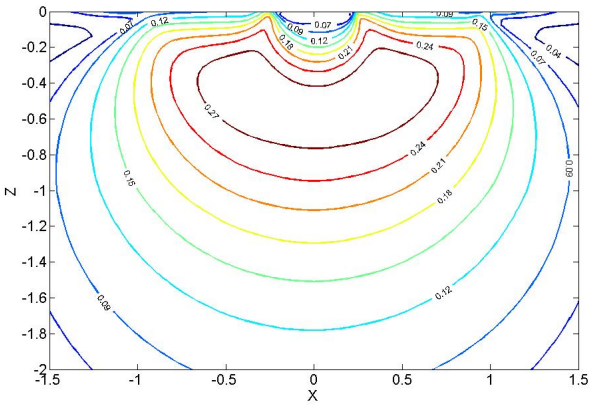


Fig. 1.11: champ de contraintes dans le massif sous l'indent

1.4 Influence du coefficient de frottement, différents régimes de lubrification

Le paragraphe précédent décrit le champ de contraintes résultant de l'application d'une charge normale au contact. Mais lorsque les vitesses des deux surfaces en vis-à-vis sont différentes, le contact fonctionne dans des conditions de glissement et le film d'huile entre les surfaces est cisaillé. Il en résulte des contraintes de cisaillement qui participent aussi à l'endommagement du contact. Au niveau du contact, il existe donc un effort s'opposant au cisaillement : l'effort de frottement. Le rapport entre l'effort de frottement et la charge normale est appelé coefficient de frottement. Il peut être défini de manière locale en un point précis de la surface de contact ou de manière globale s'il est calculé en moyenne sur toute la surface.

Il a été montré expérimentalement que la durée de vie d'un contact fonctionnant avec du glissement est inférieure à celle d'un contact en roulement pur. Cette différence de

durée de vie est due au cisaillement dans le contact, qui génère des valeurs de frottement plus élevées. De plus, la présence de glissement peut modifier le champ de pression ou de contraintes, particulièrement en présence de défauts (rugosités ou indents). Les surpressions peuvent être plus importantes et conduire à un endommagement plus rapide. Enfin, un autre intérêt de l'estimation du coefficient de frottement dans le contact est la prédiction des pertes par frottement dans le mécanisme.

1.4.1 Modélisation du coefficient de frottement visqueux

Différents modèles de prédiction du frottement dans les contacts ont été développés, avec différents niveaux de précision et de complexité. D'un point de vue global, le frottement est calculé à partir de l'intégrale des contraintes de cisaillement sur l'aire de contact, A :

$$cf = \frac{1}{w} \int_A \tau . dA \tag{1.10}$$

Les contraintes de cisaillement visqueuses sont exprimées à partir du taux de cisaillement (ou gradient de vitesse) à l'interface, $\dot{\gamma} = \partial u / \partial z$. La relation entre le taux de cisaillement et les contraintes de cisaillement τ dépend du modèle rhéologique utilisé.

Le modèle le plus simple est celui du fluide newtonien, pour lequel le taux de cisaillement est directement proportionnel aux contraintes de cisaillement :

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \tag{1.11}$$

avec $\dot{\gamma} = \Delta u / h$, pour un écoulement de Couette.

Ce modèle convient très bien au régime hydrodynamique, mais des mesures expérimentales du coefficient de frottement ont montré que dans le domaine élastohydrodynamique, le coefficient de frottement était fortement surestimé par l'utilisation du modèle newtonien. Il est donc indispensable de prendre en compte la non-linéarité des contraintes de cisaillement. En 1977, Johnson et Tevaarwerk [39] proposent une loi de comportement basée sur un modèle visco-élastique non linéaire de type Maxwell. Le cisaillement est constitué d'une partie visqueuse de type Ree-Eyring [58], en sinus hyperbolique et d'une partie élastique. Généralement, les contraintes de cisaillement générées dans un contact EHD sont très élevées, ce qui permet de négliger la partie élastique par rapport à la partie visqueuse non linéaire. Ce modèle n'est pas unique et deux ans plus tard une approche différente a été proposée par Bair et Winer [2]. Jacod [36, 37] propose une étude détaillée et une comparaison des différents modèles rhéologiques newtonien et non newtonien disponibles dans la littérature. Il ajoute aux modèles de Johnson et Tevaarwerk et de Bair et Winer l'influence des effets thermiques liés à la dissipation d'énergie par frottement dans le contact.

Il faut noter que plus le modèle rhéologique utilisé est précis, plus il nécessite une connaissance détaillée du lubrifiant utilisé et d'un certain nombre de paramètres caracté-

ristiques de son fonctionnement. Dans la plupart des cas, ces paramètres sont inconnus et délicats à mesurer expérimentalement et il n'est pas toujours possible de prédire le coefficient de frottement visqueux dans le contact avec précision.

1.4.2 Régimes de fonctionnement

Les modèles de frottement visqueux présentés ci-dessus sont des approximations valables pour un contact parfait. Les surfaces sont considérées comme étant suffisamment lisses pour qu'elles soient complètement séparées par le film de lubrifiant et pour que la charge soit uniquement transmise par ce lubrifiant. Le cisaillement a lieu dans le fluide et le calcul du frottement se fait à partir de la rhéologie du lubrifiant. Si les surfaces sont rugueuses ou que l'épaisseur de film est faible, une partie de la charge est directement transmise par les aspérités des deux surfaces. Il y a donc un cisaillement au niveau du contact entre ces aspérités qu'il faudra prendre en compte dans l'estimation du frottement. Les contacts EHD sont classés en trois régimes de fonctionnement différents (Fig.1.12) :

- le régime de film complet, dans lequel le film est suffisamment épais pour assurer la séparation des surfaces et transmettre la charge.
- le régime mixte, dans lequel la charge est en partie supportée par le film de lubrifiant et en partie par les aspérités des surfaces.
- le régime limite, dans lequel la totalité de la charge est supportée par les contacts entre les aspérités.

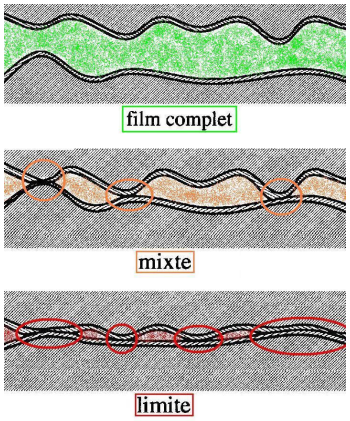


Fig. 1.12: Schéma des différents régimes de fonctionnement

Selon le régime dans lequel le contact fonctionne, les mécanismes générant le frottement sont différents. La différence de comportement entre les trois régimes est visible sur une courbe donnant l'évolution du coefficient de frottement en fonction d'un paramètre $\mathcal{L}$ égal au produit de la vitesse par la viscosité, divisé par la charge normale. Ce type de courbe est appelée courbe de Stribeck [61] (Fig.1.13).

En régime limite, la valeur de frottement est due au contact direct entre les aspérités des deux surfaces. Le coefficient de frottement est donc élevé et constant. Il dépend du type de surfaces en contact et de la présence ou non d'un film d'additifs protecteur sur

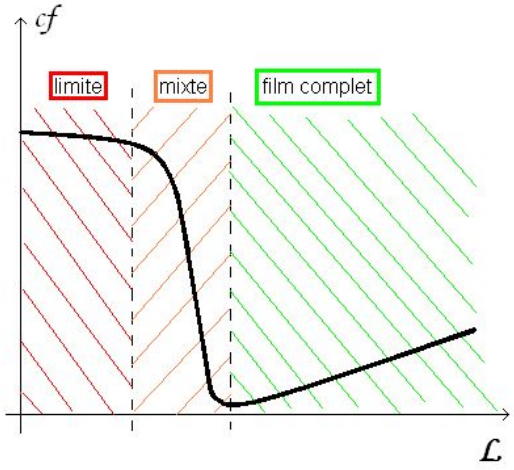


Fig. 1.13: courbe de Stribeck schématique en fonction de $\mathcal{L}$, échelle logarithmique

ces surfaces. En régime mixte, le frottement est à la fois lié aux effets visqueux dans le lubrifiant et au cisaillement à l'interface entre les aspérités. Il diminue rapidement avant d'atteindre un minimum au moment où le film devient suffisamment épais pour passer en régime complet. A partir de là, le frottement est légèrement croissant avec le paramètre $\mathcal{L}$ car le cisaillement dans le film augmente avec la vitesse et la viscosité.

1.4.3 Influence de l'épaisseur de film et des rugosités des surfaces

L'épaisseur de film a donc une grande importance dans la détermination du coefficient de frottement. Cependant, ce n'est pas l'épaisseur de film en elle-même qui est déterminante, mais le régime de fonctionnement dans lequel le contact opère. Le passage d'un régime à un autre peut se faire par une variation de l'épaisseur de film ou par une variation de micro-géométrie des surfaces. Un paramètre détermine le régime de fonctionnement et le coefficient de frottement : il s'agit du rapport entre l'épaisseur de film au centre du contact et l'amplitude moyenne des rugosités des surfaces (RMS). Il est appelé λ_S :

$$\lambda_S = \frac{h_c}{\sqrt{RMS_1^2 + RMS_2^2}} \tag{1.12}$$

Il est possible de retracer les courbes de Stribeck en fonction de ce paramètre (Fig.1.14) et de l'utiliser pour déterminer le passage d'un régime de fonctionnement à un autre.

- si $\lambda_S > 3$, le contact opère en régime de film complet,
- si $1 < \lambda_S < 3$, le contact opère en régime mixte,
- si $\lambda_S < 1$, le contact opère en régime limite.

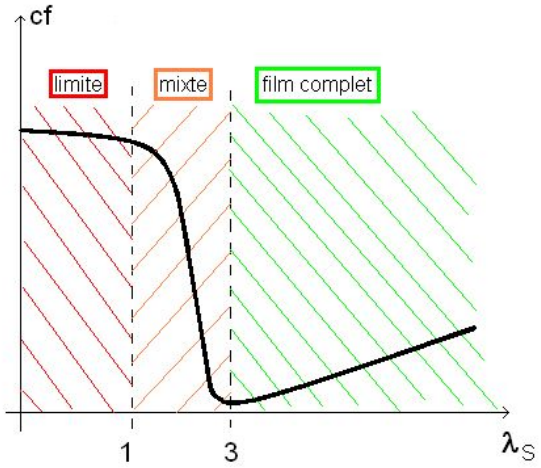


Fig. 1.14: courbe de Stribeck schématique en fonction de λ_S, échelle logarithmique

1.5 Influence des conditions d'alimentation

Le paragraphe précédent montre que la connaissance de l'épaisseur du film de lubrifiant dans le contact est indispensable afin de prédire son fonctionnement, les pertes par frottement et, par conséquent, sa durée de vie. Des formules analytiques de prédiction ont été présentées au paragraphe 1.2.2 mais dans certaines conditions spécifiques, l'épaisseur de film peut être beaucoup plus faible que celle prédite par le calcul. C'est par exemple le cas lorsque la quantité de lubrifiant disponible est insuffisante pour remplir le convergent du contact. Ce phénomène est appelé sous-alimentation.

1.5.1 Définition de la sous-alimentation

Le fonctionnement d'un contact est dit suralimenté lorsque l'épaisseur au centre du contact ne varie pas avec l'augmentation de la quantité de lubrifiant apportée à l'entrée. L'épaisseur de film suralimentée d'un contact est notée h_{cff} et l'épaisseur de film réelle est notée h_c. Un contact est considéré comme sous-alimenté lorsque le rapport h_c/h_{cff} est inférieur à 1. L'observation du contact sous-alimenté par interférométrie optique montre l'apparition d'un ménisque en amont de la zone de contact (Fig.1.15).

Le ménisque, visible lorsque le contact est sous-alimenté, représente l'interface entre la zone de film partiel et la zone de film complet (Fig.1.16).

Les premières études expérimentales de la sous-alimentation ont été menées dès le début des années 70 par Wedeven et al. [68], Pemberton et Cameron [55] et Kingsbury [42]. Le but de ces études était de mesurer l'épaisseur de film sous-alimenté en fonction de la sévérité de la sous-alimentation. Le premier paramètre à avoir été choisi pour caractériser la sous-alimentation était la position du ménisque. En effet, plus la sous-alimentation est sévère et plus le ménisque se rapproche de l'entrée du contact. Dans un cas de sous-

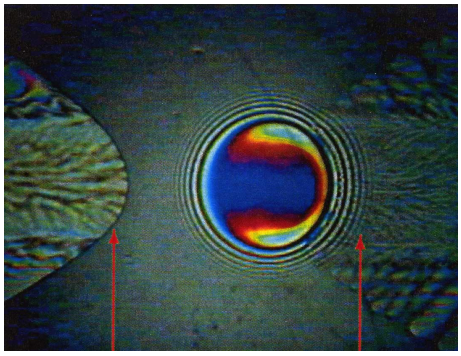


Fig. 1.15: contact faiblement sous-alimenté [16]

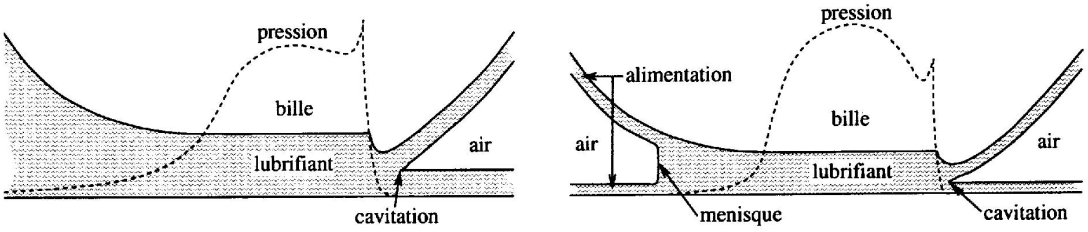


Fig. 1.16: comparaison d'un contact suralimenté et d'un contact sous-alimenté [16]

alimentation très sévère, il peut être confondu avec la surface de contact de Hertz et sa position devient alors difficile à mesurer précisément. En parallèle, des modèles théoriques ont été développés par Chiu [12], Kingsbury [41] et Guangteng et al. [24], et ensuite par Chevalier [10, 11] et Damiens [16, 17]. Chevalier, en utilisant les équations publiées par Bayada et al. [5] définit un nouveau paramètre représentatif de la sous-alimentation : il utilise la quantité de lubrifiant disponible dans le convergent. Cette quantité de lubrifiant disponible est représentée par la somme des épaisseurs de film présentes sur chacune des surfaces : h_{oil}. La sous-alimentation est alors caractérisée par le rapport entre la quantité de lubrifiant disponible, h_{oil} et l'épaisseur de film théorique suralimentée au centre du contact, h_{cff}.

1.5.2 Equation de Reynolds modifiée, épaisseur de film et champ de pression

Lors de la résolution du problème ElastoHydroDynamique, le calcul du champ de pression et de l'épaisseur de film se fait dans un domaine qui englobe toute la zone de contact. Un paramètre θ est introduit, afin de décrire le film de lubrifiant sur tout ce domaine de calcul. Il est défini en chaque point du domaine comme le rapport entre l'épaisseur de film présente sur les deux surfaces et la distance séparant ces surfaces. Le domaine autour du contact est partagé en deux zones :

- Dans le premier sous-domaine, le lubrifiant remplit complètement l'espace entre les deux surfaces. Le fonctionnement est le même que dans un cas suralimenté. Dans ce

domaine, $\theta = 1$ et $p > p_{amb}$
- Dans le deuxième sous-domaine, le film est incomplet, c'est à dire que le lubrifiant adhère aux surfaces, qui sont séparées par de l'air. Dans ce domaine, $\theta < 1$ et $p = p_{amb}$

La frontière entre ces deux sous-domaines est *a priori* inconnue (frontière libre). Le paramètre θ sera donc utilisé pour décrire l'état du film lubrifiant en tout point du domaine. Un système d'équations unique, valable sur tout le domaine peut être écrit. Pour plus de détails sur la mise en équation, voir Elrod [22] et Bayada [5].

L'équation de Reynolds est modifiée afin de traiter à la fois les problèmes sous-alimentés et suralimentés (équation (1.13), pour le cas stationnaire).

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho h^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right) - \bar{u}\frac{\partial(\rho\theta h)}{\partial x} = 0 \tag{1.13}$$

avec $p = 0 \Leftrightarrow 0 < \theta < 1$ et $p > 0 \Leftrightarrow \theta = 1$ (condition de complémentarité)

Le système formé par l'équation de Reynolds modifiée, la condition de complémentarité ainsi que les équations d'équilibre et d'élasticité doit être résolu numériquement. Cette résolution permet d'obtenir le champ de pression et d'épaisseur de film dans tout le domaine. L'épaisseur du film de lubrifiant alimentant le contact est une donnée du problème et elle est imposée en tant que condition limite sur le paramètre θ. Il est donc possible de déterminer l'influence de la sévérité de la sous-alimentation sur les champs de pression et d'épaisseur de film [66].

Chevalier [10, 11], pour le contact circulaire, puis Damiens [16, 17], pour le contact elliptique proposent une approximation analytique de l'épaisseur de film au centre d'un contact sous-alimenté (Fig.1.17).

Ils utilisent les paramètres suivants :
- épaisseur de film adimensionnée disponible en entrée de contact :

$$r = \frac{H_{oil}}{\bar{\rho}_{cff} H_{cff}}$$

- épaisseur de film adimensionnée au centre du contact :

$$R = \frac{\bar{\rho}_c H_c}{\bar{\rho}_{cff} H_{cff}}$$

$\bar{\rho}_c = \rho_c/\rho_0$ étant la densité relative du lubrifiant au centre du contact sous-alimenté par rapport à sa densité à la pression atmosphérique et $\bar{\rho}_{cff} = \rho_{cff}/\rho_0$ la densité relative du lubrifiant au centre du contact suralimenté.

Lorsque r diminue, c'est-à-dire que la sous-alimentation devient plus sévère, l'épaisseur relative R passe de l'asymptote suralimentée ($R = 1$) à l'asymptote sous-alimentée ($R = r$). La courbe d'épaisseur de film peut être approchée par la formule suivante (équation (1.14)) :

$$R = \frac{r}{\sqrt[\gamma]{1 + r^\gamma}} \tag{1.14}$$

L'épaisseur de film dépend donc uniquement des conditions d'alimentation (h_{oil}) et du paramètre γ (Fig.1.18). Ce paramètre représente les conditions de fonctionnement du contact (voir [16] pour le déterminer). Il est proportionnel à $\sqrt{M/L}$.

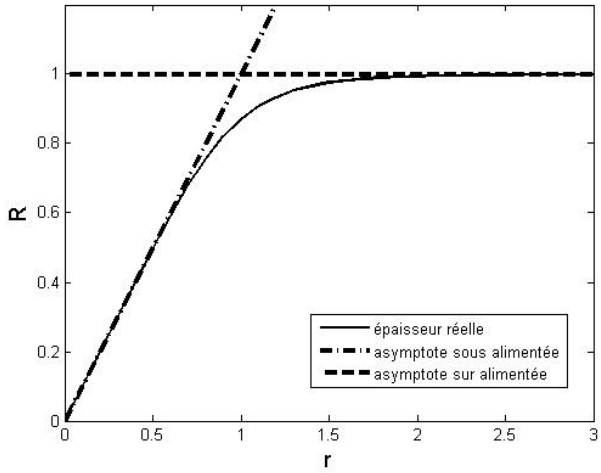


Fig. 1.17: Epaisseur de film adimensionnée au centre du contact en fonction de l'épaisseur de film adimensionnée dans le convergent [16]

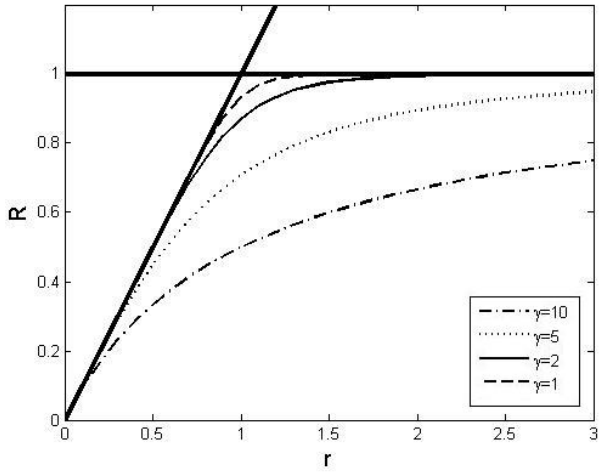


Fig. 1.18: influence du paramètre γ sur les épaisseurs de film [16]

1.5.3 Fonctionnement du contact sous-alimenté

En 1974, Chiu [12] a étudié l'influence de la vitesse d'entraînement sur la sévérité de la sous-alimentation (à l'époque définie grâce à la position du ménisque). Il a montré que la sous-alimentation se sévérise avec l'augmentation de la vitesse et de la viscosité. D'après la théorie suralimentée, l'épaisseur de film augmente avec la vitesse moyenne d'entraînement. Cependant, les résultats de Chiu montrent qu'il existe une vitesse critique à partir de laquelle la tendance s'inverse et l'épaisseur de film décroît avec la vitesse (Fig.1.19).

Le même phénomène est visible lorsque la viscosité du lubrifiant ou la charge augmentent. L'influence des conditions de fonctionnement sur les épaisseurs de film

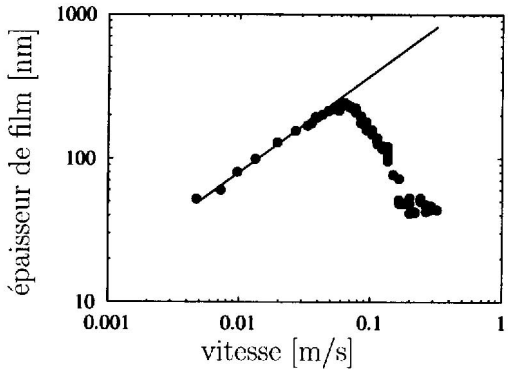


Fig. 1.19: épaisseur de film en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement [7]

est donc différente entre les domaines suralimentés et sous-alimentés. Cet effet de la sous-alimentation peut s'expliquer par l'influence que vont avoir les conditions de fonctionnement sur l'équilibre qui se crée entre deux débits autour d'un contact sous-alimenté. En effet, lorsqu'il entre dans le contact, le lubrifiant est soumis à un gradient de pression qui tend à expulser une partie de ce lubrifiant sur les bords de la piste de roulement. Pour que le contact soit en équilibre et que l'épaisseur de film soit stable, il faut que ce débit d'éjection soit compensé par un débit de réalimentation, qui ramène du lubrifiant à proximité du contact. Ce retour de lubrifiant peut être assuré par la gravité, par une alimentation extérieure mais aussi grâce aux réservoirs de lubrifiant situés de part et d'autre de la piste, par des effets capillaires ou de tension de surface et par le pivotement des billes. Selon la vitesse d'entraînement, la viscosité du lubrifiant, la charge appliquée au contact et les volumes d'huile disponibles, certains de ces mécanismes de réalimentation sont plus ou moins dominants et contribuent à compenser l'éjection de lubrifiant hors du contact.
Les contacts sous-alimentés présentent donc une période de fonctionnement transitoire pendant laquelle l'épaisseur de film décroît jusqu'à ce que le débit d'éjection soit complètement compensé par le débit de réalimentation. Un équilibre est alors établi.

Cann et al. [7] ont proposé en 2004 une étude de l'influence des conditions de fontionnement sur le passage du domaine suralimenté au domaine sous-alimenté. Les paramètres physiques influençant la réalimentation du contact ont été identifiés et les auteurs proposent un paramètre unique SD (équation (1.15)) qui permet de prédire le degré de sous-alimentation (Fig.1.20). Ce paramètre dépend de la viscosité du lubrifiant à la température de fonctionnement et à la pression atmosphérique, η_0, de la vitesse moyenne d'entraînement, $\bar{u}$, de la demi-largeur de contact, a, de la quantité de lubrifiant présente sur les surfaces en amont du contact, $h_{oil\infty}$ et de la tension de surface, σ.

$$SD = \frac{\eta_0 \bar{u} a}{\sigma h_{oil\infty}} \tag{1.15}$$

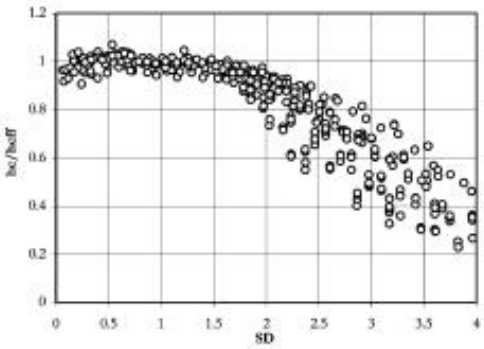


Fig. 1.20: épaisseur de film en fonction du paramètre SD [7]

1.5.4 Passages répétés du contact

Le fonctionnement transitoire d'un contact sous-alimenté et l'équilibre entre les débits de pertes et de réalimentation ont été modélisés par Chevalier [10]. Il montre que pour chaque passage du contact, la réduction d'épaisseur de film est liée à l'épaisseur d'alimentation. Il étudie l'évolution de l'épaisseur de film au centre du contact en fonction du nombre de cycles. Les pertes de lubrifiant sont de moins en moins importantes à chaque cycle et quand l'épaisseur devient faible, il n'y a quasiment plus de pertes. Dans une première approche, il estime que les actions de réalimentation sont négligeables. L'épaisseur disponible dans le convergent pour le n-ième contact est égale à l'épaisseur de film présente sur les surfaces à la sortie du $(n-1)$-ième contact ($R(n+1) = r(n)$). Il est donc possible d'estimer l'épaisseur de film après n passages du contact. Une formule simplifiée a été proposée par Damiens, elle donne le comportement asymptotique de l'épaisseur de film en fonction du nombre de passages du contact, lorsque ce nombre de passages est suffisamment grand (équation (1.16)).

$$h_c(n) \propto n^{-1/\gamma} \tag{1.16}$$

Les épaisseurs de film prédites par cette formule sont en bon accord avec les résultats expérimentaux.

Cependant, cette formulation n'est valide que pour des contacts où le débit de réalimentation est quasiment nul. Selon les conditions de fonctionnement, il peut être nécessaire de prendre en compte cette réalimentation. Chevalier [10] fait l'hypothèse d'une réalimentation moyenne dr qui prend en compte de façon globale tous les phénomènes influençant le retour du lubrifiant sur la piste. Cette hypothèse conduit à une stabilisation des épaisseurs de film après un certain nombre de cycles (Fig.1.21). L'épaisseur de film après n cycles est définie de la façon suivante (en utilisant les épaisseurs sans dimension) :

$$R(n+1) = r(n) + dr \tag{1.17}$$

Ces épaisseurs théoriques sont calculées à partir de la réalimentation moyenne du contact, dr. Cependant, cette approche simplifiée est très représentative du fonctionnement

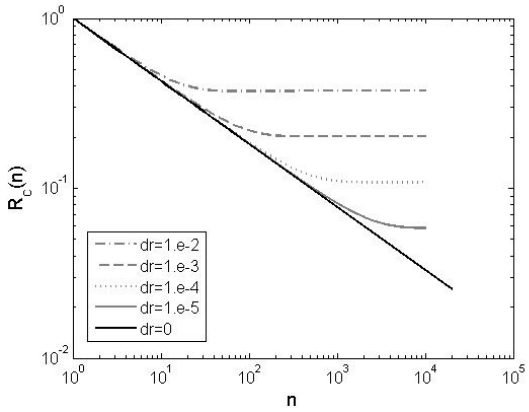


Fig. 1.21: épaisseur de film adimensionnée en fonction du nombre de cycles pour différents niveaux de réalimentation [10]

d'un contact sous-alimenté car les courbes expérimentales montrent bien que l'épaisseur centrale de film se stabilise à un niveau donné après un certain nombre de cycles. De plus, la mesure de cette épaisseur stabilisée peut permettre de quantifier dr, et donc les effets de réalimentation.

1.5.5 Conséquences de la sous-alimentation

L'épaisseur de film dans un contact sous-alimenté peut donc tendre vers des valeurs très faibles. Elle est alors du même ordre de grandeur que l'amplitude des rugosités des surfaces. Cette diminution d'épaisseur de film va avoir des conséquences importantes sur le fonctionnement du mécanisme.

Tout d'abord, si l'épaisseur de film diminue fortement par rapport à l'amplitude des rugosités, le contact risque de passer d'un fonctionnement dans le régime de film complet à un fonctionnement dans le régime mixte ou limite. Le coefficient de frottement dans le contact va donc augmenter fortement, ainsi que la dissipation d'énergie et les échauffements dans le contact. Le risque d'endommagement sera donc plus élevé.

De plus, Venner et al. [66] ont montré que la quantité de lubrifiant disponible dans le contact avait une influence non négligeable sur le champ de pression dans le contact. En particulier, les surpressions générées par les rugosités sont beaucoup plus élevées dans le cas d'un contact sous-alimenté. Les surcontraintes dans la peau des massifs seront donc elles aussi plus importantes. La conséquence de ce phénomène sera aussi un risque d'endommagement plus important.

Dawson [19] a réalisé en 1962 une étude expérimentale à partir de laquelle il montre l'influence du rapport entre l'épaisseur de film et les rugosités de surface sur la durée de vie d'un contact. Il propose la courbe de durée de vie suivante (Fig.1.22).

Ce graphe montre bien le lien entre la durée de vie d'un contact et le rapport entre

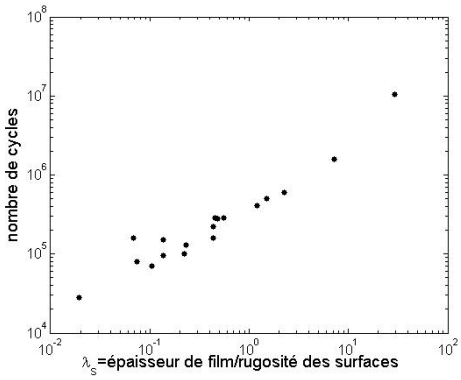


Fig. 1.22: influence du rapport entre l'épaisseur de film dans le contact et l'amplitude des rugosités, λ_S, sur la durée de vie des contacts lubrifiés [19]

l'épaisseur de film et l'amplitude des rugosités dans ce contact. En travaillant avec des rugosités constantes, il est possible de connaître l'influence de la sous-alimentation sur la durée de vie. Cependant, dans cette étude, les réductions d'épaisseur de film ont été obtenues par une réduction de la vitesse moyenne d'entraînement ou de la viscosité du lubrifiant et non par une réduction de la quantité de lubrifiant disponible.

1.6 Durée de vie et endommagements

Les différents résultats présentés dans la partie précédente offrent un moyen analytique simple de prédiction des épaisseurs de film dans les contacts sous-alimentés. Cependant, le calcul de l'épaisseur de film n'est qu'une étape dans la conception d'un mécanisme, le paramètre le plus important à prédire étant la durée de vie. Il est donc indispensable d'arriver à prendre en compte les phénomènes de sous-alimentation dans les calculs de durée de vie et de risque d'endommagement qui ont été développés jusqu'à maintenant sur la base des épaisseurs de film suralimentées.

Les contacts EHD sont soumis à des champs de pression et de contraintes importants qui sont appliqués de façon cyclique au cours du fonctionnement des mécanismes. Différents types d'endommagement se développent donc à partir d'un certain nombre de cycles. Tallian [62, 63] propose une classification des différents types d'endommagement pouvant se développer dans un mécanisme. Seule une partie de cette classification sera présentée ici.

1.6.1 Endommagements profonds amorcés en sous-couche

Ce type d'endommagement est généralement dû aux contraintes hertziennes dont le maximum se situe dans la profondeur des massifs en contact. Le passage répété de ce champ de contraintes affecte la structure du matériau au niveau des zones les plus fortement contraintes. Certaines zones peuvent être plastiquement altérées, plus particulièrement autour de défauts ou d'inclusions dans l'acier et des micro-fissures s'initient. Si le

mécanisme continue à fonctionner, une fissure macroscopique peut se développer à partir des micro-fissures puis se propager jusqu'à la surface du massif. Lorsque plusieurs fissures se rejoignent, elles libèrent des écailles de matière (Fig.1.23), qui dégradent les surfaces et sont source de bruit et de vibrations. Ce type d'écaillage peut ensuite se propager très rapidement et conduire à la destruction du mécanisme.

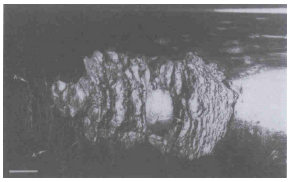


Fig. 1.23: écaillage initié en profondeur (vue de dessus) [63]

Cependant, il faut noter que depuis une trentaine d'années, la qualité des aciers s'est grandement améliorée et que les endommagements profonds sont de moins en moins fréquents.

1.6.2 Endommagements surfaciques

Les endommagements profonds étant de plus en plus rares, de nouvelles causes de défaillances ont été observées depuis quelques années. Il s'agit principalement de fissures et d'écailles qui se développent à partir de la surface des massifs lorsque les contraintes y sont trop élevées. Le mode d'endommagement est le même que pour les fissures initiées en profondeur : le passage répété d'un champ de contraintes trop important conduit à l'apparition de micro-fissures, qui se propagent en micro-écailles puis en écaillage macroscopique (Fig.1.24).

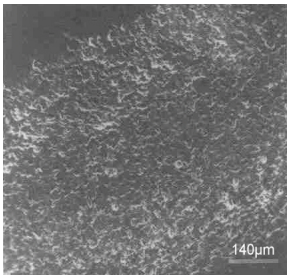


Fig. 1.24: micro-écaillage initié en surface (vue de dessus) [63]

Ce type d'endommagement est généralement dû à la présence de défauts sur les surfaces des massifs (indents liés à la pollution du mécanisme ou autres défauts, rugosités dues à l'usinage, ...) ou à une défaillance du film de lubrifiant (sous-alimentation ou composition chimique du lubrifiant ne correspondant pas à l'application).

1.6.3 Grippage

Le grippage est un autre type d'endommagement superficiel qui peut apparaître dans un contact EHD. En revanche, il se différencie des endommagements décrits précédemment car ce n'est pas un phénomène de fatigue. Le grippage n'est pas dû à une sollicitation cyclique des matériaux, mais plutôt à un déséquilibre thermique dans le mécanisme. Lorsque l'épaisseur de film est insuffisante et que les conditions de fonctionnement sont sévères d'un point de vue énergétique (vitesse de glissement importante, cisaillement élevé dans le contact, fortes températures, ...), il peut y avoir soudure puis arrachement des aspérités les plus importantes des surfaces en vis-à-vis (Fig.1.25). La température augmente alors dans le contact, en diminuant la viscosité du lubrifiant et les épaisseurs de film dans le contact, ce qui va aggraver le grippage. C'est donc un endommagement quasiment instantané, qui conduit très rapidement à la défaillance du mécanisme.

Fig. 1.25: surface grippée (vue de dessus)

1.6.4 Modèles de durée de vie

L'étude et la compréhension des endommagements a pour but de prédire et d'améliorer la durée de vie des mécanismes. De nombreux modèles de prédiction de durée de vie ont été réalisés. Ils peuvent être classés en deux grandes familles :

- Les modèles basés sur la physique de la matière, qui tentent de prédire les durées de vie à partir de la modélisation physique des endommagements.
- Les modèles basés sur une approche statistique, qui donnent une approximation de la durée de vie d'un mécanisme à partir d'essais d'endurance.

Il y a environ une trentaine d'années, les endommagements les plus fréquents étaient des écaillages de fatigue initiés en profondeur. Les modèles de durée de vie ont été développés afin de prendre en compte ce type d'endommagement. Depuis, la qualité des aciers s'est fortement améliorée et la fatigue initiée en profondeur est devenue un phénomène de plus en plus rare dans les contacts. Il s'agit maintenant d'adapter les modèles de calculs de durée de vie afin de prendre en compte les autres endommagements, principalement ceux initiés à partir de la surface des massifs.

Modèles basés sur la physique de la matière

Le but est de modéliser les phénomènes physiques qui vont conduire à une réduction de la durée de vie d'un contact. L'étude du développement des fissures et des écailles dans un contact conduit à la mise au point de critères exprimés en contrainte ou en pression

hertzienne qui représentent les limites d'endurance du matériau.
L'étude se sépare en deux parties :

- tout d'abord une phase d'initiation au cours de laquelle des micro-fissures se développent dans le matériau suite à des modifications structurales autour de défauts (Vincent et al. [67]) ou même en l'absence d'hétérogénéité dans la matrice [52, 53, 54]. Il est donc possible de définir des critères sur la pression de Hertz permettant d'assurer une durée de vie « infinie » du contact.
- ensuite, connaissant la taille et la position d'une fissure, ainsi que le chargement appliqué au contact, il est possible de définir un seuil de propagation et une vitesse de propagation. Cette vitesse de propagation détermine directement la durée de vie du contact.

Cependant, la mise en œuvre de cette méthode reste assez complexe car elle nécessite la connaissance de nombreuses caractéristiques physiques qui dépendent à la fois du matériau utilisé et des conditions de fonctionnement. Il n'est pas toujours facile de les déterminer précisément.

Modèles basés sur une approche statistique

En 1940, une autre orientation a été développée en ce qui concerne les calculs de durée de vie. Un grand nombre d'essais d'endurance a été réalisé sur des paliers à roulements. Ensuite, grâce à un dépouillement statistique du type Weibull, le risque statistique de défaillance des paliers a pu être établi. Cette méthode a été mise en place par Lundberg et Palmgren [46, 47] (équation (1.18)).

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = \frac{N^e \tau_{max}^c V}{z_0^h} \tag{1.18}$$

avec

- S : probabilité de survie
- N : nombre de cycles avant défaillance
- τ_{max} : contrainte maximale de cisaillement
- z_0 : profondeur de cette contrainte
- V : volume surcontraint

Les constantes e, c et h sont obtenues par lissage des résultats expérimentaux. Ce modèle a ensuite été généralisé par Ioannides et Harris [34, 35], afin de prendre en compte un champ de contrainte plus complexe τ (équation (1.19)). Ils introduisent la notion de contrainte limite de fatigue τ_u en-dessous de laquelle la durée de vie est considérée comme infinie.

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = N^e \int_v \frac{(\tau - \tau_u)^c}{z'^h} dv \tag{1.19}$$

Il a par la suite été montré que les coefficients h et e peuvent respectivement être pris égaux à 0 et 1 [44]. Le coefficient c est pris égal à 31/3.

Le risque d'endommagement r_e est obtenu en intégrant le champ des contraintes maximales de cisaillement sur le volume surcontraint, à la puissance 31/3. Comme les contraintes étudiées ici sont des contraintes très élevées dues aux rugosités des surfaces, la contrainte limite σ_u sera négligée (équation (1.20)).

$$r_e = \int_v \tau^{31/3} dv \tag{1.20}$$

Ce modèle est basé sur un dépouillement statistique de nombreux essais de durée de vie, réalisés sur une large gamme de roulements. Il ne permet pas de prédire la durée de vie d'un contact mais plutôt son risque de défaillance (inverse de la probabilité de survie). Cette méthode présente l'inconvénient de ne pas être directement liée aux phénomènes d'amorçage et de propagation qui entrent en jeu dans le développement des endommagements, contrairement à certains modèles plus physiques. Elle est en revanche beaucoup plus simple d'utilisation. C'est la méthode qui est actuellement la plus utilisée dans le milieu industriel, par exemple chez les roulementiers. Elle a aussi servi de base à la norme ISO, toujours utilisée actuellement.

1.7 Conclusion

Ce chapitre présente la connaissance actuelle du fonctionnement des contacts EHD. Dans le cas des contacts lisses, stationnaires et suralimentés, les champs de pression et d'épaisseur de film sont connus. Des modèles « classiques » permettent de les calculer et ont été validés expérimentalement. Mais ces contacts n'existent que dans des cas idéaux. Dans un mécanisme réel, des surfaces parfaitement lisses et sans défauts n'existent pas. En particulier, après un certain temps de fonctionnement, les surfaces peuvent être indentées ou rayées. D'autres modèles ont alors été développés afin de prendre en compte la présence de rugosités ou de défauts de surface localisés. Les champs de pression et d'épaisseur de film sont connus dans le cas de rugosités « modèles » mais sont plus délicats à évaluer sur une surface réelle à cause du caractère aléatoire de la géométrie des défauts. Des prédictions peuvent cependant être faites grâce à une analyse statistique de la surface.
De même, le contact suralimenté est un cas idéal dans lequel la quantité de lubrifiant disponible est très importante. Ce qui n'est pas toujours le cas dans un mécanisme réel. Les champs de pression et d'épaisseur de film sont alors modifiés. Là aussi des modèles ont été développés et validés expérimentalement, afin de prédire le fonctionnement de ces contacts. Cependant, ces modèles sont basés sur l'hypothèse que la quantité de lubrifiant disponible sur les surfaces dans le convergent est connue. En réalité, la lubrification d'un mécanisme est plutôt caractérisée par un débit d'alimentation ou par une quantité globale de lubrifiant apportée et la quantité effective disponible dans le convergent est inconnue.

