



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة والأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : *Génie Industriel*

Spécialité: *Maintenance-Fiabilité-Qualité*

Thème

La lubrification des engrenages à dentures droites

Présenté et soutenu publiquement par :

BOUZIANE Omar

ARBAOUI Mohammed Lakhdar

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Etablissement	Qualité
AOUIMER Yamina	IMSI	Président
BELARIFI Farid	IMSI	Encadreur
ADJELOUA Abdelaziz	IMSI	Examineur

Juin 2016

Remerciements

Je remercie tout particulièrement mon Directeur du thème Monsieur BELARJFI Farid de l'université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed-Institut de maintenance et de sécurité industrielle qui a eu la clairvoyance de nous proposer ce thème. Sa patience, sa disponibilité, ses conseils éclairés et son soutien constant nous ont été très précieux tout au long de la préparation de ce thème.

Je suis sensible à l'honneur que m'a fait Madame AOUIMER Yamina de l'université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed-Institut de maintenance et de sécurité industrielle en acceptant la présidence du jury de notre thème.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur ADJELLOUA Abdelaziz de l'université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed-Institut de maintenance et de sécurité industrielle pour avoir bien voulu examiner le contenu de ce travail et participer à la soutenance.

Enfin, Je remercie toute ma famille pour son aide, en particulier mes parents, et tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, soient ici remerciés.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

- À mes très chers parents pour leur amour, leurs sacrifices, leurs encouragements perpétuels et pour leur soutien.*
- À mon très cher frère, mes sœurs, ma grande mère et mes cousins*
- À mes amis et mes collègues de l'IMSI*

Résumé

Les engrenages sont largement utilisés dans l'industrie mécanique comme moyen de transmission de puissance d'un arbre vers un autre et dans les boîtes de vitesses et d'avances des machines où ils réalisent les vitesses, les couples et les sens de rotation des éléments de machines. , mais leur graissage reste une problématique jusqu'à nos jours. La lubrification consiste à entreposer une couche liquide ou solide entre deux surfaces en mouvement pour abaisser le frottement entre les surfaces en contact. Ainsi, de fortes réductions de perte en énergie et de puissance, ainsi qu'une amélioration des conditions de fonctionnement sont obtenues.

Nous avons présenté dans ce travail la modélisation du frottement entre deux dentures d'engrenages en se basant sur le modèle géométrique équivalent, ainsi que des conditions aux limites de la lubrification mixte. Cette modélisation concerne deux variables principales qui sont la vitesse de glissement et la charge.

Mots clés : Engrenage, Lubrification mixte, régime hydrodynamique, régime élastohydrodynamique.

Nomenclature	1
Liste des figures	3
Introduction générale	5

Chapitre 1 : Notion générale sur la lubrification des engrenages

1. Introduction.....	7
2. Définition d'un engrenage	7
2.1. Utilité des engrenages	8
2.2. Géométrie et technologie	8
2.3. Fonctionnement des engrenages	9
2.4. Caractéristiques des dentures	9
3. Cycle de fonctionnement d'un engrenage parallèle extérieur à denture droite	11
3.1. Début d'engrènement.....	11
3.2. Début du contact unique	12
3.3. Fin du contact unique.....	12
3.4. Fin de l'engrènement	12
4. Etude du contact.....	13
5. Facteurs influençant le graissage	15
5.1. Les conditions de montage et de service.....	15
5.2. Les vitesses	15
5.2.1. La vitesse de glissement.....	15
5.2.2. La vitesse de rotation	16
5.3. La charge et la pression de contact	16
5.3.1. La charge.....	16
5.3.2. La pression	17
5.4. Température des dents	17
6. Défaillance des engrenages.....	18
6.1. Le piquage des dentures (pitting).....	18
6.2. Le griffage ou grippage (scuffing	18
7. Comportement au frottement des engrenages.....	20
8. Conclusion	21

Chapitre 2 : La lubrification

1. Introduction.....	22
2. Théorie du frottement	22
2.1. Frottement sec	22
2.2. Frottement de glissement	22

2.3. Frottement de roulement	23
3. Les caractéristiques des lubrifiants	24
3.1. La viscosité	24
3.1.1. La viscosité dynamique.....	25
3.1.2. La viscosité cinématique.....	25
3.1.3. La viscosité relative	26
3.1.4. La viscosité Engler d'un liquide	26
3.2. L'influence de la température et pression sur la viscosité	26
3.2.1. Le point d'inflammation.....	26
3.2.2. Le point d'éclaire	26
3.2.3. Le point d'auto-inflammation	27
3.2.4. Le point de goutte de graisses	27
3.3. L'onctuosité.....	27
4. Les Différent types de lubrifiants	27
4.1. Les lubrifiants liquides.....	27
4.1.1. Les huiles minérales.....	27
4.1.2. Les huiles synthétiques	28
4.1.3. Les huiles végétales et animales	28
4.2. Les lubrifiants semi-liquides ou graisses	28
4.3. Les lubrifiants solides	29
5. Les techniques de lubrification	30
5.1. La lubrification par bain d'huile	30
5.1.1. La lubrification par projection d'huile	30
5.1.2. La lubrification goutte à goutte.....	30
5.1.3. La lubrification par circulation d'huile	30
5.1.4. La lubrification par graisseur	31
6. Conclusion	32

Chapitre 3 : Comportement des surfaces solides en milieu lubrifié

1. Introduction.....	33
2. Equations de base.....	33
2.1. Equation de Reynold.....	33
2.2 L'équation de conservation de la masse	34
2.3 L'équation des contraintes de cisaillement.....	34
2.3.1 Cisaillement	34
2.3.2 Contraintes et vitesses de cisaillement.....	35

3. Comportement rhéologique des lubrifiants.....	36
3.1 La rhéologie des lubrifiants	36
3.1.1. Définition de la rhéologie	37
3.1.2 L'objectif de la rhéologie.....	37
3.2 Comportement rhéologique des lubrifiants.....	37
3.2.1 Contact rigide iso visqueux (Solution de Martin).....	39
3.2.2 Contact rigide piézo-visqueux.....	41
4. Lubrification élastohydrodynamique	42
4.1 Répartition des pressions et équations du film d'huile	42
4.2 La charge.....	44
4.3 Caractéristiques des lubrifiants en EHD	44
4.3.1. La viscosité	44
4.4 Le frottement dans le domaine EHD	45
5. Conclusion	46

Chapitre 4 : Modélisation du frottement dans les engrenages en milieu lubrifié

1. Introduction.....	47
2. Modèle géométrique	47
3. Modélisation du frottement.....	48
4. Procédure de calcul	51
4.1 Algorithme de calcul.....	52
4.2 Organigramme	53
4.3 Programmation.....	54
5. Application.....	54
5.1 Charge Variable	55
5.2. Vitesse variable.....	55
5.3: Discussion des résultats	56
6. Conclusion	56
Conclusion générale	57
Références bibliographiques	58

Nomenclature

Variable	Désignation	Unité
b	Largeur de contact linéique	[m]
E*	Module de YOUNG	[Pa]
f	Frottement solide	[-]
G	Taux de glissement	[-]
h	Epaisseur de film dimensionnée	[m]
l	Longueur de courbure	[m]
P	Pression de contact	[Kg/cm ²]
R _{b1} , R _{b2}	Rayons de base des roues	[m]
Re	Rayon de courbure	[m]
U ₁ , U ₂	Vitesses angulaires	[rad/s]
V _g	Vitesse de glissement	[m/s]
W	Charge appliqué sur la surface	[N]
W _s	Charge solide	[N]
W _{EHD}	Charge élastohydrodynamique	[N]
$\dot{\gamma}$	Taux de cisaillement	[-]
z	Index de viscosité	[-]

Variables grecs

Variable	Désignation	Unité
ω_1, ω_2	Vitesses angulaires	[rad / s]
α_p	L'angle de pression	[°]
η	Viscosité dynamique du lubrifiant	[Pa.s]
Φ	Angle de frottement	[°]
ρ	Masse volumique	[kg /m ³]
	Les contraintes de cisaillement	[-]
σ_0	La contrainte de cisaillement d'Eyring	[-]
α	Coefficient de piézoviscosité	[Pa ⁻¹]

Liste des figures

Chapitre I : Notion générale sur la lubrification des engrenages

Figure1.1 : Engrenage droite.....	7
Figure1.2 : Engrenage gauche.....	7
Figure1.3 : Engrenage Conique.....	8
Figure1.4 : Contact externe.....	8
Figure1.5 : Contact interne.....	8
Figure1.6 : Engrenage hélicoïdale.....	9
Figure1.7 : Caractéristique d’une denture droite.....	10
Figure1.8 : Début de l’engrènement.....	11
Figure1.9 : Début du contact conique.....	11
Figure1.10 : Fin de contact unique.....	12
Figure1.11 : Fin de l’engrènement.....	12
Figure1.12 : Situation d’engrènement.....	13
Figure1.13 : Situation cinématique.....	13
Figure1.14 : Direction de la vitesse de glissement	15
Figure1.15 : Diagramme des vitesses lors d’un contact.....	15
Figure1.16 : Variation de la vitesse de glissement.....	16
Figure1.17 : Répartition de la charge.....	16
Figure1.18 :Variation de pression	17
Figure1.19 : Le piquage des dentures.....	18
Figure1.20 : Le griffage des dentures.....	19
Figure1.21 : Courbe de Stribeck.....	20

Chapitre II La lubrification

Figure2.1 : Efforts appliquée à la surface de contact.....	23
Figure2.2 : viscosité d’un fluide.....	24
Figure2.3 : Force de viscosité agissant dans un fluide.....	25

Figure2.4 : Lubrification goutte à goutte..... 30
Figure2.5 : Lubrification par circulation d’huile.....31
Figure2.6: Palier avec graisseur et répartiteur de graisse.....32

Chapitre III Comportement des surfaces solides en milieu lubrifié

Figure3.1 : Vitesses d’un film de lubrifiant..... 36
Figure3.2 : Répartition de Contrainte de cisaillement..... 38
Figure3.3 : Répartition de la pression adimensionnelle..... 41
Figure3.4 : Variation de la pression et du film de lubrifiant..... 43

Chapitre IV Comportement des surfaces solides en milieu lubrifié

Figure4.1 : Modèle géométrique de contact de deux dentures..... 47
Figure4.2 : Modèle de contact équivalent..... 48
Figure4.3 : Différents efforts supportés par les aspérités..... 48
Figure4.4 : Représentation équivalente plan/plan..... 49
Figure4.5 : Interface d’utilisateur..... 55
Figure1.6 : coefficient de frottement en fonction de W 56
Figure1.7 : coefficient de frottement en fonction de V_g 57

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Caractéristique d’une roue droite..... 10
Tableau 1.2 : Récapitulatif des différentes situations..... 14
Tableau 1.3 : Donnés d’application..... 55

Introduction générale

Les engrenages sont des organes de transmissions du mouvement par contact avec des variations des couples entre les organes moteurs et récepteurs, on les retrouve dans les minuscules pignons des montres, jusqu'aux roues dépassant les huit mètres de diamètre. Ils occupent une place importante dans toutes les industries, mais leur graissage reste une problématique jusqu'à nos jours. Sachant que les profils des dentures sont des courbes, on est face à un contact linéaire Hertzien. La déformation élastique indispensable pour le fonctionnement, met en évidence des grandes pressions de contact, la seconde difficulté réside dans la nature même du mouvement des dentures, dans lesquels se rencontrent roulement et glissement. Cette dernière change de sens au cours de l'engrènement d'où la difficulté d'obtenir un film d'huile lubrifiant s'interposant entre les dentures obéissantes aux seules lois de l'hydrodynamique. On parvient dans certains cas à obtenir un graissage hydrodynamique, lorsque les vitesses de rotations sont très élevées, mais dans la majorité des cas on retrouve le problème du graissage mixte, avec l'influence prépondérante des états de surface et de la qualité intrinsèque des lubrifiants. Le rôle de la lubrification consiste à entreposer une couche liquide ou solide entre deux surfaces en mouvement pour abaisser le frottement entre les surfaces en contact. Ainsi, de fortes réductions de perte en énergie et de puissance, ainsi qu'une amélioration des conditions de fonctionnement sont obtenues... C'est par une application judicieuse des règles d'une discipline à la fois scientifique et technologique que les mécanismes actuels jouissent d'une fiabilité croissante. Concernant notre étude nous modéliserons le contact de denture définis par leur forme géométrique et leur forme cinématique, se ramène à l'étude de la zone de contact de ces deux solides soumis à un effort normal et séparé par un film d'huile. Sachant que dans la majorité des cas, les dentures d'engrenages travaillent en mode de lubrification mixte, nous utiliserons le model de Belarifi &all [1] qui permet de calculer la variation du frottement dans le cas d'un model de denture équivalent.

Ce mémoire est divisé en quatre chapitres distincts:

Le chapitre 1 les généralités sur la lubrification des engrenages ont été abordées. On a introduit un certain nombre des nouvelles notions sur les engrenages et leurs types, en

suite les facteurs influent sur le graissage, en fin, comportement au frottement des engrenages.

Le chapitre 2 consiste à l'étude du frottement et ses types, en suite on a étudié quelques caractéristiques du lubrifiant et les techniques de lubrification.

Le chapitre 3 notre travail commence par une étude de la lubrification et son principe et sa nécessité. Puis, la rhéologie et le comportement rhéologique des lubrifiants, en fin les caractéristiques et modélisation de lubrifiants en élastohydrodynamique.

Le chapitre 4 nous utiliserons dans ce chapitre le model de Belarifi &all [1] qui permet de calculer la variation du frottement dans le cas d'un model de denture équivalent

Chapitre 1

Notion générale sur la lubrification des engrenages

1. Introduction

Les engrenages sont probablement parmi les plus anciens modes de transmission de puissance et cependant leur graissage est un problème des plus discuté même actuellement. Sachant que les profils des dentures sont des courbes, on est face à un contact linéaire Hertzien. La déformation élastique indispensable pour le fonctionnement, met en évidence des pressions de contact qui sont de même ordre de grandeur que celles qui sont rencontrées dans le cas des roulements. Selon R. Lefèvre[1], il existe une seconde difficulté qui se trouve dans la nature même du mouvement des dentures, dans lequel se rencontrent roulement et glissement, ce dernier est nettement plus important que dans le cas des roulements, de plus la vitesse de glissement change de sens au cours de l'engrènement d'où la difficulté d'obtenir un film d'huile lubrifiant s'interposant entre les dentures obéissant aux seules lois de l'hydrodynamique.

On parvient dans certains cas à obtenir un graissage hydrodynamique, lorsque les vitesses de rotations sont très élevées, mais dans la majorité des cas on retrouve le problème du graissage mixte, avec l'influence prépondérante des états de surface et de la qualité intrinsèque des lubrifiants.

2. Définition d'un engrenage

Un engrenage est un mécanisme élémentaire composé de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position fixe et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact et on dit que les deux-roues sont conjugués. La plus petite roue est appelée pignon, la plus grande est la roue [2]

Selon les positionnements relatifs des arbres, il existe trois classes majeures d'engrenages peuvent être distinguées



Figure 1.1 Engrenage droite



Figure 1.2 Engrenage gauche



Figure 1.3 Engrenage conique

2.1 Utilité des engrenages

- Réduction et/ou variation de la fréquence de rotation entre 2 arbres.
- Réduction ou augmentation du couple moteur.
- Transmission d'un mouvement de rotation.
- Transformation des caractéristiques d'un mouvement [3]

2.2 Géométrie et technologie

La géométrie et la technologie d'obtention diffèrent d'une roue dentée à une autre par exemple dans le cas des roues à denture droite, les surfaces primitives sont des cylindres droits d'axes parallèles.

Aussi, les surfaces des dentures sont des cylindres dont les génératrices sont parallèles aux axes. Les roues dentées peuvent être à contact externe (figure1.4) ou contact interne (figure1.5).

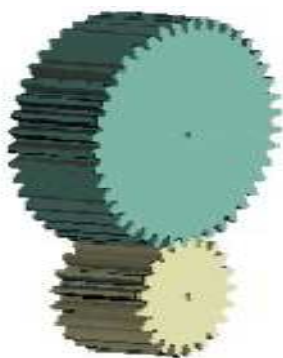


Figure 1.4 Contacte externe

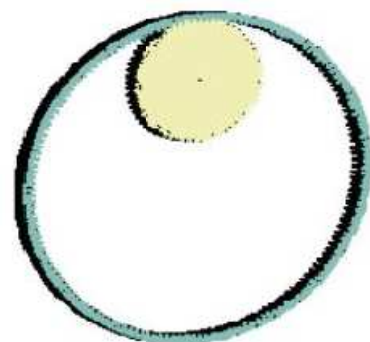


Figure 1.5 Contacte interne

Le transfert de la charge d'une dent à l'autre dépend beaucoup de la distribution des erreurs et des déformations sur l'ensemble de la géométrie des dents. Souvent, un transfert brutal, ne peut être empêché. Ce dernier étant un générateur de surcharges dynamiques, de vibrations, de bruit et en conséquence d'usure et de fractures prématurées, principalement sur les roues à denture droites.

Pour pallier à cet inconvénient, l'utilisation de la denture hélicoïdale "rallonge" l'action de la dent. [4]

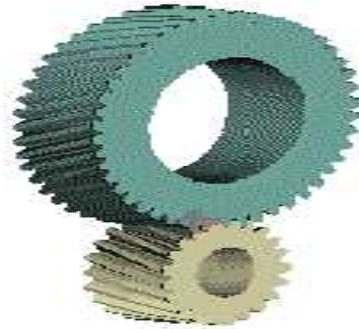


Figure 1.6 Engrenage hélicoïdale

2.3 Fonctionnement des engrenages

Pendant le fonctionnement d'une transmission, le contact d'une dent de la roue menant avec une dent de la roue menée s'amorce au pied de la dent menant et au sommet de la dent menée. [5] L'engrènement s'effectue sur toute la largeur des dents à la fois (engrenage à dentures droites).

Pour que la transmission de la rotation à l'arbre mené soit continue, l'attaque du couple de dents suivant doit se produire avant la fin de prise du couple précédent.

A la différence d'un engrenage droite, dans un engrenage hélicoïdal le contact des dents s'établit non pas simultanément sur toute leur largeur, mais progressivement. L'engrènement d'un couple de dents s'amorce à la racine de la dent menant et sur l'arête de la dent menée.

2.4 Caractéristiques des dentures

Il existe plusieurs types des dentures, aux propriétés particulières. La quasi-totalité des formes sont dites conjuguées : pendant la rotation, les dents restent en contact dans un plan sagittal et quand le lieu géométrique de ce point de contact est une droite, les profils des dents sont des développements de cercle. [6]

Les dentures droites ce sont les plus simples et les plus économiques, ils sont utilisés pour transmettre la puissance et le mouvement entre 2 arbres parallèles. Les dents des roues de

l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres. Il y a engrènement "couple de dents" par "couple de dents" ce qui entraîne des chocs d'engrènement. Leur utilisation est généralement bruyante et génère des vibrations.