Dans la suite de ce manuscrit, une autre approche de la sous-alimentation est développée. Il s'agit de caractériser les conditions d'alimentation non par les épaisseurs de film dans le contact mais par le coefficient de frottement qui en résulte. En effet, la mesure d'un coefficient de frottement est en général beaucoup plus simple de mise en œuvre que la mesure d'épaisseurs de film. Une étude sera menée sur les variations du coefficient de frottement dans un contact sous-alimenté. Ces mesures de coefficients de frottement

seront traduites en terme d'épaisseurs de film et comparées à des résultats théoriques.

Dans une deuxième partie, l'étude de la sous-alimentation sera poussée plus loin que la seule estimation de l'épaisseur de film. En effet, lors de la conception d'un mécanisme, l'épaisseur de film n'est qu'une étape qui devrait ensuite permettre la prédiction de la fiabilité du système. Pour cela, une étude expérimentale de la durée de vie des contacts sous-alimentés sera présentée. Les résultats de cette étude seront ensuite comparés à différents modèles de prédiction de durée de vie, adaptés au cas des contacts sous-alimentés.

Chapitre 2

Etude du coefficient de frottement sous-alimenté

2.1 Introduction

La sous-alimentation en lubrifiant est un phénomène observé dans de nombreux mécanismes. C'est le cas lorsque la quantité de lubrifiant disponible est trop faible, mais aussi lorsque les vitesses, les charges et les vicosités sont trop élevées. Par exemple, la plupart des paliers à roulements lubrifiés avec de la graisse sont sous-alimentés. Lorsqu'un contact est sous-alimenté en lubrifiant, l'épaisseur de film séparant les surfaces est plus faible, ce qui conduit à des surpressions et des surcontraintes plus importantes. Le risque d'endommagement est alors plus élevé et la durée de vie du contact plus courte. Il est important d'étudier et de comprendre ce phénomène de sous-alimentation, afin de pouvoir en tenir compte dans la conception des systèmes mécaniques.

Le chapitre 1 présente l'état de l'art en ce qui concerne le fonctionnement des contacts sous-alimentés. Dans la littérature, le champ de pression et l'épaisseur de film sont étudiés en fonction des conditions de fonctionnement et des conditions d'alimentation. Ces conditions d'alimentation sont introduites sous la forme d'un paramètre h_{oil}, qui représente la quantité de lubrifiant présente sur les surfaces dans le convergent. Cependant, ce paramètre est difficile à déterminer dans le cas d'un mécanisme réel comme un roulement à billes. Il est nécessaire de trouver un autre moyen de caractériser expérimentalement le degré de sous alimentation, afin de pouvoir déterminer la quantité de lubrifiant h_{oil} effectivement disponible dans le convergent et de prédire l'épaisseur au centre du contact h_c.

Une autre approche a été développée et va être présentée dans les deux prochains chapitres. Il s'agit d'utiliser la valeur du coefficient de frottement dans le contact pour caractériser le degré de sous-alimentation. En effet, comme présenté dans le chapitre précédent, le coefficient de frottement dans un contact lubrifié dépend de l'épaisseur de film et des rugosités des surfaces. En admettant que la micro-géométrie des surfaces soit connue, il est possible de lier directement le coefficient de frottement et l'épaisseur de film, quel que soit le régime de lubrification (sur alimenté ou sous-alimenté). Le coefficient de frottement peut donc devenir une grandeur caractéristique de la sévérité de la sous alimentation.

Dans un premier temps, une étude du frottement dans les contacts sous-alimentés sera réalisée. L'influence de la quantité de lubrifiant disponible et des différentes conditions de fonctionnement sur le coefficient de frottement sera observée. Ensuite, une méthode expérimentale sera mise en place pour faire le lien entre les valeurs de frottement mesurées et les épaisseurs de film réelles dans le contact.

2.2 Description des essais

L'étude expérimentale du coefficient de frottement dans un contact sous-alimenté a été réalisée sur une *Mini Traction Machine* (MTM).

2.2.1 Mini Traction Machine

Cette machine, développée et vendue par *PCS Instruments*, a été conçue pour mesurer le coefficient de frottement dans un contact. Le contact est simulé par une bille en acier chargée contre un disque en acier (Fig.2.1). La pression de contact et les vitesses d'entraînement sont plus faibles que celles trouvées dans un roulement à bille. Par exemple, la pression hertzienne maximale est environ de 1.3GPa, alors qu'elle peut atteindre 3 à 4GPa dans un roulement. De même, la vitesse maximale (5m/s) est plus faible que la vitesse moyenne d'entraînement dans un roulement (supérieur à 10m/s). Ce banc d'essai permet donc de reproduire à une plus petite échelle des phénomènes observés sur des mécanismes réels. Cela permet d'étudier plus facilement ces phénomènes et d'en comprendre les mécanismes avant de réaliser une étude du roulement complet. Baly et al. [3] ont montré que l'étude de l'épaisseur de film et du frottement sur une machine de laboratoire (même ordre de grandeur que la MTM) donnait les mêmes tendances que sur un roulement complet.

Fig. 2.1: MTM : contact entre la bille et le disque

La bille est montée sur un arbre mobile, qui possède trois degrés de liberté en rotation (Fig.2.2). Le premier axe de rotation est celui de la bille. Le deuxième axe est utilisé pour imposer un effort normal w et pour le contrôler grace à un capteur de force. Le troisième

axe de rotation est perpendiculaire à l'effort de frottement et une cellule de charge mesure le déplacement du bras de la bille, ce qui donne la valeur de l'effort tangentiel, T.

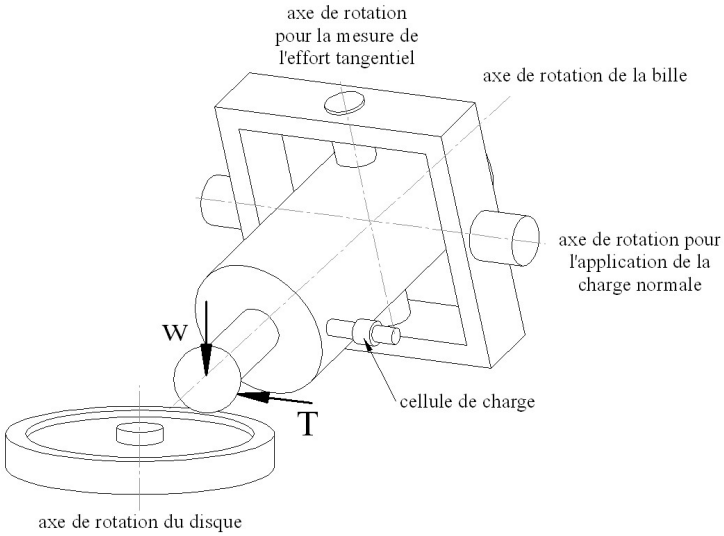


Fig. 2.2: MTM : schéma de fonctionnement

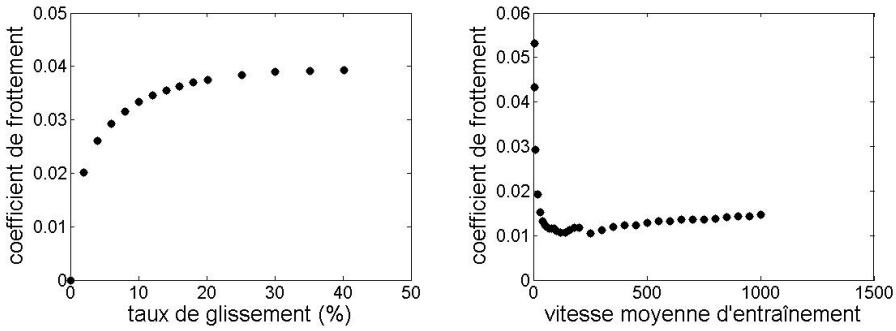
La bille et le disque sont entraînés par deux moteurs indépendants, ce qui permet d'imposer des vitesses de rotation différentes aux deux éprouvettes et de réaliser des essais avec un taux de roulement/glissement variable, allant de 0 à 100%. L'axe de rotation de la bille coïncide avec le centre de la surface supérieure du disque, afin de limiter les effets de spin dans le contact.

Enfin, la bille et le disque sont placés dans une enceinte thermostatée, ce qui permet de contrôler la température des massifs. Elle varie de 20 ° C jusqu'à 150 ° C. Habituellement, cette enceinte est remplie de lubrifiant, le contact est immergé dans l'huile et est suralimenté. Dans le cas de l'étude de la sous-alimentation présentée ici, une quantité réduite et contrôlée de lubrifiant sera déposée sur la piste du disque.

Les différents paramètres caractéristiques du contact sont les suivants :

- Géométrie des éprouvettes (diamètre de la bille=19.05mm)
- Matériau des éprouvettes (acier 100Cr6)
- Micro géométrie des surfaces ($RMS_{bille} = 0.06\mu m$ et $RMS_{disque} = 0.12\mu m$)
- Température (20 → 150 ° C)
- Charge (0 → 75N)
- Pression hertzienne (0 → 1.2GPa)
- Vitesse moyenne d'entraînement (0 → 5m/s)
- Taux de glissement (0 → 100%)
- Viscosité du lubrifiant (selon le lubrifiant choisi et sa température)

Cette machine a principalement été conçue pour caractériser différents lubrifiants en réalisant des mesures de coefficient de frottement en fonction du taux de glissement (Courbe de frottement, Fig.2.3(a)) ou des mesures de coefficient de frottement en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement (Courbe de Stribeck, Fig.2.3(b)).



(a) Courbe de frottement (b) Courbe de Stribeck

Fig. 2.3: Exemples de courbes expérimentales pouvant être réalisées avec la MTM

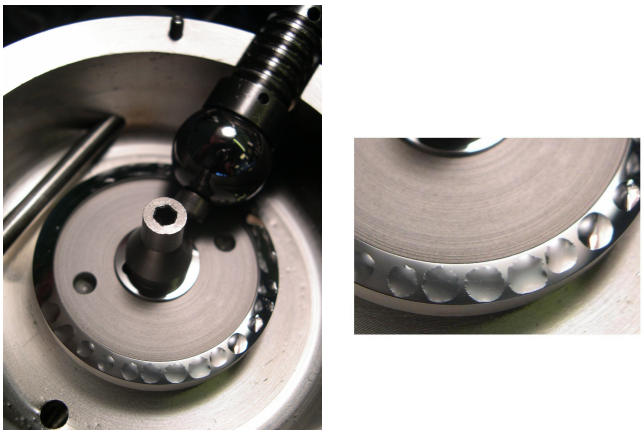
2.2.2 Essais en conditions de sous-alimentation

Dans le cadre de l'utilisation « classique » de la MTM, le pot (Fig.2.1) est rempli de lubrifiant et le contact fonctionne dans des conditions de suralimentation. L'étude présentée ici porte sur l'influence des conditions de lubrification. Il a donc été nécessaire de mettre en place un moyen de contrôle de la quantité de lubrifiant apportée au contact. De plus, le but n'est pas non plus, ici, de réaliser des essais du type courbes de frottement ou courbes de Stribeck, mais de réaliser des mesures en fonction du temps, avec toutes les conditions de fonctionnement constantes. En effet, des études précédentes [7] ont montré que la sous-alimentation est un phénomène qui devient de plus en plus sévère au cours du temps et qu'il est indispensable de réaliser des mesures suffisamment longues.

Mode opératoire :

- Dans un premier temps, les éprouvettes sont nettoyées afin d'éviter tout risque de contamination par les huiles ou graisses de stockage utilisées pour protéger les pièces de la corrosion. Ce nettoyage se fait par deux lavages successifs de 10 minutes dans un bain d'heptane passé aux ultra-sons. Entre chaque bain, les éprouvettes sont rincées avec de l'heptane propre.
- Lorsque le disque est propre et que tout le solvant s'est évaporé, une quantité contrôlée de lubrifiant est déposée sur la piste de contact. Le dépot du lubrifiant se fait grâce à une seringue et est contrôlé par pesage relatif sur une balance de précision. La précision de cette étape est indispensable puisqu'elle détermine les conditions d'alimentation en lubrifiant du contact et le degré de sous-alimentation.

– Le disque et la bille sont ensuite montés dans la machine (Fig.4.53).



(a) disque et bille (b) gouttes de lubrifiant déposées sur le disque

Fig. 2.4: MTM : éprouvettes mises en place pour un essai en conditions sous alimentées

– Avant de commencer l'essai de sous-alimentation, une phase d'étalement est nécessaire afin d'assurer l'uniformité du film de lubrifiant sur toute la piste de contact des deux pièces. La MTM est donc mise en marche pendant une heure, avec une charge et une vitesse faible et en roulement pur. Après cette étape, toute la quantité de lubrifiant doit être uniformement répartie sur les éprouvettes.
– L'essai peut ensuite commencer. Pour un jeu de conditions de fonctionnement donné, le coefficient de frottement est mesuré en fonction du temps pendant la durée souhaitée (allant de quelques minutes à plusieurs heures).

Choix du lubrifiant :

Le but de l'étude présentée ici est de montrer l'influence des conditions de lubrification sur l'évolution du coefficient de frottement. Il est nécessaire de choisir judicieusement le lubrifiant et les paramètres de contact afin d'éviter que d'autres effets (en particulier des effets thermiques) s'ajoutent à la sous-alimentation. La puissance dissipée dans le contact dépend de la vitesse de glissement et de la charge appliquée. Il est donc préférable de travailler avec des vitesses et des pressions de contact faibles pour limiter ces effets thermiques. En contrepartie, le fait de limiter la charge et la vitesse d'entraînement va réduire la sévérité de la sous alimentation. Pour compenser cet effet, les essais seront réalisés avec une huile de forte viscosité. De plus, une huile de base synthétique de type poly-alpha-oléfine (PAO) est utilisée, afin d'éviter les effets liés aux additifs, ce qui pourrait être le cas avec une huile commerciale. Le lubrifiant choisi est la PAO100, dont les caractéristiques sont les suivantes :

– Viscosité cinématique à 100 $^\circ$C : 100cSt, à 40 $^\circ$C : 1275cSt
– Masse volumique à 15.6 $^\circ$C : 850kg/m^3
– Viscosité dynamique à 100 $^\circ$C : 85mPa.s à 40 $^\circ$C : 1.08Pa.s

2.2.3 Reproductibilité des essais

Pour un jeu de conditions de fonctionnement donné et pour une quantité de lubrifiant donnée, le frottement est mesuré en fonction du temps. La MTM n'ayant pas été conçue pour réaliser des essais aussi longs et dans des conditions de lubrification sévère, la première étape a été de valider le protocole d'essai mis en place en testant la reproductibilité des résultats. Les risques de dispersion sont liés à la fois au fonctionnement de la machine et au dépot de la quantité de lubrifiant.

Le même essai est réalisé plusieurs fois de suite. Entre chaque essai, les éprouvettes sont soigneusement nettoyées et un nouveau dépot d'huile est réalisé. Les mêmes essais sont ensuite réalisés sur des éprouvettes neuves, plusieurs fois de suite, afin de s'assurer qu'il n'y a pas d'évolution de la micro-géométrie au cours des tests. Un dépouillement statistique des ces résultats est réalisé et la moyenne et l'écart-type sont calculés en chaque point de mesure (Fig.2.5).

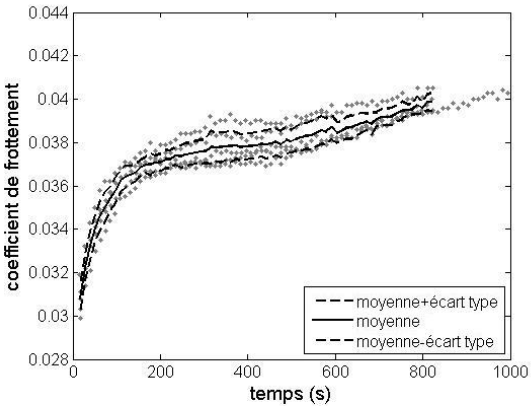


Fig. 2.5: coefficient de frottement en fonction du temps, test de reproductibilité, 15 essais (13mg de PAO100, 40 °C, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement)

Pour les résultats présentés ci-dessus, l'écart-type ne dépasse pas 4%. Sur l'ensemble des essais réalisés au cours de cette étude, l'écart-type reste inférieur à 7%. Les mêmes tests de reproductibilité ont été réalisés sur des essais suralimentés. Là aussi, l'écart-type se situe autour de 5%.

2.3 Influence des conditions de fonctionnement

Dans un premier temps, l'étude présentée ici porte sur l'influence des différentes conditions de fonctionnement sur le coefficient de frottement dans un contact sous-alimenté. Les différents paramètres pris en compte sont la quantité de lubrifiant, le taux de glissement, la vitesse moyenne d'entraînement, la viscosité du lubrifiant (contrôlée par la température de l'enceinte thermostatée) et la charge normale appliquée au contact.

2.3.1 Influence de la quantité de lubrifiant

Pour un jeu de conditions de fonctionnement donné (Tab.2.1), différents essais sont réalisés. Pour chaque essai la quantité initiale de lubrifiant est différente. Ces quantités varient de 10 à 20mg. En plus, un essai suralimenté est réalisé, avec le pot rempli de lubrifiant. Les résultats sont tracés sur le graphe ci-dessous (Fig.2.6).

Température	40 ° C
Viscosité du lubrifiant	1.08Pa.s
Charge	25N
Pression hertzienne	0.89GPa
Vitesse moyenne d'entraînement	0.1m/s
Taux de glissement	5%
Epaisseur de film suralimentée	$0.49\mu m$

Tab. 2.1: Conditions de fonctionnement choisies

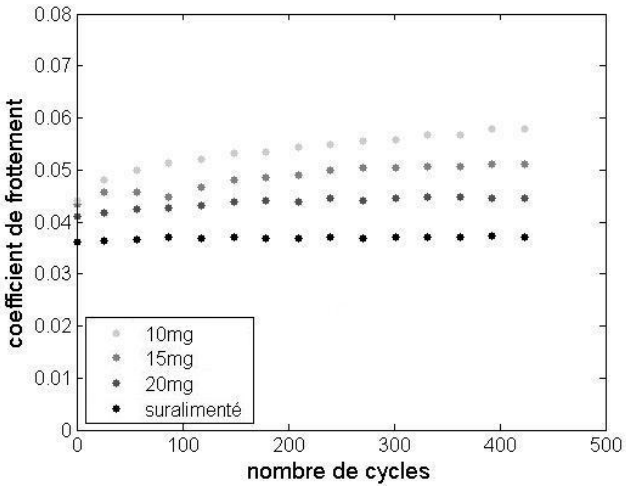


Fig. 2.6: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la quantité de lubrifiant (PAO100, 40 ° C, 25N, 100mm/s, 5% de glissement)

Pour pouvoir comparer efficacement les différents résultats de l'étude, l'évolution du frottement est tracée en fonction du nombre de cycles et non pas du temps. La bille et le disque n'ayant pas le même périmètre, le nombre de cycles réalisé par chacune des éprouvettes est différent. Cependant Damiens [16] a montré que cette différence de longueur n'influence que les premiers cycles de l'essai. Dès que le nombre de cycle est élevé, il est possible d'utiliser le nombre de cycles du disque (éprouvette ayant le plus long cycle) comme nombre de cycles du contact.

Les variations de la quantité de lubrifiant disponible influencent fortement les valeurs de coefficient de frottement. En effet, dans le cas suralimenté, le coefficient de frottement est constant, alors que dans le cas sous-alimenté, il augmente avant d'atteindre une valeur stabilisée. Le temps nécessaire avant que cette valeur stabilisée soit atteinte est directement

lié à la quantité de lubrifiant. Chevalier [10] a montré que pendant les premiers cycles de fonctionnement d'un contact, une diminution importante de l'épaisseur de film était observée. Cette diminution d'épaisseur de film se traduit ici par une augmentation du coefficient de frottement. Le temps pendant lequel le frottement varie correspond à la durée nécessaire pour que l'épaisseur de film se stabilise. Pour cela, il faut qu'un équilibre s'établisse entre l'huile éjectée de la piste par le passage du contact et l'huile qui revient sur la piste par capillarité. Plus la sous-alimentation est sévère et plus le temps de stabilisation sera long. Dans certains cas très sous-alimentés (10mg de lubrifiant), le coefficient de frottement ne se stabilise pas avant la fin de l'essai. Un nouvel essai a été réalisé, sur une période plus longue, afin de visualiser l'évolution du coefficient de frottement (Fig.2.7).

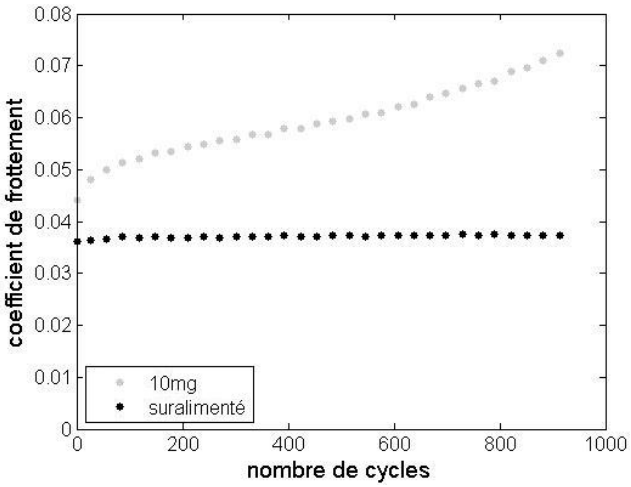


Fig. 2.7: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la quantité de lubrifiant (PAO100, 40 °C, 25N, 100mm/s, 5% de glissement), essai plus long

Même pour cet essai, plus long, la stabilisation n'est pas atteinte. Au contraire, la pente du coefficient de frottement augmente à la fin de l'essai. Cette augmentation signifie que pour cette quantité de lubrifiant et dans ces conditions de fonctionnement particulières, il existe un risque de grippage. Le grippage est un endommagement qui est principalement lié à un déséquilibre thermique du contact (cet endommagement est décrit dans le chapitre précédent). C'est un mode d'endommagement très différent des phénomènes de fatigue qui sont étudiés ici. Le grippage n'est pas le sujet de ce travail et le maximum sera fait pour parvenir à l'éviter tout au long de l'étude expérimentale. Pour cela, il est nécessaire de réduire l'énergie dissipée dans le contact. Les essais seront donc réalisés avec un taux de glissement plus faible.

2.3.2 Influence du taux de glissement

Le même essai est réalisé avec un taux de glissement de 1% et une quantité de lubrifiant de 10mg. Après 20 minutes d'essai, le coefficient de frottement n'est pas stabilisé (Fig.2.8), mais il tend vers une asymptote et ne montre pas de changement de pente caractéristique du grippage comme dans le cas précédent. D'autres essais sont réalisés avec des quantités

de lubrifiant différentes, dont un essai plus sévèrement sous-alimenté, avec seulement 5mg de lubrifiant déposés sur la piste.

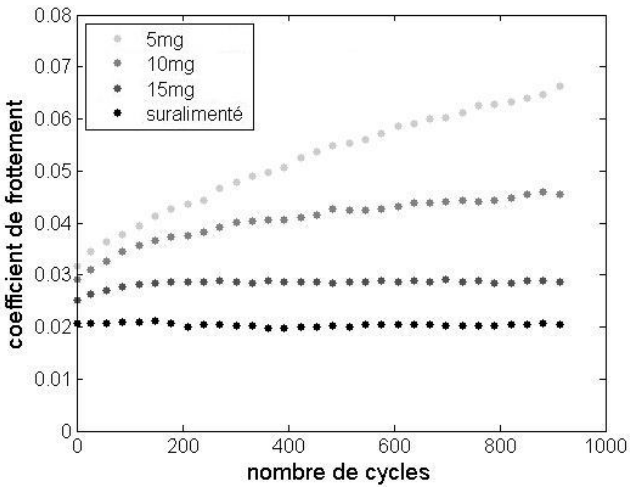


Fig. 2.8: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la quantité de lubrifiant (PAO100, 40 ° C, 25N, 100mm/s, 1% de glissement)

Même dans ce cas plus sévère, le coefficient de frottement augmente avec une pente constante, ce qui laisse supposer qu'il n'y a pas de risque de grippage. Les effets thermiques ont donc été réduits de façon significative dans le contact. Ces résultats confirment l'influence de la quantité de lubrifiant sur la valeur du coefficient de frottement et sur le temps nécessaire à la stabilisation du frottement.

A partir des résultats obtenus ci-dessus, un jeu de conditions de fonctionnement est choisi, afin de déterminer un essai de référence pour lequel la sévérité de la sous-alimentation est moyenne. Il servira de base de comparaison aux essais qui seront réalisés avec des conditions de fonctionnement variables. L'ensemble des essais réalisés dans le cadre de cette étude de l'influence des conditions de fonctionnement est synthétisé dans le tableau suivant (Tab.2.2).

2.3.3 Influence de la viscosité (température des massifs)

L'influence de la viscosité du lubrifiant est étudiée en modifiant la température dans l'enceinte isotherme de la MTM. Pour l'huile utilisé ici, la PAO100, la viscosité dynamique varie de 2.15 à 0.84Pa.s lorsque la température passe de 27 à 45 ° C. Quatre valeurs de viscosité sont testées (Fig.2.9).

- T_1=45 ° C, η_1=0.84Pa.s
- T_2=40 ° C, η_2=1.08Pa.s (référence)
- T_3=36 ° C, η_3=1.33Pa.s
- T_4=27 ° C, η_4=2.15Pa.s

Pour chaque température testée, le frottement a aussi été mesuré dans le cas suralimenté (courbes en symboles vides sur les graphes).

Quantité de lubrifiant (mg)	Température (° C)	Charge (N)	Vitesse moyenne d'entraînement (mm/s)	Taux de glissement (%)	Durée (min)	Remarque
suralimenté	40	25	100	5	10	
suralimenté	40	25	100	5	20	
20	40	25	100	5	10	
15	40	25	100	5	10	
10	40	25	100	5	10	
10	40	25	100	5	20	
suralimenté	40	25	100	1	10	
15	40	25	100	1	20	
10	40	25	100	1	20	
5	40	25	100	1	20	
13	45	25	100	1.9	25	
13	40	25	100	1.9	25	Référence
13	36	25	100	1.9	25	
13	27	25	100	1.9	25	
13	40	25	78	1.9	25	
13	40	25	125	1.9	25	
13	40	25	200	1.9	25	
13	40	17	100	1.9	20	
13	40	40	100	1.9	20	
13	40	50	100	1.9	5	Grippage

Tab. 2.2: Différents essais de sous-alimentation réalisés

Ces résultats montrent que les variations de température (donc de viscosité) ont une influence beaucoup plus importante sur le fonctionnement du contact dans le cas sous-alimenté que dans le cas suralimenté. En effet, le coefficient de frottement suralimenté n'est que faiblement dépendant de la viscosité, contrairement au coefficient de frottement sous-alimenté. Dans le domaine sous-alimenté, pour une température de 45 ° C, le coefficient de frottement atteint presque instantanément une valeur constante et peu élevée (environ 0.03). Le fonctionnement est proche de celui d'un contact suralimenté. Pour des températures supérieures, le frottement est plus élevé et met plus de temps à tendre vers une asymptote. Le tracé des résultats sur une échelle logarithmique (Fig.2.10) permet de visualiser la pente de l'évolution du frottement au cours du nombre de cycles.

Ce tracé montre que le coefficient de frottement ne se stabilise que pour une température de 45 ° C. Dans toutes les autres conditions testées, le frottement augmente au cours du temps. Plus la viscosité augmente et plus la pente des courbes est importante, la sous-alimentation est de plus en plus sévère. Cann et al. [7] ont montré que dans le domaine sous-alimenté, l'augmentation de viscosité conduit à une perte de mobilité du lubrifiant, ce qui limite les effets de réalimentation et réduit l'épaisseur de film. Au contraire, dans le cas suralimenté, l'augmentation de viscosité entraîne une augmentation

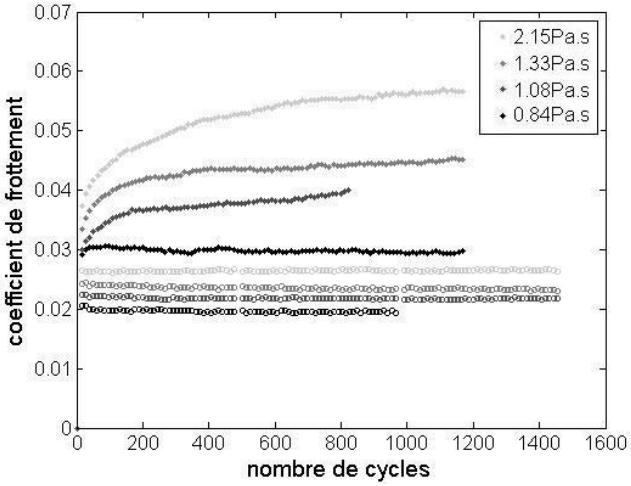


Fig. 2.9: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la viscosité (température), $\eta_0 = 0.84 \rightarrow 2.15 Pa.s$, (PAO100, 13mg, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement). Les résultats des essais sous-alimentés sont en symboles pleins, •, et les résultats des essais suralimentés sont en symboles creux, ∘

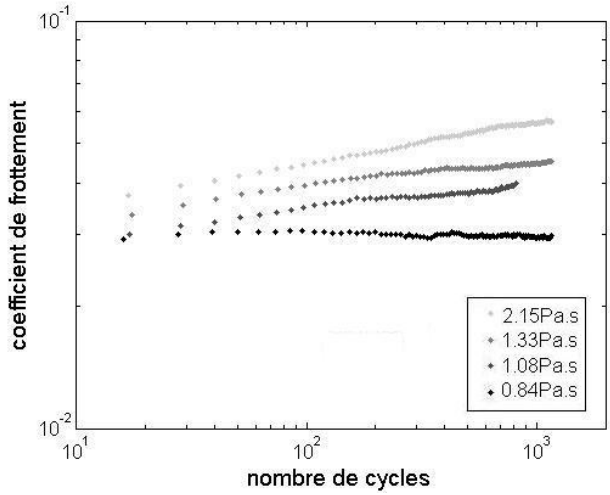


Fig. 2.10: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la viscosité (température), $\eta_0 = 0.84 \rightarrow 2.15 Pa.s$, (PAO100, 13mg, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement), essais sous-alimentés

de l'épaisseur de film. Le passage d'un domaine à l'autre est caractérisé par ce changement d'influence de la viscosité.
Il est intéressant de noter que ce n'est pas le cas en ce qui concerne le frottement. Dans les deux domaines (contact suralimenté ou sous-alimenté), le coefficient de frottement augmente avec la viscosité, même si cette augmentation est beaucoup plus rapide dans le cas sous-alimenté. Pour comprendre ce phénomène, le taux de cisaillement va être déterminé dans les deux domaines de lubrification.

En première approximation, le comportement du fluide est considéré comme newtonien (le taux de glissement est suffisamment faible). Le taux de cisaillement dans le contact est donc le suivant :

$$\tau = \eta\dot{\gamma} \tag{2.1}$$

Soit, pour un écoulement de Couette :

$$\tau = \eta\frac{\Delta u}{h_{film}} \tag{2.2}$$

η représente la viscosité à la pression de contact. Selon la loi de Barus, présentée lors de l'étude bibliographique :

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \tag{2.3}$$

Les essais ayant tous été réalisés à la même pression hertzienne, et les variations de la piézo-viscosité α avec la température étant négligées, la viscosité dans le contact est proportionnelle à la viscosité ambiante η_0 et le coefficient de frottement est proportionnel au taux de cisaillement. Il est donc possible de déterminer l'influence de la viscosité sur le coefficient de frottement dans les deux domaines de lubrification (Tab.2.3).

	Domaine suralimenté	Domaine sous-alimenté
h_{film}	$\propto \eta_0^{0.67}$	$\propto \eta_0^{-1}$
cf	$\propto \eta_0/\eta_0^{0.67}$ $\propto \eta_0^{0.33}$	$\propto \eta_0/\eta_0^{-1}$ $\propto \eta_0^{2}$

Tab. 2.3: Influence de la viscosité ambiante sur l'épaisseur de film et sur le coefficient de frottement en lubrification suralimentée et sous-alimentée

Ces résultats montrent bien que quel que soit le domaine de lubrification, le coefficient de frottement augmente avec la viscosité. Dans le cas d'un contact suralimenté, cette augmentation est théoriquement proportionnelle avec une puissance 0.33, alors que cette puissance est de 2 dans le cas sous-alimenté, ce qui explique les résultats expérimentaux présentés précédemment (Fig.2.9).

Pour le cas suralimenté, il est possible de comparer les valeurs de frottement expérimentales au frottement théorique, dépendant de la viscosité à la puissance 0.33 (Fig.2.11).

Le graphe montre un bon accord entre les résultats expérimentaux et la théorie développée ci-dessus. Par contre, dans le cas sous-alimenté, il n'est pas possible de comparer les valeurs théoriques et expérimentales de frottement, car la théorie permet

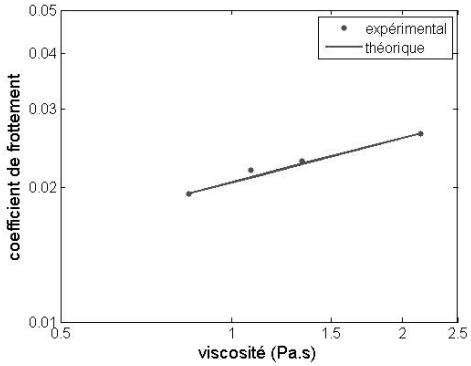


Fig. 2.11: coefficient de frottement expérimental et théorique en fonction de la viscosité du lubrifiant dans le cas suralimenté

uniquement de prédire le coefficient de frottement stabilisé, qui n'est pas atteint dans les essais présentés ici.

2.3.4 Influence de la vitesse

L'influence de la vitesse moyenne d'entraînement dans le contact est étudiée dans ce paragraphe. Le frottement est mesuré pour des vitesses allant de 78 à 200mm/s (Fig.2.12).

- $\bar{u_1}$=78mm/s
- $\bar{u_2}$=100mm/s (référence)
- $\bar{u_3}$=125mm/s
- $\bar{u_4}$=200mm/s

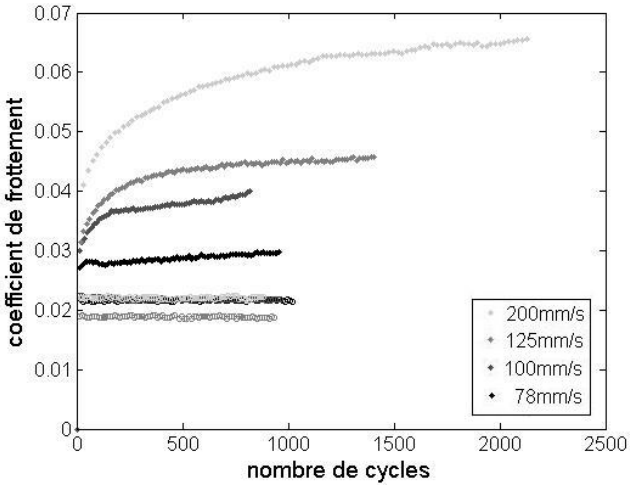


Fig. 2.12: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la vitesse moyenne d'entraînement, $\bar{u} = 78 \rightarrow 200mm/s$, (PAO100, 13mg, 40 °C, 25N, 1.9% de glissement). Les résultats des essais sous-alimentés sont en symboles pleins, •, et les résultats des essais suralimentés sont en symboles creux, ∘

Comme dans le cas précédent, la figure FIG.2.12 montre que la vitesse d'entraînement a peu d'influence sur le coefficient de frottement suralimenté. Par contre, le coefficient de frottement sous-alimenté est fortement influencé par cette vitesse. A 78mm/s, le coefficient de frottement varie très peu au cours du temps et le comportement est proche de celui d'un contact suralimenté. Au contraire, à 200mm/s, le frottement augmente rapidement et ne se stabilise pas avant la fin de l'essai. La pente des essais réalisés avec des vitesses élevées est beaucoup plus forte (FIG.2.13). La sous-alimentation est plus sévère. Comme dans le cas d'une augmentation de viscosité, ceci est dû à une diminution des phénomènes de réalimentation. En effet, la réalimentation se fait localement, autour du contact par des effets capillaires. Lorsque la vitesse augmente, la réalimentation par effets capillaires est plus faible car les temps de passage sont plus courts. L'épaisseur de film disponible est plus faible.

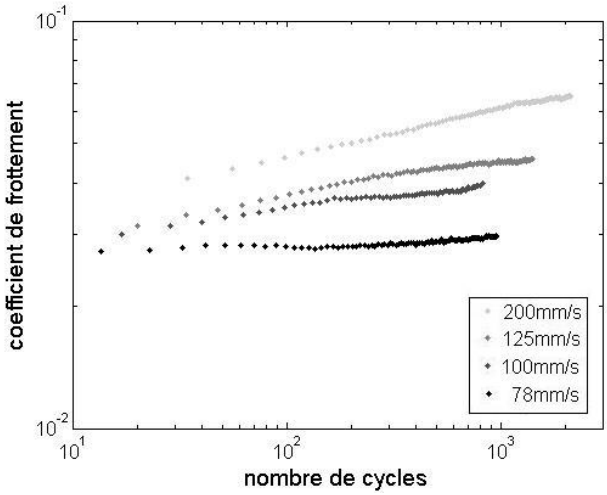


FIG. 2.13: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la vitesse moyenne d'entraînement, $\bar{u} = 78 \rightarrow 200mm/s$, (PAO100, 13mg, 40 °C, 25N, 1.9% de glissement), essais sous-alimentés

D'après la littérature [7], le passage du domaine suralimenté au domaine sous-alimenté se caractérise par une inversion de l'influence des paramètres (viscosité et vitesse) sur l'épaisseur de film. L'étude de l'influence de la viscosité sur le frottement a été présentée au paragraphe précédent. Une étude du coefficient de frottement en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement est réalisée en complément (TAB.2.4).

En conservant l'hypothèse d'un fluide newtonien et d'un écoulement de Couette, le taux de cisaillement dans le contact est le suivant :

$$\tau = \eta \frac{\Delta u}{h_{film}} \tag{2.4}$$

Les essais étant réalisés à taux de glissement ($SRR = \Delta u/\bar{u}.100$) constant, la vitesse de glissement est directement proportionnelle à la vitesse moyenne d'entraînement ($\Delta u = SRR.\bar{u}/100$) :

$$\tau \propto \frac{\bar{u}}{h_{film}} \tag{2.5}$$

Comme dans le paragraphe précédent, ces essais sont réalisés à pression hertzienne constante, le coefficient de frottement et le taux de cisaillement sont donc proportionnels. De plus, quel que soit le domaine de lubrification, l'influence de la vitesse et de la viscosité est la même. Par conséquent, l'influence de la vitesse moyenne d'entraînement sur le coefficient de frottement est la même que celle de la viscosité (Tab.2.4).

	Domaine suralimenté	Domaine sous-alimenté
h_{film}	$\propto \bar{u}^{0.67}$	$\propto \bar{u}^{-1}$
cf	$\propto \bar{u}^{0.33}$	$\propto \bar{u}^{2}$

Tab. 2.4: Influence de la vitesse moyenne d'entraînement sur l'épaisseur de film et sur le coefficient de frottement en lubrification suralimentée et sous-alimentée

Théoriquement, la vitesse moyenne d'entraînement et la viscosité ont donc la même influence sur le coefficient de frottement, que ce soit dans le domaine suralimenté ou dans le domaine sous-alimenté. Cependant, les résultats expérimentaux dans le domaine suralimenté ne confirment pas cette tendance. En effet, le coefficient de frottement suralimenté est quasiment constant quelle que soit la vitesse moyenne d'entraînement (cf. Fig.2.12, les résultats pour les différentes vitesses se superposent). Le coefficient de frottement suralimenté est mesuré sur une plus grande plage de vitesses. De nouveau, les variations du frottement en fonction de la vitesse sont très faibles. Les résultats expérimentaux sont comparés aux variations de frottement théoriques (Fig.2.14, seules les pentes des courbes sont à comparer, et non pas les valeurs absolues). Il est clair que l'influence théorique de la vitesse moyenne sur le coefficient de frottement est surestimée (pente beaucoup plus importante).

Plusieurs effets peuvent être à l'origine de ce phénomène. Tout d'abord, il peut s'agir d'une variation des effets thermiques dans le contact lorsque la vitesse change. Même si le pot de la machine est thermostaté, il faut du temps pour que les échanges thermiques aient lieu et que les calories générées dans le contact soient dissipées. Une deuxième explication pourrait être la présence d'effets hydrodynamiques dans le lubrifiant. Comme les essais sont réalisés dans des conditions suralimentées, le pot de la MTM est rempli de lubrifiant. Le lubrifiant choisi, la PAO100, est particulièrement visqueux et peut perturber la mesure du frottement en dehors du contact. Enfin, les hypothèse qui ont été choisies au début de l'étude sont celles d'un fluide newtonien soumis à un écoulement de Couette. L'utilisation de ces modèles approchés pourrait expliquer le fait que l'influence de la vitesse est plus importante théoriquement qu'expérimentalement.