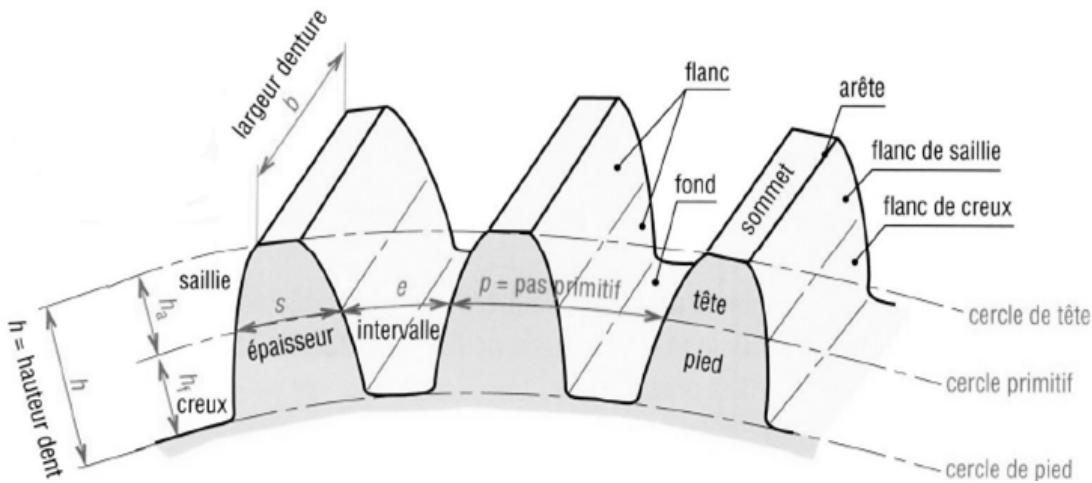


Figure 1.7 Caractéristiques d'un engrenage à denture droite

Désignation	Symbole	Valeur
Module	m	Déterminé par un cercle de résistance des matériaux
Nombre de dents	z	Déterminé à partir des rapports des suivants : $\frac{W_a}{W_b} = \frac{N_a}{N_b} = \frac{Z_a}{Z_b}$
Pas	p	$p = m \cdot \pi$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25m$
Hauteur de la dent	h	$h = h_a + h_f = 2,25m$
Largeur de la dent	b	$b = k \cdot m$ (k valeur à se fixer, fréquemment on choisit entre 6 et 10)
Diamètre primitif	d	$d = m \cdot z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2m$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2.5m$
Entraxe de deux roues	a	$a = \frac{d_A + d_B}{2} = \frac{m \cdot z_A}{2} + \frac{m \cdot z_B}{2} = \frac{m(z_A + z_B)}{2}$

Tableau 1.1 Principales caractéristiques d'une roue à denture droite

3. Cycle de fonctionnement d'un engrenage parallèle extérieur à denture droite

Lors de l'engrènement, le point A de contact entre les profils des deux dents en développante de cercle, se déplace sur une droite tangente au cercle de base appelée droite d'action définie par T_1T_2 . Cette dernière passant par le point I de contact des deux cercles primitifs tangente aux deux cercles de base [7] et inclinées d'angle α appelé angle de pression de denture.

3.1 Début d'engrènement

Le contact 'A' matérialise le début de l'engrènement. C'est le point d'interaction de la droite d'action avec le cercle de tête du pignon mené (figure 1.8).

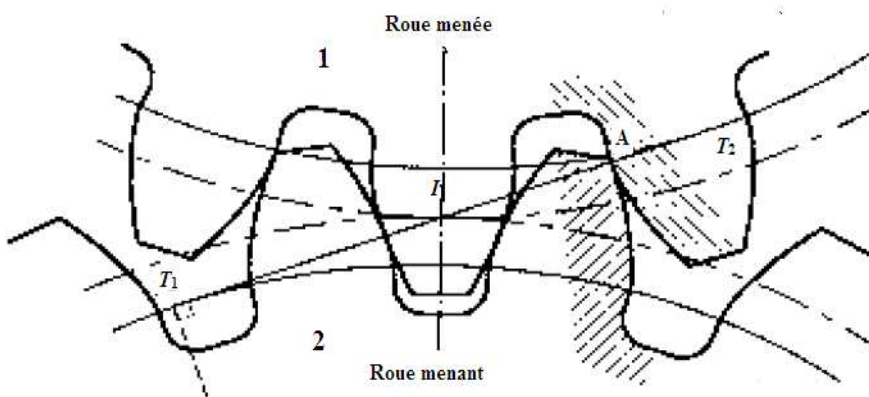


Figure 1.8 Début de l'engrènement

3.2 Début du contact unique

Le point 'V' de la (figure 1.9) matérialise le début du contact unique, la dent précédente quittant le contact avec le pignon 1.

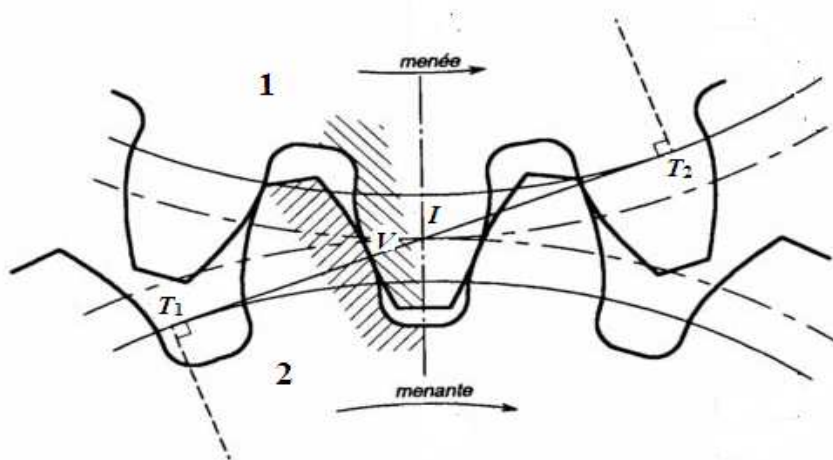


Figure 1.9 Début du contact conique

3.3 Fin du contact unique

Le point W de la (figure 1.10) matérialise la fin de contact unique, la dent suivante entrant en contact avec le pignon 1.

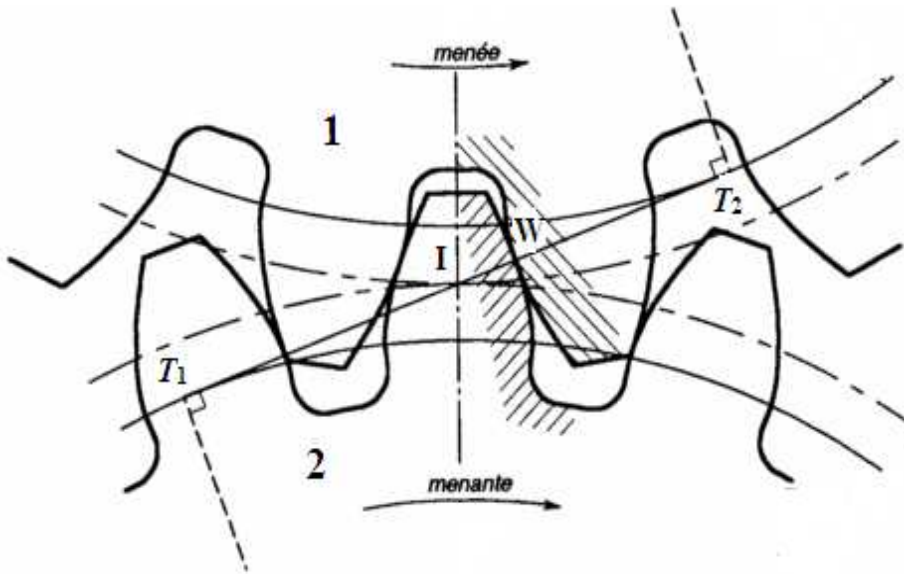


Figure1.10 Fin de contact unique

3.4 Fin de l'engrènement

Le point 'B' matérialise la fin de l'engrènement : C'est le point d'intersection de la droite d'action avec le cercle de tête de la roue menant (Figure 1.11).

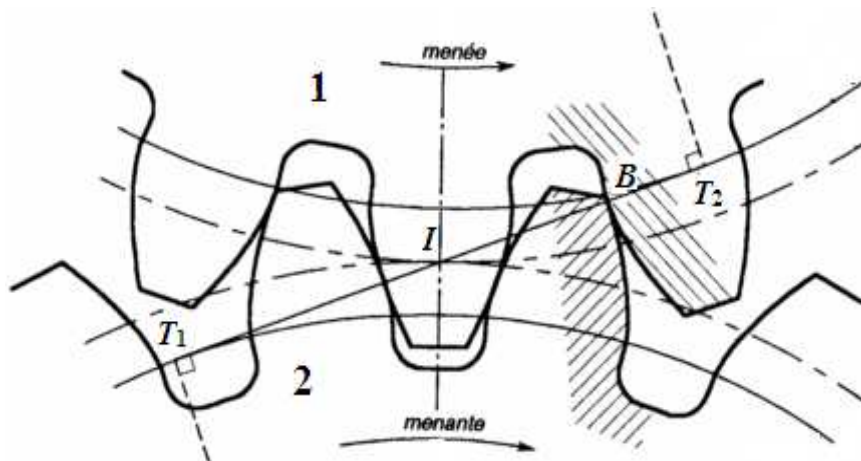


Figure1.11 Fin de l'engrènement

4. Etude du contact

Le contact entre deux dents en prise est un contact linéaire le long de la génératrice parallèle à l'axe et passant par le point d'engrènement. La pression se calcule par la loi de Hertz, c'est pour cette raison on dit qu'on a un contact linéaire Hertzien.

Il existe un certain nombre de profils de denture, mais le profil le plus utilisé est le profil en développante de cercle, dont le modèle cinématique consiste à considérer le contact en mouvement d'un engrènement représenté par la figure (1.12) à l'entrée du contact désigné par le point A et à la sortie du contact désigné par le point B. On désigne par R_{b1} le rayon de base pour le pignon (1) et R_{b2} le rayon de base de la roue (2), et par I le point d'engrènement sur le cercle primitif. On désigne par ω_1 et ω_2 les vitesses angulaires du pignon et de la roue, et par α_p l'angle de pression. Étudions les situations cinématiques relatives à l'engrènement de la figure (1.13). Le tableau 1 récapitule les différentes situations.

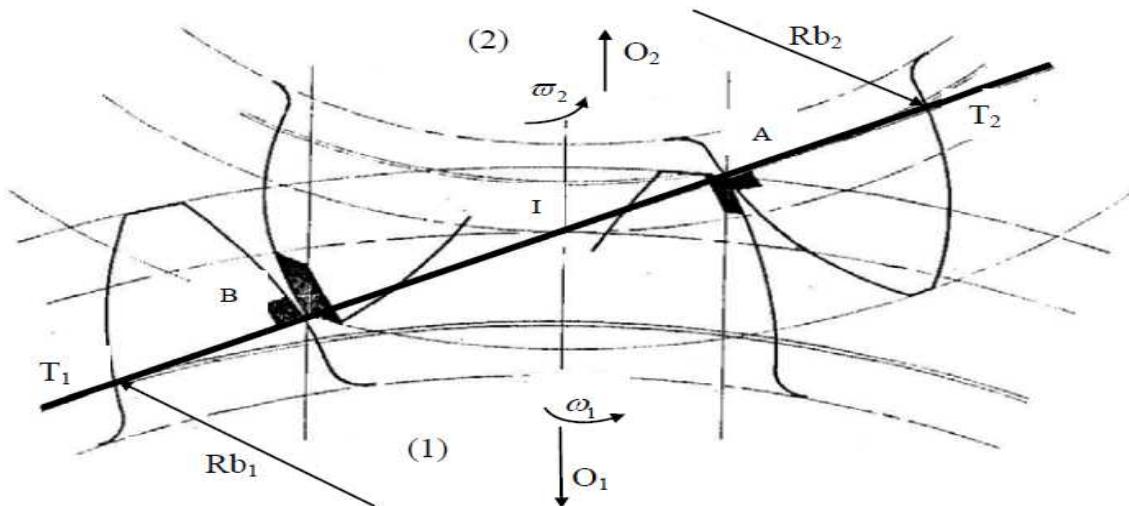


Figure 1.12 Situation d'engrènement

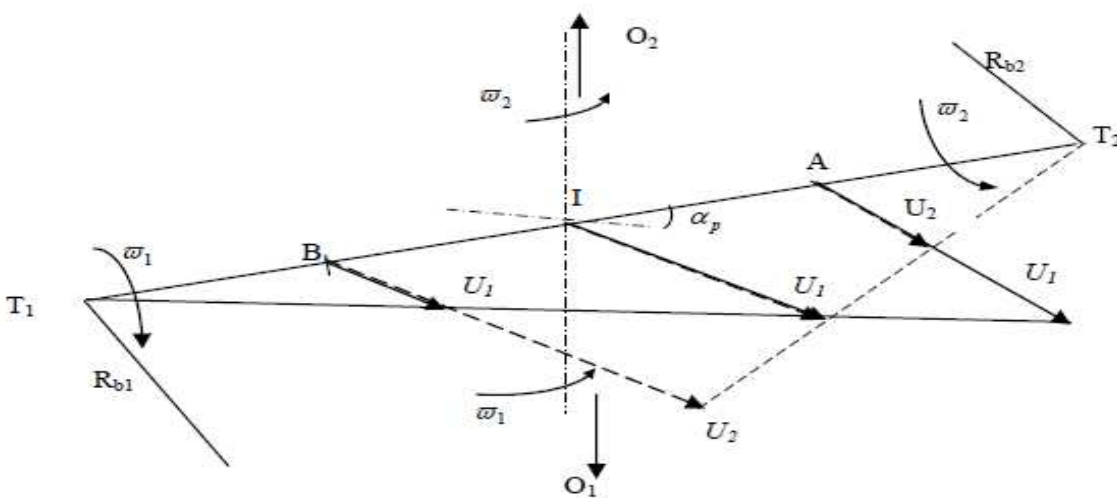


Figure 1.13 Situation cinématique

Situations d'engrènement				
Les points	U_1 pignon	U_2 Roue	Observations	V_g
B	$\omega_1(T_1B)$	$\omega_2(T_2B)$	$U_1 < U_2$	diminue
I	$\omega_1(T_1I)$	$\omega_2(T_2I)$	$U_1 = U_2$	nulle
A	$\omega_1(T_1A)$	$\omega_2(T_2A)$	$U_1 > U_2$	augmente

Tableau 1.2 Récapitulatif des différentes situations.

La vitesse de roulement

$$U = U_1 + U_2 \quad (1.1)$$

Qui augmente du point T1 au point T2.

La vitesse de glissement

$$V_g = |U_1 - U_2| \quad (1.2)$$

Qui augmente de I à T1 et de I à T2

Entre autre on définit le taux de glissement

$$g = \frac{V_g}{U} \quad (1.3)$$

Le bulletin 95 de l'institut des engrenages et des transmissions indique que la vitesse de roulement globale augmente du point T₁ au point T₂, et la vitesse de glissement augmente de I au point T1 et de I au point T2. Quant au taux de glissement, il s'annule au primitif au point I, où $U_1 = U_2$, et prend la valeur de un en T₁ et T₂ où U_1 et U_2 s'annulent.

Les observations faites par Henriot, Borsoff et d'autres auteurs [1] montrent que l'usure des engrenages se fait dans des conditions extrêmes de frottement et se localise à l'entrée et à la sortie du contact.

5. Facteurs influençant le graissage

Un certain nombre de facteurs influe sur le graissage des engrenages qui sont les conditions de montage et de services, la vitesse de glissement ainsi que la charge.

5.1 Les conditions de montage et de service

Parmi les paramètres qui influent sur les conditions de montage et de service on peut citer les liaisons, la variation des efforts, le fini des dentures et la précision de l'entraxe.

5.2 Les vitesses

5.2.1 La vitesse de glissement

Dans les différents types d'engrenages la vitesse de glissement demeure perpendiculaire à la ligne d'action comme représentée par la (figure 1.14). Il en résulte que le film est perturbé pendant un temps très court lorsque la vitesse de glissement s'annule figure (1.15) (cas général) et la figure (1.16) (cas des engrenages) puis lorsqu'elle change de sens. Les lois de l'hydrodynamique ne peuvent s'appliquer intégralement, et la formation d'un coin d'huile entre les dentures demeure problématique.

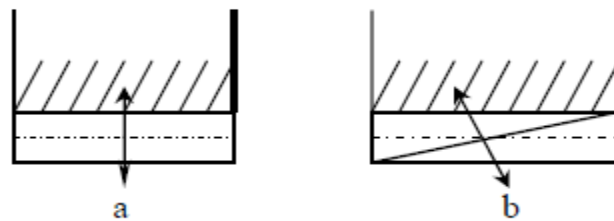


Figure 1.14. Direction de la vitesse de glissement

a : engrenage droit

b : engrenage hélicoïdal

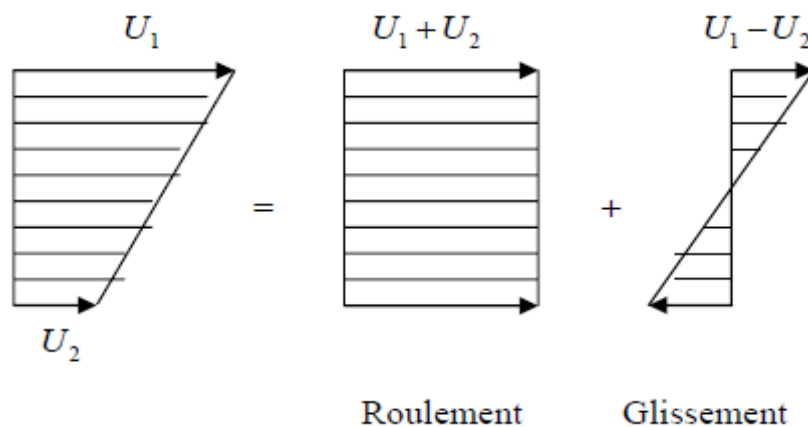


Figure 1.15 Diagramme des vitesses lors d'un contact

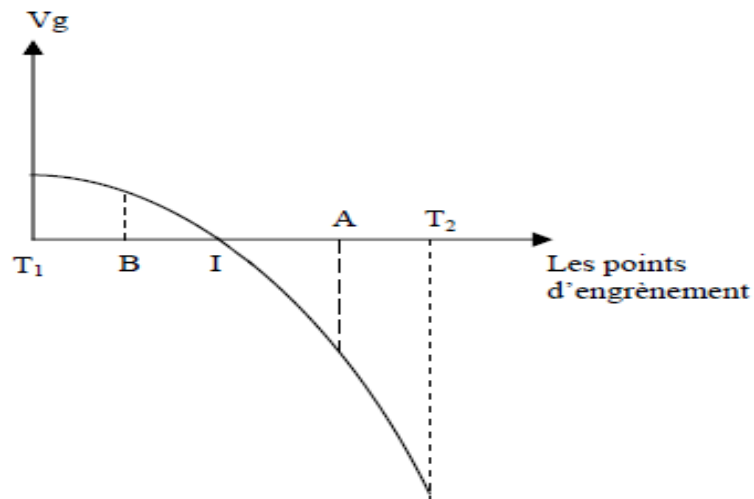


Figure 1.16 Variation de la vitesse de glissement lors de l'engrènement

5.2.2 La vitesse de rotation

La vitesse de rotation intervient par son effet centrifuge qui permet d'évacuer l'huile hors des dents, ainsi que sur la sévérité des conditions de fonctionnement. Trois facteurs sont proportionnels à la vitesse de rotation qui est la fréquence des variations de pression liée à celle des engrènements, la valeur de la vitesse de glissement et sa fréquence de variation.