Comme dans le cas précédent (paragraphe 2.3.3), il n'est pas possible de comparer les valeurs théoriques et expérimentales de frottement sous-alimenté, car le coefficient de frot-

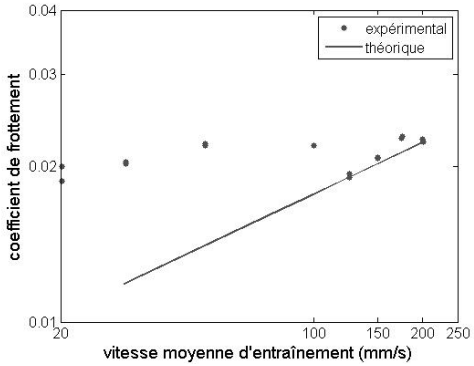


Fig. 2.14: coefficient de frottement expérimental et théorique en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement dans le cas suralimenté

tement stabilisé n'est pas atteint. Par contre, les résultats des essais de sous-alimentation concernant l'influence de la vitesse et de la viscosité vont être comparés, afin de vérifier que les deux paramètres ont bien la même influence sur la sous-alimentation.

2.3.5 Influence couplée de la vitesse moyenne d'entraînement et de la viscosité

Les paragraphes précédents présentent l'influence de la vitesse et de la viscosité sur le coefficient de frottement dans des contacts suralimentés et sous-alimentés. Il a été montré que l'influence de ces deux paramètres est théoriquement la même. Les résultats expérimentaux sont comparés afin de confirmer cette hypothèse dans le domaine sous-alimenté (Fig.2.15).

La comparaison est réalisée sur des couples d'essais ayant le même produit $\eta_0.\bar{u}$:

- $\eta_0.\bar{u} = 84$,
  1. $\eta_0 = 0.84Pa.s$ et $\bar{u} = 100mm/s$
  2. $\eta_0 = 1.08Pa.s$ et $\bar{u} = 78mm/s$
- $\eta_0.\bar{u} = 108$,
  1. $\eta_0 = 1.08Pa.s$ et $\bar{u} = 100mm/s$, (essai de référence, réalisé deux fois)
- $\eta_0.\bar{u} = 133$,
  1. $\eta_0 = 1.33Pa.s$ et $\bar{u} = 100mm/s$
  2. $\eta_0 = 1.08Pa.s$ et $\bar{u} = 125mm/s$
- $\eta_0.\bar{u} = 215$,
  1. $\eta_0 = 2.15Pa.s$ et $\bar{u} = 100mm/s$
  2. $\eta_0 = 1.08Pa.s$ et $\bar{u} = 200mm/s$

Pour les essais où $\eta_0.\bar{u} = 84$ à $\eta_0.\bar{u} = 133$, le frottement est le même si le produit $\eta_0.\bar{u}$ est le même. L'étude théorique est donc validée par les résultats expérimentaux. Dans le cas des essais où $\eta_0.\bar{u}$ est égal à 215, l'essai pour lequel la vitesse est plus élevée présente un coefficient de frottement un peu plus important. Ce phénomène peut s'expliquer car

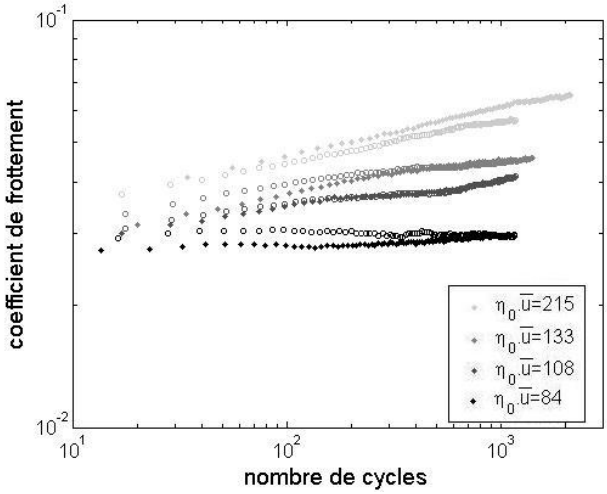


Fig. 2.15: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence du produit vitesse x viscosité, $\eta_0.\bar{u} = 84 \rightarrow 215$, (PAO100, 13mg, 25N, 1.9% de glissement), variation de la vitesse moyenne d'entraînement (symboles pleins, •), variation de la viscosité (symboles vides, ∘)

l'augmentation de vitesse, en plus de rendre plus sévère la sous-alimentation dans le contact (et donc d'augmenter le coefficient de frottement), va augmenter la puissance dissipée (qui dépend de la vitesse et du coefficient de frottement). La valeur du coefficient de frottement sera plus élevée. Une augmentation de viscosité aura la même influence sur la sous-alimentation mais génèrera une énergie supplémentaire moins importante. Le coefficient de frottement ne sera donc pas le même dans les deux cas. Mais l'étude présentée ci-dessus ne prend pas en compte les phénomènes thermiques et les dissipations d'énergie. L'influence supplémentaire de la vitesse n'est pas modélisée. Enfin, l'observation de la pente de chacune des courbes montre bien qu'une augmentation du produit $\eta_0.\bar{u}$ augmente la sévérité de la sous-alimentation.

2.3.6 Influence de la charge

Pour terminer cette étude de l'influence des conditions de fonctionnement, l'effet de la charge normale sur le coefficient de frottement est étudié. Des essais sont réalisés pour quatre charges différentes, correspondant à des pressions hertziennes de 0.8 à 1.1GPa et à des rayons de contact de 102 à 146μm (Fig.2.16).

- w_1=17N, p_{H1}=0.8GPa, a_1=102μm
- w_2=25N, p_{H2}=0.9GPa, a_2=116μm (référence)
- w_3=40N, p_{H3}=1.0GPa, a_3=135μm
- w_4=50N, p_{H4}=1.1GPa, a_4=146μm

L'essai de sous-alimentation avec une charge normale de 50N n'a pas pu être prolongé. En effet, lors de cet essai, les dissipations thermiques sont trop importantes et les éprouvettes grippent. Seul le début de la courbe pourra être utilisé.

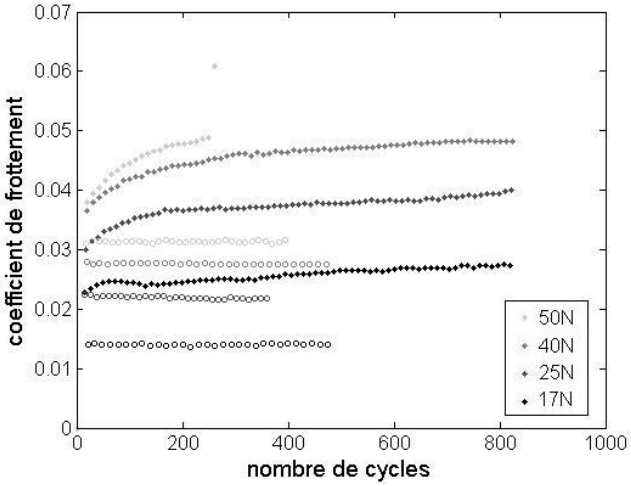


Fig. 2.16: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la charge (PAO100, 13mg, 40 ° C, 100mm/s, 1.9% de glissement). Les résultats des essais sous-alimentés sont en symboles pleins, •, et les résultats des essais suralimentés sont en symboles creux, ∘

Le graphe ci-dessus donne l'impression que le coefficient de frottement sous-alimenté dépend de la charge normale avec les mêmes tendances que le coefficient de frottement suralimenté. De plus, lorsque les variations du coefficient de frottement sous-alimenté sont tracées en échelle logarithmique (Fig.2.17), les courbes sont parallèles entre elles. La variation de charge normale n'aurait donc pas d'influence sur la sévérité de la sous-alimentation.

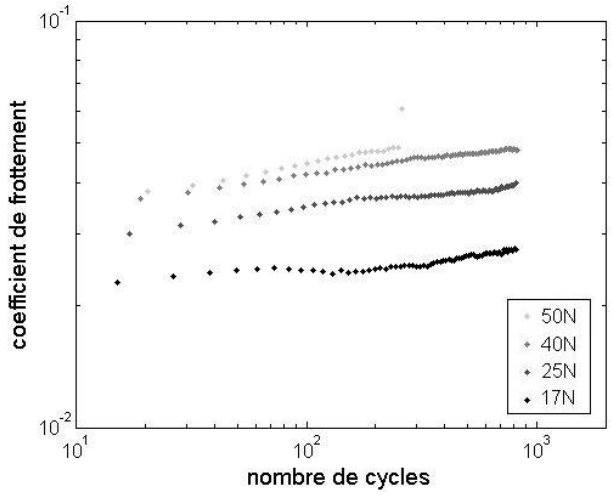


Fig. 2.17: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la charge (PAO100, 13mg, 40 ° C, 100mm/s, 1.9% de glissement), essais sous-alimentés

Pour confirmer cette hypothèse, les courbes sont tracées sous forme relative (Fig.2.18). C'est-à-dire que le coefficient de frottement sous-alimenté est divisé par la valeur du coef-

ficient de frottement suralimenté dans l'essai correspondant.

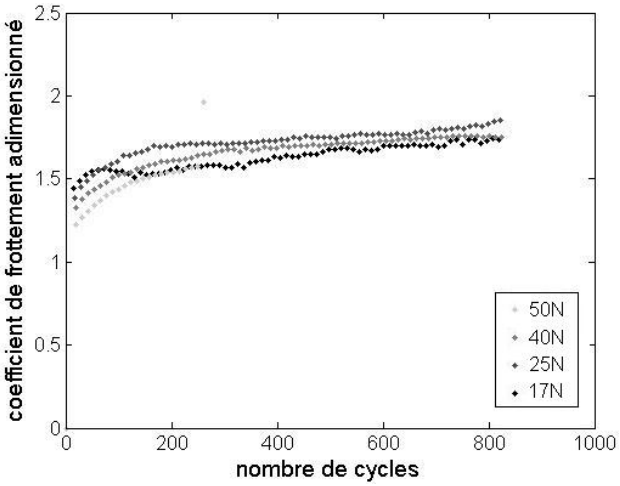


Fig. 2.18: coefficient de frottement sous-alimenté par rapport au frottement suralimenté en fonction du nombre de cycles, influence de la charge (PAO100, 10mg, 40 ° C, 100mm/s, 1.9% de glissement)

Les quatre résultats, pour les quatre charges différentes se superposent. Ces résultats confirment qu'il n'y a pas, dans les cas traités ici, d'influence particulière de la charge normale sur le coefficient de frottement sous-alimenté. Pour expliquer ces résultats, une étude théorique des variations du coefficient de frottement dans les cas suralimenté et sous-alimenté est réalisée.

Les hypothèses d'un fluide newtonien et d'un écoulement de Couette sont conservées. Le cisaillement dans le contact est alors le suivant :

$$\tau = \eta \frac{\Delta u}{h_{film}} \tag{2.6}$$

Le coefficient de frottement est défini comme le rapport entre les contraintes de cisaillement et la pression normale appliquée au contact. Cette pression est proportionnelle à la charge normale à la puissance 1/3. La vitesse de glissement ne varie pas d'un essai à l'autre. Le coefficient de frottement peut s'écrire de la façon suivante :

$$cf \propto \frac{\eta}{w^{1/3}.h_{film}} \tag{2.7}$$

Dans un premier temps, les variations du coefficient de frottement suralimenté sont étudiées. L'épaisseur de film suralimentée ne variant quasiment pas avec la charge normale, le coefficient de frottement est uniquement déterminé par la viscosité dans le contact et par la charge normale :

$$cf \propto \frac{\eta}{w^{1/3}} \tag{2.8}$$

En augmentant la charge de 17 à 50N, la pression hertzienne passe de 0.8GPa à 1.1GPa. Si la loi de Barus est utilisée pour déterminer les variations de viscosité avec la pression, la viscosité du lubrifiant est multipliée environ par 140. La charge normale variant peu et n'intervenant qu'à la puissance 1/3, le frottement va augmenter fortement avec l'augmentation de la charge normale appliquée au contact. Cependant, la loi de Barus surestime très fortement l'augmentation de viscosité. La loi de Roelands sera utilisée ici. Les variations expérimentales du coefficient en fonction de la charge sont comparées aux variations théoriques qui viennent d'être calculées (Fig.2.19).

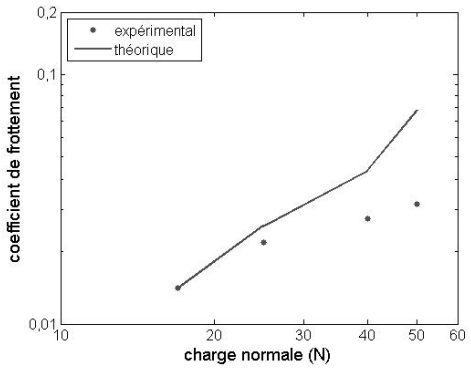


Fig. 2.19: coefficient de frottement expérimental et théorique en fonction de la charge normale dans le cas suralimenté

L'augmentation du frottement théorique est surestimé par rapport aux résultats expérimentaux, mais ceci est lié aux hypothèses choisies au départ. En effet, l'utilisation comme modèle rhéologique du lubrifiant d'un fluide newtonien surestime le cisaillement dans le contact. Les variations théoriques de frottement calculées ici sont donc plus importantes que les variations expérimentales.

Dans un deuxième temps, il est possible de réaliser la même étude théorique sur le cas du fonctionnement sous-alimenté. D'après les résultats de Cann et al., l'épaisseur de film sous-alimentée est inversement proportionnelle à la demi-largeur de contact (a), soit inversement proportionnelle à la charge puissance 1/3. Le coefficient de frottement devrait s'exprimer de la façon suivante :

$$cf \propto \eta \tag{2.9}$$

Les résultats théoriques dans les deux domaines de lubrification sont comparés dans le tableau suivant (Tab.2.5) :

Les variations du coefficient de frottement en fonction de la charge sont tracées dans les deux domaines afin de les comparer (Fig.2.20).

	Domaine suralimenté	Domaine sous-alimenté
h_{film}	$\propto w^{-0.067}$	$\propto w^{-1/3}$
cf	$\propto \eta/w^{1/3}$	$\propto \eta$

Tab. 2.5: Influence de la charge normale sur l'épaisseur de film et le coefficient de frottement en lubrification suralimentée et sous-alimentée

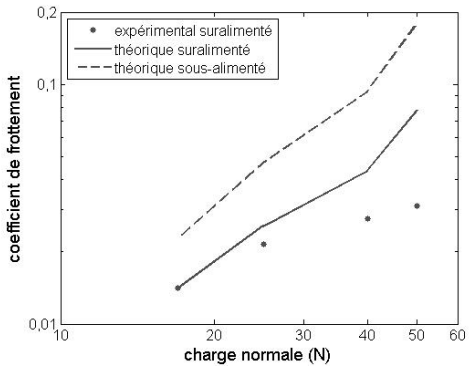


Fig. 2.20: coefficient de frottement en fonction de la charge normale dans les cas suralimenté et sous-alimenté

Dans les plages de pression dans lesquelles les essais ont été réalisés ici, les tendances des variations du coefficient de frottement avec la charge sont identiques. Le cas sous-alimenté ne montre pas une influence différente de la charge normale. En effet, les variations de la viscosité avec la pression sont tellement importantes qu'elles prédominent sur les variations de la charge normale au dénominateur. Le changement de puissance sur cette charge lors du passage du domaine suralimenté au domaine sous-alimenté n'est pas visible expérimentalement. C'est pourquoi l'influence de la sous-alimentation sur le fonctionnement du contact ne peut pas être observée dans les essais présentés ici. Il serait nécessaire de réaliser des essais complémentaires, dans d'autres plages de pression, pour lesquelles les effets rhéologiques sont moins importants afin d'interpréter complètement ce phénomène.

2.4 Conclusions

Cette étude expérimentale du coefficient de frottement a permis l'étude de différents phénomènes concernant le fonctionnement d'un contact sous-alimenté.

Tout d'abord, cette étude montre que la sous-alimentation augmente très fortement les effets thermiques dans le contact et que des endommagements du type grippage peuvent se développer très rapidement. Le grippage est quasi-instantané et il est difficile de stopper

le processus avant endommagement complet des éprouvettes.

Il a ensuite été montré que le coefficient de frottement dépend très fortement des conditions d'alimentation. La quantité de lubrifiant disponible influence la valeur du coefficient de frottement, mais aussi son évolution au cours du temps. En effet, l'établissement d'un régime stabilisé dans le contact demande du temps. Le coefficient de frottement est donc croissant pendant un certain nombre de cycles, avant de se stabiliser. Plus la quantité de lubrifiant est faible et plus ce temps sera long.

Enfin, l'influence des conditions de fonctionnement a été étudiée. Les variations du coefficient de frottement sont cohérentes avec la littérature concernant l'évolution de l'épaisseur de film avec la température et la vitesse d'entraînement. Une augmentation de la viscosité (diminution de la température) ou de la vitesse va avoir le même effet qu'une diminution de la quantité de lubrifiant : une augmentation de la sévérité de la sous-alimentation, qui se traduit par une augmentation du coefficient de frottement et un allongement du temps d'équilibre. Ces résultats se rapprochent de ceux publiés par Cann et al. [7]. En ce qui concerne l'influence de la charge normale sur la sous-alimentation, elle n'a pas été clairement mise en évidence par les essais réalisés ici. Les mesures de frottement montrent principalement une influence de la rhéologie du lubrifiant qui prédomine sur les effets de la sous-alimentation. Les résultats expérimentaux en terme de frottement ne peuvent pas être utilisés pour caractériser l'effet de la charge normale sur la sous-alimentation. Il pourrait être utile de réaliser des essais complémentaires dans d'autres conditions de fonctionnement pour lesquelles les effets rhéologiques sont moins importants.

Pour conclure, cette étude montre qu'il existe un lien direct entre l'épaisseur de film et le coefficient de frottement dans un contact. Ce résultat va être utilisé par la suite afin de mettre en place une nouvelle méthode expérimentale pour caractériser le degré de sous-alimentation dans un contact. Il s'agit de mesurer le coefficient de frottement dans ce contact et d'en déduire l'épaisseur de film correspondante.

Chapitre 3

Détermination de l'épaisseur de film

3.1 Introduction

Le phénomène de sous-alimentation est traditionellement étudié en considérant les épaisseurs de film dans le contact et en amont du contact. Le chapitre précédent présente une étude du coefficient de frottement dans les contacts sous-alimentés. Cette étude montre que l'influence des conditions de fonctionnement sur le coefficient de frottement est différente dans les contacts suralimentés et sous-alimentés. Le frottement peut donc être utilisé comme une grandeur caractéristique du degré de sous-alimentation du contact.

Le but du présent chapitre est de mettre en place une méthode permettant de lier le coefficient de frottement et l'épaisseur de film dans un contact. A terme, l'idée est de remplacer les mesures d'épaisseur de film, souvent difficiles à mettre en œuvre dans un mécanisme, par des mesures de coefficient de frottement. Les épaisseurs de film seront prédites à partir de ces valeurs de frottement.

Dans une première partie, une modélisation simplifiée du coefficient de frottement est présentée, afin d'identifier les paramètres influents. Ensuite, les mesures du coefficient de frottement dans les contacts sous-alimentés seront comparées aux mesures du coefficient de frottement suralimentés, afin d'en déduire les épaisseurs de film. Dans une dernière partie, les épaisseurs de film prédites expérimentalement seront validées par rapport au modèle de prédiction développé par Chevalier [10].

3.2 Lien entre le frottement et l'épaisseur de film

Il a été montré dans le premier chapitre de ce manuscrit que le frottement est directement lié au rapport entre l'épaisseur de film et l'amplitude moyenne des rugosités des surfaces. Ce rapport détermine le régime de fonctionnement. Connaissant le régime de fonctionnement, il est possible de prédire le coefficient de frottement dans le contact.

3.2.1 Modélisation du coefficient de frottement

Dans un contact EHD, le frottement peut être séparé en deux composantes : d'une part, le frottement visqueux, ou visco-élastique, lié à la présence du film de lubrifiant dans le contact, et d'autre part, le frottement dû au contact direct entre les aspérités des surfaces. Le frottement total est la somme de ces deux phénomènes.

Frottement visqueux :

Une revue des différents modèles de frottement visqueux a déjà été présentée dans le premier chapitre. Un des modèles les plus couramment utilisés est celui de Johnson et Tevaarwerk [39]. Ils utilisent un modèle rhéologique où le comportement du lubrifiant est de type visco-élastique (équation (3.1)) :

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) + \frac{\dot{\tau}}{G} \tag{3.1}$$

G étant le module d'élasticité transversale du fluide.

La contrainte τ_0 est la contrainte d'Eyring. Elle représente la valeur de cisaillement à partir de laquelle le comportement du fluide devient non linéaire. Généralement, les contraintes de cisaillement dans les contacts EHD sont suffisamment élevées pour que la partie élastique soit négligeable. Le comportement du fluide peut donc être décrit par un modèle purement visqueux (équation (3.2)) :

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \tag{3.2}$$

Il est possible d'en déduire la valeur de la contrainte de cisaillement dans le fluide (équation (3.3)) :

$$\tau = \tau_0 \sinh^{-1}\left(\frac{\eta\dot{\gamma}}{\tau_0}\right) \tag{3.3}$$

Dans l'hypothèse d'un écoulement de type Couette, le taux de cisaillement $\dot{\gamma}$ est égal au rapport entre la vitesse de glissement et l'épaisseur de film dans le contact. Il est donc possible d'exprimer la contrainte de cisaillement fluide uniquement à partir de l'épaisseur de film, h_{film}, de la vitesse de glissement, Δu, de la viscosité du lubrifiant dans le contact, η_0, et de la contrainte d'Eyring, τ_0 (équation (3.4)) :

$$\tau = \tau_0 \sinh^{-1}\left(\frac{\eta\Delta u}{\tau_0 h_{film}}\right) \tag{3.4}$$

D'autres modèles existent pour prédire le frottement visqueux, mais les paramètres influents sont les mêmes.

Frottement entre aspérités :

Dans le cas d'un contact fonctionnant en régime mixte, une deuxième composante vient s'ajouter au frottement visqueux dans le contact. Il s'agit du frottement direct entre les aspérités, lorsque celles-ci sont en contact. Ce frottement dépend de la part de la charge normale qui sera directement supportée par les aspérités. Cependant, la répartition de la charge sur les aspérités est difficile à modéliser du fait du caractère aléatoire des rugosités de surfaces. Archard [1], en 1957, puis Greenwood et Williamson [23], en 1966, ont proposé des modèles permettant de calculer l'aire de contact « réelle », c'est-à-dire l'aire sur laquelle les surfaces en vis-à-vis sont vraiment en contact, au sommet de leurs aspérités, et non pas l'aire théorique du contact hertzien. Ces modèles sont à l'origine de la majorité des résultats publiés aujourd'hui sur le contact entre surfaces rugueuses.
D'après ces différents modèles, l'aire de contact réelle est liée à la séparation des surfaces. Dans le cas d'un contact lubrifié fonctionnant en régime mixte, la séparation est déterminée par l'épaisseur de film et par la micro-géométrie des aspérités. A partir de cette aire de contact réelle, il est possible de déterminer la pression sur les aspérités. L'effort de cisaillement est ensuite calculé, grâce au coefficient de frottement « sec ». Ce coefficient de frottement est généralement déterminé expérimentalement et il représente le coefficient de frottement aux points où les surfaces sont en contact direct. Il dépend donc des matériaux utilisés et de la présence éventuelle de films d'additifs ou de dépôts sur les surfaces.

Le frottement total dans le contact est donc une combinaison du frottement visqueux dans le film lubrifiant et du frottement entre les aspérités. La proportion de chacune de ces composantes dans le frottement total dépend directement du régime de lubrification dans lequel le contact fonctionne.

Les différentes références bibliographiques citées ci-dessus montrent que les principaux paramètres influençant le coefficient de frottement sont les suivants :
- η, la viscosité du lubrifiant dans le contact,
- h_c, l'épaisseur centrale de film dans le contact. Le fait que cette épaisseur soit observée dans un contact suralimenté ou dans un contact sous-alimenté n'a pas d'influence sur le frottement,
- $\Delta\, u$, la vitesse de glissement dans le contact,
- σ_S, l'amplitude moyenne composée des deux surfaces ($\sigma_S = \sqrt{RMS_1^2 + RMS_2^2}$).

Si tous ces paramètres sont constants, le coefficient de frottement ne varie pas dans le contact.

3.2.2 Comparaison du frottement dans les contacts suralimentés et sous-alimentés

Dans le cas d'un contact suralimenté, l'épaisseur de film ne dépend que des conditions de fonctionnement et des caractéristiques des massifs et du lubrifiant. Dans le cas d'un contact sous-alimenté, l'épaisseur de film dépend en plus de la quantité de lubrifiant et l'influence des différents paramètres de fonctionnement n'est pas la même. Par exemple, comme cela a été montré dans le premier chapitre de ce rapport, l'épaisseur de film croît avec la vitesse dans le cas suralimenté et décroît avec la vitesse dans le cas sous-alimenté. Il est donc possible d'obtenir la même épaisseur de film h_c dans un contact pour deux

vitesses d'entraînement différentes, l'une dans le domaine suralimenté, $\bar{u}_{ff}$, et l'autre dans le domaine sous-alimenté, $\bar{u}_s$ (FIG.3.1).

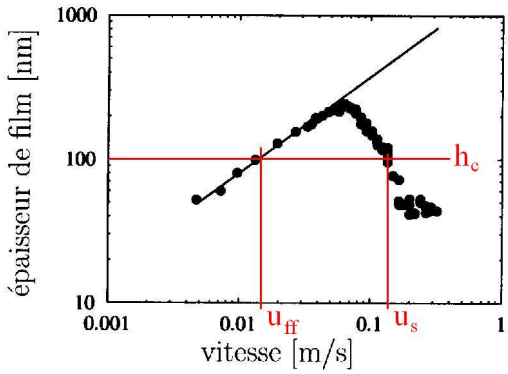


FIG. 3.1: épaisseur de film en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement, domaine suralimenté pour $\bar{u} < 0.05m/s$, domaine sous-alimenté pour $\bar{u} > 0.05m/s$

.

A part la vitesse moyenne d'entraînement, toutes les autres caractéristiques du contact sont constantes (géométrie et micro-géométrie, lubrifiant et matériaux, température, charge et vitesse de glissement). Il est donc admis, en première approximation, que le coefficient de frottement sera le même dans les deux cas. Le fait de passer du domaine suralimenté au domaine sous-alimenté peut faire apparaître des effets hydrodynamiques hors du contact, liés au fait que les éprouvettes soient immergées ou non dans le fluide, mais ce phénomène sera négligé. De même une éventuelle influence de la longueur d'entrée, qui diminue lorsque le contact est sous-alimenté, ne sera pas prise en compte.

La méthode utilisée sera la suivante :

1. Le coefficient de frottement est mesuré dans un contact sous-alimenté pour un jeu de conditions de fonctionnement donné. Le but final est de déterminer l'épaisseur de film dans ce contact.
2. Le frottement est mesuré dans un contact suralimenté avec les mêmes conditions de fonctionnement, en faisant varier la vitesse moyenne d'entraînement, jusqu'à trouver la vitesse pour laquelle le coefficient de frottement est le même que dans le cas sous-alimenté.
3. L'épaisseur de film correspondante est calculée dans le cas suralimenté (formules classiques en EHD). Cette épaisseur de film correspond à l'épaisseur centrale de film dans le contact sous-alimenté étudié en 1.

Il est donc possible de déterminer l'épaisseur de film présente dans un contact sous-alimenté à partir d'une mesure de frottement. Cette méthode est très avantageuse car les mesures de frottement sont beaucoup plus simples de mise en œuvre que les mesures d'épaisseur de film.

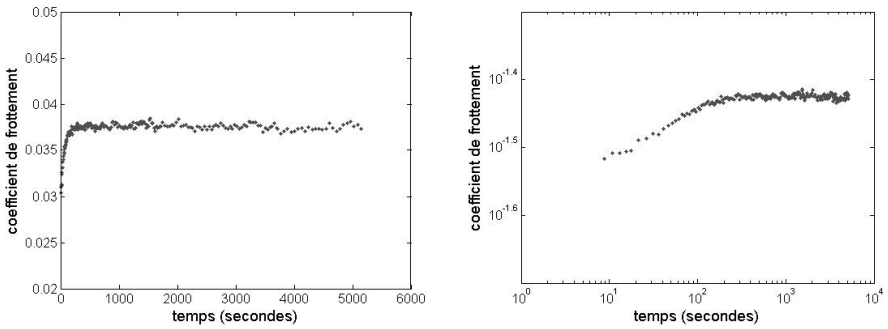
3.3 Détermination de l'épaisseur de film pour un essai sous-alimenté

3.3.1 Mesures de frottement dans un contact sous-alimenté

Le but de cette partie est de réaliser une étude de la sous-alimentation en terme de frottement et d'épaisseur de film. Pour cela, il est nécessaire d'étudier le régime sous-alimenté stabilisé, c'est-à-dire lorsque le frottement et l'épaisseur de film ne varient plus au cours du temps. L'influence de la sous-alimentation sera caractérisée par deux paramètres : le temps et le niveau de stabilisation du coefficient de frottement. Des essais complémentaires à ceux présentés dans le chapitre précédent sont réalisés, sur des durées plus longues, afin que la stabilisation complète du coefficient de frottement soit atteinte.

Les essais présentés dans la suite de ce chapitre sont à considérer indépendamment de ceux présentés dans le chapitre précédent car ils ont été réalisés avec un mode de mesure différent sur la MTM (mesure unidirectionnelle, voir en annexe F les détails sur les modes de mesure). L'inconvénient de cette mesure est qu'elle introduit un décalage, lié au fonctionnement de la machine entre le coefficient de frottement réel dans le contact et le coefficient de frottement effectivement mesuré. Les résultats doivent donc être étudiés en variations relatives et non en valeurs absolues. En revanche, cette méthode présente l'avantage de ne pas perturber la sous-alimentation par des variations de la vitesse en cours d'essai, ce qui n'est pas possible avec les autres types de mesure. Des essais ont été réalisés avec un autre mode de mesure mais ne donnent pas de résultats satisfaisants pour le moment (voir les annexes F & G). Ce point fait partie des perspectives pour la suite de l'étude.

Une mesure de frottement est réalisée dans des conditions de fonctionnement données (essai 2 dans le tableau ci-dessous : Tab.3.1). Après un certain temps, le frottement est complètement stabilisé (Fig.3.2). La valeur du coefficient de frottement stabilisé est 0.037 et elle est atteinte après environ 150 secondes.



(a) échelle linéaire (b) échelle logarithmique

Fig. 3.2: coefficient de frottement en fonction du temps (10mg de PAO100, 40 °C, 25N, 65mm/s, 1.9% de glissement)

Afin de comparer différents degrés de sous-alimentation, d'autres mesures de frot-

tement sont réalisées. Les conditions de fonctionnement sont données dans le tableau suivant (Tab.3.1). La figure 3.3 présente les résultats de ces essais, pour lesquels seule la vitesse d'entraînement varie. L'influence du changement de vitesse (c'est-à-dire du degré de sous-alimentation) sur le temps et le niveau de stabilisation est clairement visible dans ces résultats.

N° de l'essai	Quantité de lubrifiant (mg)	Température (° C)	Charge (N)	Vitesse moyenne d'entraînement (mm/s)	Taux de glissement (%)	Durée (min)
1	10	40	25	60	1.9	50
2	10	40	25	65	1.9	85
3	10	40	25	70	1.9	85

Tab. 3.1: Essais de sous-alimentation réalisés pour différentes vitesses moyennes d'entraînement

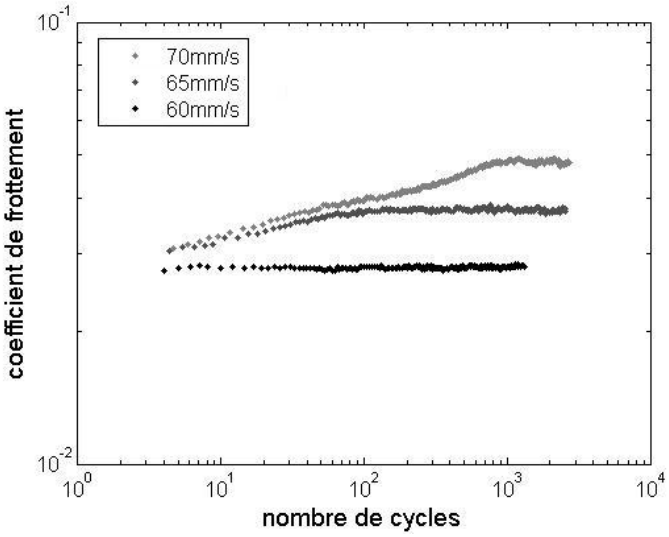
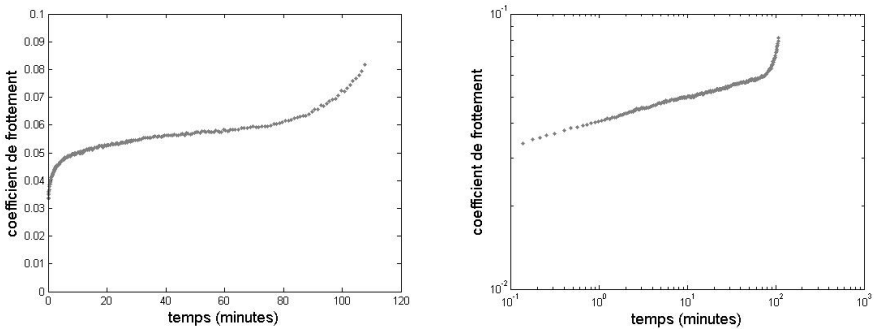


Fig. 3.3: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, (10mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse variable, 1.9% de glissement)

Il est important de noter que si les conditions de fonctionnement deviennent trop sévères, le risque de grippage des éprouvettes est très important lorsque le nombre de cycles augmente. Par exemple, en réalisant le même essai que précédemment mais avec une vitesse moyenne d'entraînement de 100mm/s, le contact grippe après plus d'une heure de fontionnement, alors que le frottement pouvait sembler proche de la stabilisation (Fig.3.4). Il est donc indispensable d'attendre la stabilisation complète du coefficient de frottement pour étudier le régime sous-alimenté établi dans le contact.

La plage de variation possible des conditions de fonctionnement est donc très restreinte pour observer le phénomène de sous-alimentation dans des conditions stabilisées. Si la



(a) échelle linéaire (b) échelle logarithmique

Fig. 3.4: coefficient de frottement en fonction du temps, (10mg de PAO100, 40 °C, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement)

vitesse est trop faible (par exemple à 60mm/s), le fonctionnement est très proche de celui d'un contact suralimenté (coefficient de frottement quasi-constant en fonction du temps). Si la vitesse est trop importante (pour 100mm/s, par exemple), le contact grippe après une durée supérieure à trente minutes. Cette observation permet de confirmer le lien très fort qui existe entre les problèmes de sous-alimentation dans les contacts et le phénomène de grippage. Un des rôles essentiels du lubrifiant est donc bien d'évacuer l'énergie générée par le contact.

Dans le chapitre précédent, une étude théorique montre que le coefficient de frottement sous-alimenté est théoriquement proportionnel à la vitesse moyenne d'entraînement à la puissance 2. Dans les essais présentés ici, le frottement atteint une valeur stabilisée en fin d'essai. Il est alors possible de comparer ces valeurs de coefficient de frottement stabilisé au coefficient de frottement théorique (Fig.3.5).

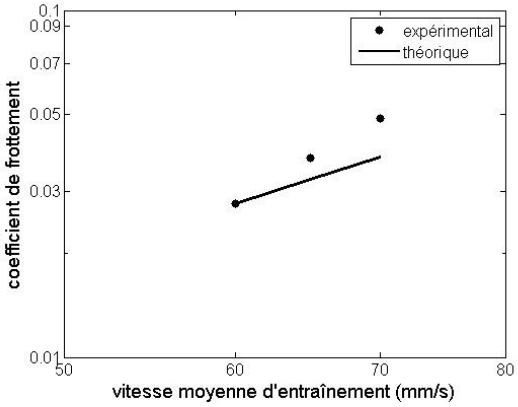


Fig. 3.5: coefficient de frottement sous-alimenté en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement, (PAO100, 10mg, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement)

Sur cette série d'essais, l'influence de la vitesse moyenne d'entraînement observée

expérimentalement est plus importante que celle prédite théoriquement (augmentation du frottement en fonction de la vitesse avec une puissance supérieure à 3 au lieu de 2). En effet, même si l'augmentation de vitesse a un effet sur le degré de sous-alimentation et sur l'épaisseur de film avec une puissance de 2, elle peut aussi avoir d'autres effets sur le comportement du contact. Par exemple, l'augmentation de la vitesse peut introduire des effets thermiques, qui vont accentuer la diminution d'épaisseur de film. Une vitesse d'entraînement plus élevée peut aussi introduire de l'usure. Si la vitesse est plus élevée, l'épaisseur de film dans le contact sera plus faible, les surfaces risquent d'être en contact direct et les aspérités peuvent s'user. Cette usure va modifier l'état de surface des éprouvettes et modifier le coefficient de frottement dans le contact. L'influence de la vitesse peut alors être plus importante que celle prédite en prenant uniquement en compte les effets de la sous-alimentation. De plus, les calculs du coefficient de frottement ont été réalisés en utilisant un modèle newtonien pour la rhéologie du lubrifiant. Ce modèle a tendance à surestimer les valeurs de frottement.

3.3.2 Comparaison aux mesures de frottement suralimenté

Pour chacun des trois essais présentés dans le paragraphe précédent, une mesure du coefficient de frottement suralimenté a été réalisée en variant la vitesse moyenne d'entraînement et en gardant toutes les autres conditions de fonctionnement constantes. Les différents points de mesure réalisés pour l'essai à 65mm/s sont décrits dans le tableau ci-dessous (Tab.3.2).

	Température (°C)	Charge (N)	Vitesse de glissement (mm/s)	Vitesse moyenne d'entraînement (mm/s)	Taux de glissement (%)
1	40	25	2.47	200	0.6
2	40	25	2.47	150	0.8
3	40	25	2.47	100	1.25
4	40	25	2.47	75	1.65
5	40	25	2.47	50	2.45
6	40	25	2.47	40	3.1
7	40	25	2.47	30	4.1
8	40	25	2.47	20	6.2
9	40	25	2.47	10	12.35
10	40	25	2.47	5	24.7
11	40	25	2.47	2	61.75

Tab. 3.2: Mesures de frottement suralimenté

Les courbes obtenues ressemblent à des courbes de Stribeck, car le frottement est tracé en fonction de la vitesse moyenne, mais elles sont réalisées avec une vitesse de glissement constante, et non avec un taux de glissement constant, ce qui est habituellement le cas. La mesure est tout d'abord réalisée dans le sens des vitesses moyennes décroissantes (de 200mm/s à 2mm/s). Elle est ensuite réalisée une deuxième fois dans le sens des vitesses croissantes. Cela permet de vérifier la reproductibilité des résultats (pas de phénomène

d'hystérésis) et d'être sûr que les éprouvettes ne sont pas dégradées lors de la mesure des points ayant une vitesse d'entraînement faible (qui correspondent à des épaisseurs de film faibles et à des frottement élevés). Pour l'essai n° 2, à 65mm/s la courbe suralimentée correspondante est la suivante (FIG.3.6). Les deux essais (vitesses décroissantes et croissantes) sont superposés.

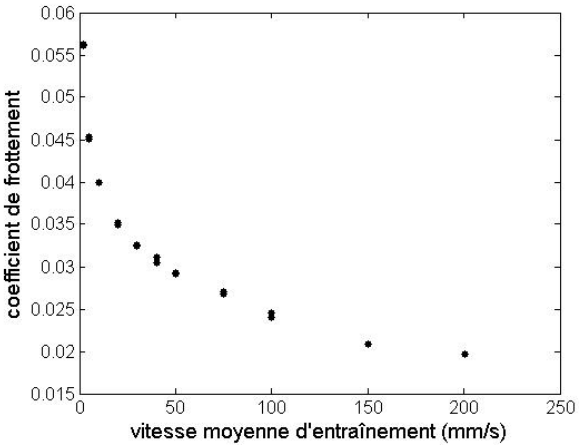


FIG. 3.6: coefficient de frottement en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement, (suralimentation en PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.47mm/s$)

Comme l'essai est réalisé dans des conditions suralimentées, il est possible, pour chaque point mesuré, de calculer l'épaisseur de film correspondante en utilisant les formules de Hamrock et Dowson (TAB.3.3). La courbe est donc tracée à nouveau, afin de visualiser le frottement en fonction de l'épaisseur de film (FIG.3.7).