5.3 La charge et la pression de contact

5.3.1 La charge

La force normale a une intensité et une direction constante dans l'engrenage à profil à développante de cercle. La (figure 1.17) donne la répartition de la force normale (W) lors de l'engrènement.

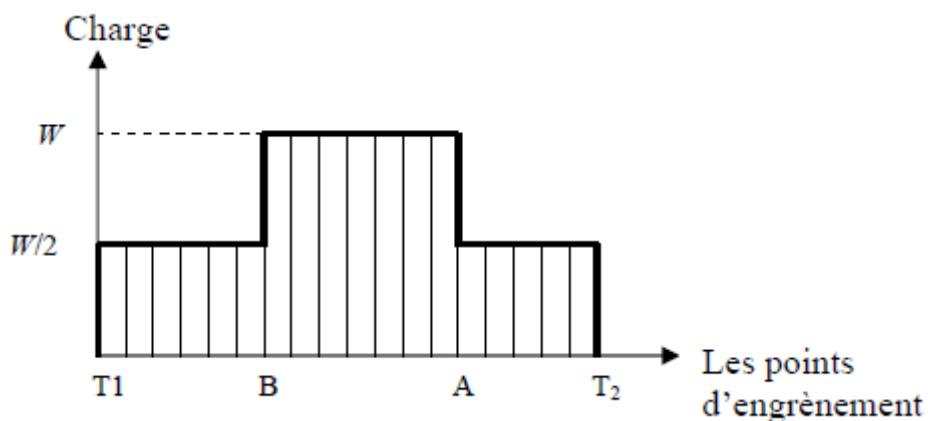


Figure 1.17 Répartition de la charge.

Sur cette figure on a le pas de la base qui est représenté par $T_2B=T_1A$. Un couple transmet seul l'effort entre les points A et B, par contre entre les segments T_2A et T_1B , deux couples se partagent la charge. Cette théorie selon Henriot est émise en faisant abstraction des erreurs de dentures et des flexions des dents.

5.3.2 La pression

La pression de contact (de l'ordre de 1800 à 10^4 kg/cm²) [1] entre deux dents en prises crée une aire de longueur finie due aux déformations élastiques et varie en fonction de la vitesse de glissement. Le diagramme de la (figure 1.18) montre des variations brusques aux points B et A, les conditions les plus difficiles de graissage étant rencontrées au début de l'engrènement (au point A et du parcours $T_2 A$), ce qui caractérise la difficulté du problème de graissage.

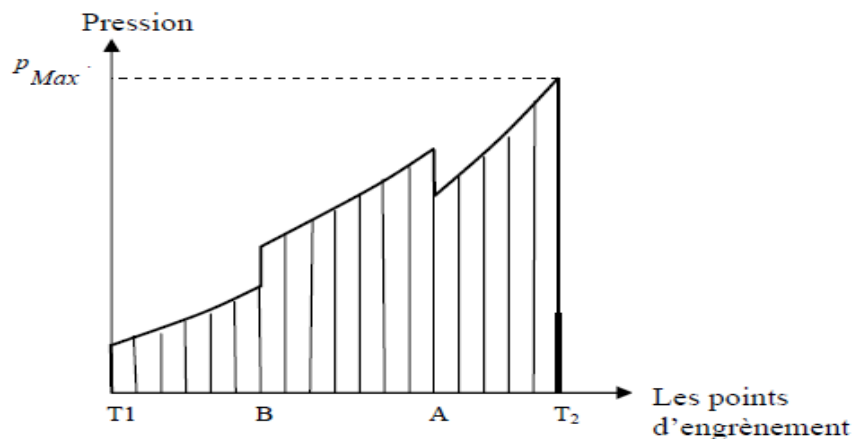


Figure 1.18 Variation de la pression en fonction de la vitesse de glissement

5.4 Température des dents

Block [1] fut le premier à étudier le grippage et a énoncé le phénomène de la température éclair (flash température), ces travaux ont été vérifiés par d'autres chercheurs tels que Lefèvre, Henriot, Neimann et Lechner, Crook et Bell, Long-Qing Chen [1]. Selon Henriot, en citant Block, le grippage serait dû à la rupture du film d'huile lorsque la température de contact atteint une certaine valeur. Selon, Lefèvre chaque type de lubrifiant est limité dans son action par une charge de grippage qui permet la rupture du film lubrifiant, cette charge est liée à la température maximale que pourra supporter l'huile utilisée. Les déformations élastiques se succédant à grande vitesse, accompagnées de contraintes de glissement et de frottements internes dans les dents.

6. Défaillance des engrenages

La détérioration des engrenages dépend de la conception, des matériaux, du taillage, de la lubrification des conditions de montage et de fonctionnement. Actuellement deux types particuliers d'avaries se présentent

6.1 Le piquage des dentures (pitting)

Généralement concentré au voisinage de la trace du cylindre primitif comme indiqué par la (figure 1.19). Il s'agit de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents, en particulier dans la zone du cercle primitif. Cette avarie se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement dur, et donc plus fragile, sensible aux effets cumulatifs de sur-contraintes (avance de fissures). Le pitting est moins à craindre lorsque la viscosité du lubrifiant est importante, car dans ce cas, le film d'huile séparant les surfaces en contact est plus épais. Cette avarie peut apparaître à la suite de légers désalignements d'axes par exemple, à cause de surpression locales.



Figure 1.19 Le piquage des dentures

6.2 Le griffage ou grippage (scuffing)

Concentré où le glissement est important (figure 1.20). Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service.



Figure 1.20 Le griffage des dentures

Le dernier type d'avarie résulte des contacts métal sur métal donc de la destruction momentanée du film lubrifiant, par contre le piquage n'a lieu qu'en présence de lubrifiant au-delà de certaines valeurs de la pression spécifique et s'accroît avec un état de surface grossier.

Alors que le griffage tend à confirmer la difficulté d'obtention d'un film régulier de lubrifiant obéissant aux lois de l'hydrodynamique, le piquage démontre la présence d'un film au voisinage du point d'engrènement pour lequel le glissement est nul. Il y a donc en apparence opposition, en fait les tenants de la théorie hydrodynamique n'ont pu faire vérifier tous les calculs par les expérimentateurs. Ces derniers ont tenté de vérifier par des mesures, l'influence respective des divers paramètres pris individuellement ou simultanément.

Un certain nombre d'auteurs se sont penchés sur la détermination du film d'huile, soit par la résolution de l'équation de Reynolds tel que Martin, Grubin, Cheng ou Dowson et Higginson, ainsi que des expérimentateurs tels que les travaux de Crook, El Sisi et GSA Shawki, ayant opéré sur machine à disques lisses (modèle équivalent), ou les travaux de Mac Connachie et Cameron, Attia [1], qui ont opéré sur des bancs d'essais d'engrenages. De l'ensemble des résultats on donne un résumé des constatations faites par les différents auteurs sur l'épaisseur du film en citant Lefèvre et Henriot :

- Influence défavorable du glissement : l'épaisseur maximum du film se trouve au point de glissement nul. Henriot l'attribue à l'augmentation de la température du film, entraînant une diminution de la viscosité de l'huile.

- Influence favorable de la viscosité dont le phénomène de piézo-viscosité favorise la formation du film d'huile.
- Influence de la charge qui tend à provoquer une sorte d'insensibilité du film, à vitesse constante, et à accentuer les différences d'épaisseurs quand la viscosité diminue
- Influence favorable de la vitesse.
- Film d'épaisseur variant dans le même sens que le rayon de courbure des dentures, de la vitesse et de la viscosité.

7. Comportement au frottement des engrenages

Au début du vingtième siècle (1902) Stribeck [1] fut le premier à mettre en évidence la dépendance du coefficient de frottement sur la vitesse des arbres des paliers lisses, Il présenta la courbe du coefficient de frottement (f) en fonction de la variation des vitesses (U), dans laquelle il met en évidence trois régions distinctes (figure 1.21), depuis cette courbe porte le nom de courbe de Stribeck. Plus tard la courbe de frottement fut présentée avec la combinaison d'autres paramètres comme $H_R = \eta \frac{U}{P}$ qui dérive du paramètre De Hershey [1]

introduit en (1915) qui s'écrit $\eta \frac{n}{P_{proj}}$ dans lequel η représente la viscosité, n la vitesse de

rotation de l'arbre et P_{proj} la charge projetée sur la surface. Schipper (1988) [1] introduit le nombre sans dimensions dit « nombre adimensionnel de la lubrification » qui s'écrit

$L = \eta \frac{U}{pRa} = \frac{H_R}{Ra}$ prend en considération l'effet de l'état de surface qui est mise en évidence pour

définir la transition entre les régimes de lubrification lourdement chargés.