N°	Température (° C)	Charge (N)	Vitesse moyenne d'entraînement (mm/s)	Epaisseur de film (μm)
1	40	25	200	0.781
2	40	25	150	0.644
3	40	25	100	0.491
4	40	25	75	0.406
5	40	25	50	0.309
6	40	25	40	0.266
7	40	25	30	0.219
8	40	25	20	0.167
9	40	25	10	0.105
10	40	25	5	0.066
11	40	25	2	0.036

TAB. 3.3: Epaisseur de film pour chaque point de mesure

Cette courbe peut être approchée par une fonction d'équation $y = 0.0193x^{-0.33}$ (FIG.3.7, courbe en pointillés). A partir de cette équation, il est possible, pour une valeur

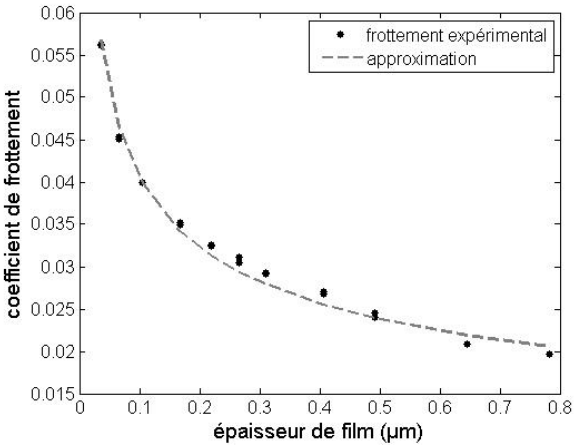


Fig. 3.7: coefficient de frottement en fonction de l'épaisseur de film, (suralimentation en PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.47mm/s$)

de coefficient de frottement donnée, de connaître l'épaisseur de film correspondante.

3.3.3 Epaisseur de film en fonction du temps

En utilisant les valeurs de frottement de l'essai 2, les épaisseurs de film sont calculées et tracées en fonction du nombre de cycles. La même méthode est appliquée pour les essais 1 et 3 (les courbes suralimentées sont présentées en annexe E), afin de visualiser l'influence du degré de sous-alimentation (Fig.3.8).

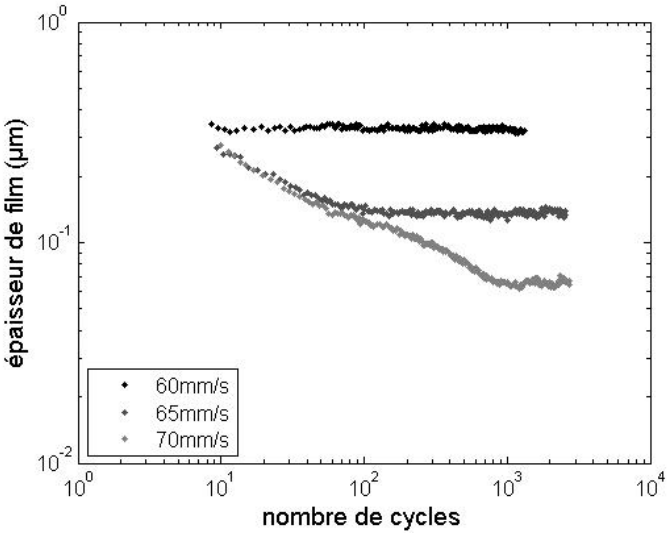


Fig. 3.8: épaisseur de film en fonction du nombre de cycles, (10mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement)

Les résultats présentés ci-dessus montrent les mêmes tendances que dans la littérature.

Tout d'abord, l'épaisseur de film diminue pendant une certaine période, ce qui correspond à une phase d'éjection de lubrifiant lors du passage du contact. Ensuite, à partir d'un certain nombre de cycles, l'épaisseur se stabilise. Cela signifie que l'éjection de lubrifiant est exactement compensée par les phénomènes de réalimentation autour du contact et qu'un équilibre est atteint. Ces résultats correspondent aux observations faites par Chevalier [10, 11] et Cann et al. [6] sur l'évolution théorique et expérimentale de l'épaisseur de film dans le contact. Afin de confirmer ces tendances, d'autres essais sont réalisés, avec des conditions de fonctionnement différentes.

3.3.4 Essais supplémentaires

Les mêmes essais que ceux présentés ci-dessus sont réalisés avec une quantité de lubrifiant différente puis avec une charge différente (Tab.3.4).

Mesures de frottement sous-alimenté

N° de l'essai	Quantité de lubrifiant (mg)	Température (° C)	Charge (N)	Vitesse moyenne d'entraînement (mm/s)	Taux de glissement (%)	Durée (min)
4	15	40	25	85	1.9	400
5	15	40	25	95	1.9	80
6	15	40	25	100	1.9	100
7	15	40	25	105	1.9	20
8	10	40	12	85	1.9	50
9	10	40	12	95	1.9	70
10	10	40	12	102	1.9	120
11	10	40	12	110	1.9	200

Tab. 3.4: Différents essais de sous-alimentation réalisés

Les résultats pour une quantité de lubrifiant différente sont présentés ci-dessous (Fig.3.9).

Ce graphique confirme les résultats précédemment présentés. En négligeant l'essai à 105mm/s, pour lequel les éprouvettes ont grippé, toutes les courbes en fonction du nombre de cycles peuvent être partagées en deux parties distinctes. Une première phase pendant laquelle le coefficient de frottement augmente puis une deuxième phase, après un certain nombre de cycles, où il se stabilise. Ces résultats confirment aussi le fait que la plage de variation de vitesse possible est très réduite. A 85mm/s, le fonctionnement du contact est suralimenté et à 105mm/s, le contact grippe. Le domaine de sous-alimentation exploitable se situe entre 85 et 105mm/s, soit une plage de variation possible de 20mm/s, ce qui est très faible (moins de 30%).

Cette tendance est aussi confirmée par les résultats des essais réalisés avec une charge normale plus faible (Fig.3.10). Dans ce cas, la plage de variation possible des vitesses est un peu plus large, puisqu'un essai réalisé à 110mm/s ne grippe pas. En effet, le fait de

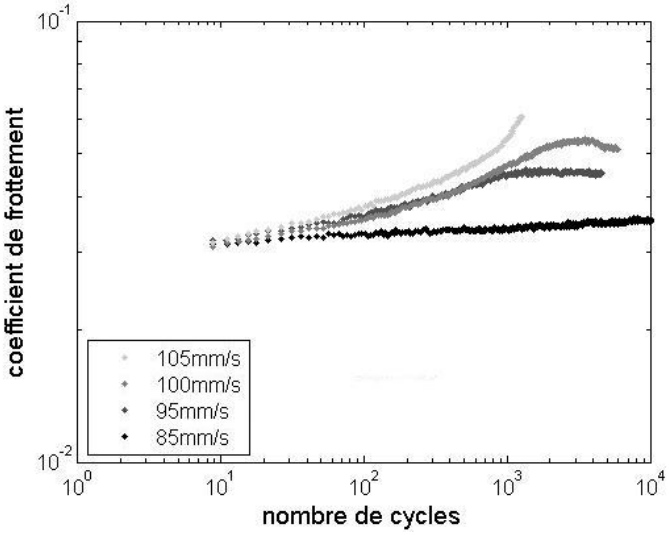


Fig. 3.9: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, (15mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse variable, 1.9% de glissement)

diminuer la charge au contact diminue la quantité d'énergie dissipée par frottement, ce qui limite le risque de grippage.

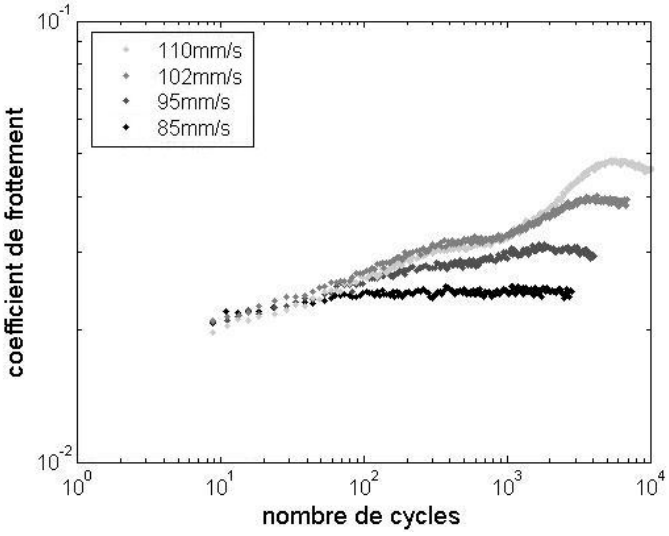


Fig. 3.10: coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, (10mg de PAO100, 40 ° C, 12N, vitesse variable, 1.9% de glissement)

En ce qui concerne les essais réalisés à 12N et avec des vitesses d'entraînement élevées (102 et 110mm/s, essais 10 et 11), l'augmentation de frottement est moins régulière que sur l'ensemble des autres essais. Le frottement tend à se stabiliser une première fois après environ 400 cycles, puis il redevient croissant avant d'atteindre son niveau de stabilisation

final. De plus, pour ces deux tests, ainsi que pour le test 6 (15mg et 100mm/s), le frottement ne se stabilise pas réellement en fin d'essai, puisqu'à partir d'une certaine valeur, il diminue au cours du temps. Une des causes de cette diminution pourrait être un phénomène d'usure.
L'état de surface du disque a été mesuré après l'essai 6, (Fig.3.11). L'observation de la surface du disque montre que la piste de roulement est marquée sur toute la circonférence. L'image ci-dessous montre une portion de cette circonférence. Il apparaît clairement que des rayures se sont formées le long de la piste, au cours du fonctionnement. L'apparition de ces rayures peut s'accompagner d'un phénomène de rodage de la piste, qui diminuerait la rugosité moyenne des surfaces. Ce rodage pourrait expliquer la diminution du frottement en fin d'essai. Les variations de pente au cours des essais à 12N pourraient avoir la même origine, mais elles pourraient aussi être liées à des effets thermiques.

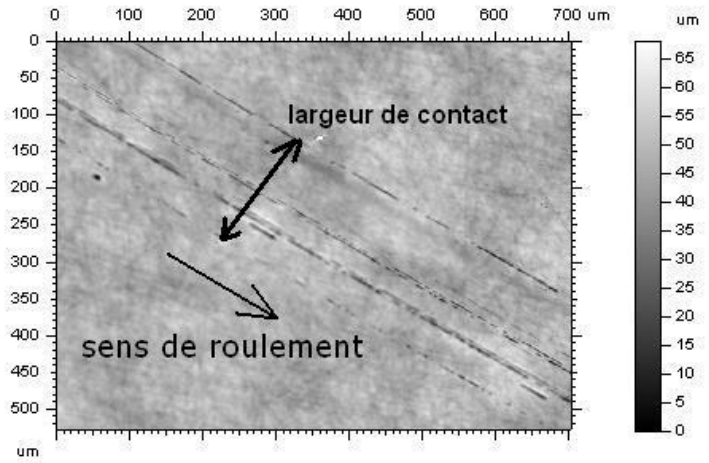


Fig. 3.11: Surface d'une éprouvette après essai (mesure sur un rugosimètre optique)

Epaisseurs de film correspondantes

Les épaisseurs de film sont calculées en utilisant la méthode présentée ci-dessus pour tous les essais, sauf l'essai 7, qui a grippé (Fig.3.12 et Fig.3.13). Pour chaque essai, une nouvelle mesure du coefficient de frottement suralimenté est réalisée, afin de se placer dans les mêmes conditions de charge et de vitesse de glissement. Le détail des courbes suralimentées et des relations liant le coefficient de frottement et l'épaisseur de film pour chaque condition de fonctionnement est donné en annexe E. Là aussi, les tendances observées sur la première série d'essai sont confirmées.

Par la suite, ces résultats en terme d'épaisseur de film vont être comparés à des résultats donnés dans la littérature, afin de valider la méthode utilisée.

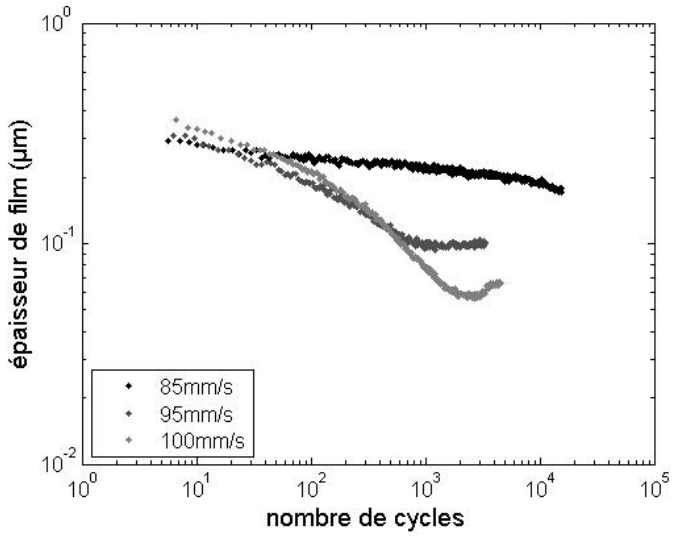


Fig. 3.12: épaisseur de film en fonction du nombre de cycles, (15mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement)

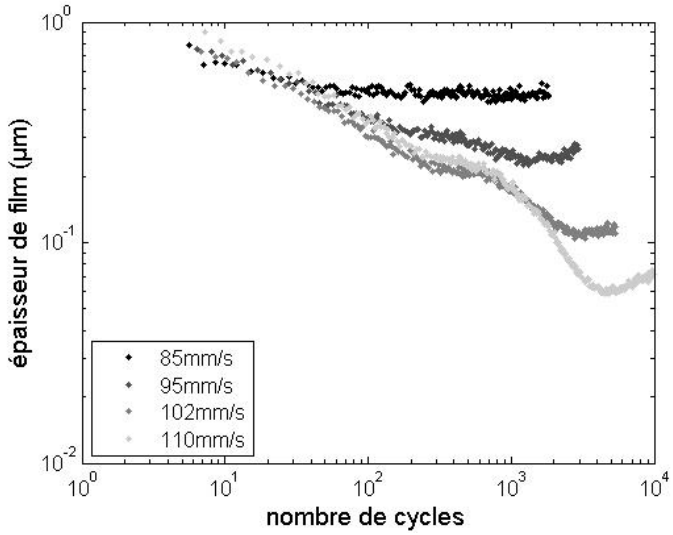


Fig. 3.13: épaisseur de film en fonction du nombre de cycles, (10mg de PAO100, 40 ° C, 12N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement)

3.4 Comparaison aux valeurs théoriques

Les études de la sous-alimentation réalisées jusqu'à présent ont, pour la plupart, été basées sur l'étude des épaisseurs de film. Il existe de nombreux résultats expérimentaux ou théoriques concernant la prédiction des épaisseurs de film sous-alimentées.

3.4.1 Prédiction des épaisseurs de film théoriques

L'épaisseur de film théorique sera calculée ici à partir de la formule proposée par Chevalier. Elle prédit l'épaisseur de film dans un contact lubrifié après n passages du contact (équation (3.5)). Cette formule ne prend pas en compte la réalimentation entre deux passages du contact, seule l'éjection du lubrifiant est modélisée. Les épaisseurs de film sont utilisées sous une forme adimensionnée :

$$R_n = r_{n+1} = \frac{r_n}{\sqrt[\gamma]{1 + r_n^{\gamma}}} \text{ avec } R_n = \frac{h_{cn}}{h_{cff}} \text{ et } r_n = \frac{h_{oiln}}{h_{cff}\bar{\rho}} \tag{3.5}$$

A partir de cette formule, Chevalier [10] puis Damiens [16], ont montré que lorsque n tend vers l'infini :

$$R_n = n^{-1/\gamma} \tag{3.6}$$

Le paramètre γ est calculé à partir des résultats de Damiens [16]. Il dépend des conditions de fonctionnement (proportionnel aux paramètres de Moes, M et L, $\gamma \propto \sqrt{M/L}$). Pour chacun des essais de sous-alimentation présentés dans le paragraphe précédent, ce paramètre est calculé, ainsi que l'épaisseur théorique suralimentée au centre du contact : h_{cff} (Tab.3.5). Les plages de variation possible des conditions de fonctionnement étant très réduites, les valeurs de γ et de h_{cff} ne varient pas beaucoup.

N° de l'essai	γ	h_{cff} (μm)
1	2.82	0.349
2	2.81	0.368
3	2.80	0.387
4	2.78	0.440
5	2.77	0.474
6	2.76	0.491
8	2.72	0.462
9	2.70	0.498
10	2.70	0.522
11	2.69	0.550

Tab. 3.5: épaisseur centrale suralimentée et paramètre γ pour les différents essais de sous-alimentation

Il est alors possible de comparer les épaisseurs de film déduites des mesures de frottement et les épaisseurs de film théoriques calculées à partir des équations ci-dessus (Fig.3.14 (essais 18 à 20), Fig.3.15 (essais 21 à 23), Fig.3.16 (essais 25 à 28)). Les épaisseurs sont adimensionnées par rapport à l'épaisseur suralimentée théorique.

Comme le modèle utilisé ne prend pas en compte la réalimentation qui peut avoir lieu autour du contact, il est impossible d'observer une stabilisation des épaisseurs de film

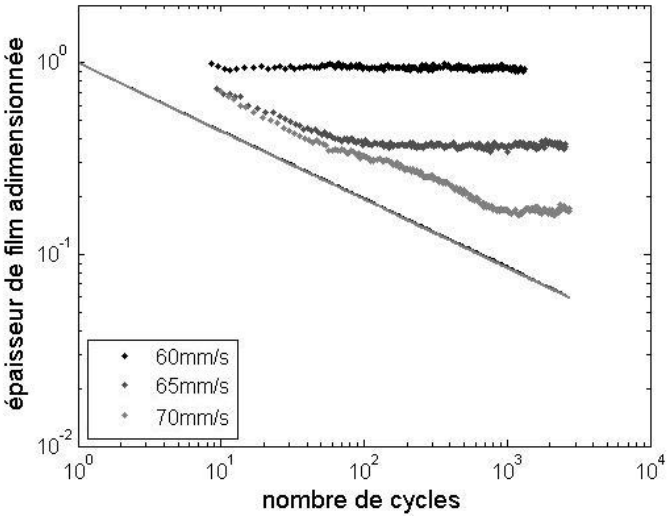


Fig. 3.14: épaisseur de film relative en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (traits continus, 3 vitesses superposées) et expérimentaux (points) (10mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement)

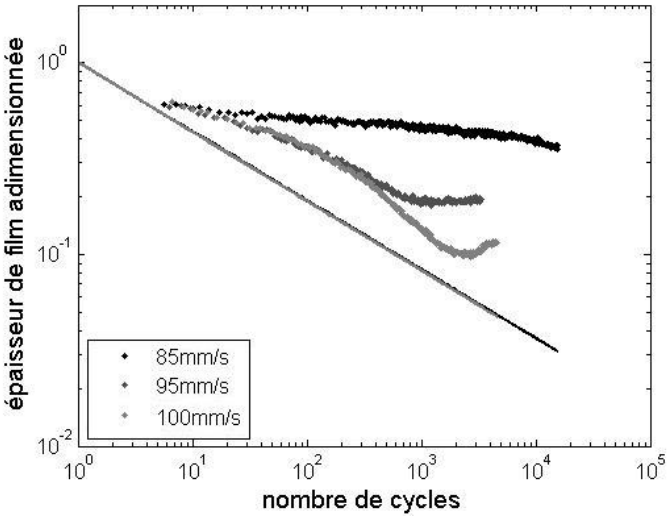


Fig. 3.15: épaisseur de film relative en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (traits continus, 3 vitesses superposées) et expérimentaux (points) (15mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement)

théoriques. La comparaison entre les valeurs théoriques et expérimentales n'est possible que dans la première partie des graphes, lorsque l'épaisseur de film décroît au cours du temps. Les valeurs ne sont pas exactement les mêmes mais les pentes sont comparables. La prédiction de l'épaisseur de film grâce à la méthode présentée dans cette partie donne donc des résultats cohérents avec la théorie.

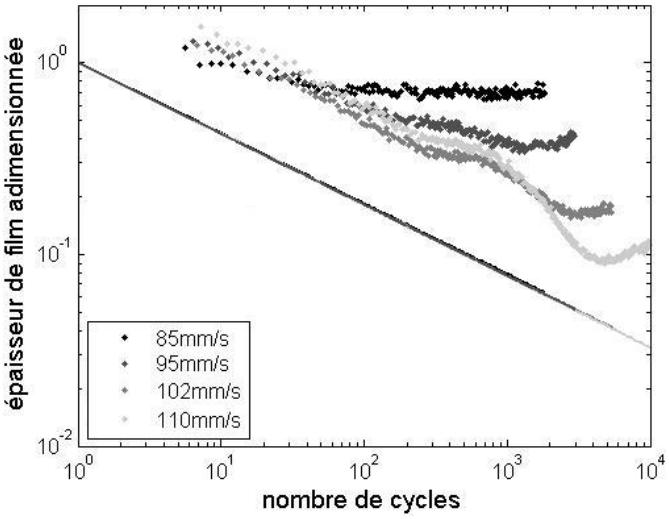


Fig. 3.16: épaisseur de film relative en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (traits continus, 4 vitesses superposées) et expérimentaux (points) (10mg de PAO100, 40 ° C, 12N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement)

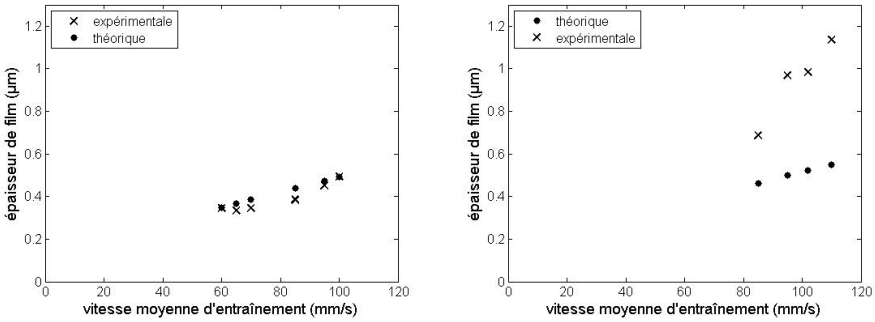
3.4.2 Discussion des résultats

Pour ce qui est du décalage entre les courbes expérimentales et théoriques, plusieurs explications sont possibles. Tout d'abord, il peut être dû à des effets thermiques dans le contact. En effet, lors des essais dans des conditions sous-alimentées, l'énergie générée dans le contact est beaucoup moins facilement évacuée que dans le cas suralimenté puisque la quantité de lubrifiant disponible est beaucoup plus faible. Il est donc possible qu'une augmentation de température ait lieu dans le contact, ce qui conduit à une diminution de la viscosité et par conséquent à une modification de l'épaisseur de film et du coefficient de frottement.
Ce décalage peut aussi être lié au fait que les épaisseurs de film suralimentées utilisées pour adimensionner les graphes sont des épaisseurs théoriques. Celles-ci ne correspondent peut être pas exactement aux épaisseurs réelles. Les formules donnant le coefficient de frottement en fonction de l'épaisseur de film sont donc de nouveau utilisées, afin de prédire les épaisseurs de film suralimentées expérimentales. Les résultats sont présentés dans le tableau ci-dessous (Tab.3.6).

En ce qui concerne les essais à 25N (Fig.3.17(a)), les épaisseurs de film prédites expérimentalement sont très proches des valeurs théoriques. Au contraire, pour les essais à 12N (Fig.3.17(b)), les épaisseurs de films expérimentales suralimentées sont beaucoup plus importantes que les épaisseurs théoriques. Ceci peut être dû au décalage dans la mesure de frottement évoqué au début de ce chapitre (paragraphe 3.3.1). Ce décalage n'est pas constant et peut varier au cours du temps et en fonction des conditions de fonctionnement. Il lié au mode de mesure utilisé sur la machine. Il pourrait aussi être

N° de l'essai	h_{cff} (μm) (valeurs théoriques)	h_{cff} (μm) (valeurs expérimentales)
1	0.349	0.344
2	0.368	0.334
3	0.387	0.346
4	0.440	0.385
5	0.474	0.450
6	0.491	0.493
8	0.462	0.686
9	0.498	0.970
10	0.522	0.983
11	0.550	1.137

Tab. 3.6: comparaison entre les épaisseurs centrales suralimentées théoriques et expérimentales



(a) essais 1 à 6 (25N) (b) essais 8 à 11 (12N)

Fig. 3.17: épaisseurs de film suralimentées théoriques et expérimentales en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

lié à l'influence très importante de la charge sur le coefficient de frottement suralimenté qui a été observée au chapitre 2. Les épaisseurs de film sous-alimentées sont donc de nouveau adimensionnées en utilisant les épaisseurs suralimentées expérimentales déduites des mesures de frottement (Fig.3.18).

Même s'il existe toujours un décalage entre les résultats expérimentaux et les épaisseurs théoriques, il est plus faible lorsque les épaisseurs suralimentées expérimentales sont utilisées. Ce décalage a déjà été observé dans des études précédentes et il n'est actuellement pas expliqué dans la littérature. Les résultats de l'étude menée ici sont en accord avec les résultats expérimentaux précédemment obtenus sur les mesures d'épaisseur de film, même s'ils ne s'accordent pas exactement avec les prédictions théoriques.

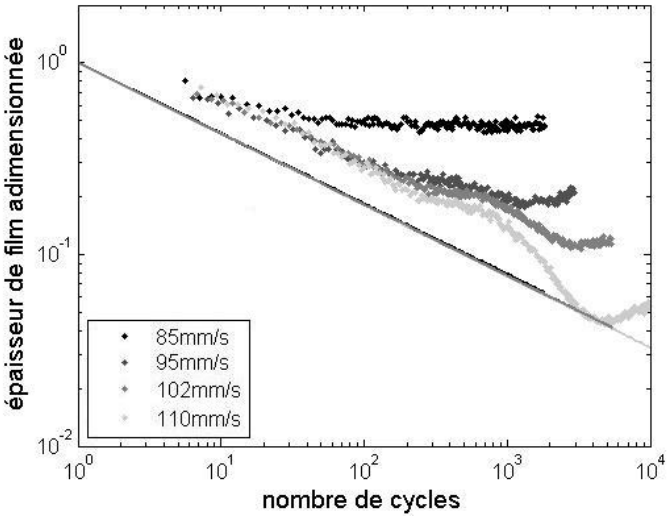


Fig. 3.18: épaisseur de film relative par rapport aux épaisseurs suralimentées mesurées en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (traits continus) et expérimentaux (points) (10mg de PAO100, 40 ° C, 12N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement)

3.4.3 Prise en compte de la réalimentation

Pour compléter la comparaison avec la théorie proposée par Chevalier, le débit de réalimentation, dr [10] (Tab.3.7), est estimé à partir de la valeur de l'épaisseur de film stabilisée sans dimension (équation (3.7)), pour les essais avec 10mg de lubrifiant et à 25N. Ce débit est présenté en pourcentage de l'épaisseur de film suralimentée. Il représente la quantité de lubrifiant ramenée sur la piste par les effets de réalimentation entre deux passages du contact.

$$dr = \frac{R}{\sqrt[\gamma]{1 - R^{\gamma}}} - R \tag{3.7}$$

N° de l'essai	Quantité de lubrifiant (mg)	Température (° C)	Charge (N)	Vitesse moyenne d'entraînement (mm/s)	dr
1	10	40	25	60	40% de h_{cff}
2	10	40	25	65	7% de h_{cff}
3	10	40	25	70	0.4% de h_{cff}

Tab. 3.7: Différents essais de sous-alimentation réalisés

A partir de ces valeurs de dr, les épaisseurs de film théoriques peuvent être calculées en prenant en compte la réalimentation autour du contact (Fig.3.19). Les valeurs des épaisseurs stabilisées sont les mêmes expérimentalement et théoriquement puisque le débit dr est calculé de façon à obtenir une épaisseur théorique égale à l'épaisseur expérimentale.

Les valeurs théoriques avant stabilisation sont plus faibles, suite au décalage déjà observé et discuté précédemment.

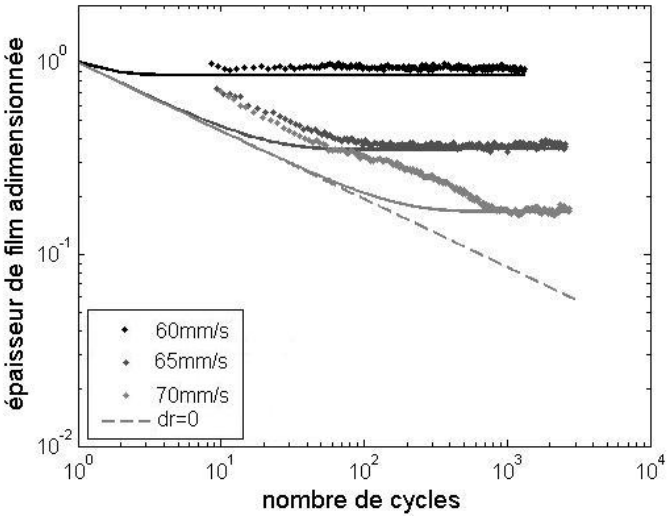


Fig. 3.19: épaisseur de film adimensionnée en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (avec réalimentation) et expérimentaux (10mg de PAO100, 40 °C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement)

Qualitativement, les résultats expérimentaux présentés ici sont en accord avec la théorie de Chevalier. En revanche, les valeurs d'épaisseur de film ne sont pas exactement les mêmes. De plus, les valeurs de dr calculées d'un essai à l'autre sont très différentes (jusqu'à un facteur 100 entre les essais 1 et 3), alors que les conditions de fonctionnement ne varient pas beaucoup (variation de 15% environ de la vitesse moyenne d'entraînement). Ces modifications de vitesse ne semblent donc pas suffisantes pour expliquer les variations de dr. Il existe certainement d'autres phénomènes qui n'ont pas été étudiés ici, qui pourraient expliquer ces variations (rodage, effets thermiques, usure,...).

3.5 Conclusion

Cette partie présente une méthode innovante de détermination de l'épaisseur de film dans un contact sous-alimenté. L'avantage et l'originalité de cette méthode est d'utiliser des mesures de coefficient de frottement pour prédire les épaisseurs de film. La mise en œuvre de la mesure est très simple et ne nécessite pas de travailler sur des éprouvettes particulières. En effet, lors de la mesure de l'épaisseur de film dans un contact par interférométrie optique, il est indispensable d'avoir un des massifs transparent. Au contraire, les mesures d'efforts de frottement et de coefficients de frottement peuvent être réalisées sur des pièces en acier et même sur des mécanismes complets (par exemple des paliers à roulements).

La comparaison des résultats de cette méthode avec les résultats théoriques et expérimentaux publiés par Chevalier [10] et Cann et al. [6] montre que les tendances sont les mêmes. La pente de réduction de l'épaisseur de film liée aux passages du contact correspond bien au paramètre γ, caractéristique des conditions de fonctionnement. En revanche, les valeurs absolues d'épaisseur de film ne sont pas exactement les mêmes. Il existe un décalage entre les courbes théoriques et expérimentales qui reste inexpliqué à ce jour. Ce décalage a aussi été retrouvé dans la littérature concernant des mesures d'épaisseur de film [6]. Il n'est pas non plus expliqué dans ces études. Plusieurs hypothèses ont été émises concernant l'origine possible de cette différence. Elle pourrait entre autre être liée au fait que la théorie présentée ici ne prend pas en compte des phénomènes tels que l'usure, le rodage ou les effets thermiques. Au vu des résultats des essais, il est très clair que ces phénomènes sont influents et qu'ils sont aggravés par le fonctionnement en lubrification sévère. Il sera donc indispensable de les prendre en compte si d'autres études expérimentales de la sous-alimentation sont menées par la suite.

De plus, les résultats expérimentaux présentés ici montrent que la plage de fonctionnement permettant de visualiser les effets de la sous-alimentation est très réduite. Si les conditions ne sont pas assez sévères, le fonctionnement est celui d'un contact suralimenté. Si ces conditions sont rendues plus sévères, le risque de grippage devient très important. Le phénomène de sous-alimentation peut donc tout aussi bien conduire à des endommagements du type fatigue de contact superficielle qu'à des endommagements thermiques du type grippage. La frontière entre ces deux types d'endommagement semble être très mince. Enfin, ces résultats montrent aussi que l'augmentation de la vitesse moyenne d'entraînement a une influence très importante sur le coefficient de frottement sous-alimenté. Cette influence de la vitesse est trop marquée pour qu'elle soit uniquement liée à la diminution des effets de réalimentation liés à la sous-alimentation. La variation du coefficient de frottement est aussi due à l'augmentation de l'énergie générée par le contact. L'importance des effets thermiques dans le phénomène de sous-alimentation est indiscutable.

Pour conclure, cette méthode demande à être mise au point et affinée sur certains aspects, mais elle donne une bonne représentation de l'évolution de l'épaisseur de film dans le contact, à partir de la mesure du frottement.

Chapitre 4

Etude de la durée de vie des contacts sous-alimentés

4.1 Introduction

Les deux chapitres précédents traitent de la mesure et de la prédiction de l'épaisseur de film dans les contacts sous-alimentés. Une nouvelle méthode expérimentale de mesure de l'épaisseur de film est présentée, basée sur l'étude du coefficient de frottement.

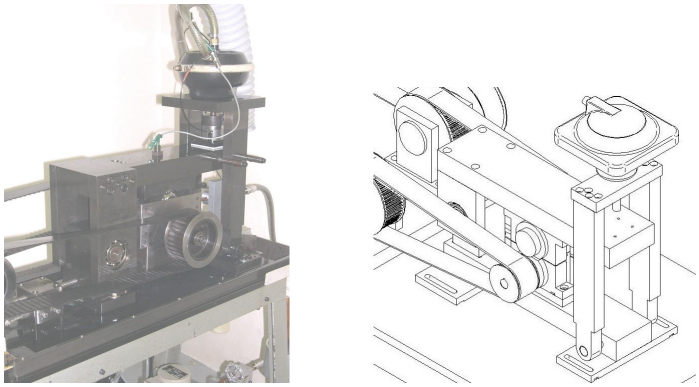
Cependant, la prédiction de l'épaisseur de film n'est généralement qu'une étape intermédiaire dans le processus de conception d'un mécanisme. Un paramètre est bien plus important à prédire : il s'agit de la durée de vie du système. Différents modèles de prédiction de la durée de vie (ou de prédiction du risque de défaillance) ont été présentés dans la partie « synthèse bibliographique ». Dans les années quarante, un modèle statistique a été développé [46, 47] pour un contact idéal (surfaces lisses, suralimentation en lubrifiant et régime permanent). Il a ensuite été modifié afin de prendre en compte différents types d'endommagement (fatigue initiée en profondeur ou en surface), différents matériaux... De nos jours, il est indispensable d'introduire dans ce modèle l'effet de phénomènes tels que la sous-alimentation en lubrifiant ou la présence de rugosités et de défauts sur les surfaces. En effet, la réduction de l'épaisseur de film locale due à la sous-alimentation ou à la présence de défauts va introduire des modifications des champs de pression et de contraintes dans les massifs, qui vont augmenter le risque d'endommagement.

Ce chapitre traite la question de l'influence de la sous-alimentation sur la fatigue de contact. Tout d'abord, une étude expérimentale sera présentée. Des essais d'endurance, réalisés avec une alimentation en lubrifiant réduite, montrent que le manque de lubrifiant réduit significativement la durée de vie du contact. Ensuite, un modèle statistique de calcul du risque d'endommagement d'un contact sera présenté et adapté, afin de prendre en compte la réduction d'épaisseur de film dans le contact lors du fonctionnement sous-alimenté.

4.2 Essais d'endurance réalisés dans des conditions de lubrification variables

4.2.1 Machine bidisque de fatigue

La machine de fatigue utilisée pour l'étude expérimentale de la durée de vie des contacts sous-alimentés est un banc d'essai qui a été conçu pour simuler des contacts élastohydrodynamiques, tels que ceux existant entre les dents d'un engrenage ou entre les bagues et les éléments roulants d'un palier à roulement (Fig.4.1).



(a) Photo (b) Schéma

Fig. 4.1: Machine bidisque de fatigue

Elle permet d'atteindre des conditions de fonctionnement plus sévères et plus proches d'un mécanisme réel que celles proposées par la MTM. Le contact est formé par deux disques en acier chargés l'un contre l'autre (Fig.4.2). L'un est cylindrique (en bas) et l'autre est sphérique (en haut).

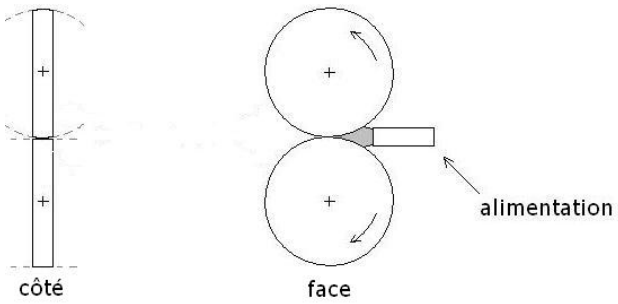


Fig. 4.2: Eprouvettes de la machine bidisque de fatigue

La géométrie des éprouvettes (rayons de courbures) peut être choisie afin d'obtenir l'aire de contact et la pression de Hertz voulues. La charge est appliquée par un vérin pneumatique et contrôlée par un manomètre. Les disques sont entraînés par un moteur unique dont la vitesse est variable. C'est une boîte de renvoi d'angle, associée à un ensemble de courroies et poulies, qui permet de réaliser des essais avec un taux de glissement constant

de + ou -3.5% ou en roulement pur. La lubrification est assurée en sortie de contact grâce à un jet apportant de l'huile en grande quantité et à la température demandée (FIG.4.2). Deux capteurs de proximité sont utilisés pour détecter les modifications de la surface des disques (développement de fissures ou d'écailles). L'essai est automatiquement arrêté au moment où les capteurs détectent un endommagement ou bien lorsque le nombre maximal de cycles a été atteint.

Cette machine a été conçue de manière suffisamment robuste pour fonctionner pendant plusieurs centaines d'heures. En revanche, elle n'est pas instrumentée pour réaliser des mesures au cours de l'essai. Le but est de réaliser des essais d'endurance, pour connaître la durée de vie d'un contact avec un jeu de conditions de fonctionnement donné.

Les paramètres caractéristiques du contact sont les suivants :

- Géométrie des éprouvettes (deux disques de 70mm de diamètre : un disque sphérique, de rayon de bombé de 17.5mm et un disque cylindre, sans bombé, cf. FIG.4.2)
- Matériau des éprouvettes (acier 100Cr6)
- Micro-géométrie des surfaces (RMS=0.05μm)
- Température (40 à 120 $^\circ$ C)
- Charge (500 à 20000N)
- Vitesse moyenne d'entraînement (8 à 14m/s)
- Taux de glissement (roulement pur ou ± 3.5%, $SRR = (u_2 - u_1)/(u_1 + u_2).100$)
- Viscosité du lubrifiant (selon le lubrifiant choisi et sa température)

Cette machine est habituellement utilisée pour étudier l'influence de ces paramètres sur la durée de vie des contacts (choix des matériaux, choix du lubrifiant, influence de l'état de surface et des conditions de fonctionnement).

Durée de vie des surfaces artificiellement indentées

Lorsqu'un contact fonctionne dans des conditions adaptées, que les surfaces sont relativement lisses et que la quantité de lubrifiant est suffisante, sa durée de vie peut être très longue, voire infinie. De plus, cette durée de vie présente une forte variation statistique : deux essais réalisés avec les mêmes paramètres de contact peuvent donner des résultats très différents en terme de durée de vie. En effet, dans des conditions de fonctionnement idéales, les endommagements vont se développer à partir de défauts du matériau ou des surfaces. L'existence et la répartition de ces défauts étant complètement aléatoire, la durée de vie du contact présente des variations importantes.

Pour réaliser une étude expérimentale de la durée de vie des contacts, il est nécessaire de mettre en place un protocole d'essai qui permette de réduire la dispersion expérimentale. De plus, il faut que les durées de vie soient suffisamment courtes, afin de limiter la durée des essais. Pour que les endommagements se développent toujours de la même façon, des défauts de surface précisément contrôlés sont utilisés. La présence de ces défauts introduit des surcontraintes dans la surface des massifs et des endommagements se développent sous la forme de fissures ou écailles. Les défauts étant contrôlés, il est possible de réduire

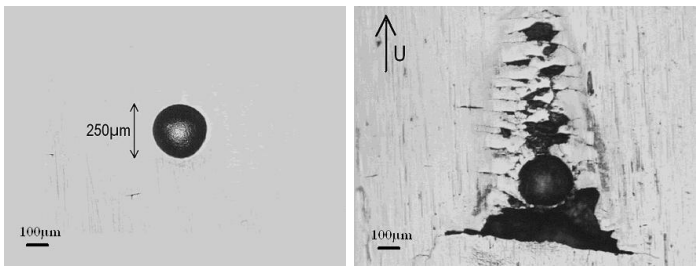
la durée des essais et d'obtenir des endommagements toujours du même type. Les défauts de surface peuvent être introduit de deux façons différentes. Soit par l'usinage de rugosités précisément contrôlées sur la surface, soit par la réalisation de défauts ponctuels, appelés indents.

La durée de vie de surfaces rugueuses a déjà été étudiée expérimentalement, mais plusieurs problèmes se posent. Tout d'abord, le problème de la réalisation des éprouvettes. En effet, pour que les essais soient comparables, il est nécessaire que la rugosité soit parfaitement contrôlée sur toute la surface de contact et qu'elle soit constante d'une pièce à l'autre. L'usinage doit donc être de grande qualité et cette solution est très coûteuse. De plus, il a été montré que la géométrie des rugosités évolue fortement au cours du temps. Il s'agit du phénomène de rodage, particulièrement difficile à prendre en compte expérimentalement.

Un autre type de défaut de surface a donc été introduit, de façon localisée, afin de créer une surcontrainte locale dans le massif, qui soit à l'origine de l'endommagement. Ces défauts de surface ont été choisis afin d'être facilement reproductibles ce qui permet de limiter la dispersion des résultats d'endurance. Il s'agit d'indents artificiels. Ces indents sont des empreintes créées à la surface des massifs grâce à une machine de dureté de type Rockwell. Leur géométrie est parfaitement connue et contrôlée (voir en annexe A la procédure d'indentation). Des travaux précédents [13, 14, 15] ont montré l'intérêt de l'utilisation des indents dans les essais de durée de vie pour réduire la durée d'essai et limiter la dispersion des résultats. Au cours d'études précédentes, une déviation maximale de 10% a été observée. Selon le sens du glissement dans le contact, les endommagements se développent autour des indents ou bien en vis-à-vis des indents, sur la surface lisse. Ces travaux ont montré qu'il est possible de connaître l'influence de la géométrie des indents et des conditions de fonctionnement sur la durée de vie des contacts. Un abaque permettant de prédire le risque d'endommagement a été développé [13, 14]. Ces résultats ont été utilisés pour déterminer les conditions de fonctionnement et la géométrie des indents les mieux adaptés à l'étude présentée ici.

De plus, dans des applications industrielles comme les boîtes de vitesses, les mécanismes doivent fonctionner dans des milieux pollués et sont sujets à une indentation dite « naturelle » des surfaces de contact. L'utilisation de surfaces indentées est donc représentative du fonctionnement d'un mécanisme réel.

Par conséquent, les essais de fatigue sont réalisés avec un disque sphérique dont la surface a été indentée avec une charge de 50kg sur un indenteur Rockwell. Les indents mesurent $250\mu m$ de diamètre et ont une profondeur de $30\mu m$ (Fig.4.3(a)). Ces essais sont des essais d'endurance, les endommagements recherchés sont donc des phénomènes de fatigue de contact, avec l'apparition de fissures et écailles (Fig.4.3(b)) et non des phénomènes rapides tel que le grippage.



(a) indent avant essai (b) indent après essai

Fig. 4.3: Indents artificiels sur la surface des pièces en contact

4.2.2 Essais sous-alimentés en lubrifiant

Dans l'étude présentée ici, le but était de visualiser l'influence du débit de lubrifiant sur la durée de vie des contacts. le système d'alimentation a donc été modifié (voir annexe B) pour pouvoir réaliser des essais avec des débits allant de 0.1 à 2L/minutes. Les conditions d'essai (Tab.4.1) ont été choisies afin de représenter au mieux le fonctionnement d'un roulement à billes dans un mécanisme réel.

Température	80 ° C
Viscosité du lubrifiant	6 à 7mPa.s
Charge	5200N
Pression hertzienne	3.5GPa
Vitesse moyenne d'entraînement	11m/s
Taux de glissement	±3.5%

Tab. 4.1: Conditions de fonctionnement choisies

Pour ce même jeu de conditions de fonctionnement, différents essais sont réalisés, avec des débits d'alimentation variables. Un protocole particulier a dû être développé dans le cas des essais sous-alimentés afin d'éviter le grippage des éprouvettes dès le début de l'essai. En effet, il est nécessaire de commencer l'essai avec une quantité de lubrifiant importante, jusqu'à ce que les conditions de fonctionnement (charge et vitesse) soient stables. De plus, il faut un certain temps pour que les galets atteignent un équilibre thermique. Une diminution trop rapide de la quantité de lubrifiant en début d'essai conduit inévitablement au grippage.

Le protocole est donc le suivant : lorsqu'un essai commence, le contact fonctionne avec le débit maximum de lubrifiant. Après une heure, le débit est divisé par deux. Enfin, après trente minutes, le débit est encore réduit jusqu'à atteindre le débit voulu pour l'essai.

Si ce protocole est respecté et que la quantité de lubrifiant n'est pas trop faible, les endommagements se développent sous la forme de fissures et d'écailles. Si les différents galets testés présentent les mêmes faciès d'endommagement, les durées de vie obtenues pour les différents débits peuvent être comparées entre elles.

4.2.3 Résultats des essais

Les essais de durée de vie ont été réalisés sur deux lubrifiants différents ayant des viscosités très proches. Tous les deux sont des lubrifiants commerciaux semi-synthétiques, mais ils n'ont pas la même formulation. Leurs performances seront donc différentes.

Huile 1 : TVEP

Le premier lubrifiant est une huile utilisée dans les transmissions marines (TVEP), de viscosité 7mPa à 80 ° C. Cinq essais ont été réalisés avec ce lubrifiant, dans les conditions de fonctionnement décrites ci-dessus (glissement négatif) et avec des quantités de lubrifiant variables (Tab.4.2). Deux essais sont faits dans des conditions de suralimentation, afin de déterminer la durée de vie suralimentée, qui servira de référence. Ensuite, trois essais sont réalisés avec une alimentation réduite (voir en annexe C le détail des essais). Les valeurs de durée de vie et de débit sont données sous forme adimensionnée, c'est-à-dire que les durées de vie sont comparées à la durée de vie de référence (suralimentation) et que les débits sont comparés au débit de référence. Pour ce lubrifiant, la durée de vie suralimentée est de 13 millions de cycles.

Débit adimensionné	Durée de vie adimensionnée
1	1
1	0.98
0.8	0.6
0.5	0.49
0.19	0.42

Tab. 4.2: Résultat des essais pour l'huile 1

Ces résultats montrent bien l'influence du débit de lubrifiant sur la durée de vie du contact (Fig.4.4).

Pour une diminution de 50% du débit, une diminution de 50% de la durée de vie est observée. La sous-alimentation a donc une influence significative sur la durée de vie d'un contact.

Huile 2 : ETL8997B

Afin de valider ces résultats, les mêmes essais ont été réalisés avec une seconde huile mais avec un taux de glissement positif. Les valeurs de durée de vie absolue sont donc différentes mais seule l'influence relative de la diminution du débit d'alimentation est étudiée. Les faciès d'endommagement ne sont pas exactement les mêmes (les écailles se développent sur la surface lisse et non sur la surface indentée). Il s'agit d'une huile de boîte de vitesses (de marque TEXACO, type ETL8997B). Sa viscosité est de 6.3mPa à 80 ° C. En effet, le but de l'étude réalisée ici est de représenter le plus fidèlement possible les conditions de fonctionnement courantes d'un roulement. L'huile 1, présentée dans le paragraphe précédent est une huile destinée à une application très particulière et qui est

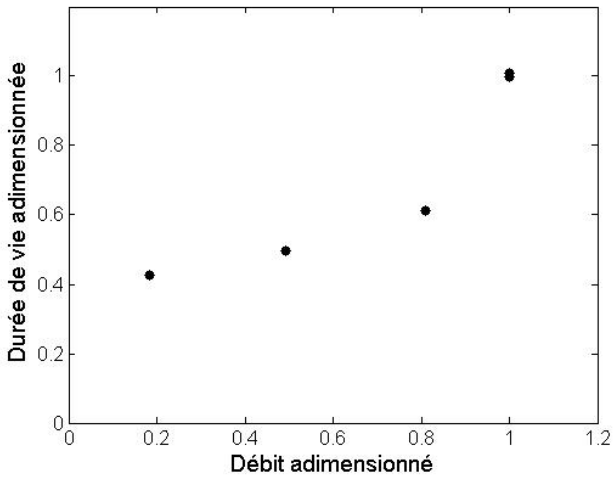


Fig. 4.4: durée de vie en fonction du débit d'alimentation pour l'huile TVEP

beaucoup plus élaborée qu'une huile classique de boîte de vitesses. Il est donc plus réaliste de travailler sur ce type d'huile.

Comme dans le paragraphe précédent, les essais sont réalisés avec différents débits d'alimentation (Tab.4.3).

Débit adimensionné	Durée de vie adimensionnée
1	1
0.19	0.65
0.09	0.26

Tab. 4.3: Résultat des essais pour l'huile 2

Ces résultats confirment les tendances observées avec l'huile 1 (voir en annexe D le détail des essais). La durée de vie suralimentée est beaucoup plus courte, elle est de 4 millions de cycles. Même si les variations de durée de vie en fonction du débit ne sont pas exactement les mêmes, la diminution de durée de vie relative est du même ordre de grandeur (Fig.4.5).

4.2.4 Conclusion et discussion des résultats

Les résultats présentés ci-dessus démontrent l'influence non négligeable de la sous-alimentation en lubrifiant sur la durée de vie d'un contact. Cependant, même si les deux huiles montrent une diminution de durée de vie, les tendances ne sont pas exactement les mêmes. Dans un cas, la courbe de diminution de durée de vie est plutôt convexe et dans l'autre cas, elle est plutôt concave. Ce phénomène est vraisemblablementlié à l'action des additifs. En effet, ces deux huiles sont des huiles semi-synthétiques, qui contiennent un certains nombre d'additifs dont le but est d'améliorer leurs performances. L'action de ces

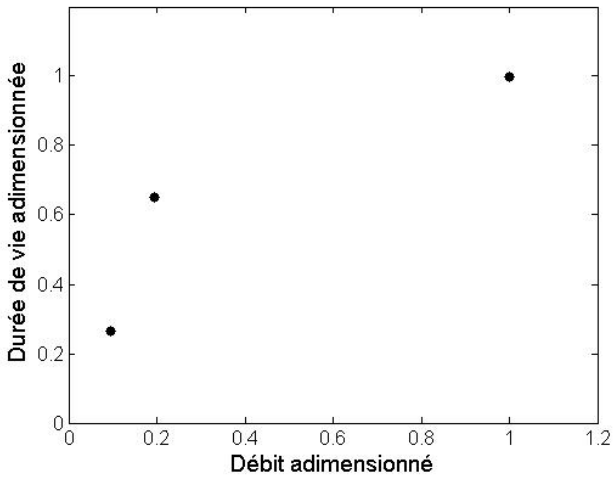


Fig. 4.5: durée de vie en fonction du débit d'alimentation pour l'huile ETL8997B

additifs est particulièrement importante dans des conditions de fonctionnement sévères, par exemple dans un cas sous-alimenté. Le fait que ces huiles ne contiennent pas les mêmes additifs explique peut être qu'elles ne réagissent pas exactement de la même façon au phénomène de sous-alimentation.

Les différents essais d'endurance réalisés au cours de cette étude ont aussi montré que la sous-alimentation pouvait très rapidement conduire à des phénomènes de grippage. Le but étant ici d'étudier la fatigue de contact, un protocole a été mis en place, afin de limiter au maximum les risques de grippage, mais certains essais, trop sévères ont été interrompus car ils ont grippé. Cette étude confirme donc le lien très fort entre la sous-alimentation et les effets thermiques qui avait été mis en avant dans les chapitres précédents. Le choix a été fait de réaliser des essais avec une alimentation faible mais constante. Cependant, il pourrait être intéressant d'étudier d'autres phénomènes de sous-alimentation, par exemple en alternant des phases de suralimentation et des coupures d'huile.

Pour finir, une autre amélioration pourrait être apportée à ces résultats. Les courbes de durée de vie présentées ici sont tracées en fonction du débit d'alimentation, qui a été mesuré à la sortie du jet d'huile. Or ce débit ne correspond pas directement à la quantité de lubrifiant qui va réellement alimenter le contact. Pour être représentatives, les courbes de durée de vie devraient être tracées en fonction du paramètre lambda ou de l'épaisseur de film dans le contact. Mais la quantité de lubrifiant réellement disponible dans le convergent est inconnue. Il est donc nécessaire de trouver un moyen de lier le débit de lubrifiant apporté par le jet et cette quantité de lubrifiant réellement disponible. C'est à ce niveau que la méthode de prédiction des épaisseurs de film à partir de mesures de coefficient de frottement, présentée précédemment, pourrait être utilisée. Le banc d'essai utilisé ici ne permet pas de mesurer le frottement au cours de l'essai, mais une étude complémentaire pourrait être réalisée sur une autre machine.

4.3 Calcul du risque d'endommagement sous-alimenté

Le premier chapitre (synthèse bibliographique) présente différents modèles de calcul de la durée de vie d'un contact, classés en deux familles : les modèles statistiques et les modèles basés sur la physique de la matière. Une troisième approche, intermédiaire, existe. Elle a été développée par Dang Van et al. [18]. Les modèles basés sur la physique de la matière sont assez délicats de mise en œuvre, car ils nécessitent de connaître de nombreuses caractéristiques des matériaux, qui sont généralement inconnues. La méthode qui sera développée ici fait partie des modèles statistiques, elle est basée sur les travaux de Lundberg et Palmgren [46, 47]. Eux-mêmes avaient utilisé la méthode de Weibull [69, 70] pour le dépouillement statistique d'essais de durée de vie afin de développer une méthode de prédiction du risque d'endommagement (équation (4.1)) à partir d'un grand nombre d'essais d'endurance.

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = \frac{N^e \tau_{max}^c V}{z_0^h} \tag{4.1}$$

Cette relation a ensuite été modifiée à plusieurs reprises, par exemple par Ioannides et Harris [34, 35] pour prendre en compte différents types d'endommagements, différents matériaux... (équation (4.2)).

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = N^e \int_v \frac{(\tau - \tau_u)^c}{z'^h} dv \tag{4.2}$$

Ce modèle ne permet pas de prédire une durée de vie, mais plutôt une probabilité de survie ou un risque d'endommagement. Il est directement dépendant du nombre de cycles réalisés, du niveau de contrainte dans le massif, de la profondeur de ces contraintes et du volume de matière soumis à ces contraintes. Il est nécessaire de pouvoir exprimer les contraintes de cisaillement dans tout le volume des massifs en contact.

Ces contraintes sont directement liées au champ de pression dans le contact, (Johnson [40]). Chaque modification du champ de pression, quelle qu'en soit la raison, modifie les contraintes dans les massifs. Dans le cas d'un contact idéal, ce champ de pression peut être approché par le champ de pression de Hertz. Dans le cas d'un contact rugueux, le champ de pression peut être déterminé numériquement ou analytiquement, dans le domaine suralimenté ou dans le domaine sous-alimenté. Pour déterminer le champ de pression, il est nécessaire de calculer la déformation élastique des rugosités des surfaces lorsqu'elles traversent le contact.

Le but du travail présenté ici est d'assembler différents modèles déjà existants, afin d'arriver à un modèle analytique global de prédiction du risque d'endommagement des contacts sous-alimentés. Il est basé sur des travaux réalisés par Labiau et al. [43].

4.3.1 Risque d'endommagement d'un contact rugueux suralimenté

Dans ce paragraphe, un modèle analytique de prédiction de la durée de vie d'un contact lubrifié est présenté. Il sera ensuite adapté au cas d'un contact sous-alimenté dans le paragraphe suivant. Pour cela, différents modèles analytiques issus de la littérature vont être assemblés.

La micro-géométrie des surfaces réelles étant très complexe, une approche simplifiée sera utilisée en considérant des rugosités harmoniques. En effet, pour décrire complètement une surface réelle, il est nécessaire d'utiliser un très grand nombre de points. Dans le cas d'une surface harmonique, le nombre de points nécessaire est beaucoup plus faible, ce qui réduit considérablement les temps de calcul. De plus, il est possible de décomposer une surface réelle en plusieurs composantes harmoniques (transformées de Fourier). En considérant que le comportement de chacune des composantes harmoniques est indépendant de celui des autres, il est possible de déterminer l'influence de chacune des composantes puis de revenir ensuite à la surface réelle. La validité de cette méthode a été montrée par Morales et al. [50].

Dans l'étude présentée ici, la rugosité est harmonique sinusoïdale. Elle est entièrement décrite par son amplitude initiale a_i et sa longueur d'onde λ, dans le cas d'une rugosité unidirectionnelle ou isotrope. Dans le cas d'une rugosité anisotrope, la rugosité est décrite par deux longueurs d'onde λ_x et λ_y. Dans la suite de l'étude, ces paramètres seront utilisés sous leur forme adimensionnée : $A_i = a_i/\delta$ et $\bar{\lambda} = \lambda/a$. Les prédictions porteront sur des contacts rugueux, circulaires, fonctionnant en roulement pur. Les rugosités étudiées sont longitudinales par rapport au sens de roulement.

Déformation élastique des rugosités de faible amplitude

Lorsque l'épaisseur de film dans un contact est du même ordre de grandeur que la micro-géométrie des surfaces, il n'est pas possible de négliger l'influence de cette micro-géométrie sur le fonctionnement du contact. En effet, le passage des aspérités dans le contact modifie l'épaisseur de film, ce qui influence le champ de pression dans le contact et le champ de contraintes dans les massifs. Afin de caractériser l'influence des rugosités sur le champ de pression, la déformation de ces rugosités, c'est-à-dire la diminution de leur amplitude lorsqu'elles traversent le contact, est étudiée.

La variation d'amplitude n'intervient que dans la zone d'entrée du contact, pour $X \approx -1$. En amont, pour X<-1, la pression dans le contact n'est pas suffisante pour déformer élastiquement les rugosités, l'amplitude est égale à l'amplitude initiale A_i. En aval, pour X>-1, les effets de piézo-viscosité sont importants car la pression est élevée et il n'y a plus que du transport dans le contact. La rugosité déformée, d'amplitude A_d, se propage sans changement d'amplitude. De plus, il a été montré que la déformation d'amplitude est linéaire pour des rugosités de faible amplitude ($A_i < 30\% H_{cff}$). Il est alors suffisant d'étudier l'amplitude relative A_d/A_i. Pour des rugosités d'amplitude plus importante, la déformation n'est plus linéaire, mais les tendances restent les mêmes.

La déformation des rugosités dépend de la taille de la zone d'entrée du contact, qui est directement liée aux conditions de fonctionnement (représentées par les paramètres M et L). Si la longueur d'onde des rugosités est petite par rapport à la taille de la zone d'entrée du contact, la rugosité sera très peu déformée. Au contraire, si la longueur d'onde des rugosités est importante par rapport à cette zone, les rugosités seront complètement aplaties.

L'amplitude relative des rugosités peut être tracée en fonction du rapport entre la longueur d'onde de ces rugosités et la longueur d'entrée du contact (FIG.4.6). Suite à une étude numérique de la déformation des rugosités dans un contact circulaire, Venner et Lubrecht [65] proposent le paramètre adimensionné ∇ (équation (4.3)), dans lequel λ/a est la longueur d'onde adimensionnée des rugosités et $\sqrt{L/M}$ représente la longueur d'entrée du contact. En parallèle, Hooke [30, 31, 33] propose une étude analytique de la déformation des rugosités dans un contact linéique. Lui aussi aboutit à un paramètre ∇ représentant le rapport entre la longueur d'onde adimensionnée des rugosités et la longueur de la zone d'entrée du contact. A une constante près, ces paramètres sont identiques [32].

$$\nabla = \frac{\lambda}{a}\sqrt{\frac{M}{L}} \tag{4.3}$$

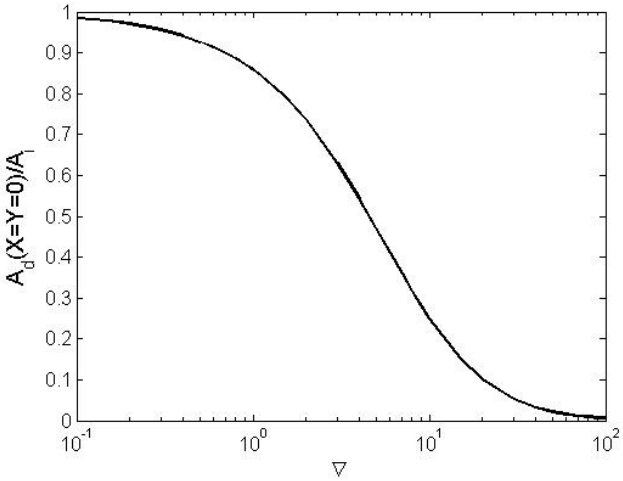


FIG. 4.6: Evolution de l'amplitude relative A_d/A_i en fonction du paramètre adimensionné ∇ - équation (4.3)

A partir de cette étude numérique, Venner et Lubrecht [65] proposent une formule analytique de l'amplitude relative, dans le cas d'un contact circulaire, en roulement pur, avec des rugosités anisotropiques (équation (4.4)).

$$\frac{A_d}{A_i} = \frac{1}{1 + 0.15\bar{f}(r)\nabla + 0.015(\bar{f}(r)\nabla)^2} \tag{4.4}$$

Avec :

$$\bar{f}(r) = \begin{cases} e^{1-\frac{1}{r}} & \text{si } r > 1 \\ 1 & \text{sinon} \end{cases} \quad \text{avec } r = \lambda_x/\lambda_y$$

et

$$\nabla = \frac{\lambda}{a}\sqrt{\frac{M}{L}}, \text{ avec } \lambda = min(\lambda_x, \lambda_y)$$

Ce modèle a été développé dans le cas de rugosités de surfaces anisotropes, ayant des longueurs d'onde λ_x et λ_y différentes dans les deux directions. Dans le cas de rugosités isotropes $r = \lambda_x/\lambda_y = 1$ et si les rugosités sont longitudinales, $r = \infty$.

Connaissant la déformation élastique des rugosités, il est possible d'en déduire les modifications de champ de pression.

Influence des rugosités sur le champ de pression

Comme les rugosités sont harmoniques, si l'hypothèse des faibles amplitudes est respectée, les variations de pression sont elles aussi harmoniques. Si le contact fonctionne en roulement pur, elles ont une longueur d'onde identique à celle de la rugosité. La modulation de pression liée aux rugosités est entièrement décrite par une amplitude $\Delta P = \Delta p/p_H$ et par la longueur d'onde λ. L'amplitude est définie de la façon suivante :

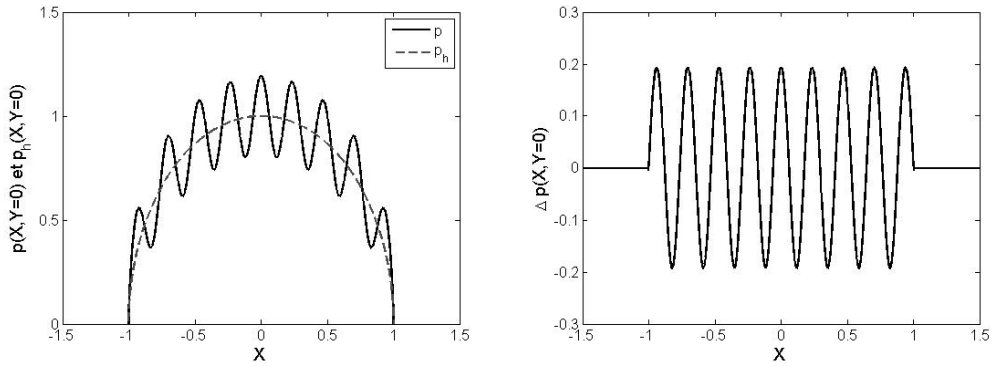
$$\Delta p(X, Y) = p(X, Y) - p_H(X, Y) \tag{4.5}$$

p_h étant le champ de pression entre deux surfaces lisses. Comme les déformations sont petites, le champ de pression complet (Fig.4.7(a), courbe en trait continu) peut être décomposé en deux parties : le champ de pression p_h observé sur un contact lisse (Fig.4.7(a), courbe en trait interrompu) et les modulations de pression Δp dues aux rugosités (Fig.4.7(b)). Ce sont les modulations de pression qui sont responsables du risque supplémentaire lié aux rugosités, seules ces surpressions seront calculées par la suite.

Deux méthodes différentes ont été relevées dans la littérature, pour déterminer les valeurs des modulations de pression ΔP dues aux rugosités :

- La première, présentée par Morales et al. [51] est basée sur une étude analytique du contact rugueux. Les auteurs posent une hypothèse sur la forme du champ de pression (harmonique) et utilisent ensuite l'équation de Reynolds pour déterminer le champ de pression réel par identification. Cette étude a d'abord été réalisée sur des rugosités transversales puis a été étendue à tous les types de rugosités.

- La seconde, présentée par Chapkov [9] est basée sur l'analyse du contact sec rugueux de Johnson [40]. En posant l'hypothèse que l'épaisseur de film ne modifie pas le champ de pression, une formule modifiée est proposée, afin de tenir compte de la déformation des rugosités. Les résultats analytiques obtenus par cette formule et les résultats de calculs complets numériques sont en bon accord (voir [9]).



(a) Champ de pression complet pour un contact rugueux (p) et champ de pression pour un contact lisse (p_h)

(b) Modulation de pression Δp

Fig. 4.7: Décomposition du champ de pression dans un contact rugueux

Le modèle proposé par Morales et al. [51] est plus complexe car il prend en compte la compressibilité du fluide et il donne le champ de pression complet en fonction du temps. Il prend en compte la présence éventuelle de glissement dans le contact, qui induit un déphasage entre la propagation des rugosités et de l'épaisseur de film. De plus, le calcul a été étendu au cas d'un contact elliptique. La formule proposée par Chapkov [9] ne prend pas en compte la présence de glissement ni les effets transitoires. Elle donne les surpressions à un instant fixé. Dans le cadre de l'étude présentée ici, seule l'amplitude des surpressions est recherchée. Le calcul est réalisé dans un cas stationnaire, sans prendre en compte la position des rugosités dans le contact. En se basant sur cette hypothèse, les résultats obtenus par ces deux méthodes sont comparés dans le cas d'un contact circulaire, en roulement pur, avec des rugosités longitudinales et en négligeant la compressibilité (Fig.4.8).

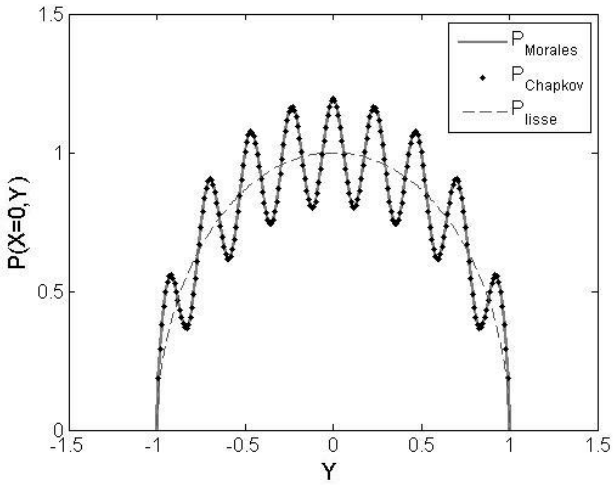


Fig. 4.8: Comparaison des champs de pression calculés avec les deux méthodes présentées ci-dessus

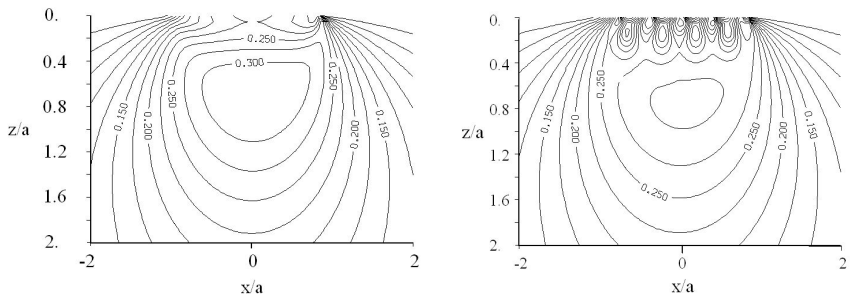
Les résultats donnés par les deux méthodes se superposent car en utilisant les hypothèses présentées précédemment, les deux méthodes se simplifient et donnent la même formule analytique (équation (4.6)).

$$\Delta P = \frac{\Delta p}{p_H} = \chi \left(\frac{A_d}{A_i} - 1 \right) \tag{4.6}$$

Avec $\chi = \left(\pi^2/2\right) \left(A_i/\bar{\lambda}\right)$, paramètre de Johnson [38].

Champ de contraintes et risque d'endommagement

La présence de modulations dans le champ de pression va induire une modification du champ de contraintes dans la profondeur des massifs. En effet, chaque surpression d'amplitude ΔP peut être vue comme un micro-contact EHD qui crée une surcontrainte dans la zone de matière située juste en dessous. Le champ de contraintes dans un massif rugueux peut être vu comme la superposition du champ de contraintes dans le cas d'un contact lisse (contraintes maximales situées en profondeur, z=0.48a pour un contact circulaire et z=0.78a pour un contact linéique, cf. Fig.4.9(a)) et de zones de surcontraintes liées aux rugosités. Ces surcontraintes sont observées dans la peau des massifs (Fig.4.9(b)), proches de la surface et elles peuvent atteindre des valeurs très élevées, selon l'amplitude des surpressions ΔP.



(a) Contact lisse (b) Contact rugueux

Fig. 4.9: Comparaison des champs de contraintes dans un contact lisse et dans un contact rugueux, [21]

En utilisant les travaux de Johnson sur le contact entre deux massifs élastiques semi-infinis, la valeur maximale de la contrainte de cisaillement due aux rugosités peut être déterminée (pour plus de détails, voir [57]).

$$T_{r,max} = \frac{\tau_{r,max}}{0.31 p_h} = 1.187 \Delta P + 0.3226 \tag{4.7}$$

Cette valeur de contrainte peut être comparée à la contrainte maximale du contact lisse correspondant :

$$T_{h,max} = \frac{\tau_{H,max}}{0.31 p_h} = 1 \tag{4.8}$$

Pour des valeurs de ΔP inférieures à 0.57, les contraintes situées en profondeur et dues au contact lisse sont les plus importantes, l'effet des rugosités sur le risque d'endommagement sera donc négligeable car le volume de matériau surcontraint est très faible. Les endommagements de fatigue s'initient à partir de la profondeur des matériaux. Pour des valeurs de ΔP plus élevées, les contraintes les plus importantes sont celles dues aux rugosités et sont situées à la surface des massifs. Le risque d'endommagement est plus important que dans le cas du contact lisse correspondant et les endommagements seront initiés à partir de la surface (Fig.4.10).

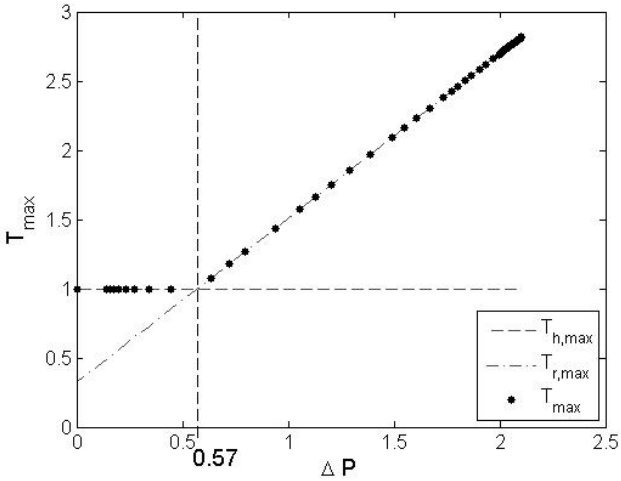


Fig. 4.10: Valeur de la contrainte de cisaillement maximale en fonction du champ de pression, [57]

La valeur maximale de la contrainte de cisaillement peut ensuite être comparée à une valeur seuil admissible par le matériau afin de déterminer s'il y a ou non un risque d'endommagement. Par contre, ce n'est pas suffisant pour déterminer la durée de vie du contact. Pour cela, il faut étudier à la fois la valeur maximale de la contrainte et le volume contraint (Lundberg et Palmgren, [46]). Pour plus de détails sur le calcul du risque d'endommagement, voir Coulon [13].

Dans le cas d'un contact fonctionnant avec des rugosités longitudinales, le champ de contraintes est le suivant (Fig.4.11).

A partir de l'étude du volume surcontraint et de la valeur de la contrainte de cisaillement maximale, un risque d'endommagement adimensionné est défini [57]. Il s'agit du rapport entre le risque d'endommagement du contact rugueux étudié et le risque d'endommagement du contact lisse fonctionnant dans les mêmes conditions.

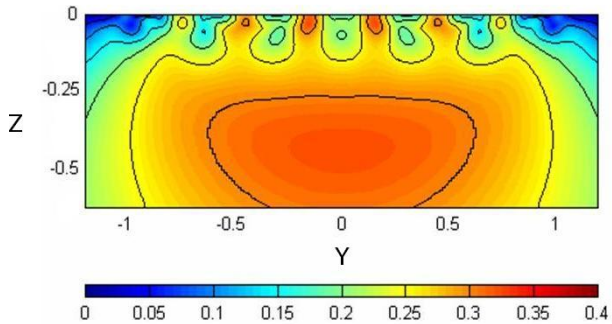


Fig. 4.11: Champ de contraintes de cisaillement dans le plan (X=0,Y,Z), rugosités longitudinales

$$R_e = \frac{\int_V \tau_r^{31/3} dv}{\int_V \tau_H^{31/3} dv} = \frac{\int_V T_r^{31/3} dv}{\int_V T_H^{31/3} dv} \tag{4.9}$$

Cette définition du risque d'endommagement permet d'évaluer le risque supplémentaire causé par la présence des rugosités.

Après intégration des contraintes, le risque d'endommagement adimensionné est calculé analytiquement (équation (4.10)). Pour simplifier les calculs analytiques, la puissance 31/3 est remplacée par une puissance 10. Pour plus de précisions sur le développement de cette méthode analytique de calcul du risque d'endommagement, voir [57].

$$R_e = \frac{T_{max}^{10}}{0.22} . \frac{\pi \bar{\lambda}}{60} + 1 \tag{4.10}$$

Il est donc possible, connaissant la géométrie des rugosités d'un contact et ses conditions de fonctionnement, de prédire expérimentalement son risque d'endommagement. Le graphe ci-dessous (Fig.4.12) donne le risque d'endommagement adimensionné d'un contact fonctionnant dans les conditions M=200 et L=10, pour différentes géométries de surfaces (rugosité unidirectionnelle longitudinale).

Ce graphe montre que le risque d'endommagement varie selon deux asymptotes différentes. Pour des valeurs de longueur d'onde faibles (environ inférieures à 0.35), le risque augmente avec la longueur d'onde, alors que pour des longueurs d'onde plus importantes, il diminue. Ce phénomène s'explique car le risque d'endommagement n'est pas uniquement lié aux valeurs des surcontraintes présentes dans les massifs, mais aussi au volume soumis à ces contraintes. Les contraintes liées à la déformation des rugosités diminuent avec la longueur d'onde car plus la longueur d'onde est importante, plus les rugosités sont écrasées dans le contact. Au contraire, le volume surcontraint augmente avec la longueur d'onde. Sur la première asymptote, lorsque la longueur d'onde est faible, les contraintes sont importantes mais le volume surcontraint est suffisamment petit pour que le risque d'endommagement soit faible. Si la longueur d'onde augmente,

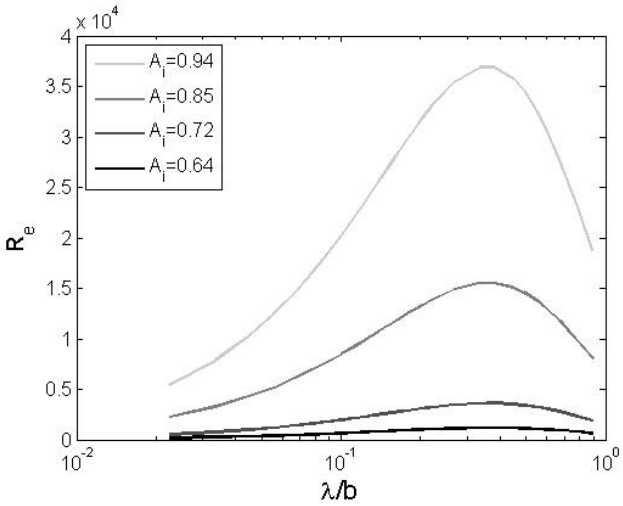


Fig. 4.12: Risque d'endommagement adimensionné pour un contact rugueux, M=200, L=10, géométrie des rugosités variable

le volume contraint augmente, ce qui augmente le risque. Au contraire, sur la seconde asymptote, lorsque la longueur d'onde est élevée, les contraintes subies par le matériau sont peu importantes. Malgré le fait que le volume surcontraint soit grand, la diminution des contraintes est suffisante pour que le risque d'endommagement diminue avec la longueur d'onde. Il existe donc une plage de longueurs d'onde pour lesquelles le risque est maximal, lorsque les contraintes et le volume surcontraint sont tous les deux suffisamment importants.

4.3.2 Risque d'endommagement d'un contact rugueux sous-alimenté

Le paragraphe précédent présente un modèle analytique de prédiction du risque d'endommagement dans les contacts rugueux lubrifiés. Le but du présent paragraphe est d'adapter ce modèle au cas des contacts sous-alimentés en lubrifiant.

Déformation élastique des rugosités de faible amplitude dans un contact sous-alimenté

Le modèle utilisé ici est basé sur le calcul de la déformation élastique des rugosités lorsqu'elles traversent le contact. A partir de cette valeur de déformation, il est possible d'en déduire les surpressions, les surcontraintes et le risque d'endommagement. Une étude publiée par Venner et al. [66] présente le calcul des déformations des rugosités dans des contacts circulaires sous-alimentés. Cette étude propose aussi un calcul numérique du champ de pression dans ces contacts. Dans un contact suralimenté, la déformation des rugosités dépend uniquement d'un paramètre ∇, qui représente le rapport entre la longueur d'onde des rugosités et la longueur d'entrée du contact. Lorsque le contact fonctionne dans des conditions de sous-alimentation, cette longueur d'entrée diminue.

En effet, le manque de lubrifiant retarde l'apparition du ménisque en amont du contact. Comme la zone de Hertz ne se déplace pas, la zone d'entrée du contact est plus courte et la pente de l'augmentation est plus raide. La réduction d'amplitude des rugosités sera différente. Il est donc nécessaire d'intégrer le phénomène de sous-alimentation dans le calcul des déformations. Venner propose d'utiliser à la place du paramètre ∇ un paramètre modifié, $\tilde{\nabla}$, qui prend en compte la quantité de lubrifiant disponible dans le contact.

$$\tilde{\nabla} = \nabla (H_{cff}/H_c)^{\phi} \tag{4.11}$$

Avec $\phi = 3/2$.

La formule de réduction d'amplitude est la même que précédemment (équation (4.4)), mais en utilisant le paramètre ∇ modifié.

$$\frac{A_d}{A_i} = \frac{1}{1 + 0.15\bar{f}(r)\tilde{\nabla} + 0.015(\bar{f}(r)\tilde{\nabla})^2} \tag{4.12}$$

En utilisant cette équation, il est possible de déterminer le champ de pression dans un contact rugueux sous-alimenté en fonction des conditions d'alimentation. Cependant, dans cette étude, les amplitudes des rugosités sont limitées à 20% de l'épaisseur de film suralimenté. Sinon, les épaisseurs de film sous-alimentées sont trop faibles par rapport à l'amplitude des rugosités et les déformations ne sont plus linéaires.

Les résultats analytiques en terme de champ de pression (Fig.4.13 et Fig.4.14) sont tracés ci-dessous. Dans le cas de rugosités transversales, les surpressions sont comparées aux résultats numériques présentés par Venner et al. [66], (Tab.4.4).

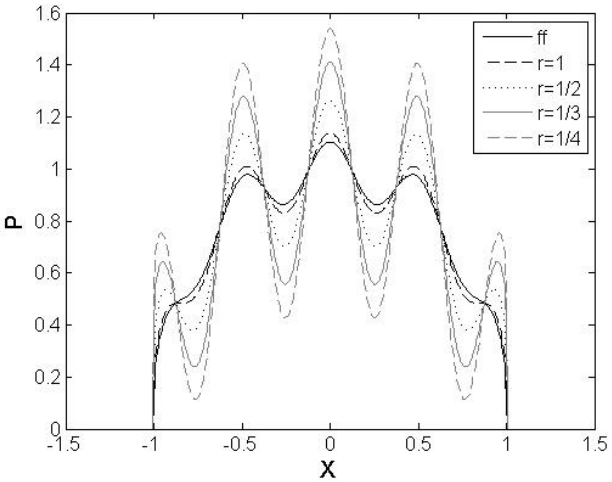


Fig. 4.13: Champ de pression pour un contact rugueux, rugosités transversales, $A_i = 20\% H_{cff}$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=20, L=10, [43]

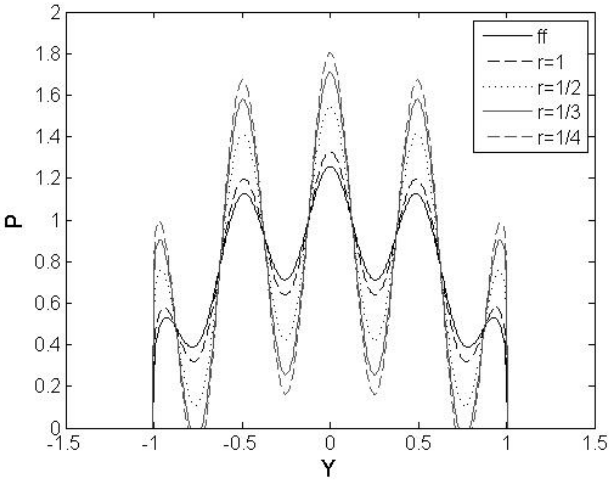


Fig. 4.14: Champ de pression pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $A_i = 20\% H_{cff}$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=20, L=10, [43]

r	ΔP numérique [66]	ΔP analytique	erreur relative
1	1.12	1.14	1.2%
1/2	1.37	1.27	8%
1/3	1.5	1.41	5.9%
1/4	1.6	1.54	5.2%
suralimenté (r>1)	1.12	1.1	2.6%

Tab. 4.4: comparaison entre les résultats analytiques et les résultats numériques

Pour le cas étudié ici, l'erreur relative varie entre 1 et 8%. Les résultats obtenus par la méthode analytique sont cohérents avec les résultats numériques. Cette approche permet d'obtenir des résultats analytiques avec une précision acceptable en négligeant la compressibilité.