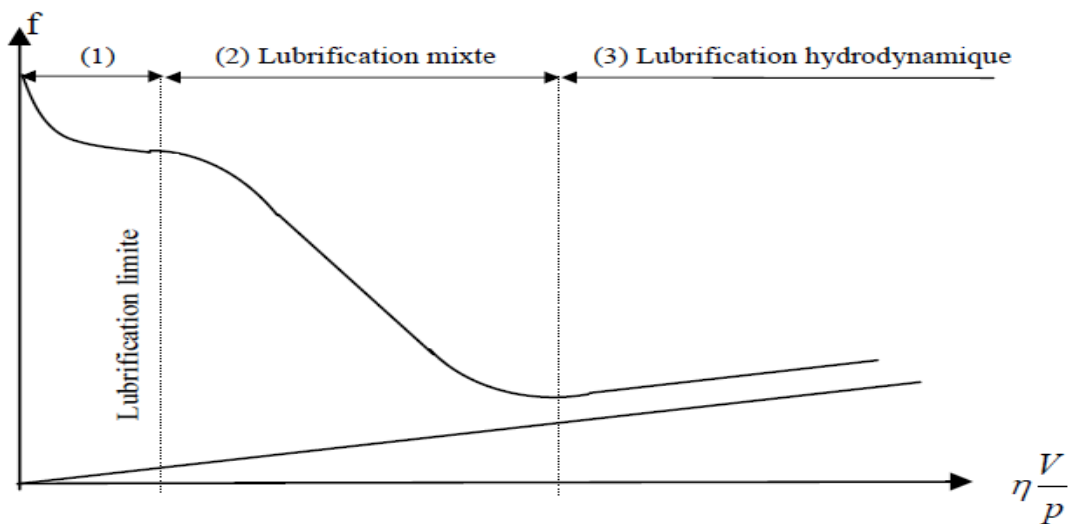


Figure 1.21 Courbe de Stribeck.

On distingue généralement 3 zones qui correspondent chacune à un type de lubrification dont la nature dépend aussi de la pression régnant dans le contact.

Selon [1], dans le cas des contacts à basses pressions (0.1 à 50MPa) :

La zone (1) correspond à la lubrification limite qui fait appel à la physico-chimie des surfaces et des lubrifiants que nous rencontrons à faible vitesse ou à vitesse modérée.

Dans la zone (2) l'effet hydrodynamique commence à prendre progressivement de l'importance et tend à séparer les surfaces qui restent encore en contact sur une partie des aspérités, ce type de lubrification est la lubrification mixte.

La zone (3) correspond à la lubrification hydrodynamique, dont le calcul peut être effectué par l'équation de Reynolds, dans cette zone un film fluide sépare complètement les surfaces en contact.

Dans les contacts à haute pression (jusqu'à 2GPa), la zone (1) correspond à la lubrification extrême pression, dans ce cas les surfaces sont protégées par des films formés par réaction chimique des additifs contenus dans l'huile et activés par les pressions et températures existant dans le contact, dans la zone (2) on parle comme pour les contacts faiblement chargés de lubrification mixte. Mais les phénomènes sont différents, car elle devient une zone de transition entre la lubrification extrême pression et la lubrification hydrodynamique ou élastohydrodynamique qui correspond à la zone (3).

8. Conclusion

La difficulté du graissage des engrenages réside dans le changement de leurs géométries de contact à chaque instant. D'où la nécessité d'avoir dénombré leurs différentes caractéristiques, ainsi que les zones de graissage définies par la courbe de Stribeck.

Chapitre 2

La lubrification

1. Introduction

La lubrification consiste à entreposer une couche liquide ou solide entre deux surfaces en mouvement pour abaisser le frottement entre les surfaces en contact. Ainsi, de fortes réductions de perte en énergie et de puissance, ainsi qu'une amélioration des conditions de fonctionnement sont obtenues... C'est par une application judicieuse des règles d'une discipline à la fois scientifique et technologique que les mécanismes actuels jouissent d'une fiabilité croissante. Cette discipline, faisant appel aux dernières découvertes en matière de mécanique des fluides, mécanique des solides, science des matériaux, chimie et physico-chimie [1].

2. Théorie du frottement

2.1 Frottement sec

Les organes en mouvement frottent directement l'un sur l'autre sans être lubrifiés. Ce type de frottement est dangereux car le dégagement de chaleur peut ramollir une des surfaces au point qu'elle finisse par se coller littéralement à l'autre, pièces, le mouvement peut devenir impossible, on dit qu'il y a grippage on ne peut monter. Ainsi que des mécanismes fonctionnant rarement et à vitesse réduite, par exemple l'induit de démarreur et en cas d'un système de freinage [1]

2.2 Frottement de glissement

Entre surfaces parfaitement propre et polie, la résistance au glissement est très élevée, en pratique les surfaces ne sont ni chimiquement propre ni géométrique exacte, elles se recouvrent très rapidement de matière grasses d'oxydes ou de surfaces quelle soient brute ou usinée, elles s'écartent toujours des surfaces théoriques définies par le tracé de dessin. C'est ce qu'on appelle les défauts macro géométrique.

-les défauts macro géométrique : sont dus à l'action de l'outil. Elles conditionnent l'état de surfaces qui est caractérisé par :

- la profondeur moyenne de rugosité (RP)
- la profondeur maximale de rugosité (R_{max})
- l'écarte moyenne arithmétique

La force de frottement entre surfaces dite sèches est égale à la somme des efforts de cisaillements de ces jonctions métalliques augmenter les résistances de chariotage relatives aux cillons creusés par les particules arrachées dans le métal plus doux l'expérience montre qu'elle est proportionnelle à la charge W

$$F = W \times f \quad (2.1)$$

F : forces de frottement

W : la charge normale au surfaces de contact

f : coefficient de frottement

La réaction R fait avec la normale au plan un angle φ dit angle de frottement tel que :

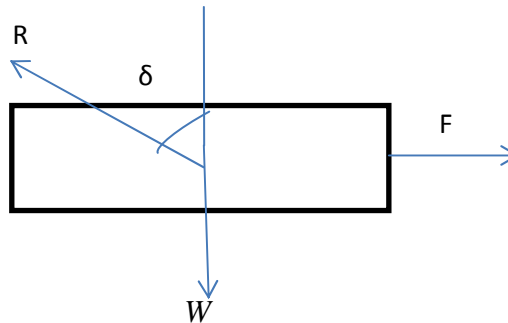


Figure 2.1

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F}{P} = f \quad (2.2)$$

L'expérience montre que le coefficient f est indépendant de ce tendue des surfaces en présence.

2.3 Frottement de roulement

L'hors de roulement sans glissement d'un cylindre pesant sur une surface plane, il y a encore déformation plastique des rugosités et d'éventuelles arrachement des microsoudures et de plus formation d'un bourrelet frontal accompagnant les déformations élastique.

Ces déformations et arrachement se traduisissent par un couple résistant qui s'oppose au rendement. Tout se passe comme si la réaction \overrightarrow{R} du plan sur le cylindre s'exerçait à une distance δ d'où :

$$Cr = -R \times \delta \quad (2.3)$$

Cr : Couple résistant.

3. Les caractéristiques des lubrifiants

Les lubrifiants utilisés dans la plus part du temps doivent répondre à des conditions de qualité suivantes :

3.1 La viscosité

La viscosité peut être définie comme la résistance à l'écoulement uniforme et sans turbulence se produisant dans la masse d'une matière. La viscosité dynamique correspond à la contrainte de cisaillement qui accompagne l'existence d'un gradient de vitesse d'écoulement dans la matière. Lorsque la viscosité augmente, la capacité du fluide à s'écouler diminue. Pour un liquide (au contraire d'un gaz), la viscosité tend généralement à diminuer lorsque la température augmente. On pourrait croire que la viscosité d'un fluide s'accroît avec sa densité mais ce n'est pas nécessairement le cas : l'huile est moins dense que l'eau (huile de colza : 0,92 à 20 °C, contre 1 pour l'eau) cependant elle est nettement plus visqueuse. On classe notamment les huiles mécaniques selon leur viscosité, en fonction des besoins de lubrification du moteur et des températures auxquelles l'huile sera soumise lors du fonctionnement du moteur. Cette force de résistance peut être calculée par la formule de Newton relative à l'écoulement laminaire d'un fluide entre une surface mobile animée d'une vitesse V et une surface fixe (figure 2.2). Entre ces deux surfaces les différentes « pellicules » de fluide vont également se déplacer à des vitesses v différentes variant de 0 à V .

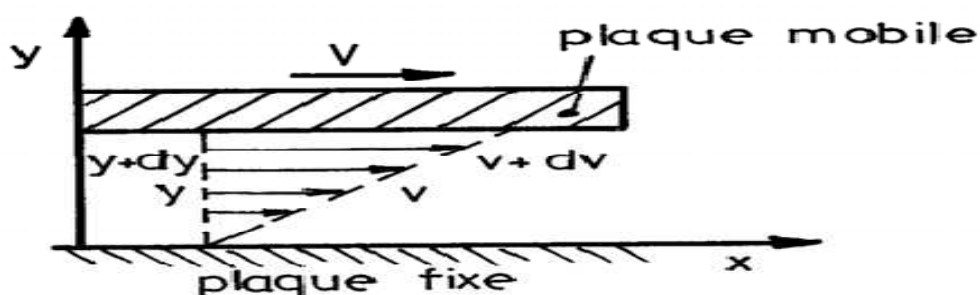


Figure 2.2

Si à une distance y de la surface fixe, la vitesse de la pellicule de fluide est v et devient $v + dv$ à la distance $y + dy$ alors la contrainte tangentielle σ_{xy} appelée fréquemment contrainte de cisaillement, et notée ζ . on a 3 type de viscosité

- ❖ Viscosité dynamique
- ❖ Viscosité cinématique
- ❖ Viscosité relative

3.1.1 La viscosité dynamique

Soit dans un milieu fluide en écoulement, deux couches fluide frottent l'une sur l'autre dans un élément de surface, à $t_0 = c$ (vitesse) à $t + dt = c + dc$ (plaque supérieure) s'exerce une force oblique F dont les composantes sont F_n, F_t , on tire immédiatement l'équation dimensionnelle :

$$\eta = M L^{-1} T^{-1} \quad (2.4)$$

Dans un fluide Newtonien dF_t est proportionnelle à $\partial c / \partial n$

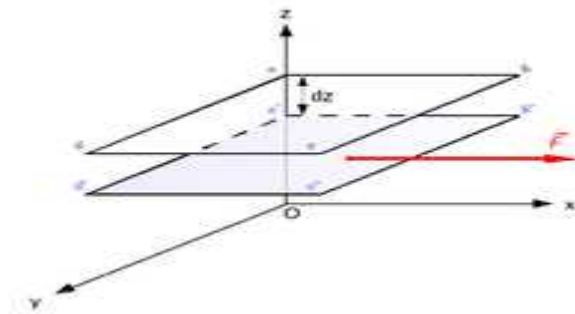


Figure 2.3 Force de viscosité agissant dans un fluide.