A partir du champ de pression, les surcontraintes et le risque d'endommagement sont calculés de la même façon que dans le paragraphe 4.3.1. Il est alors possible de prédire le risque d'endommagement adimensionné en fonction des conditions de lubrification du contact.

Cas « académique »

Dans un premier temps, les calculs de durée de vie vont être réalisés pour le contact présenté ci-dessus, qui est le cas étudié par Venner et al. [66]. Les conditions de fonctionnement sont les suivantes : $M = 20$ et $L = 10$, $A_i = 20\% H_{cff}$, $\bar{\lambda} = 1/2$, ce qui correspond à une pression hertzienne de 0.5GPa. Ce contact est donc faiblement chargé. Le risque d'endommagement est tracé en fonction de r, le paramètre représentant la quantité de lubrifiant disponible (Fig.4.15).

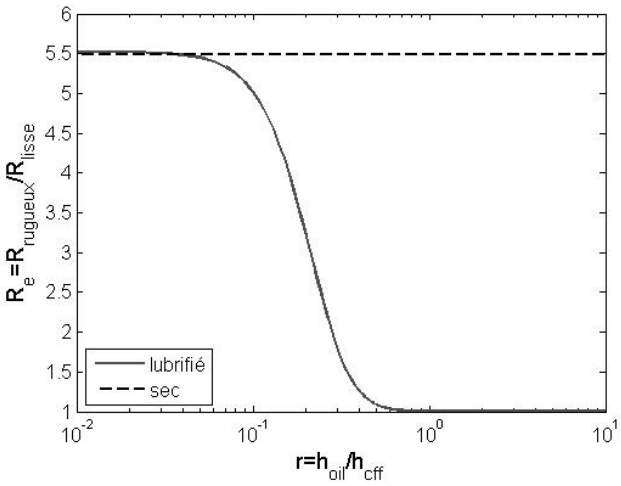


Fig. 4.15: Risque d'endommagement adimensionné en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $A_i = 20\% H_{cff}$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=20, L=10

Il est clair que plus la sous-alimentation est sévère (r faible), plus le risque d'endommagement augmente. Dans les cas de sous-alimentation très sévère, le risque d'endommagement est le même que celui du contact sec équivalent. Il n'y a plus suffisamment de lubrifiant pour « absorber » le passage des rugosités. Cependant, si des mesures de durée de vie pouvaient être réalisées pour des conditions d'alimentation aussi sévères, la durée de vie serait certainement plus longue que dans le cas du contact sec car la présence du lubrifiant, même en très faible quantité, permet d'apporter au contact un certain nombre d'additifs qui vont le protéger. Ce phénomène n'est pas pris en compte dans le modèle présenté ici.

Selon Ioannides et Harris [34], le risque tel qu'il est calculé ici, en intégrant les contraintes de cisaillement sur tout le volume, est inversement proportionnel à la durée de vie du contact. La durée de vie adimensionnée $N_e = N_{rugueux}/N_{lisse} \propto 1/R_e$ peut alors être tracée en fonction des conditions d'alimentation (Fig.4.16). Il s'agit du rapport entre la durée de vie du contact rugueux étudié et la durée de vie du contact lisse dans les mêmes conditions de fonctionnement.

Dans le cas suralimenté, pour des valeurs de r supérieures à 1, la durée de vie relative est égale à 1. Il n'y a donc pas d'influence des rugosités. Lorsque la quantité de lubrifiant diminue et que le contact passe dans le domaine sous-alimenté (lorsque r diminue), la durée de vie diminue progressivement jusqu'à atteindre la durée de vie du contact sec. Le fait de rendre les conditions d'alimentation plus sévères augmente l'influence des rugosités sur le fonctionnement du contact.

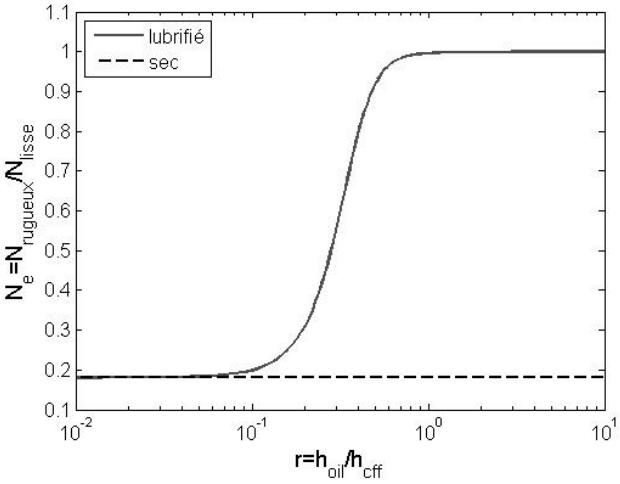


Fig. 4.16: Durée de vie adimensionnée en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $A_i = 20\% H_{cff}$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=20, L=10

Cas des essais de fatigue

Dans une deuxième partie, le modèle qui vient d'être présenté va être utilisé afin de modéliser les réductions de durée de vie dues au manque de lubrifiant pour des contacts fonctionnant dans les conditions de fonctionnement des essais de fatigue ayant été présentés au début de ce chapitre, paragraphe 4.2.

Les conditions de fonctionnement sont les suivantes :

Pression hertzienne [GPa]	3.5
Vitesse moyenne d'entraînement [m/s]	11
Température [$^\circ$ C]	80
Epaisseur de film suralimenté [μm]	0.456
R_a [μm]	0.05
Longueur d'onde [μm]	20

Tab. 4.5: Conditions de fonctionnement et géométrie des rugosités

Ce qui correspond à des paramètres M=3700 et L=12. Ce contact est donc beaucoup plus chargé que celui étudié précédemment.

Le paramètre R_a représente la moyenne des valeurs absolues des hauteurs du profil étudié. Un R_a de $0.05\mu m$ correspond à une surface sinusoïdale où l'amplitude moyenne des rugosités est $0.078\mu m$. Cependant, le R_a est une représentation statistique de la surface et lors du calcul de durée de vie, les endommagements sont principalement liés aux pics de rugosité de plus grande amplitude. Il est donc plus réaliste de calculer le risque d'endommagement en utilisant une amplitude de rugosité plus importante.

Le calcul du risque d'endommagement adimensionné pour une rugosité de $0.078\mu m$ donne 1. Le risque lié à la présence des rugosités est négligeable par rapport au risque dû aux contraintes hertziennes. Des calculs de durée de vie sont réalisés pour des amplitudes de rugosités allant de trois à quatre fois l'amplitude statistique. Les réductions de durée de vie sont maintenant significatives (FIG.4.17).

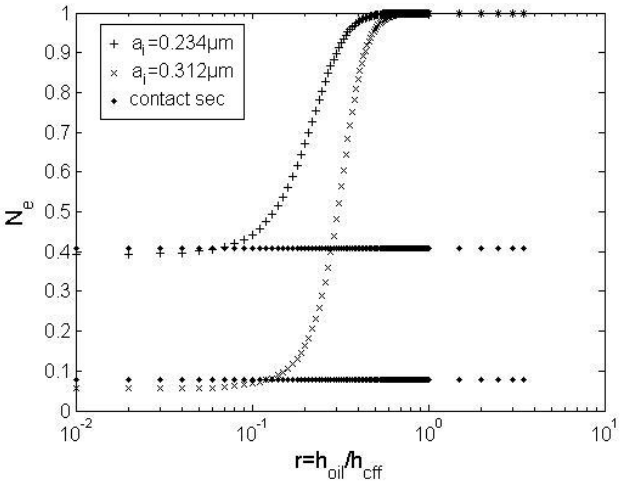


FIG. 4.17: Durée de vie adimensionnée en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $a_i = 0.234\mu m$ et $a_i = 0.312\mu m$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=3700, L=12

Il est clair que la réduction de durée de vie peut être très importante. Il faut noter que les rugosités utilisées dans ce calcul ne respectent pas exactement les hypothèses présentées précédemment. En effet, l'amplitude des rugosités est supérieure à la limite $A_i = 20\% H_{cff}$ pour laquelle la déformation reste linéaire. Cependant, la non linéarité reste faible et les tendances sont les mêmes. Le modèle peut être utilisé et il permet d'obtenir une approximation correcte du risque d'endommagement.

Pour conclure, il est possible de rapprocher les résultats présentés ci-dessus des résultats de l'étude expérimentale présentée dans la première partie de ce chapitre. En effet, les résultats expérimentaux ont montré que la durée de vie est réduite environ de moitié lorsque le débit relatif est de 0.5 pour une huile et de 0.2 pour l'autre. C'est aussi ce qu'il est possible de voir sur le graphe ci-dessus (FIG.4.17) : dans le cas des rugosités les plus sévères, une durée de vie relative de 0.5 est obtenue pour une valeur de r de 0.3, alors que la durée de vie de 1 est obtenue pour $r \approx 1$. Les ordres de grandeur de la réduction de durée de vie sont donc les mêmes.

Influence des conditions de fonctionnement

Une méthode de détermination de la durée de vie des contacts fonctionnant dans des conditions de lubrification sévère a donc été mise en place. Cette méthode est basée sur

l'utilisation de rugosités sinusoïdales, longitudinales par rapport au sens de roulement du contact. Elle est appliquée à un cas idéal de rugosité, mais donne cependant une bonne approximation des phénomènes liés à la sous-alimentation du contact. De plus, elle a permis la réalisation d'une étude de l'influence de la variation des conditions de fonctionnement sur la durée de vie.

La figure FIG.4.18 présente la courbe de durée de vie dans les conditions données au paragraphe précédent, avec $a_i = 0.312\mu m$ ainsi qu'une courbe de durée de vie prédite pour une charge appliquée plus faible. La pression hertzienne y est de 3GPa au lieu de 3.5GPa.

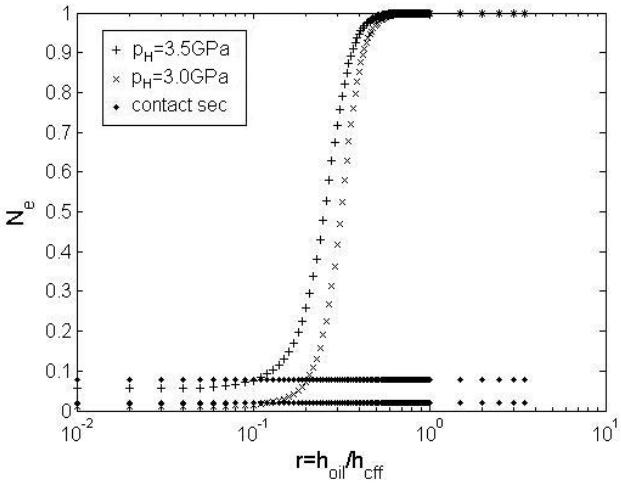


FIG. 4.18: Durée de vie adimensionnée en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $p_H = 3GPa$ et $p_H = 3.5GPa$

Ce graphe montre que la réduction de durée de vie liée à la sous-alimentation sera plus importante dans le cas d'un contact moins chargé (3GPa). Ce résultat peut paraître surprenant, mais il faut noter que la courbe de durée de vie est présentée sous une forme adimensionnée : la durée de vie du contact rugueux est comparée à la durée de vie du contact lisse équivalent. Afin d'avoir une représentation plus « physique » de l'influence de la charge sur la durée de vie d'un contact sous-alimenté, il convient donc de tracer les durées de vie absolues (FIG.4.19).

Ce graphe confirme que la durée de vie d'un contact rugueux chargé à 3.5GPa est beaucoup plus courte que celle d'un contact rugueux à 3GPa. Cependant, comme la durée de vie du contact lisse le plus chargé est elle aussi beaucoup plus courte, le passage à la durée de vie relative ($N_e = N_{rugueux}/N_{lisse}$) conduit à l'inversion des tendances, visible sur le graphe FIG.4.18.

Ensuite, la figure FIG.4.20 présente les courbes de durée de vie pour des contacts fonctionnant avec des vitesses d'entraînement différentes.

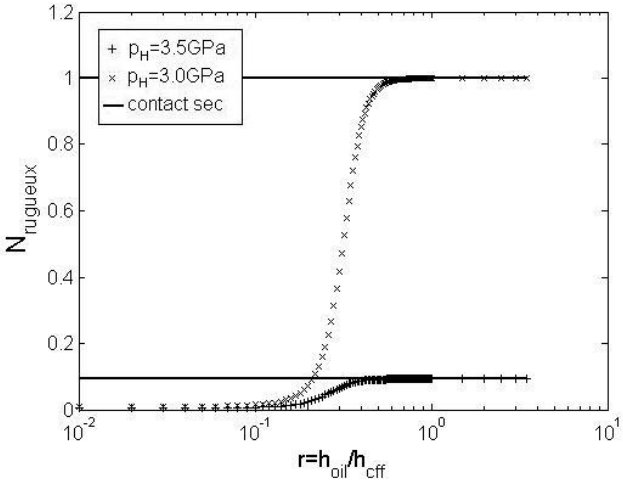


Fig. 4.19: Durée de vie absolue en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $p_H = 3GPa$ et $p_H = 3.5GPa$

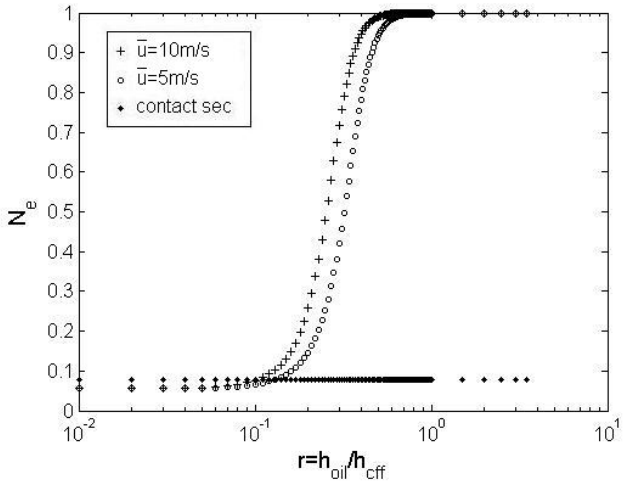


Fig. 4.20: Durée de vie adimensionnée en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $\bar{u} = 5m/s$ et $\bar{u} = 10m/s$

La durée de vie limite n'est pas modifiée car elle dépend uniquement du fonctionnement du contact sec, pour lequel le risque d'endommagement n'est pas lié à la vitesse. La modification des conditions de fonctionnement n'intervient donc que sur le degré de sous-alimentation à partir duquel une réduction de durée de vie sera visible. La réduction de durée de vie liée à la sous-alimentation paraît plus importante dans le cas où la vitesse d'entraînement est la plus faible, alors que la sous-alimentation devrait être plus sévère pour des vitesses plus élevées.

Ceci est dû au fait que les résultats sont présentés en fonction du paramètre r, qui représente les conditions d'alimentation sous une forme adimensionnée, c'est-à-dire

l'épaisseur effectivement disponible divisée par l'épaisseur de film suralimentée théorique. Comme la vitesse moyenne modifie l'épaisseur de film suralimentée, les épaisseurs de film h_{oil} réellement présentes dans le contact ne sont pas les mêmes dans les deux cas pour une même valeur de r. Les durées de vie sont retracées en fonction du paramètre h_{oil} (FIG.4.21).

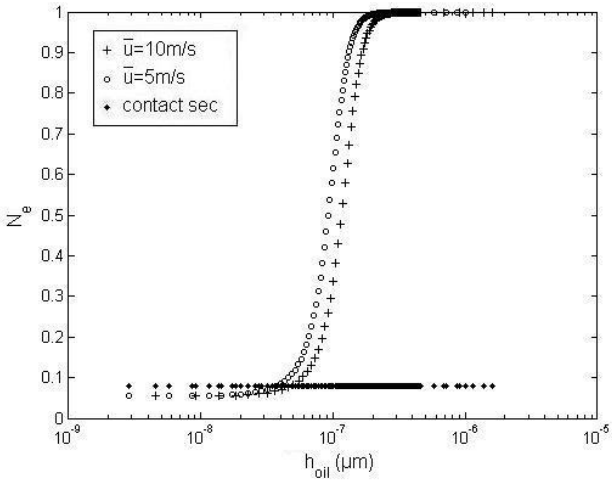


FIG. 4.21: Durée de vie adimensionnée en fonction de l'épaisseur de film dans le convergent h_{oil} pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $\bar{u} = 5m/s$ et $\bar{u} = 10m/s$

La sous-alimentation est donc moins sévère dans le cas d'un contact fonctionnant avec une vitesse d'entraînement plus faible.

La même analyse est réalisée sur l'influence de la température, et donc de la viscosité du lubrifiant. Les durées de vie sont tracées en fonction du paramètre h_{oil} (FIG.4.22). Comme dans le cas précédent, la durée de vie limite dépend du risque d'endommagement du contact sec et ne dépend ni de la viscosité ni de la température.

L'augmentation de viscosité liée à la diminution de la température du lubrifiant rend la sous-alimentation plus sévère, ce qui se traduit par une diminution plus précoce de la durée de vie.

Un outil a donc été mis en place afin de prédire le risque d'endommagement et la durée de vie des contacts rugueux sous-alimentés. Il a permis d'étudier l'influence des différentes conditions de fonctionnement. Cependant, le modèle a été développé à partir de l'hypothèse d'un contact rugueux idéal, c'est-à-dire présentant des rugosités sinusoïdales. Dans le cadre des essais de fatigue présentés au début de ce chapitre, les surfaces sont très lisses mais elles sont indentées artificiellement avant essai. Le modèle proposé ici est donc un premier moyen d'étude théorique de la durée de vie des contacts sous-alimentés. Cependant il faudra encore le développer afin de l'adapter au cas des surfaces indentées. De plus, il serait utile de chercher à prendre en compte dans ce modèle des rugosités de surface réelles, c'est-à-dire provenant de relevés réalisés sur des mécanismes prêts à

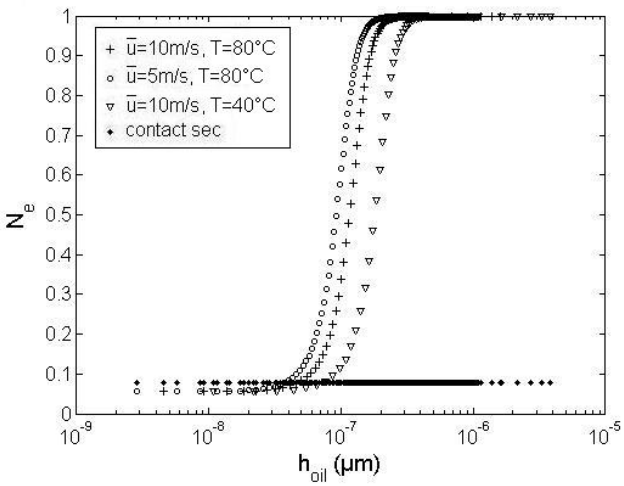


Fig. 4.22: Durée de vie adimensionnée en fonction de l'épaisseur de film dans le convergent h_{oil} pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $\bar{u} = 5m/s$ et T=80 ° C , $\bar{u} = 10m/s$ et T=80 ° C et $\bar{u} = 10m/s$ et T=40 ° C

fonctionner.

4.4 Conclusions

Ce chapitre présente une étude de l'influence de la sous-alimentation sur la durée de vie des contacts lubrifiés. Tout d'abord une étude expérimentale est réalisée. Cette étude met en avant l'influence non négligeable de la quantité de lubrifiant sur la durée de vie. En effet, une réduction du débit d'alimentation de 50% par rapport au cas suralimenté conduit à une diminution d'environ 50% de la durée de vie du contact. De plus, les essais ont été réalisés sur deux huiles différentes. Même si la tendance de la réduction de durée de vie n'est pas exactement la même avec ces deux lubrifiants, les ordres de grandeur sont identiques.

Ensuite, une méthode analytique de prédiction du risque d'endommagement dans les contacts sous-alimentés est présentée. Ce modèle confirme l'influence significative de la réduction de la quantité de lubrifiant sur la durée de vie du contact.

Cependant, certaines améliorations restent à apporter. Tout d'abord, ce modèle ne permet, pour le moment, que de prendre en compte des surfaces idéales, présentant des rugosités harmoniques sinusoïdales. Il serait intéressant d'étendre ce modèle aux cas de surfaces réelles, présentant des rugosités aléatoires ou aux surfaces indentées, afin de prendre en compte le phénomène de pollution dans les mécanismes.

De plus, un modèle analytique de calcul du risque d'endommagement sur des surfaces indentées permettrait de comparer les résultats théoriques et expérimentaux. Les travaux

de Coulon et al. [13] proposent un modèle d'endommagement dans le cas du contact sec. Il s'agit maintenant d'y ajouter l'influence du film de lubrifiant et de la sous-alimentation.

Enfin, d'un point de vue expérimental, les quantités de lubrifiant disponibles sont actuellement caractérisées par le débit d'alimentation. Une étude supplémentaire pourrait être menée, afin de déterminer les épaisseurs de film réellement disponibles dans le contact. Pour cela, des mesures de coefficient de frottement pourraient être utilisées, selon la méthode présentée dans le chapitre précédent.

Bilan et perspectives

Bilan

La compréhension des phénomènes influents de la lubrification des contacts a un impact direct sur le fonctionnement des mécanismes. Une mauvaise lubrification peut entraîner une défaillance anticipée des surfaces et conduire à la dégradation du composant mécanique concerné.

La sous-alimentation en lubrifiant est un de ces phénomènes pouvant avoir des conséquences critiques sur le fonctionnement du contact. Le manque ou l'absence de lubrifiant modifie les champs de pression et de contraintes et empêche l'évacuation des calories générées. Deux types d'endommagement peuvent alors se développer : soit un endommagement par fatigue de contact surperficielle, lié à la présence de surcontraintes trop élevées à la surface des massifs, soit un endommagement par grippage, c'est-à-dire lié à un déséquilibre thermique dans le contact. L'endommagement par grippage est quasi-instantané et irréversible. Il conduit très rapidement à une destruction complète du mécanisme car des températures très élevées peuvent être atteintes autour du contact. La fatigue de contact superficielle est un endommagement qui met plus de temps à se développer. Il apparaît après un certain nombre de cycles, suite à la sollicitation répétée du matériau. Des fissures apparaissent et se propagent en écailles qui se développent vers la profondeur du matériau, pouvant aller jusqu'à la rupture des pièces.

Les contraintes économiques et environnementales actuelles rendent les conditions de fonctionnement des mécanismes de plus en plus sévères et imposent une fiabilité accrue. La maîtrise des phénomènes liés à la lubrification sévère est une priorité. Au-delà de la prédiction des épaisseurs de film dans les contacts, c'est la détermination de la durée de vie du mécanisme qui est importante. Une étude de la durée de vie des contacts sous-alimentés a donc été mise en place.

Le travail s'est articulé autour de deux objectifs. Tout d'abord, une étude de l'influence de la sous-alimentation sur le coefficient de frottement dans les contacts a été réalisée. Le but était de parvenir à utiliser les mesures de coefficient de frottement pour déterminer expérimentalement l'épaisseur de film. Ensuite une étude théorique et expérimentale de la durée de vie des contacts sous-alimentés a été mise en place.

L'ensemble des résultats confirme l'influence très importante des dissipations thermiques dans le contact, particulièrement dans le cas sous-alimenté. Cet aspect thermique

n'est pas le sujet de l'étude présentée ici mais il apparaît qu'il devra être pris en compte lors de futures études de la sous-alimentation.

Dans un premier temps, l'étude expérimentale du coefficient de frottement dans les contacts sous-alimentés a montré que le frottement dépend fortement des conditions d'alimentation. En effet, la diminution des quantités de lubrifiant disponibles entraîne une diminution de l'épaisseur de film qui modifie le cisaillement dans le contact. Il est possible que le contact passe d'un régime de film complet à un régime mixte. Une forte augmentation du frottement est alors inévitable. En plus de modifier la valeur du frottement, le phénomène de sous-alimentation modifie son évolution au cours du temps. Dans le domaine sous-alimenté, le frottement n'est pas constant et un certain nombre de cycles est nécessaire avant de parvenir à un fonctionnement stabilisé. Il s'agit du temps nécessaire pour qu'un équilibre se crée entre les quantités de lubrifiant éjectées à chaque passage du contact et le lubrifiant ramené sur la piste par des effets de réalimentation. Plus la sous-alimentation est sévère et plus ce temps sera long. Cette observation sur la stabilisation du frottement confirme des observations similaires ayant été faites sur la stabilisation des épaisseurs de film.

En ce qui concerne l'influence des autres conditions de fonctionnement, les résultats en terme de vitesse moyenne d'entraînement et de viscosité sont cohérents avec les résultats donnés par la littérature. Les mesures de frottement montrent qu'une augmentation de la vitesse ou de la viscosité rend la sous-alimentation plus sévère. Cela confirme des observations précédemment réalisées par Cann et al. [7] sur les épaisseurs de film. De plus, les mesures de frottement montrent que les influences de la viscosité et de la vitesse d'entraînement sont couplées. Si le produit de la vitesse et de la viscosité est constant, le frottement reste le même, sauf si des vitesses trop importantes sont atteintes. Dans ce cas-là, des effets thermiques se superposent aux effets de la sous-alimentation et les influences des deux paramètres ne sont plus identiques. Concernant l'influence de la charge normale les résultats expérimentaux sont différents des résultats donnés dans la littérature. L'étude réalisée ici sur le coefficient de frottement ne montre pas de différence d'influence de la charge entre les domaines suralimentés et sous-alimentés. L'une des hypothèses avancées pour expliquer ce résultat est l'importance des effets rhéologiques du lubrifiant qui sont prédominant par rapport au phénomène de sous-alimentation.

La partie suivante développe une méthode innovante de détermination de l'épaisseur de film dans un contact sous-alimenté. Au lieu de mesurer l'épaisseur de film, il suffit de la déduire à partir d'une mesure de coefficient de frottement, en général bien plus simple de mise en œuvre. L'avantage principal est que la mesure de coefficient de frottement est une mesure qui peut être réalisée de façon globale sur le mécanisme étudié. Il n'est pas nécessaire de visualiser le contact comme dans le cas de la mesure de l'épaisseur de film. Les résultats obtenus sont comparés à des résultats théoriques [10]. La comparaison montre que les tendances sont les mêmes. La diminution de l'épaisseur de film expérimentale suit la même pente que la diminution théorique. Cependant, les valeurs absolues d'épaisseur de film sont différentes. Ceci pourrait être dû à des phénomènes physiques, tels que les dissipations d'énergie, ainsi que le rodage et l'usure, qui ne sont pas pris en compte dans le modèle théorique, mais dont il est délicat de s'affranchir du point de vue expérimental.

Le même décalage entre les résultats expérimentaux et théoriques a déjà été observé dans la littérature sur des mesures directes d'épaisseur de film sans qu'il soit expliqué. La méthode présentée ici pour déterminer les épaisseurs de film à partir des mesures de frottement est donc validée par rapport à la littérature.

Cette étude montre aussi que la plage de conditions de fonctionnement dans laquelle il est possible d'observer les effets de la sous-alimentation est très réduite. En aggravant la sous-alimentation, le contact va très rapidement passer d'un fonctionnement suralimenté au grippage. La machine utilisée ici ayant été spécialement choisie pour limiter les effets thermiques (faibles vitesses et faibles charges), la question se pose de savoir quelle sera la plage de variation possible sur un banc d'essai plus sévère thermiquement ou sur un mécanisme réel. En effet, même si les conditions de fonctionnement sont proches, l'évacuation de la chaleur ne se fait pas de la même manière dans une machine d'essai de type bille-plan ou bidisque et dans un roulement à billes.

La dernière partie du travail montre une influence non négligeable de la sous-alimentation sur la durée de vie des contacts. Que ce soit expérimentalement ou à partir du modèle analytique développé ici, une réduction de l'alimentation de 50% entraîne une diminution allant de 30 à 50% de la durée de vie. L'étude expérimentale confirme l'importance de la génération d'énergie thermique dans un contact sous-alimenté et la prédominance du risque de grippage. Sur ce banc d'essai, les dissipations d'énergie sont telles qu'il n'a pas été possible de réaliser les essais d'endurance en utilisant une huile de base, sans additifs pour protéger les surfaces. Avec ce type d'huile, il n'y avait aucune transition entre la durée de vie maximale, correspondant au fonctionnement suralimenté et le grippage. Grâce à l'utilisation d'huiles additivées, des endommagements de fatigue ont été obtenus, mais cela confirme l'étroitesse de la plage de variation dans laquelle il est possible d'observer les effets de la sous-alimentation.

Perspectives

Dans un premier temps, il serait intéressant d'affiner et d'améliorer la méthode de prédiction des épaisseurs de film présentée dans le troisième chapitre. Les tendances sont cohérentes avec la littérature et permettent de montrer l'intérêt de cette méthode. Il s'agirait maintenant d'arriver à prédire précisement la valeur réelle de l'épaisseur de film dans le contact.

Un modèle analytique de prédiction de la durée de vie dans des conditions sous-alimentées a été mis en place. Il a été développé en prenant l'hypothèse de surfaces présentant des rugosités harmoniques sinusoïdales. Il pourrait être amélioré en l'adaptant à d'autres types de surfaces. Il serait par exemple intéressant de pouvoir prendre en compte des rugosités qui auraient été mesurées sur des surfaces réelles. De même, la réalisation de calculs de durée de vie sur des surfaces indentées est à développer. Le phénomène de pollution étant inévitable dans les mécanismes, il est important de prendre en compte la présence d'indents sur les surfaces en contact.

Concernant les essais d'endurance, l'étude réalisée ici porte sur l'influence du débit de lubrifiant sur la durée de vie. Mais il est certain que la totalité de ce débit n'atteint pas le contact. L'épaisseurs de film réelle dans le contact n'est donc pas connue ici. Il pourait être intéressant d'étudier la durée de vie en fonction de cette épaisseur de film. Une solution envisageable serait de déterminer les épaisseurs de film en utilisant des mesures de frottement, selon la méthode présentée dans le chapitre 3 de ce travail. Il serait alors possible, connaissant le coefficient de frottement en fonction du débit d'en déduire les épaisseurs de film en fonction du débit. Pour cela, il faudrait utiliser un banc d'essai similaire à la machine de fatigue mais qui soit instrumenté pour les mesures de frottement. Ce qui est beaucoup plus facile à réaliser que la mise en place d'un moyen de mesure de l'épaisseur de film.

Enfin, un dernier aspect non négligeable est la dissipiation de l'énergie générée dans le contact. Tous les résultats présentés ici conduisent à la conclusion qu'il n'est pas possible de négliger l'importance de la thermique et des échauffements dans le phénomène de sous-alimentation. Cependant, les résultats d'essai présentés ici ont été réalisés sur des bancs d'essai modèles. Les effets thermiques y sont donc très différents de ce qu'ils pourraient être dans un mécanisme complet comme un roulement à billes. Les mécanismes de conductance et de dissipation ne sont pas les mêmes dans un roulement, généralement situé au coeur d'un mécanisme pouvant absorber la chaleur générée et sur les bancs d'essai utilisés ici, où le contact est quasiment isolé. Les études présentées ici devront donc être complétées par des études expérimentales réalisées sur des mécanismes complets.

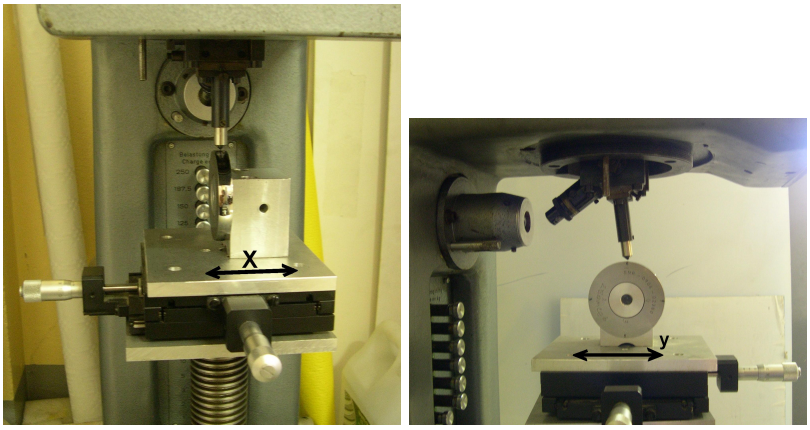
Annexe A : procédure de réalisation des indents artificiels

Les indents sont réalisés sur un indenteur de type Rockwell (Fig.4.23)

Fig. 4.23: Indenteur Rockwell

1. Nettoyer rapidement le galet à indenter (galet bombé) avec un chiffon imbibé d'acétate d'éthyle pour qu'il ne soit pas trop gras.
2. Indiquer, sur la tranche des galets, la position des indents (utiliser un rapporteur). Les numéroter provisoirement au feutre.
3. Déterminer le centre de la piste sur la galet à indenter : avec un feutre, colorier la piste du galet au niveau du premier indent. A plat, faire « rouler » le galet plat contre le galet bombé pour marquer la piste dans le feutre.
4. Positionner le galet bombé sur son support (support du microscope).
5. Régler la hauteur de la table de l'indenteur : la zone à indenter (au centre de la piste) doit apparaître nette dans le hublot de visualisation.

6. Régler la position selon x du support du galet (Fig.4.24(a)). La piste doit être centrée sous l'indenteur (il est possible d'utiliser les marques faites sur le hublot pour aider à la mise en position).



(a) Selon x (b) Selon y

Fig. 4.24: Mise en position du galet sous l'indenteur

7. Régler la position selon y du support du galet. Le sommet du galet doit être placé à l'aplomb de la pointe de l'indenteur en regardant la tranche (Fig.4.24(b)). Ce réglage est à faire avec la pointe de l'indenteur en position basse pour plus de précision.
8. Faire tourner le galet sur son support pour que la marque correspondant au premier indent soit alignée avec l'indenteur.
9. Sélectionner la charge d'indentation désirée.
10. Lancer l'indentation (en enfonçant complètement la manette de droite de l'indenteur, Fig.4.25). Attendre que l'indentation soit terminée (manette de gauche en position haute, Fig.4.25). Cela prend quelques secondes.

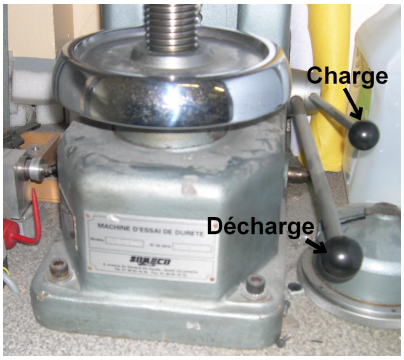


Fig. 4.25: Commandes de l'indenteur

11. Faire tourner le galet sur son support pour passer à l'indent suivant. Ne pas modifier la position (x, y) du support.
12. Lorsque tous les indents sont terminés, marquer leur position et les numéroter définitivement au stylo électrique. Numéroter la paire de galets.

13. Si les galets ne sont pas utilisés tout de suite, les ranger en les protégeant de l'oxydation.

Remarque générale : tout au long de l'opération, ne jamais toucher la tranche des galets. Les manipuler en les tenant uniquement par les flancs.

Annexe B : modification du circuit d'alimentation de la machine bidisque de fatigue

Circuit d'origine

Le circuit d'alimentation d'origine est un circuit en boucle fermée (cf. Fig.4.26). Le lubrifiant est stocké et maintenu à température dans un réservoir. Il est pompé puis filtré avant d'arriver au jet et de parvenir jusqu'au contact. Le lubrifiant est ensuite récupéré sous la machine et est ramené jusqu'au réservoir.

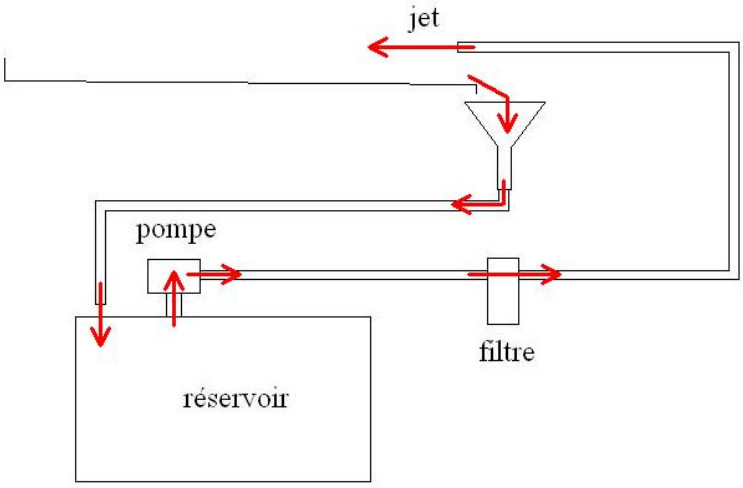


Fig. 4.26: schéma représentant le circuit d'alimentation de la machine bidisque de fatigue

Ce circuit permet d'obtenir des débits très importants, de l'ordre de 1 à 2 litres par minute. Le but est de modifier ce circuit afin d'obtenir un débit faible, précisement contrôlé et constant pendant plusieurs heures.

Circuit modifié

Le cicuit a été modifié en introduisant une dérivation qui ramène une partie du débit total dans le réservoir sans passer par le contact (cf. FIG.4.27). Une vanne permet de passer du fonctionnement sans dérivation si elle est fermée au fontionnement avec dérivation si elle est ouverte.

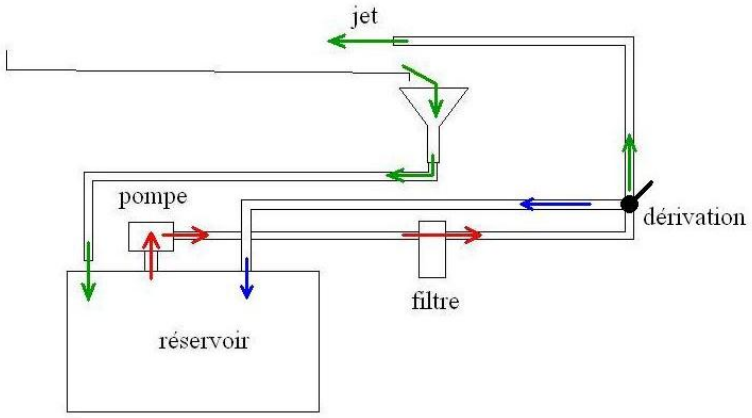


FIG. 4.27: schéma représentant le circuit d'alimentation de la machine bidisque de fatigue après modification

Sur la figure ci-dessus, le débit total est représenté en rouge, le débit parvenant effectivement au contact en vert et le débit dévié vers le réservoir en bleu. La somme des débits en vert et en bleu est égale au débit total. De plus, la valeur de chacun des débits partiels est inversement proportionnelle à la longueur du tuyau correspondant. Sur le graphe simplifié ci-dessous (FIG.4.28), les débits sont les suivants : $Q_1.L_1 = Q_2.L_2$.

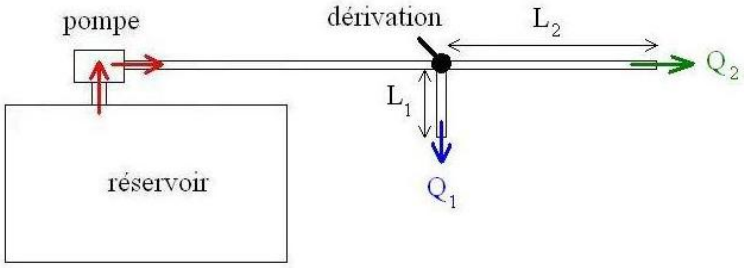


FIG. 4.28: schéma représentant le circuit d'alimentation de la machine bidisque de fatigue après modification

Il est alors possible, en modifiant la longueur des tuyaux de contrôler précisement le débit de lubrifiant. Grâce à cette solution, une fois que la longueur de tuyau nécessaire pour un débit donné a été déterminée, il n'y a pas d'autre réglage à réaliser avec un robinet, ce qui permet de limiter les risques de variation de débit en cours d'essai. Il y a alors deux possibilités de débits différents sur le circuit. Si la dérivation est fermée, le débit maximum arrive au contact. Si la dérivation est ouverte, le débit minimum reglé atteint le contact.

Annexe C : résultats des essais de fatigue, huile 1 (TVEP)

essai 1

ESSAI :	TVEP 04	Date :	28/09/2005	Nb de Cycles :	13.77M
Type :	Fatigue	Annexes :		Nb de Cycles relatif :	100%

Lubrifiant			
Marque :	TVEP	Débit :	0.91L/min
Nature :		Débit relatif :	100%
Référence :			

Conditions de Fonctionnements			
Charge (N) :	5120	Taux glissement (%) :	-3.28%
Pression Vérin (Bar) :	1.2	Température Lubrifiant (°C) :	80
Pression de Hertz (GPa) :	3.5	Filtration Lub (taille et b) :	3 µm- b 200

Indentation Eprouvette :			
Nombre :	8	Placement :	Equidistants
Charge :	HRc 50kg	Diamètre :	250

Eprouvette Haute			*Eprouvette Basse*		
Référence :	100c6-B04		Référence :	100c6-P04	
Matière :	100 Cr 6		Matière :	100 Cr 6	
Trait. Thermique :	Trempé Revenu		Trait. Thermique :	Trempé Revenu	
Ra (microns) :	/		Ra (microns) :	/	
Diamètre :	70		Diamètre :	70	
Rayon bombés :	17.5		Rayon bombés :	infini	
Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet	Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet
Poulies :	30	31	Poulies :	31	30
Vitesse linéaire :	10.64		Vitesse linéaire :	11.36	
Vitesse de rotation :	2903.225806		Vitesse de rotation :	3100	
Hauteur Capteur Supérieur			Niveau Capteur Inférieur		
Amplification			Amplification		
Niveau de détection Haut			Niveau de détection Haut		
Niveau de détection Bas			Niveau de détection Bas		

Début Manip.	Fin Manip,	Pb. Rencontrés	Temps (h)
09 septembre 2005 14:05	12 septembre 2005 18:35		76.50

Galet bombé (x10)		Galet plat (x10)	
Indent n°1	Indent n°5		
U		U	
Indent n°2	Indent n°6		
Indent n°3	Indent n°7		
Indent n°4	Indent n°8		

Fig. 4.29: fiche d'essai, huile 1, essai 1

essai 2

ESSAI :	TVEP 05	Date :	28/09/2005	Nb de Cycles :	5.89M
Type :	Fatigue	Annexes :		Nb de Cycles relatif :	42%

Lubrifiant			
Marque :	TVEP	Débit :	0.17L/min
Nature :		Débit relatif :	18%
Référence :			

Conditions de Fonctionnements			
Charge (N) :	5120	Taux glissement (%) :	-3.28%
Pression Vérin (Bar) :	1.2	Température Lubrifiant (°C) :	80
Pression de Hertz (GPa) :	3.2	Filtration Lub (taille et b) :	3 µm- b 200

Indentation Eprouvette :			
Nombre :	8	Placement :	Equidistants
Charge :	HRc 50kg	Diamètre :	250

Eprouvette Haute			*Eprouvette Basse*		
Référence :	100c6-B05		Référence :	100c6-P05	
Matière :	100 Cr 6		Matière :	100 Cr 6	
Trait. Thermique :	Trempé Revenu		Trait. Thermique :	Trempé Revenu	
Ra (microns) :	/		Ra (microns) :	/	
Diamètre :	70		Diamètre :	70	
Rayon bombés :	17.5		Rayon bombés :	infini	
Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet	Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet
Poulies :	30	31	Poulies :	31	30
Vitesse linéaire :	10.64		Vitesse linéaire :	11.36	
Vitesse de rotation :	2903.225806		Vitesse de rotation :	3100	
Hauteur Capteur Supérieur			Niveau Capteur Inférieur		
Amplification			Amplification		
Niveau de détection Haut			Niveau de détection Haut		
Niveau de détection Bas			Niveau de détection Bas		

Début Manip.	Fin Manip,	Pb. Rencontrés	Temps (h)
14 septembre 2005 11:12	15 septembre 2005 19:54		32.70

Galet bombé (x10)				Galet plat (x10)	
Indent n°1		Indent n°5			
U				U	
Indent n°2		Indent n°6			
Indent n°3		Indent n°7			
Indent n°4		Indent n°8			

Fig. 4.30: fiche d'essai, huile 1, essai 2

essai 3

ESSAI :	TVEP 06	Date :	28/09/2005	Nb de Cycles :	8.42M
Type :	Fatigue	Annexes :		Nb de Cycles relatif :	61%

Lubrifiant			
Marque :	TVEP	Débit :	0.74L/min
Nature :		Débit relatif :	80%
Référence :			

Conditions de Fonctionnements			
Charge (N) :	5120	Taux glissement (%) :	-3.28%
Pression Vérin (Bar) :	1.2	Température Lubrifiant (°C) :	80
Pression de Hertz (GPa) :	3.2	Filtration Lub (taille et b) :	3 µm- b 200

Indentation Eprouvette :			
Nombre :	8	Placement :	Equidistants
Charge :	HRc 50kg	Diamètre :	250

Eprouvette Haute			*Eprouvette Basse*		
Référence :	100c6-B06		Référence :	100c6-P06	
Matière :	100 Cr 6		Matière :	100 Cr 6	
Trait. Thermique :	Trempé Revenu		Trait. Thermique :	Trempé Revenu	
Ra (microns) :	/		Ra (microns) :	/	
Diamètre :	70		Diamètre :	70	
Rayon bombés :	17.5		Rayon bombés :	infini	
Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet	Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet
Poulies :	30	31	Poulies :	31	30
Vitesse linéaire :	10.64		Vitesse linéaire :	11.36	
Vitesse de rotation :	2903.225806		Vitesse de rotation :	3100	
Hauteur Capteur Supérieur			Niveau Capteur Inférieur		
Amplification			Amplification		
Niveau de détection Haut			Niveau de détection Haut		
Niveau de détection Bas			Niveau de détection Bas		

Début Manip.	Fin Manip.	Pb. Rencontrés	Temps (h)
16 septembre 2005 15:30	18 septembre 2005 14:18		46.80

Galet bombé (x10)				Galet plat (x10)	
Indent n°1		Indent n°5			
U				U	
Indent n°2		Indent n°6			
Indent n°3		Indent n°7			
Indent n°4		Indent n°8			

Fig. 4.31: fiche d'essai, huile 1, essai 3

essai 4

ESSAI :	TVEP 07	Date :	28/09/2005	Nb de Cycles :	13.97M
Type :	Fatigue	Annexes :		Nb de Cycles relatif :	101%

Lubrifiant			
Marque :	TVEP	Débit :	0.91L/min
Nature :		Débit relatif :	100%
Référence :			

Conditions de Fonctionnements			
Charge (N) :	5120	Taux glissement (%) :	-3.28%
Pression Vérin (Bar) :	1.2	Température Lubrifiant (°C) :	80
Pression de Hertz (GPa) :	3.2	Filtration Lub (taille et b) :	3 µm- b 200

Indentation Eprouvette :			
Nombre :	8	Placement :	Equidistants
Charge :	HRc 50kg	Diamètre :	250

Eprouvette Haute			*Eprouvette Basse*		
Référence :	100c6-B07		Référence :	100c6-P07	
Matière :	100 Cr 6		Matière :	100 Cr 6	
Trait. Thermique :	Trempé Revenu		Trait. Thermique :	Trempé Revenu	
Ra (microns) :	/		Ra (microns) :	/	
Diamètre :	70		Diamètre :	70	
Rayon bombés :	17.5		Rayon bombés :	infini	
Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet	Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet
Poulies :	30	31	Poulies :	31	30
Vitesse linéaire :	10.64		Vitesse linéaire :	11.36	
Vitesse de rotation :	2903.225806		Vitesse de rotation :	3100	
Hauteur Capteur Supérieur			Niveau Capteur Inférieur		
Amplification			Amplification		
Niveau de détection Haut			Niveau de détection Haut		
Niveau de détection Bas			Niveau de détection Bas		

Début Manip.	Fin Manip.	Pb. Rencontrés	Temps (h)
29 septembre 2005 15:30	02 octobre 2005 21:06		77.60

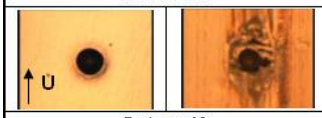
Galet bombé (x10)					Galet plat (x10)
Indent n°1		Indent n°2			
					
Indent n°3		Indent n°6			
Indent n°4		Indent n°7			
Indent n°5		Indent n°8			

Fig. 4.32: fiche d'essai, huile 1, essai 4

essai 5

ESSAI :	TVEP 08	Date :	19/10/2005	Nb de Cycles :	6.82M
Type :	Fatigue	Annexes :		Nb de Cycles relatif :	50%

Lubrifiant			
Marque :	TVEP	Débit :	0.45L/min
Nature :		Débit relatif :	50%
Référence :			

Conditions de Fonctionnements			
Charge (N) :	5120	Taux glissement (%) :	-3.28%
Pression Vérin (Bar) :	1.2	Température Lubrifiant (°C) :	80
Pression de Hertz (GPa) :	3.2	Filtration Lub (taille et b) :	3 µm- b 200

Indentation Eprouvette :			
Nombre :	8	Placement :	Equidistants
Charge :	HRc 50kg	Diamètre :	250

Eprouvette Haute			*Eprouvette Basse*		
Référence :	100C6-B08		Référence :	100C6-P08	
Matière :	100 Cr 6		Matière :	100 Cr 6	
Trait. Thermique :	Trempé Revenu		Trait. Thermique :	Trempé Revenu	
Ra (microns) :	/		Ra (microns) :	/	
Diamètre :	70		Diamètre :	70	
Rayon bombés :	17.5		Rayon bombés :	infini	
Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet	Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet
Poulies :	30	31	Poulies :	31	30
Vitesse linéaire :	10.64		Vitesse linéaire :	11.36	
Vitesse de rotation :	2903.225806		Vitesse de rotation :	3100	
Hauteur Capteur Supérieur			Niveau Capteur Inférieur		
Amplification			Amplification		
Niveau de détection Haut			Niveau de détection Haut		
Niveau de détection Bas			Niveau de détection Bas		

Début Manip.	Fin Manip.	Pb. Rencontrés	Temps (h)
19 octobre 2005 12h30	21 octobre 2005 02:24		37.90

Galet bombé (x10)					Galet plat (x10)
Indent n°1		Indent n°5		Entre les indents n°4-5	
U					
Indent n°2		Indent n°6			
Indent n°3		Indent n°7			
Indent n°4		Indent n°8			

Fig. 4.33: fiche d'essai, huile 1, essai 5

Annexe D : résultats des essais de fatigue, huile 2 (ETL8997B)

essai 1

ESSAI :	ETL 15	Date :	29/05/2006	Nb de Cycles :	3.8M
Type :	Fatigue	Annexes :		Nb de Cycles relatif :	100%

Lubrifiant			
Marque :	ETL8997B	Débit :	2L/min
Nature :		Débit relatif :	100%
Référence :			

Conditions de Fonctionnements			
Charge (N) :	5120	Taux glissement (%) :	3.28%
Pression Vérin (Bar) :	1.2	Température Lubrifiant (°C) :	80
Pression de Hertz (GPa) :	3.5	Filtration Lub (taille et b) :	3 µm- b 200

Indentation Eprouvette :			
Nombre :	8	Placement :	Equidistants
Charge :	HRc 50kg	Diamètre :	250

Eprouvette Haute				*Eprouvette Basse*			
Référence :		100C6-2-B15		Référence :		100C6-2-P15	
Matière :		100 Cr 6		Matière :		100 Cr 6	
Trait. Thermique :		Trempé Revenu		Trait. Thermique :		Trempé Revenu	
Ra (microns) :		/		Ra (microns) :		/	
Diamètre :		70		Diamètre :		70	
Rayon bombés :		17.5		Rayon bombés :		infini	
Vitesse Moteur :	3000	Boite	Galet	Vitesse Moteur :	3000	Boite	Galet
Poulies :		31	30	Poulies :		30	31
Vitesse linéaire :		11.36		Vitesse linéaire :		10.64	
Vitesse de rotation :		3100		Vitesse de rotation :		2903.23	
Hauteur Capteur Supérieur				Niveau Capteur Inférieur			
Amplification				Amplification			
Niveau de détection Haut				Niveau de détection Haut			
Niveau de détection Bas				Niveau de détection Bas			

Début Manip.	Fin Manip,	Pb. Rencontrés	Temps (h)
29 mai 2006 14:00	30 mai 2007 11:30		21.50

Galet bombé (x10)				Galet plat (x5)	
Indent n°1		Indent n°5			
U				U	
Indent n°2		Indent n°6			
Indent n°3		Indent n°7			
Indent n°4		Indent n°8			

Fig. 4.34: fiche d'essai, huile 2, essai 1

essai 2

ESSAI :	ETL 16	Date :	30/05/2006	Nb de Cycles :	1.04M
Type :	Fatigue	Annexes :		Nb de Cycles relatif :	27%

Lubrifiant							
Marque :	ETL8997B			Débit :	0.16L/min		
Nature :				Débit relatif :	8%		
Référence :							

Conditions de Fonctionnements			
Charge (N) :	5120	Taux glissement (%) :	3.28%
Pression Vérin (Bar) :	1.2	Température Lubrifiant (°C) :	80
Pression de Hertz (GPa) :	3.2	Filtration Lub (taille et b) :	3 µm- b 200

Indentation Eprouvette :			
Nombre :	8	Placement :	Equidistants
Charge :	HRc 50kg	Diamètre :	250

Eprouvette Haute				*Eprouvette Basse*			
Référence :		100C6-2-B16		Référence :		100C6-2-P16	
Matière :		100 Cr 6		Matière :		100 Cr 6	
Trait. Thermique :		Trempé Revenu		Trait. Thermique :		Trempé Revenu	
Ra (microns) :		/		Ra (microns) :		/	
Diamètre :		70		Diamètre :		70	
Rayon bombés :		17.5		Rayon bombés :		infini	
Vitesse Moteur :	3000	Boite	Galet	Vitesse Moteur :	3000	Boite	Galet
Poulies :		31	30	Poulies :		30	31
Vitesse linéaire :		11.36		Vitesse linéaire :		10.64	
Vitesse de rotation :		3100		Vitesse de rotation :		2903.23	
Hauteur Capteur Supérieur				Niveau Capteur Inférieur			
Amplification				Amplification			
Niveau de détection Haut				Niveau de détection Haut			
Niveau de détection Bas				Niveau de détection Bas			

Début Manip.	Fin Manip,	Pb. Rencontrés	Temps (h)
30 mai 2006 14:00	30 mai 2006 19:48		5.80

Galet bombé (x10)				Galet plat (x5)	
Indent n°1		Indent n°5			
↑ U					↑ U
Indent n°2		Indent n°6			
Indent n°3		Indent n°7			
Indent n°4		Indent n°8			

Fig. 4.35: fiche d'essai, huile 2, essai 2

essai 3

ESSAI :	ETL 17	Date :	28/09/2005	Nb de Cycles :	2.47M
Type :	Fatigue	Annexes :		Nb de Cycles relatif :	64%

Lubrifiant			
Marque :	ETL8997B	Débit :	0.33L/min
Nature :		Débit relatif :	17%
Référence :			

Conditions de Fonctionnements			
Charge (N) :	5120	Taux glissement (%) :	3.28%
Pression Vérin (Bar) :	1.2	Température Lubrifiant (°C) :	80
Pression de Hertz (GPa) :	3.2	Filtration Lub (taille et b) :	3 μm- b 200

Indentation Eprouvette :			
Nombre :	8	Placement :	Equidistants
Charge :	HRc 50kg	Diamètre :	250

Eprouvette Haute			*Eprouvette Basse*		
Référence :	100C6-2-B17		Référence :	100C6-2-P17	
Matière :	100 Cr 6		Matière :	100 Cr 6	
Trait. Thermique :	Trempé Revenu		Trait. Thermique :	Trempé Revenu	
Ra (microns) :	/		Ra (microns) :	/	
Diamètre :	70		Diamètre :	70	
Rayon bombés :	17.5		Rayon bombés :	infini	
Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet	Vitesse Moteur : 3000	Boite	Galet
Poulies :	31	30	Poulies :	30	31
Vitesse linéaire :	11.36		Vitesse linéaire :	10.64	
Vitesse de rotation :	3100		Vitesse de rotation :	2903	
Hauteur Capteur Supérieur			Niveau Capteur Inférieur		
Amplification			Amplification		
Niveau de détection Haut			Niveau de détection Haut		
Niveau de détection Bas			Niveau de détection Bas		

Début Manip.	Fin Manip.	Pb. Rencontrés	Temps (h)
31 mai 2006 11:00	01 juin 2006 00:42		13.70

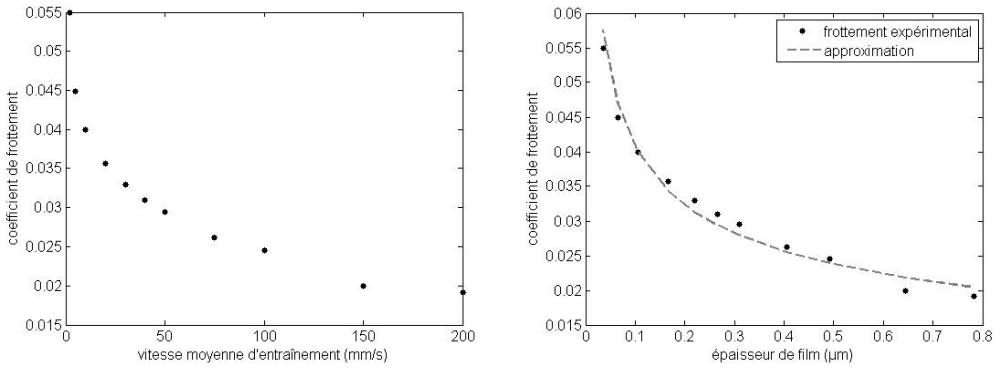
Galet bombé (x10)				Galet plat (x5)	
Indent n°1		Indent n°5		Ecaille n°1	Ecaille n°4
↑ U					
Indent n°2		Indent n°6		Ecaille n°2	
					↑ U
Indent n°3		Indent n°7		Ecaille n°3	
Indent n°4		Indent n°8			

Fig. 4.36: fiche d'essai, huile 2, essai 3

Annexe E : courbes de Stribeck pour toutes les conditions de fonctionnement

Les graphes suivants présentent les mesures du coefficient de frottement suralimenté réalisées pour déterminer les épaisseurs de film dans le domaine sous-alimenté (voir méthode dans le chapitre 3). Une courbe a été réalisée pour chaque essai de sous-alimentation. Les graphes présentent le frottement suralimenté en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement et de l'épaisseur de film, ainsi que la fonction utilisée pour déterminer le coefficient de frottement en fonction de l'épaisseur de film.

essai 1 : 10mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 25N$**,** $\bar{u} = 60mm/s$**,** $\Delta\, u = 2.28mm/s$



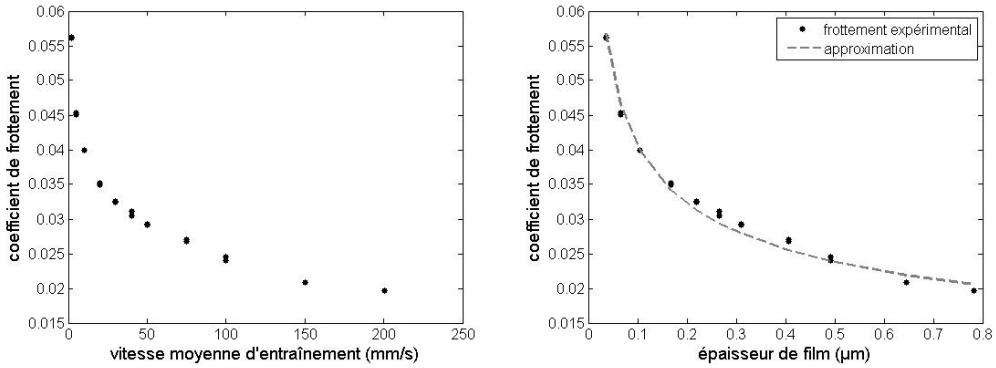
(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.37: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.28mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.019x^{-0.33}$

essai 2 : 10mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 25N$**,** $\bar{u} = 65mm/s$**,** $\Delta\, u = 2.47mm/s$



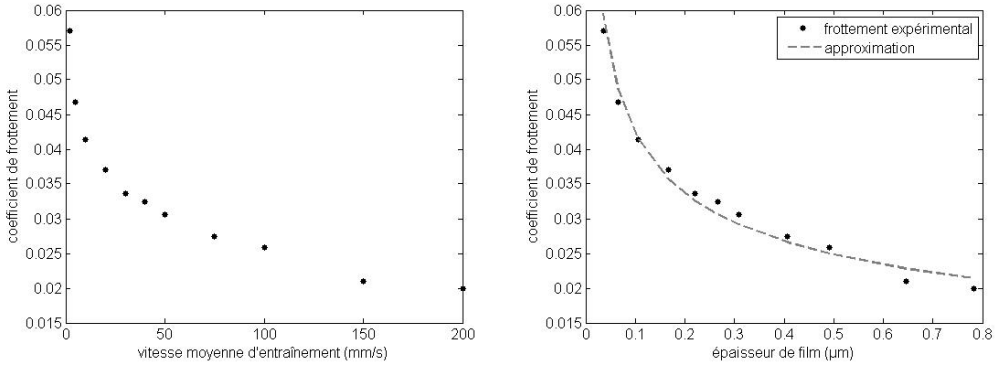
(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.38: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.47mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.0193x^{-0.33}$

essai 3 : 10mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 25N$**,** $\bar{u} = 70mm/s$**,** $\Delta\, u = 2.66mm/s$



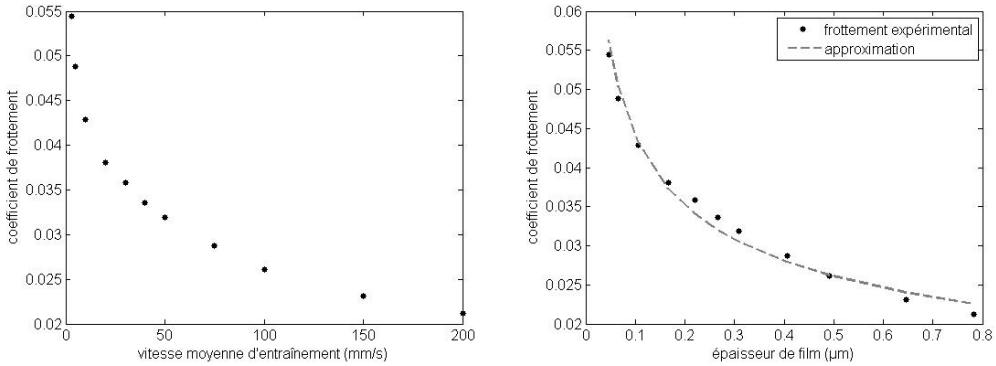
(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.39: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.66mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.02x^{-0.33}$

essai 4 : 15mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 25N$**,** $\bar{u} = 85mm/s$**,** $\Delta\, u = 3.23mm/s$



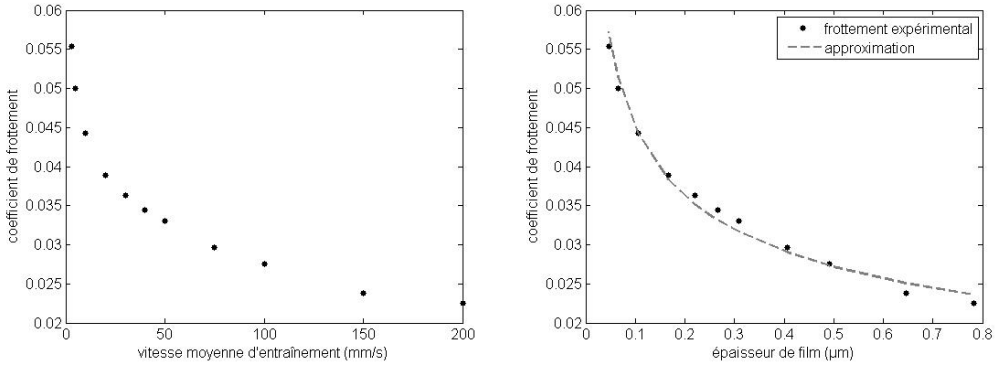
(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.40: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 3.23mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.02x^{-0.32}$

essai 5 : 15mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 25N$**,** $\bar{u} = 95mm/s$**,** $\Delta\, u = 3.61mm/s$



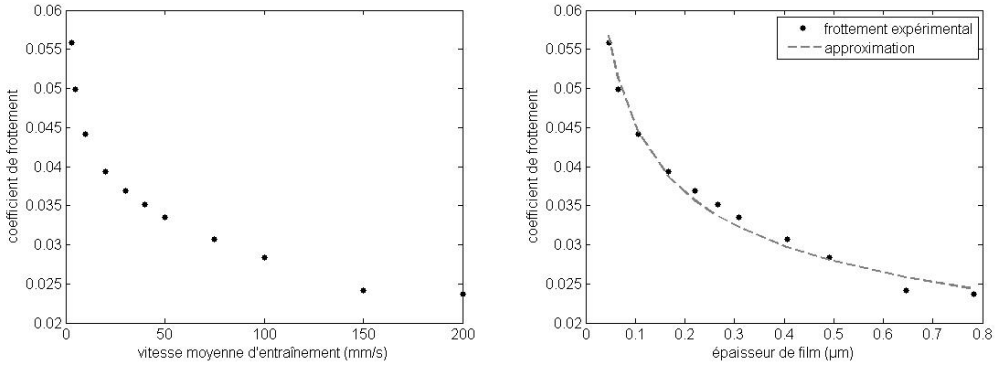
(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.41: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 3.61mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.022x^{-0.31}$

essai 6 : 15mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 25N$**,** $\bar{u} = 100mm/s$**,** $\Delta\, u = 3.8mm/s$



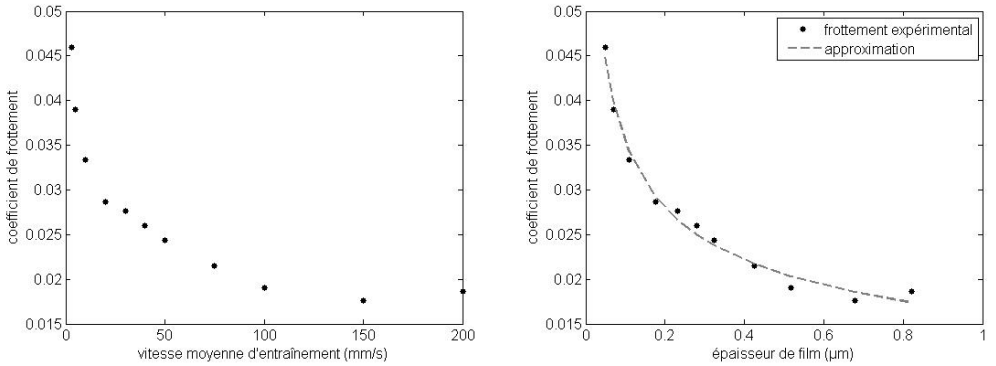
(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.42: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 3.8mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.023x^{-0.3}$

essai 8 : 10mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 12N$**,** $\bar{u} = 85mm/s$**,** $\Delta\, u = 3.23mm/s$



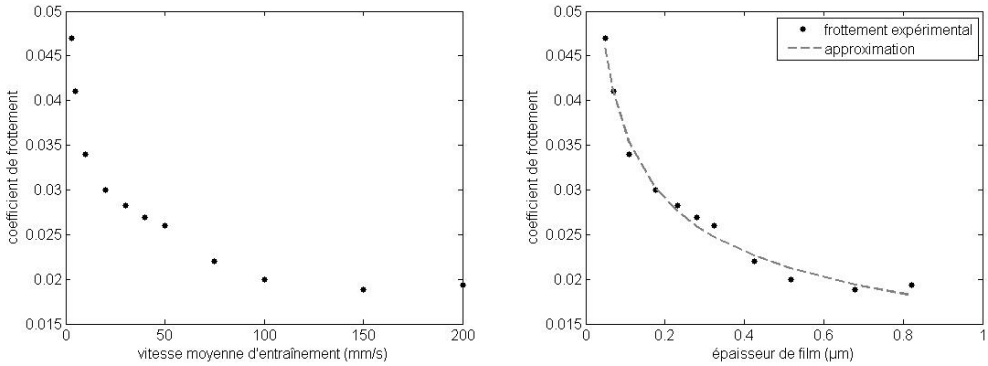
(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.43: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 12N, $\Delta u = 3.23mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.016x^{-0.34}$

essai 9 : 10mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 12N$**,** $\bar{u} = 95mm/s$**,** $\Delta\, u = 3.61mm/s$



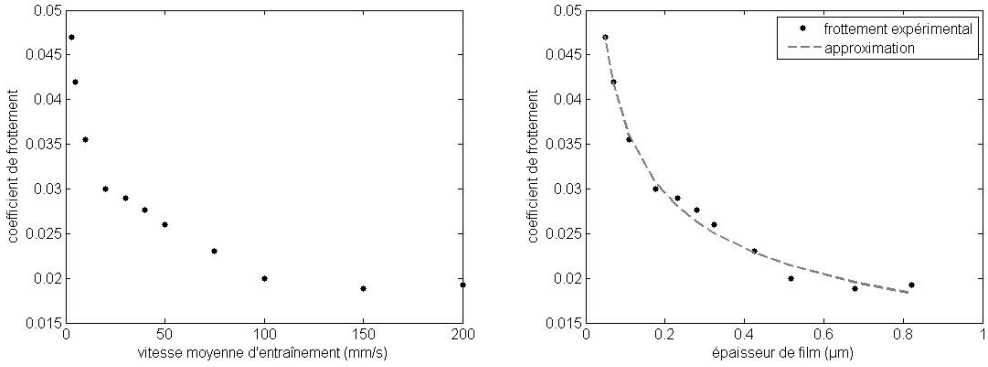
(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.44: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 12N, $\Delta u = 3.61mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.017x^{-0.33}$

essai 10 : 10mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 12N$**,** $\bar{u} = 102mm/s$**,** $\Delta\, u = 3.87mm/s$



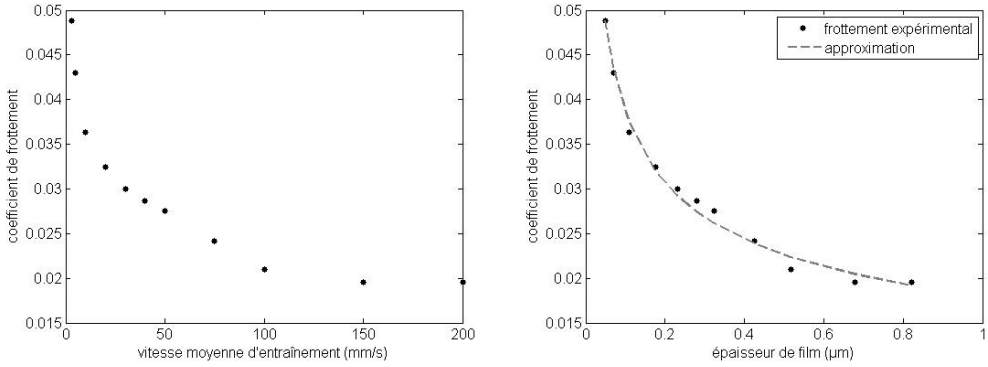
(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.45: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 12N, $\Delta u = 3.87mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.017x^{-0.34}$

essai 11 : 10mg de PAO100, $T = 40\ ^\circ C$**,** $w = 12N$**,** $\bar{u} = 110mm/s$**,** $\Delta\, u = 4.18mm/s$



(a) en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement

(b) en fonction de l'épaisseur de film

Fig. 4.46: coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 12N, $\Delta u = 4.18mm/s$)

Meilleure approximation de la courbe expérimentale : $y = 0.018x^{-0.33}$

Annexe F : différentes méthodes de mesure sur la MTM

Sur la Mini Traction Machine, le coefficient de frottement est determiné à partir de la mesure de l'effort tangentiel T sur la bille. Cet effort est rapporté à la charge normale w pour calculer le coefficient de frottement. Pour pouvoir réaliser cette mesure, le bras supportant la bille est monté sur une liaison pivot (cf. Fig.4.47). Un effort tangentiel T' est mesuré par une cellule de charge placée entre le bâti et le bras de la bille. Cet effort T' est proportionnel à l'effort tangentiel T appliqué sur la bille. Le coefficient de proportionnalité doit être régulièrement vérifié par un étalonnage de la machine.

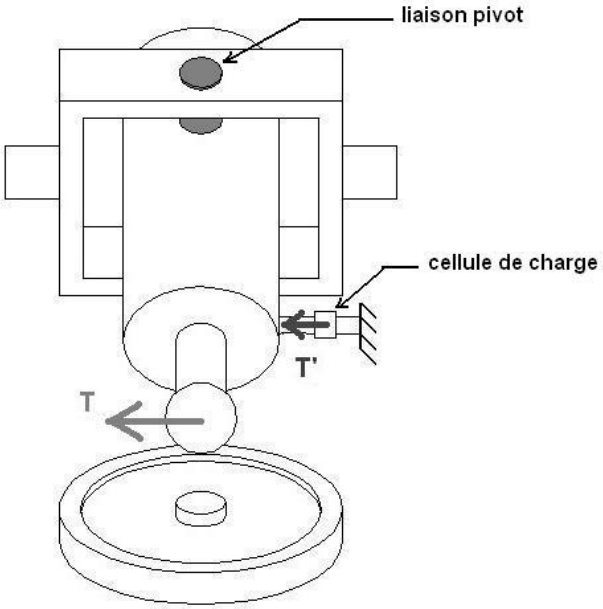
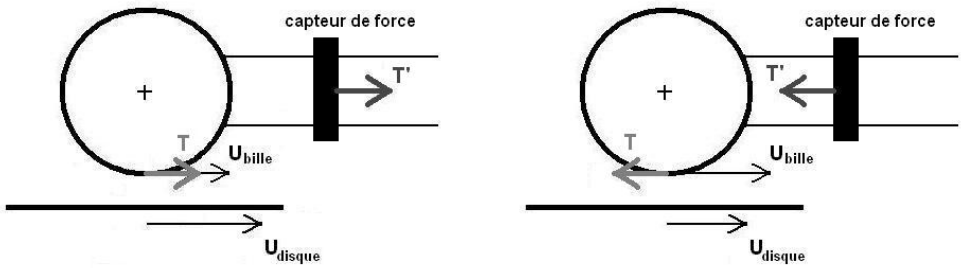


Fig. 4.47: schéma de la mesure des efforts tangentiels sur la MTM

Selon le sens du glissement dans le contact, l'effort tangentiel change de sens par rapport à la vitesse de la bille et le capteur travaille en traction ou en compression (cf. Fig.4.48). Le taux de glissement dans la machine est défini de la façon suivante :

$$SRR = \frac{u_{disque} - u_{bille}}{u_{disque} + u_{bille}} * 100 \tag{4.13}$$

Lorsque le taux de glissement est positif, la bille est plus lente que le disque. L'effort tangentiel (T) sur la bille est dans le même sens que la vitesse de la bille. Le capteur de force travaille donc en compression (cf. FIG.4.48(a)). Au contraire, si le taux de glissement est négatif, c'est la bille qui est plus rapide. L'effort tangentiel change de sens et le capteur travaille en traction (cf. FIG.4.48(b)).



(a) taux de glissement positif (b) taux de glissement négatif

FIG. 4.48: efforts tangentiels mesurés en fonction du taux de glissement

Le principe de mesure est donc le suivant : la cellule de charge possède une valeur dite « valeur à vide », notée Tf_0, qui correspond à l'effort qu'elle mesure lorsque le contact n'est pas chargé. Ensuite, lors de la mesure, cette valeur augmente ou diminue selon le sens du glissement dans le contact. Pour connaître la valeur réelle de l'effort tangentiel (T), il est nécessaire de connaître la valeur à vide donnée par le capteur, afin de la soustraire à la valeur effectivement mesurée (T_1). Mais cela nécessite de connaître précisement Tf_0 et les mesures peuvent être faussées si cette valeur varie au cours du temps. C'est pour cette raison que deux systèmes de mesure différents existent sur la machine. Chacun d'eux possède des inconvénients et des avantages.

Mesure unidirectionnelle

Ce mode de mesure est le plus simple, mais il peut parfois manquer de précision. La mesure de T est réalisée pour un taux de glissement donné (positif ou négatif). Elle dépend donc de la valeur à vide de la cellule de charge.

$$T = TF_1 - Tf_0 \tag{4.14}$$

Il faut que la valeur de Tf_0 soit connue pour que le frottement puisse être calculé précisement. Mais cette valeur peut varier au cours du temps et ne peut être mesurée que lorsque le contact est déchargé. Lors de la réalisation d'essais courts ou lorsque l'essai

peut être régulièrement interrompu, la valeur à vide est suffisemment souvent mesurée pour que les valeurs de frottement soient correctes. Par contre, lors de la réalisation d'un essai long qui ne peut pas être interrompu régulièrement (comme c'est le cas pour les essais de sous-alimentation présentés dans ce manuscrit), il est possible que la valeur de Tf_0 varie au cours du temps et que les résultats soient faussés. De plus, si d'autres effets viennent modifier la pré-contrainte du capteur (échauffements et dilatations, par exemple), ils seront pris en compte dans les valeur de coefficient de frottement calculés. Enfin, la conception de la machine et la cinématique du système de mesure fait que les valeurs de frottement mesurées en traction et en compression par le capteur ne sont pas exactement les mêmes. Le frottement mesuré est décalé par rapport à la valeur réelle de frottement Par exemple, ci-dessous (FIG.4.49) des mesures de frottement réalisées avec des taux de glissement positif et négatif. Un décalage est visible entre ces deux courbes.

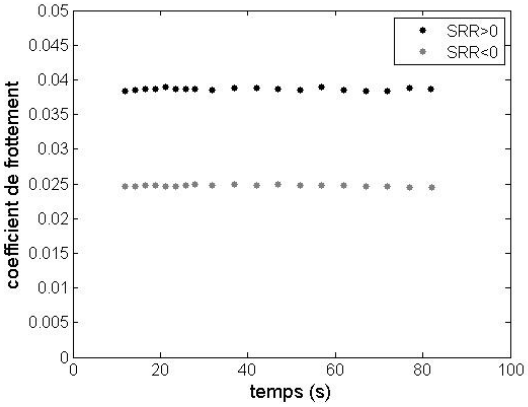


FIG. 4.49: mesures en fonction du temps avec un taux de glissement positif et négatif

Une deuxième méthode de mesure existe donc, afin de s'affranchir de ces effets.

Mesure bidirectionnelle

Ce mode de mesure est basé sur une comparaison entre l'effort tangentiel mesuré dans les deux sens de glissement. Pour chaque point de mesure, l'effort est tout d'abord mesuré avec un taux de glissement positif puis avec un taux de glissement négatif. C'est la différence entre ces deux valeurs qui, divisée par deux, donne l'effort réel dans le contact. Cette manœvre permet de s'affranchir de l'influence de la valeur à vide Tf_0, ainsi que des éventuelles perturbations décrites ci-dessus.

Le mode de calcul est le suivant. Les deux valeurs données par la cellule de charge sont T_1 et T_2, avec $T_1 = Tf_0 - T$ et $T_2 = Tf_0 + T$, T étant le cisaillement réel dans le contact. Le cisaillement réel T est donc le suivant :

$$T = \frac{T_2 - T_1}{2} = \frac{(Tf_0 + T) - (Tf_0 - T)}{2} \tag{4.15}$$

Il est clair que la valeur hors charge Tf_0 n'intervient plus dans la détermination de l'effort de frottement dans le contact. De même si des perturbations apparaissent dans la mesure, elles seront annulées par l'utilisation de cette méthode. Enfin, cette solution évite les problèmes de décalage observés dans le cas de la mesure unidirectionnelle. Le frottement obtenu représente la moyenne du frottement dans les deux sens de glissement (Fig.4.50).

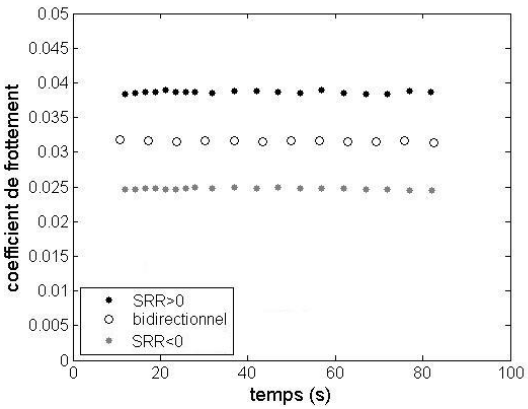


Fig. 4.50: comparaison des mesures en fonction du temps avec les méthodes de mesure unidirectionnelle et bidirectionnelle

Mais cette méthode présente aussi des inconvénients pour certains types d'essais. En effet, dans le cas des essais de sous-alimentation, il est indispensable de travailler avec des vitesses constantes tout au long de l'essai. Dans le cas d'une mesure bidirectionnelle, le changement de sens du glissement modifie les vitesses et risque de modifier le comportement du contact. Chaque méthode présente donc ses avantages et ses inconvénients (Tab.4.6).

	Mesure unidirectionnelle	Mesure bidirectionnelle
Avantage	pas de perturbation des essais	valeur de frottement plus précise
Inconvénient	décalage du frottement	risque de modification du comportement sous-alimenté

Tab. 4.6: Avantages et inconvénients des deux méthodes de mesure sur la MTM

Les deux méthodes de mesure ont été utilisées pour réaliser les essais de sous-alimentation. Les résultats sont comparés dans l'annexe G.