- Fluide newtonien :

C'est un fluide de stocks linéaire les coordonnées du tenseur des contraintes sont des fonctions linéaires dans des coordonnées des taux de déformation de matière (appliquer à liquide et gaz).

- Fluide de stokes :

C'est un fluide visqueux lorsqu'il s'écoule lentement en un lieu étroit ou autour d'un petit objet. Dans ces conditions, les effets visqueux dominent sur les effets inertiels et son écoulement, qui correspond alors à un faible nombre de Reynolds (beaucoup plus petit que 1), est régi par les équations de Stokes. Par définition la viscosité dynamique :

$$\partial F_t = \eta \times \left(\frac{\partial c}{\partial n} \right) \quad (2.5)$$

η : présente la viscosité dynamique de fluide elle exprime $N.s/m^2$ (poiseuille)

3.1.2 La viscosité cinématique

Le rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique du fluide. Ses dimensions sont :

$$\mu = \frac{\eta}{\delta} \quad (2.6)$$

$$\mu = L^2 \times T^{-1}$$

3.1.3 La viscosité relative

C'est le ratio entre la viscosité dynamique η du solvant sur celle sur celle du solvant η_s . Dans le cas de plusieurs dilutions du solvant, cela correspond presque au ratio de la viscosité cinématique.

$$\tilde{\nu} = \frac{\eta}{\eta_s} = \frac{\nu}{\nu_s} \quad (2.7)$$

Il existe des relations approches entre la viscosité cinématique et la viscosité relative d'après UBBELOHDE

$$\tilde{\nu} = 7,32 \cdot \left[\frac{^{\circ}E}{^{\circ}E} - \frac{6,31}{^{\circ}E} \right] \quad (2.8)$$

3.1.4 La viscosité Engler d'un liquide

Est le rapport de temps d'écoulement de 200cm³ de ce liquide à température °c au temps d'écoulement de 2000°c d'eau à 20°c. Ces temps étant mesure dans un viscosimètre Engler. Il existe d'autres méthodes tels que l'appareil Saybolt (USA), Pedwood (GB), qui utilisent d'autres méthodes.

Pour connaitre la viscosité cinématique il existe des tableaux qui donnent les différentes valeurs de celle-ci.

3.2 L'influence de la température et pression sur la viscosité

Cette variation est très importante pour les huiles et les graisses.

- La viscosité dynamique varie en sens inverse du volume massique ; donc elle augmente avec la pression
- Pour l'huile minérale l'accroissement est faible soit pour les pressions élevées
- Pour les gaz : la viscosité dynamique est indépendante de la pression dans la mesure où les lois des gaz parfait sont applicables.

3.2.1 Le point d'inflammation

C'est la température à laquelle l'huile émet des vapeurs. Ces vapeurs risquent de s'enflammer.

La température d'inflammation est environ : 200°C à 250°C.

3.2.2 Le point d'éclair

C'est la température à laquelle l'huile émet des vapeurs inflammables dans des conditions déterminées en contact d'une flamme, il varie entre 80 et 280°c, il existe des huiles plus volatiles dont les points d'éclaires sont plus bas.

3.2.3 Le point d'auto-inflammation

C'est la température à laquelle l'huile en présence d'air est susceptible de prendre feu d'elle-même, en l'absence de toute flamme elle se situe entre 150-320° pour huile et graisses.

3.2.4 Le point de goutte de graisses

C'est la température à partir de laquelle la graisse est susceptible de s'écouler comme une huile (risque de consommation excessive). Le point de goutte augmente avec le pourcentage de savon.

3.3 L'onctuosité

L'onctuosité est la facilité pour un lubrifiant de bien adhérer aux surfaces métalliques.

4. Les Différent types de lubrifiants

Il existe différents types de lubrifiants qui peuvent être liquides ou solides

4.1 Les lubrifiants liquides

Ils se décomposent en trois grandes familles distinctes :

4.1.1 Les huiles minérales

Ce sont des très loin les plus utilise. Obtenues par distillation du pétrole brut, elles sont composées de trois constituants :

- Les paraffines.
- Les aromatique.
- Les naphthéniques.

Leurs propriétés de frottement, elles sont de mois bon lubrifiants que les huiles végétales ou animales. Mes leurs avantages par rapport à ces derniers sont :

- Une stabilité thermique.
- Une bonne résistance a l'oxydation.
- Un prix de revient relativement bas.

Des additifs comme le graphite ou bisulfure de molybdène (MoS_2) peuvent être ajoutés pour conférer a l'huile des pouvoirs anti-usure et anti-grippant. D'autre éléments d'adition à base de chlore, de phosphore o de soufre peuvent accroître les performances en ce qui concerne les pressions admissible(ou les appareils additif << extrême pression>>).dans ce cas ces produits actifs réagissent avec les surfaces frottantes en formant des chlorures, phosphates ou sulfures.

4.1.2 Les huiles synthétiques

Elles se développent progressivement. Bien que leur tonnage reste modeste par rapport à celui des huiles minérales. Elles ont conquis des positions de quasi-monopoles dans certaines applications spécifiques comme l'aviation supersonique par exemple.

Les huiles synthétiques proviennent de la combinaison par des procédés chimiques de dérivés gazeux du pétrole que l'on a pu facilement isoler en constituants purs. Contrairement aux huiles minérales, elles ne comportent qu'une seule structure moléculaire, ce qui leur permet de bénéficier de propriétés constantes.

Des additifs (environ 10% des volumes finale sont destinés à améliorer les qualités du produit de base.

4.1.3 Les huiles végétales et animales

Ces produits naturels ont une composition qui dépend du lieu de production, de l'année de récolte, de la variété (végétale ou animale) destinés aussi à la consommation animale ou humaine. Leur prix est croissant. La tendance actuelle est de leur substituer des huiles minérales ou synthétiques. Elles sont encore utilisées milieu marin (bonne tenue dans un environnement d'eau de mer).

Les principales huiles utilisées sont :

- Huile de coprah.
- L'huile de palme.
- Le suif de bœuf.
- L'huile de coton.
- L'huile de colza.

Ces huiles s'oxydent facilement pendant le service, et de manière incontrôlée. Cette oxydation produit des acides gras recherchés. Il existe un procédé de soufflage qui provoque artificiellement cette oxydation intéressante avant mise en service de l'huile. Il consiste à faire circuler de l'air dans l'huile portée entre 100 et 120°C.

4.2 Les lubrifiants semi-liquides ou graisses

Les graisses naturelles comme :

- L'allostarine ;
- La suintine ;

- Le brai de suint ;
- Le beurre de karité ;

Sont trop rares pour être utilisées à l'échelle industrielle.

Les graisses artificielles sont composées :

- L'huile minérale ou synthétique pour 80 à 90 % ;
- D'agents épaississants, comme :
 - ✚ Le calcium ;
 - ✚ Le sodium ;
 - ✚ Le lithium ;
 - ✚ L'aluminium ;
 - ✚ Le barium ;
 - ✚ Le plomb ;
 - ✚ Le zinc.

Pour 10 à 15%.

- D'additifs :
 - ✚ Anti oxydant ;
 - ✚ Anti-usure ;

Identiques à ceux utilisés pour les huiles.

4.3 Les lubrifiants solides

De nombreux matériaux peuvent être utilisés comme lubrifiants solides sous forme de poudre, à condition qu'ils aient les propriétés principales suivantes :

- Faible résistance au cisaillement ;
- Faible dureté ;
- Bonne adhésion au matériau à protéger ;
- Sans impuretés abrasives.

La poudre seule ne présente guère d'avantages car le film poudreux entre les surfaces en glissement relatif, s'élimine progressivement.

Aussi, dans la plupart des cas, les lubrifiants solides en poudre sont-ils employés en dispersion de type colloïdal dans un milieu liquide (80% des particules ont un diamètre inférieur au micromètre).

Il existe aussi des films minces formés d'un liant contenant les particules. Comme pour une peinture, le liant se solidifie après la phase de revêtement des surfaces à lubrifier. Ce revêtement peut être réalisé :

- Au pinceau ;
- Par pulvérisation ;
- Au trempé ;
- Par dépôt sous vide.

5. Les techniques de lubrification

Les principales techniques de lubrification sont par gouttes, par barbotage, par circulation, par pulvérisation (brouillard.), par graisseur et par pinceau.

5.1 La lubrification par bain d'huile

C'est la méthode de lubrification à l'huile la plus répandue pour des vitesses de rotation faible ou moyenne, mais elle nécessite une surveillance continue du niveau de l'huile.

5.1.1 La lubrification par projection d'huile

Un disque ou un déflecteur monté à proximité de palier sur l'arbre et plongé dans l'huile projette de l'huile dans les paliers. Ce système est conseillé pour des vitesses de rotation relativement importantes.

5.1.2 La lubrification goutte à goutte

Ce type de lubrification est utilisable pour des charges faibles à normales et pour des vitesses relativement élevées. A partir d'un réservoir, l'huile tombe sur l'arbre en rotation, elle est ainsi pulvérisée et pénètre dans le palier (figure2.4).

On peut également faire parvenir l'huile directement dans le roulement. La quantité d'huile nécessaire dépend du type de roulement ainsi que des dimensions. En général, quelques gouttes par minute suffisent pour assurer une bonne lubrification.