Annexe G : mesures en mode bidirectionnel sur la MTM

Suite aux essais présentés dans le chapitre 3, un nouveau mode de mesure à été mis en place sur la MTM afin de réaliser les mesures longues en fonction du temps en mode bidirectionnel (cf. annexe F). Le but est de réaliser les mêmes essais que ceux numérotés 1 à 3 dans le chapitre 3. Cependant, en utilisant le mode de mesure bidirectionnel et dans les conditions de fonctionnement de ces essais, le coefficient de frottement est constant, ce qui montre que le contact est suralimenté. Les essais sont donc rendus plus sévères en augmentant la vitesse moyenne d'entraînement.

Les résultats obtenus pour des vitesses allant de 85 à 100mm/s sont tracés sur le graphe ci-dessous (Fig.4.51).

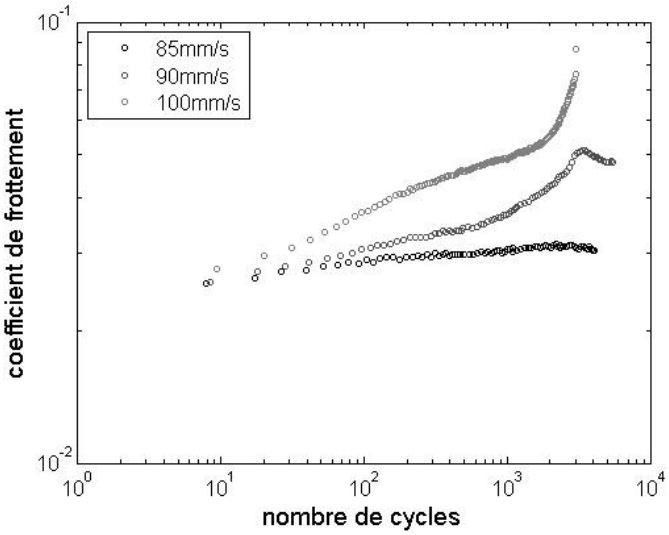


Fig. 4.51: schéma de la mesure des efforts tangentiels sur la MTM

Ces résultats sont comparés à ceux obtenus en mode unidirectionnel (Fig.4.52).

Selon le mode de mesure utilisé, la sous-alimentation n'est pas observée dans les mêmes plages de vitesses. En mode unidirectionnel, la sous-alimentation est visible entre 60 et 70mm/s et le contact grippe à 80mm/s. En mode bidirectionnel, le contact est suralimenté à 80mm/s. La sous-alimentation est observable entre 85 et 100mm/s. Ces

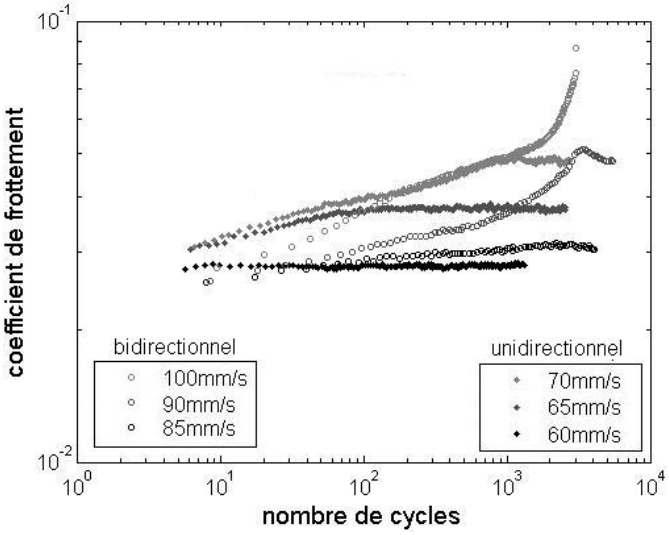


Fig. 4.52: schéma de la mesure des efforts tangentiels sur la MTM

deux plages de vitesses ne se croisent même pas. Théoriquement, le fait de passer d'une mesure unidirectionnelle à une mesure bidirectionnelle devrait uniquement modifier le niveau de frottement (décalage constant lié au mode de mesure unidirectionnel) et pas le degré de sous-alimentation.

Les vitesses d'entraînement pour lesquelles la sous-alimentation est visible en mode de mesure bidirectionnel sont plus élevées qu'en mode unidirectionnel. La sous-alimentation serait donc moins sévère lorsque les mesures sont faites en mode bidirectionnel. Cela pourrait être dû au fonctionnement de ce mode de mesure, pour lequel les vitesses varient au cours de l'essai. Cette variation de vitesses pourrait influencer les phénomènes de réalimentation et modifier l'alimentation du contact. Par contre, la plage de variation possible des vitesses est plus importante dans le cas unidirectionnel (30% de varitation possible, au lieu de moins de 20% dans le cas bidirectionnel). Mais cela est certainement dû au fait qu'en mode unidirectionnel, les vitesses d'entraînement sont plus faibles ce qui diminue le risque de grippage et augmente la plage de variation possible.

Ensuite, il est clair que l'évolution du frottement au cours du temps n'est pas la même dans les deux cas. En mode bidirectionnel, le coefficient de frottement met beaucoup plus de temps à se stabiliser et il semblerait même qu'il n'est pas stabilisé en fin d'essai. Cela confirme l'hypothèse que le fait d'utiliser le mode de mesure bidirectionnel modifierait le fonctionnement du contact et le degré de sous-alimentation.

Une des perspectives pour poursuivre le travail présenté ici serait donc de reprendre ces résultats et d'étudier plus précisement l'influence du mode de mesure bidirectionnel sur les phénomènes liés à la sous-alimentation. Pour mettre en évidence cette influence, il faudrait réaliser une étude théorique plus complète du comportement du film d'huile autour du contact au cours du temps. Les phénomènes immportants à prendre en compte sont la

répartition du lubrifiant sur les surfaces et la réalimentation par les effets capillaires. Ces effets peuvent être étudié en réalisant une modélisation complète du ménisque de lubrifiant autour du contact. Mais la géométrie du ménisque est extrêmement compliquée et ne peut être représentée que par un modèle en trois dimensions avec une frontière libre. La résolution de ce type de modèles est très complexe. Cela représente donc une étude à part entière, qui pourra être menée dans la suite du travail présenté ici.

Si l'influence du mode de mesure sur la sous-alimentation se trouvait confirmé, il faudrait alors mettre en place un nouveau système de mesure, qui permette de s'affranchir du décalage observé en mode unidirectionnel sans pour autant perturber le fonctionnement du contact et le degré de sous-alimentation.

Annexe H : procédure de réalisation des mesures de frottement sur MTM

1. Nettoyage de la MTM **(attention, ne jamais utiliser d'autres solvants que l'heptane dans le pot de la MTM pour ne pas endommager les joints)** :
   - vider le pot avec la pompe à vide,
   - rincer le pot à l'heptane,
   - remplir le pot d'heptane pendant quelques minutes,
   - vider le pot avec la pompe à vide (faire particulièrement attention au joint central dans lequel il peut rester du lubrifiant ou du solvant),
   - rincer le pot avec une huile de base,
   - vider le pot avec la pompe à vide (toujours en insistant au niveau du joint central),
   - rincer le pot avec l'huile d'essai, si elle est différente de l'huile de base.
2. Nettoyage des éprouvettes **(toujours manipuler les éprouvettes avec des pinces et se munir de gants)** :
   - sortir les éprouvettes de leurs emballage sans les rayer avec les pinces,
   - les rincer avec un solvant (heptane ou acétate d'éthyle),
   - les placer 10 minutes dans un premier bain de solvant dans le bac à ultrasons,
   - les rincer avec du solvant propre,
   - les placer 10 minutes dans un deuxième bain de solvant dans le bac à ultrasons,
   - les rincer de nouveau avec du solvant propre,
   - les déposer sur un essuyeur de précision pour qu'elles sèchent.
3. *Dans le cas des essais sous-alimentés*, dépot de la quantité voulue de lubrifiant :

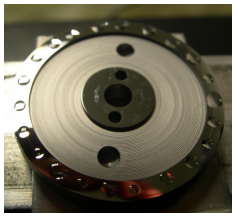


Fig. 4.53: gouttelettes de lubrifiant déposées sur un disque MTM

   - attendre le séchage complet du disque et le poser au centre de la balance,
   - attendre que l'affichage soit stable et faire la tare,
   - vérifier la tare en soulevant le disque et en le replaçant au centre de la balance,

- avec la pointe de la seringue, déposer des gouttelettes de lubrifiant au centre de la piste jusqu'à atteindre le poids désiré (Fig.4.53).

4. Montage des éprouvettes :
   - positionner la bille sur la vis de fixation (Fig.4.54, 2),
   - visser la bille sur le bras en utilisant le tournevis débrayable (Fig.4.54, 1) et la pointe de maintient du bras (Fig.4.54, 3),
   - poser le disque (Fig.4.54, 5) au fond du pot sur son axe,
   - le fixer avec l'écrou (Fig.4.54, 6) en utilisant le tournevis débrayable et l'outil de maintient du disque (Fig.4.54, 4).

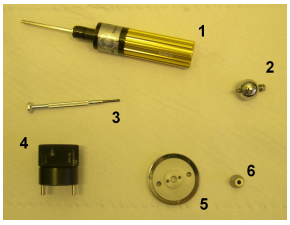


Fig. 4.54: Outils pour le montage des éprouvettes sur la MTM

5. Remplissage du pot :
   - *dans le cas des essais suralimentés :* remplir le pot jusqu'au-dessus du niveau du disque pour que le contact soit immergé,
   - *dans le cas des essais sous-alimentés :* remplir le pot jusqu'au niveau du milieu de la tranche du disque, pour que le contrôle de la température soit plus efficace.
6. Mettre en route le refroidisseur à la température voulue et attendre que la température dans le pot soit stabilisée *(si la fonction « régulation de la température » de la MTM n'est pas utilisée).*
7. Lancer l'essai :
   - descendre le bras de la bille,
   - mettre en place les deux couvercles du pot et verrouiller le bras mobile (Fig.4.55),

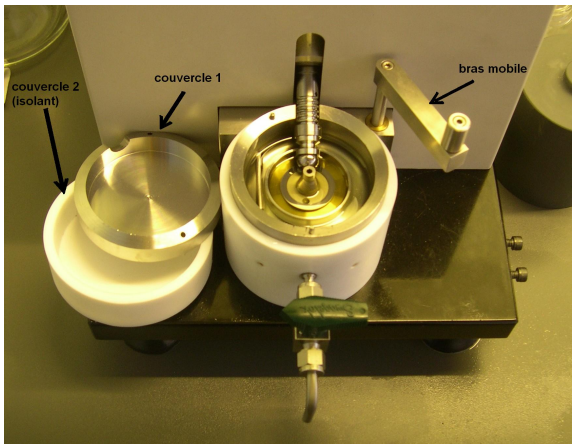


Fig. 4.55: MTM avant de commencer un essai

- commencer l'essai après définition et vérification du profil d'essai à utiliser (différentes étapes),
- dans le cas des essais sous-alimentés, toujours commencer par une étape permettant d'avoir une répartition uniforme du lubrifiant sur la piste du disque et de la bille (1h de fonctionnement à faible charge et faible vitesse et en conditions de roulement pur).

Annexe I : procédure de réalisation des essais d'endurance

1. Indenter les éprouvettes.
2. Nettoyer les éprouvettes au solvant et les démagnétiser.
3. *Dans le cas des essais sous-alimentés :* régler le débit d'alimentation en ajustant la longueur du tuyau de la dérivation (voir annexe B).
4. Monter les éprouvettes dans leurs supports, fixer les supports sur la machine et la fermer.
5. Choisir les conditions d'essai.
6. Mettre en route la pompe en fonctionnement suralimenté (dérivation fermée sur le système d'alimentation, voir annexe B) et la régulation de température jusqu'à ce que la température d'essai soit atteinte.
7. Mettre en marche des moteurs.
8. Appliquer la charge (le chronomètre se déclenche simultanement).

   Dans le cas des essais sous-alimentés :
9. Après une heure d'essai, ouvrir à moitié la dérivation pour réduire le débit d'alimentation.
10. Après 30 minutes supplémentaires, ouvrir complètement la dérivation, afin d'atteindre le débit choisi pour cet essai.

Bibliographie

[1] Archard J. F. Elastic Deformation and the Law of Friction. *Proc. Roy. Soc. London, Series A*, 1957, vol 243, pp 190 – 205.

[2] Bair S. et Winer W.O. A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory Data. *Transactions of the ASME*, 1979, vol 101, pp 258 – 265.

[3] Baly H., Poll G., Cann P. M. E. et Lubrecht A. A. Correlation between Model Test Devices and Full Bearings Tests under Grease Lubricated Conditions. *Proceedings of the IUTAM Symposium held in Cardiff, UK, 1-3 September 2004*, 2005.

[4] Barus C. Isothermals, Isopiestics and Isometrics Relative to Viscosity. *Am. J. of Science*, 1893, vol 45, pp 87 – 96.

[5] Bayada G., Chambat M. et El Alaoui M. Variational Formulation and Finite Elements Algorithm for Cavitation Problems. *ASME Journal of Tribology*, 1990, vol 112, pp 398 – 403.

[6] Cann P. M. E., Chevalier F. et Lubrecht A. A. Track Depletion and Replenishement in a Grease Lubricated Point Contact : A Quantitative Analysis. *Proceedings of the Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1997, pp 405 – 414.

[7] Cann P. M. E., Damiens B. et Lubrecht A. A. The Transition between Fully Flooded and Starved Regimes in EHL. *Tribology International*, 2004, pp 859 – 864.

[8] Chapkov A. D., Venner C. H. et Lubrecht A. A. Roughness Amplitude Reduction under Non-Newtonian EHD Lubrication Conditions. *Proceedings of the Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 2005, pp 637 – 648.

[9] Chapkov A. D. *Etude des Contacts Elastohydrodynamiques Lubrifiés avec un Fluide Non Newtonien.* Thèse : INSA-Lyon, 2006, 114 p.

[10] Chevalier F. *Modélisation des Conditions d'Alimentation dans les Contacts EHD Ponctuels.* Thèse : INSA-Lyon, 1996, 170 p.

[11] Chevalier F., Lubrecht A. A., Cann P. M. E., Colin F. et Dalmaz G. Film Thickness in Starved EHL Point Contacts. *Transactions of the ASME*, 1998, vol 120, pp 126 – 133.

[12] Chiu Y. P. An Analysis and Prediction of Lubricant Starvation in Following Contact Systems. *ASLE Transactions*, 1974, vol 16, pp 276 – 280.

[13] Coulon S. *Modélisation Prédiction de la Durée de Vie des Contact Ponctuels Lubrifiés en Présence d'Indentation.* Thèse : INSA-Lyon, 2001, 201 p.

[14] Coulon S., Ville F. et Lubrecht A. A. An Abacus for Predicting the Rolling Contact Fatigue Life Reduction due to Debris Dents. *Proceedings of the Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 2002, pp pp. 283–293.

[15] Coulon S., Ville F. et Lubrecht A. A. Experimental Investigations on Rolling Contact Fatigue for Dented Surfaces using Artificial Defects. *Proceedings of the Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 2005, pp pp. 691–701.

[16] Damiens B. *Modélisation de la Lubrification Sous-Alimentée dans les Contacts Elastohydrodynamiques Elliptiques.* Thèse : INSA-Lyon, 2003, 133 p.

[17] Damiens B., Venner C. H., Cann P. M. E. et Lubrecht A. A. Starved Lubrication of Elliptical EHD Contacts. *ASME Journal of Tribology*, 2004, vol 126, pp 105 – 111.

[18] Dang Van K., Le Douaron A. et Lieurade H. P. Multiaxial Fatigue Limit : a New Approach. *6th International Conference on Fracture (ICF6), 1984, New Delhi, India*, pp pp. 1879 – 1885.

[19] Dawson P. H. Effect of Metallic Contact on the Pitting of Lubricated Rolling Surfaces. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1962, vol 4, pp 16 – 21.

[20] Dowson D. et Higginson G. R. Elasto-Hydrodynamic Lubrication - the Fundamentals of Roller and Gear Lubrication. *Pergamon Press Oxford*, 1966, pp 235.

[21] Dumont M.-L. *Etude des endommagements de surfaces induits par fatigue de roulement dans les contacts élastohydrodynamiques pour les aciers M50 et 100Cr6.* Thèse : INSA-Lyon, 1997, 197 p.

[22] Elrod H. G. et Adams M. L. A Computer Program for Cavitation and Starvation Problems. *Proceedings of the Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1974, pp pp. 37 – 41.

[23] Greenwood J. A. et Williamson J. B. P. The Contact of Nominally Flat Surfaces. *Proc. Roy. Soc. London, Series A*, 1966, vol 295, pp 300 – 319.

[24] Guangteng G., Cann P. M. E. et Spikes H. A. A Study of Parched Lubrication. *Wear*, 1992, vol 153, pp 91 – 106.

[25] Hamrock B. J. et Dowson D. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, part I - Theoretical Formulation. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1976, vol 98, pp 223 – 229.

[26] Hamrock B. J. et Dowson D. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, part II - Ellipticity Parameter Results. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1976, vol 98, pp 375 – 383.

[27] Hamrock B. J. et Dowson D. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, part III - Fully flooded Results. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1977, vol 99, pp 264 – 276.

[28] Hamrock B. J. et Dowson D. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, part IV, Starvation Results. *JOLT*, 1977, vol 99, pp 15 – 23.

[29] Hertz H. On the Contact of Elastic Solids. *J. Reine und Angew. Math.*, 1881, vol 92, pp 292 – 302.

[30] Hooke C. J. Surface Roughness Modification in Elasto-Hydrodynamic Line Contacts Operating in the Elastic Piezoviscous Regime. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J*, 1998, vol 202, pp 145 – 162.

[31] Hooke C. J. Surface Roughness Modification in EHL Line Contacts - the Effects of Roughness Wavelength, Orientation and Operating Conditions. *Proceedings of the Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1999, pp pp. 193 – 202.

[32] Hooke C. J. et Venner C. H. Surface Roughness Attenuation in Line and Point Contacts. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J*, 2000, vol 214, pp 439 – 444.

[33] Hooke C. J. The Effect of Roughness in EHL Contacts. *Proceedings of the Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 2005, pp pp. 31 – 46.

[34] Ioannides E. et Harris T. A. A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. *ASME Journal of Tribology*, 1985, vol 107, pp 367 – 378.

[35] Ioannides E. Life Prediction in Rolling Element Bearings. *First World Tribology Congress, 8-12 september 1997, London, UK*, 1997, pp 281 – 289.

[36] Jacod B. *Friction in Elastohydrodynamic Lubrication.* Thèse : University of Twente, the Netherlands, ISBN : 90-365-1782-6, 2002, 106 p.

[37] Jacod B., Venner C. H. et Lugt P. M. Influence of Longitudinal Roughness on Friction in EHL Contacts. *ASME Journal of Tribology*, 2004, vol 126, pp 473 – 481.

[38] Johnson K. L. Regimes of Elastohydrodynamic Lubrication. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1970, vol 12, pp 9 – 16.

[39] Johnson K. L. et Tevaarwerk J. L. Shear Behaviour of Elastohydrodynamic Oil Films. *Proc. Roy. Soc. London*, 1977, vol 356, n° 1685, pp 215 – 236.

[40] Johnson K. L. *Contact Mechanics.* Cambridge University Press, Cambridge, 1985, ISBN 0-521-34796-3.

[41] Kingsbury E. Cross Flow in a Starved EHD Contact. *ASLE Transactions*, 1973, vol 16, pp 276 – 280.

[42] Kingsbury E. Parched ElastoHydroDynamic Lubrication. *ASME Journal of Tribology*, 1985, vol 107, pp 229 – 236.

[43] Labiau A. *Influence des Rugosités de Surface sur la Durée de Vie d'un Contact Sous-alimenté.* Rapport DEA : INSA-Lyon, LaMCoS, 2006.

[44] Lubrecht A. A., Jacobson B. O. et Ioannides E. Lundberg Palmgren Revisited. Rolling Element Bearings - Towards the 21st century : papers presented by the Tribology Group of the Institution of Mechanical Engineers and held at the Institution of Mechanical Engineers on 16 November 1990, London, UK. *Published for the Institution of Mechanical Engineers by Mechanical Engineering Publications*, 1990, vol 1, pp 17 – 20.

[45] Lubrecht A. A. et Venner C. H. Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part J*, 1999, vol 213, pp 397 – 404.

[46] Lundberg G. et Palmgren A. Dynamic Capacity of Rolling Bearings. *Acta Polytechnica, Mech. Eng. Series I, Roy. Sw. Acad. of Eng. Science*, 1947, vol 1, n° 3.

[47] Lundberg G. et Palmgren A. Dynamic Capacity of Rolling Bearings. *Acta Polytechnica, Mech. Eng. Series II, Roy. Sw. Acad. of Eng. Science*, 1952, vol 2, n° 4.

[48] Moes H. Optimum Similarity Analysis with Applications to Elastohydrodynamic Lubrication. *Wear*, 1992, vol 159, pp 398 – 407.

[49] Moes H. *Lubrication and Beyond, lecture notes.* code 115531, University of Twente, Enschede, The Netherlands, 2000.

[50] Morales-Espejel G. E., Venner C. H. et Greenwood J. A. Kinematics of transverse real roughness in elastohydrodynamically lubricated line contacts using Fourier analysis. *Proc. IMechE. part J. Journal of Engineering Tribology*, 2000, vol 214, n° 6, pp 523 – 534.

[51] Morales-Espejel G. E., Lugt P. M., Flamand L. et Tripp J. H. Effects of Surface Micro-geometry on the Pressures and Internal Stresses of Pure Rolling EHL Contacts. *STLE Tribology Transactions*, 2003, vol 46, n° 2, pp 260 – 272.

[52] Mura T. et Tanaka K. Dislocation Dipole Models fo Fatigue Crack Initiation. *Mechanics of Fatigue*, 1981, vol 47, pp 111 – 131.

[53] Mura T. Accumulation of Elastic Strain Energy during Cyclic Loading. *Scripta Metallurgica*, 1982, vol 16, pp 811 – 814.

[54] Mura T. et Nakasone Y. A Theory of Fatigue Crack Initiation in Solids. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 1990, vol 57, pp 1 – 6.

[55] Pemberton J. et Cameron A. A Mechanism of Fluid Replenishment in Elastohydrodynamic Contacts. *Wear*, 1976, vol 37, pp 185 – 190.

[56] Petrusevich A. I. Fundamental Conclusion from the Hydrodynamic Contact Theory of Lubrication. *Izv. Akad.,Nauk. SSSR (OTN)*, 1951, pp 209.

[57] Querlioz E., Ville F., Sainsot P. et Lubrecht A. A. Effect of Rough Surfaces on Rolling Contact Fatigue. *In : STLE Annual Meeting, 7-11 May 2006, Calgary, Alberta, Canada*, 2006.

[58] Ree T. et Eyring H. Theory of Non-Newtonian Flow, part. I - Solid Plastic System, part. II - Solution System of High Polymers. *Journal of Applied Physics*, 1958, vol 26, pp 793–809.

[59] Reynolds O. On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamps Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. *Phil. Trans. Roy. Soc. of London*, 1886, vol 177, pp 157 – 234.

[60] Roelands C. J. A. *Correlation Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils.* Thèse : Technical University of Delft, The Netherlands, 1966.

[61] Stribeck R. Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. *VDI Zeitschrift*, 1902, vol 46, pp 1341 – 1348, 1432 – 1438, 1463 – 1470.

[62] Tallian T. E. On competing Failure Modes in Rolling Contacts. *ASLE Transactions*, 1967, vol 10, pp 418 – 439.

[63] Tallian T. E. *Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements.* ASME press, 1992, 404 p.

[64] Venner C. H. et Lubrecht A. A. Numerical Simulation of a Transverse Ridge in a Circular EHL Contact under Rolling/Sliding. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1994, vol 116, n° 4, pp 751 – 761.

[65] Venner C. H. et Lubrecht A. A. Amplitude Reduction of Non-Isotropic Harmonic Patterns in Circular EHL Contacts under Pure Rolling. *Proceedings of the Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1999, pp pp. 151 – 162.

[66] Venner C. H., Berger G. et Lugt P. M. Waviness Deformation in Starved EHL Circular Contacts. *ASME Journal of Tribology*, 2004, vol 126, n° 2, pp 248 – 257.

[67] Vincent A., Lamagnère P., Lormand G., Fougères R., Girodin D. et Dudragne G. Approche Physique de la Limite d'Endurance des Aciers. *17ème journée de Printemps, Fatigue de Contact, 27-28 mai 1998, Senlis, France*, 1998.

[68] Wedeven L. D., Evans D. et Cameron A. Optical Analysis of Ball Bearing Starvation. *ASME Journal of Lubrication Technology*, 1971, vol 93, pp 349 – 363.

[69] Weibull W. A Statistical Representation Of Fatigue Failures In Solids. *Transactions Of The Royal Institute Of Technology, Stockholm, Sweden*, 1949, vol 27.

[70] Weibull W. A Statistical Distribution Function of Wide Applicability. *ASME Journal Of Applied Mechanics Paper*, 1951.

Table des figures

1.1 variation de la masse volumique avec la pression 11
1.2 variation de la viscosité avec la pression 11
1.3 champ de pression et épaisseur de film adimensionnés dans un contact EHD 12
1.4 champ de contraintes dans un contact EHD lisse [21] 14
1.5 champ de pression adimensionné pour un contact lisse et pour un contact rugueux (rugosité isotrope) dans le plan X,Y=0 15
1.6 épaisseur de film adimensionnée pour un contact lisse et pour un contact rugueux (rugosité isotrope) dans le plan X,Y=0 15
1.7 champ de contraintes dans un contact EHD rugueux [21] 16
1.8 photo vue de dessus d'un indent 17
1.9 schéma en coupe d'un indent 17
1.10 champ de pression perturbé par le passage d'un indent 18
1.11 champ de contraintes dans le massif sous l'indent 18
1.12 Schéma des différents régimes de fonctionnement 20
1.13 courbe de Stribeck schématique en fonction de $\mathcal{L}$, échelle logarithmique . . . 21
1.14 courbe de Stribeck schématique en fonction de λ_S, échelle logarithmique . . 22
1.15 contact faiblement sous-alimenté [16] 23
1.16 comparaison d'un contact suralimenté et d'un contact sous-alimenté [16] . . 23
1.17 Epaisseur de film adimensionnée au centre du contact en fonction de l'épaisseur de film adimensionnée dans le convergent [16] 25
1.18 influence du paramètre γ sur les épaisseurs de film [16] 25
1.19 épaisseur de film en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement [7] 26
1.20 épaisseur de film en fonction du paramètre SD [7] 27
1.21 épaisseur de film adimensionnée en fonction du nombre de cycles pour différents niveaux de réalimentation [10] 28
1.22 influence du rapport entre l'épaisseur de film dans le contact et l'amplitude des rugosités, λ_S, sur la durée de vie des contacts lubrifiés [19] 29
1.23 écaillage initié en profondeur (vue de dessus) [63] 30
1.24 micro-écaillage initié en surface (vue de dessus) [63] 30
1.25 surface grippée (vue de dessus) 31

2.1 MTM : contact entre la bille et le disque 36
2.2 MTM : schéma de fonctionnement 37
2.3 Exemples de courbes expérimentales pouvant être réalisées avec la MTM . . 38
2.4 MTM : éprouvettes mises en place pour un essai en conditions sous alimentées 39

2.5 coefficient de frottement en fonction du temps, test de reproductibilité, 15 essais (13mg de PAO100, 40 ° C, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement) 40
2.6 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la quantité de lubrifiant (PAO100, 40 ° C, 25N, 100mm/s, 5% de glissement) . 41
2.7 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la quantité de lubrifiant (PAO100, 40 ° C, 25N, 100mm/s, 5% de glissement), essai plus long 42
2.8 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la quantité de lubrifiant (PAO100, 40 ° C, 25N, 100mm/s, 1% de glissement) . 43
2.9 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la viscosité (température), $\eta_0 = 0.84 \rightarrow 2.15 Pa.s$, (PAO100, 13mg, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement). Les résultats des essais sous-alimentés sont en symboles pleins, •, et les résultats des essais suralimentés sont en symboles creux, ∘ 45
2.10 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la viscosité (température), $\eta_0 = 0.84 \rightarrow 2.15 Pa.s$, (PAO100, 13mg, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement), essais sous-alimentés 45
2.11 coefficient de frottement expérimental et théorique en fonction de la viscosité du lubrifiant dans le cas suralimenté 47
2.12 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la vitesse moyenne d'entraînement, $\bar{u} = 78 \rightarrow 200 mm/s$, (PAO100, 13mg, 40 ° C, 25N, 1.9% de glissement). Les résultats des essais sous-alimentés sont en symboles pleins, •, et les résultats des essais suralimentés sont en symboles creux, ∘ 47
2.13 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la vitesse moyenne d'entraînement, $\bar{u} = 78 \rightarrow 200 mm/s$, (PAO100, 13mg, 40 ° C, 25N, 1.9% de glissement), essais sous-alimentés 48
2.14 coefficient de frottement expérimental et théorique en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement dans le cas suralimenté 50
2.15 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence du produit vitesse x viscosité, $\eta_0.\bar{u} = 84 \rightarrow 215$, (PAO100, 13mg, 25N, 1.9% de glissement), variation de la vitesse moyenne d'entraînement (symboles pleins, •), variation de la viscosité (symboles vides, ∘) 51
2.16 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la charge (PAO100, 13mg, 40 ° C, 100mm/s, 1.9% de glissement). Les résultats des essais sous-alimentés sont en symboles pleins, •, et les résultats des essais suralimentés sont en symboles creux, ∘ 52
2.17 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, influence de la charge (PAO100, 13mg, 40 ° C, 100mm/s, 1.9% de glissement), essais sous-alimentés 52
2.18 coefficient de frottement sous-alimenté par rapport au frottement suralimenté en fonction du nombre de cycles, influence de la charge (PAO100, 10mg, 40 ° C, 100mm/s, 1.9% de glissement) 53
2.19 coefficient de frottement expérimental et théorique en fonction de la charge normale dans le cas suralimenté 54

2.20 coefficient de frottement en fonction de la charge normale dans les cas suralimenté et sous-alimenté 55

3.1 épaisseur de film en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement, domaine suralimenté pour $\bar{u} < 0.05m/s$, domaine sous-alimenté pour $\bar{u} > 0.05m/s$ . . 60
3.2 coefficient de frottement en fonction du temps (10mg de PAO100, 40 ° C, 25N, 65mm/s, 1.9% de glissement) 61
3.3 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, (10mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse variable, 1.9% de glissement) 62
3.4 coefficient de frottement en fonction du temps, (10mg de PAO100, 40 ° C, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement) 63
3.5 coefficient de frottement sous-alimenté en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement, (PAO100, 10mg, 25N, 100mm/s, 1.9% de glissement) 63
3.6 coefficient de frottement en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement, (suralimentation en PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.47mm/s$) 65
3.7 coefficient de frottement en fonction de l'épaisseur de film, (suralimentation en PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.47mm/s$) 66
3.8 épaisseur de film en fonction du nombre de cycles, (10mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement) 66
3.9 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, (15mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse variable, 1.9% de glissement) 68
3.10 coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles, (10mg de PAO100, 40 ° C, 12N, vitesse variable, 1.9% de glissement) 68
3.11 Surface d'une éprouvette après essai (mesure sur un rugosimètre optique) . 69
3.12 épaisseur de film en fonction du nombre de cycles, (15mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement) 70
3.13 épaisseur de film en fonction du nombre de cycles, (10mg de PAO100, 40 ° C, 12N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement) 70
3.14 épaisseur de film relative en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (traits continus, 3 vitesses superposées) et expérimentaux (points) (10mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement) 72
3.15 épaisseur de film relative en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (traits continus, 3 vitesses superposées) et expérimentaux (points) (15mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement) 72
3.16 épaisseur de film relative en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (traits continus, 4 vitesses superposées) et expérimentaux (points) (10mg de PAO100, 40 ° C, 12N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement) 73
3.17 épaisseurs de film suralimentées théoriques et expérimentales en fonction de la vitesse moyenne d'entraînement 74
3.18 épaisseur de film relative par rapport aux épaisseurs suralimentées mesurées en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (traits continus) et expérimentaux (points) (10mg de PAO100, 40 ° C, 12N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement) 75
3.19 épaisseur de film adimensionnée en fonction du nombre de cycles, résultats théoriques (avec réalimentation) et expérimentaux (10mg de PAO100, 40 ° C, 25N, vitesse moyenne variable, 1.9% de glissement) 76

4.1 Machine bidisque de fatigue 80
4.2 Eprouvettes de la machine bidisque de fatigue 80
4.3 Indents artificiels sur la surface des pièces en contact 83
4.4 durée de vie en fonction du débit d'alimentation pour l'huile TVEP 85
4.5 durée de vie en fonction du débit d'alimentation pour l'huile ETL8997B . . 86
4.6 Evolution de l'amplitude relative A_d/A_i en fonction du paramètre adimensionné ∇ - équation (4.3) 89
4.7 Décomposition du champ de pression dans un contact rugueux 91
4.8 Comparaison des champs de pression calculés avec les deux méthodes présentées ci-dessus 91
4.9 Comparaison des champs de contraintes dans un contact lisse et dans un contact rugueux, [21] 92
4.10 Valeur de la contrainte de cisaillement maximale en fonction du champ de pression, [57] 93
4.11 Champ de contraintes de cisaillement dans le plan (X=0,Y,Z), rugosités longitudinales 94
4.12 Risque d'endommagement adimensionné pour un contact rugueux, M=200, L=10, géométrie des rugosités variable 95
4.13 Champ de pression pour un contact rugueux, rugosités transversales, $A_i = 20\% H_{cff}$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=20, L=10, [43] 96
4.14 Champ de pression pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $A_i = 20\% H_{cff}$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=20, L=10, [43] 97
4.15 Risque d'endommagement adimensionné en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $A_i = 20\% H_{cff}$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=20, L=10 98
4.16 Durée de vie adimensionnée en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $A_i = 20\% H_{cff}$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=20, L=10 99
4.17 Durée de vie adimensionnée en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $a_i = 0.234\mu m$ et $a_i = 0.312\mu m$, $\bar{\lambda} = 1/2$, M=3700, L=12 100
4.18 Durée de vie adimensionnée en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $p_H = 3GPa$ et $p_H = 3.5GPa$. 101
4.19 Durée de vie absolue en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $p_H = 3GPa$ et $p_H = 3.5GPa$ . . . 102
4.20 Durée de vie adimensionnée en fonction des conditions d'alimentation pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $\bar{u} = 5m/s$ et $\bar{u} = 10m/s$ 102
4.21 Durée de vie adimensionnée en fonction de l'épaisseur de film dans le convergent h_{oil} pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $\bar{u} = 5m/s$ et $\bar{u} = 10m/s$ 103
4.22 Durée de vie adimensionnée en fonction de l'épaisseur de film dans le convergent h_{oil} pour un contact rugueux, rugosités longitudinales, $\bar{u} = 5m/s$ et T=80 $^\circ$ C , $\bar{u} = 10m/s$ et T=80 $^\circ$ C et $\bar{u} = 10m/s$ et T=40 $^\circ$ C 104
4.23 Indenteur Rockwell 111
4.24 Mise en position du galet sous l'indenteur 112
4.25 Commandes de l'indenteur 112

4.26 schéma représentant le circuit d'alimentation de la machine bidisque de fatigue 115
4.27 schéma représentant le circuit d'alimentation de la machine bidisque de fatigue après modification 116
4.28 schéma représentant le circuit d'alimentation de la machine bidisque de fatigue après modification 116
4.29 fiche d'essai, huile 1, essai 1 118
4.30 fiche d'essai, huile 1, essai 2 119
4.31 fiche d'essai, huile 1, essai 3 120
4.32 fiche d'essai, huile 1, essai 4 121
4.33 fiche d'essai, huile 1, essai 5 122
4.34 fiche d'essai, huile 2, essai 1 124
4.35 fiche d'essai, huile 2, essai 2 125
4.36 fiche d'essai, huile 2, essai 3 126
4.37 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.28mm/s$) 127
4.38 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.47mm/s$) 128
4.39 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 2.66mm/s$) 128
4.40 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 3.23mm/s$) 129
4.41 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 3.61mm/s$) 129
4.42 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 25N, $\Delta u = 3.8mm/s$) 130
4.43 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 12N, $\Delta u = 3.23mm/s$) 130
4.44 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 12N, $\Delta u = 3.61mm/s$) 131
4.45 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 12N, $\Delta u = 3.87mm/s$) 131
4.46 coefficient de frottement suralimenté (PAO100, 40 ° C, 12N, $\Delta u = 4.18mm/s$) 132
4.47 schéma de la mesure des efforts tangentiels sur la MTM 133
4.48 efforts tangentiels mesurés en fonction du taux de glissement 134
4.49 mesures en fonction du temps avec un taux de glissement positif et négatif . 135
4.50 comparaison des mesures en fonction du temps avec les méthodes de mesure unidirectionnelle et bidirectionnelle 136
4.51 schéma de la mesure des efforts tangentiels sur la MTM 137
4.52 schéma de la mesure des efforts tangentiels sur la MTM 138
4.53 gouttelettes de lubrifiant déposées sur un disque MTM 141
4.54 Outils pour le montage des éprouvettes sur la MTM 142
4.55 MTM avant de commencer un essai 142

Liste des tableaux

2.1 Conditions de fonctionnement choisies 41
2.2 Différents essais de sous-alimentation réalisés 44
2.3 Influence de la viscosité ambiante sur l'épaisseur de film et sur le coefficient de frottement en lubrification suralimentée et sous-alimentée 46
2.4 Influence de la vitesse moyenne d'entraînement sur l'épaisseur de film et sur le coefficient de frottement en lubrification suralimentée et sous-alimentée . 49
2.5 Influence de la charge normale sur l'épaisseur de film et le coefficient de frottement en lubrification suralimentée et sous-alimentée 55

3.1 Essais de sous-alimentation réalisés pour différentes vitesses moyennes d'entraînement 62
3.2 Mesures de frottement suralimenté 64
3.3 Epaisseur de film pour chaque point de mesure 65
3.4 Différents essais de sous-alimentation réalisés 67
3.5 épaisseur centrale suralimentée et paramètre γ pour les différents essais de sous-alimentation 71
3.6 comparaison entre les épaisseurs centrales suralimentées théoriques et expérimentales 74
3.7 Différents essais de sous-alimentation réalisés 75

4.1 Conditions de fonctionnement choisies 83
4.2 Résultat des essais pour l'huile 1 84
4.3 Résultat des essais pour l'huile 2 85
4.4 comparaison entre les résultats analytiques et les résultats numériques . . . 97
4.5 Conditions de fonctionnement et géométrie des rugosités 99
4.6 Avantages et inconvénients des deux méthodes de mesure sur la MTM . . . 136

FOLIO ADMINISTRATIF

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

NOM : QUERLIOZ DATE de SOUTENANCE : le 02/10/2007

Prénoms : Emmanuelle, Anne, Françoise

TITRE : Etude de la durée de vie des contacts sous-alimentés en lubrifiant

NATURE : Doctorat Numéro d'ordre : 2007-ISAL-0056

École doctorale : MEGA

Spécialité : Mécanique - Génie Mécanique

Cote B.I.U. - Lyon : / et bis CLASSE :

RÉSUMÉ :

La compréhension et la maîtrise des phénomènes de la lubrification des contacts a un impact direct sur le fonctionnement des mécanismes. La sous-alimentation en lubrifiant réduit l'épaisseur de film dans le contact et provoque des défaillances anticipées. Elle modifie aussi le frottement dans les contacts, ce qui augmente les pertes d'énergie.

L'étude expérimentale du coefficient de frottement montre qu'il dépend fortement des conditions d'alimentation. Dans le domaine sous-alimenté, le frottement n'est pas constant et un certain nombre de cycles est nécessaire avant de parvenir à un fonctionnement stabilisé. Il s'agit du temps nécessaire pour équilibrer les pertes de lubrifiant et la réalimentation autour du contact. Une augmentation de la vitesse ou de la viscosité rend la sous-alimentation plus sévère.

Les mesures de coefficient de frottement dans les contacts sous-alimentés peuvent être utilisées afin de déterminer l'épaisseur du film de lubrifiant. Cette méthode permet la détermination expérimentale des épaisseurs de film dans les mécanismes complets.

La durée de vie des contacts sous-alimentés est étudiée théoriquement et expérimentalement. L'influence de la réduction du débit de lubrifiant est non négligeable. Les réductions observées peuvent aller jusqu'à plus de 50%.

Globalement, l'importance des dissipations thermiques dans les contacts sous-alimentés est mise en évidence. La plage de conditions de fonctionnement dans laquelle la sous-alimentation peut être observée est très réduite. Le passage d'un contact suralimenté à une défaillance par grippage se fait très rapidement.

MOTS-CLÉS : Sous-alimentation, Frottement, Etude expérimentale, Durée de vie, Epaisseur de film, Roulements, Thermique

Laboratoire(s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures
UMR CNRS 5514 - INSA de Lyon
20, avenue Albert Einstein
69621 Villeurbanne Cedex FRANCE

Directeurs de thèse : A. A. LUBRECHT & F. VILLE

Président du jury : D. Mazuyer

Composition du jury : D. Mazuyer, P. Cann, P. Montmitonnet, D. Girodin, F. Ville, A.A. Lubrecht, A. Arnaudon