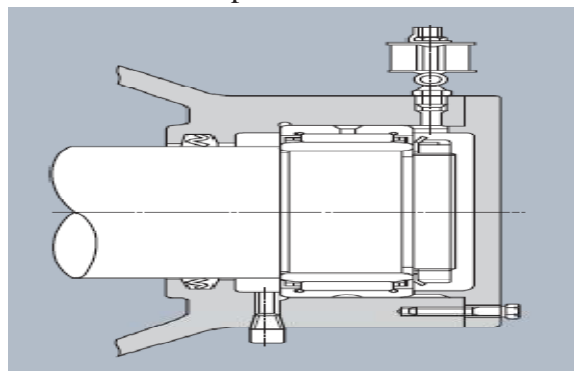


figure.2.4 Lubrification goutte à goutte

5.1.3 La lubrification par circulation d'huile

Cette méthode permet d'assurer à la fois la lubrification et le refroidissement du roulement. Elle permet également le montage d'un filtre retenant les impuretés et éventuellement le montage d'un système de refroidissement de l'huile. Les trous d'évacuation doivent avoir une section suffisante pour éviter la stagnation de l'huile et être placés à l'opposé des orifices d'entrée d'huile. (Figure 2.5).

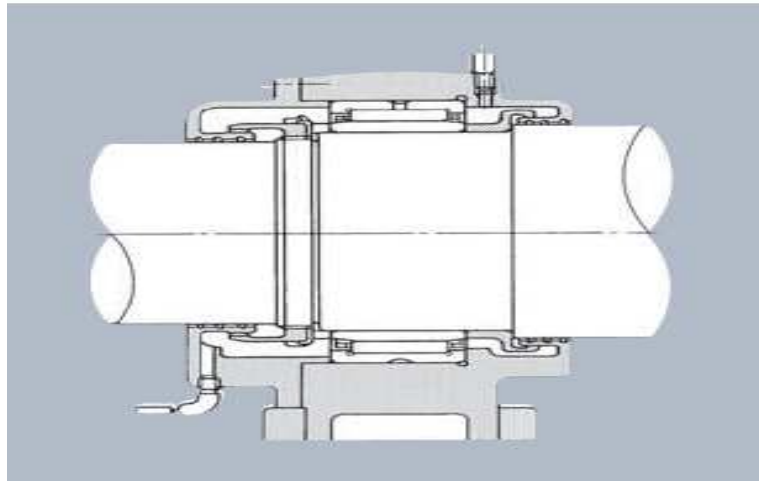


Figure 2.5 Lubrification par circulation d'huile

5.1.4 La lubrification par graisseur

La lubrification à la graisse est la méthode la plus facile. Elle ne demande que des systèmes d'étanchéités simples, et c'est pour cette raison qu'elle constitue la méthode de lubrification la plus utilisée.

Il est important de choisir une graisse optimale et de la remplir correctement dans le roulement. Il faut toujours s'assurer que la surface de guidage soit entièrement graissée sur toute sa superficie, tout particulièrement lorsque la cage est guidée par les bagues intérieure ou extérieure du roulement.

De plus, il est conseillé d'utiliser des graisseurs et répartiteurs de graisse, etc. pour le remplissage.

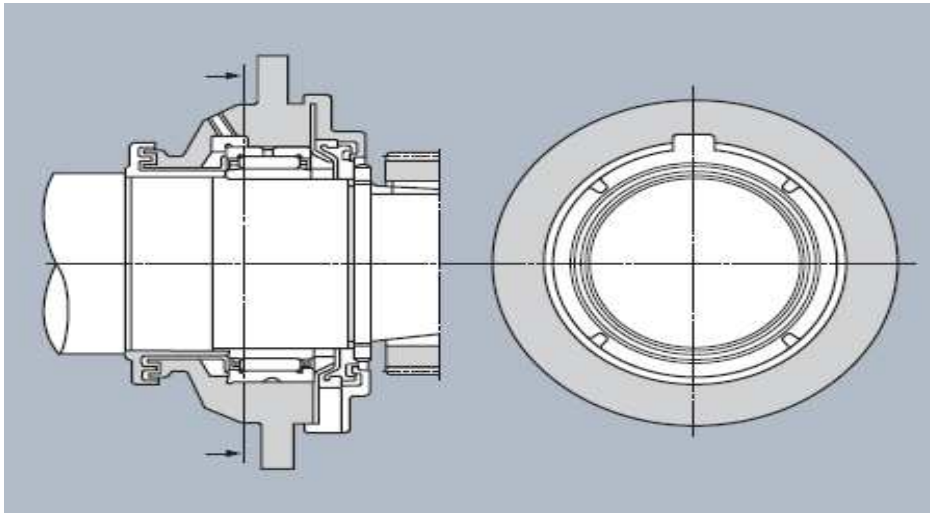


Figure 2.6 Exemple de palier avec graisseur et répartiteur de graisse.

6. Conclusion

La dissipation de l'énergie dégagée par le frottement, nous pousse à faire un choix adéquat du type de lubrifiant et de lubrification de tel sorte que celui ci joue son rôle de caloporteur d'énergie par réduction du frottement non l'inverse e de ce fait augmenter le frottement si on respecte pas les domaines d'utilisation et les différents caractéristiques du lubrifiant.

Chapitre 3

Comportement des surfaces solides en milieu lubrifié

1. Introduction

L'étude du fonctionnement d'un mécanisme constitué par un minimum de deux corps en contact, définis par leur forme géométrique et leur forme cinématique, peut se ramener à l'étude de la zone de contact de ces deux solides soumis à un effort normal et séparés par un film de fluide complet. L'analyse micro géométrique de fonctionnement de ces deux corps en contact montre que les aspérités peuvent être soit en régime hydrodynamique ou élastohydrodynamique. Ces dernières sont soumises à des efforts normaux et tangentiels qu'il faut évaluer. Nous synthétisons dans ce chapitre les travaux, de la lubrification hydrodynamique du contact linéique.

2. Equations de base

Rappel de la mécanique des fluides

On peut définir le comportement d'un fluide dans un système d'engrenage à partir de la résolution des équations fondamentales de la dynamique des fluide ces principes sont :

- ✓ Equation de conservation de la masse (équation de continuité).
- ✓ Equation de Reynold.
- ✓ Les equations des vitesses.

Ces équations s'appliquent aucune hypothèse quant à la nature du fluide ou des transformations qu'il subit. Cependant, dans les applications pratique, certaines hypothèse et restrictions sont introduites afin de simplifier ces équations et arriver à élaborer des modèles simples pour la calcul des écoulement

2.1 Equation de Reynold

L'équation de Reynolds est considérée pour décrire la distribution de pression dans le film lubrifiant.

Lorsque la vitesse d'une paroi du contact est tangente en tout point à cette paroi (cas fréquent en lubrification), en admettant que la masse volumique et la masse ne varient

pas selon l'épaisseur du film du lubrifiant [1] comme c'est toujours le cas on obtient en coordonnées cartésiennes l'équation de Reynolds généralisée qui s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \underbrace{6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z}}_{\text{Effet d'entraînement}} \quad (3.1)$$

Effet d'entraînement

$$\underbrace{+6h \frac{\partial}{\partial x} [\rho (U_1 + U_2)] + 6h \frac{\partial}{\partial z} [\rho (W_1 + W_2)]}_{\text{Effet d'étirement}}$$

Effet d'étirement

$$+ \underbrace{12 \rho V_2}_{\text{Effet d'écrasement de fluide}} + \underbrace{12h \frac{\partial p}{\partial t}}_{\text{compressibilité}}$$

Effet d'écrasement de fluide
compressibilité

2.2 L'équation de conservation de la masse

Principe de conservation de l'énergie

C'est un principe physique qui permet d'établir une relation entre certaines caractéristiques du fluide, ses mouvements indépendants des causes qui le provoquent quel que soit le volume du fluide que l'on suit dans son mouvement, sa masse est reste constante. L'équation de conservation de la masse s'exprime sous sa forme générale comme suit :

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3.2)$$

2.3 L'équation des contraintes de cisaillement

2.3.1 Cisaillement

Le phénomène de cisaillement est la modification de forme sans modification de volume d'un fluide qui est due à l'application d'un système de forces sous forme de contraintes tangentielles.

2.3.2 Contraintes et vitesses de cisaillement

Si les forces d'un élément sont sollicitées par des contraintes tangentielles s'appellent contraintes de cisaillement. Et la vitesse de cisaillement c'est la vitesse de déplacement des molécules de fluides (Figure 3.1).

Les contraintes de cisaillement dans un fluide Newtonien s'écrivent

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xy} &= \eta \frac{\partial u}{\partial y} \\ \tau_{xy} &= \eta \frac{\partial w}{\partial y} \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

Les équations des vitesses dans un fluide Newtonien

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h(x,z)) + \frac{h(x,z)-y}{h(x,z)} U_1 + \frac{y}{h(x,z)} U_2 \\ w &= \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h(x,z)) + \frac{h-y}{h(x,z)} W_1 + \frac{y}{h(x,z)} W_2 \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

Les dérivées des vitesses u et w par rapport à y s'écrivent

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial y} &= \frac{U_2 - U_1}{h} + \frac{1}{\eta} \left(y - \frac{h(x,z)}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial w}{\partial y} &= \frac{W_2 - W_1}{h} + \frac{1}{\eta} \left(y - \frac{h(x,z)}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

Donc Les équations de cisaillement deviennent

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xy} &= \eta \left(\frac{U_2 - U_1}{h} \right) + \left(y - \frac{h(x,z)}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \\ \tau_{xy} &= \eta \left(\frac{W_2 - W_1}{h} \right) + \left(y - \frac{h(x,z)}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

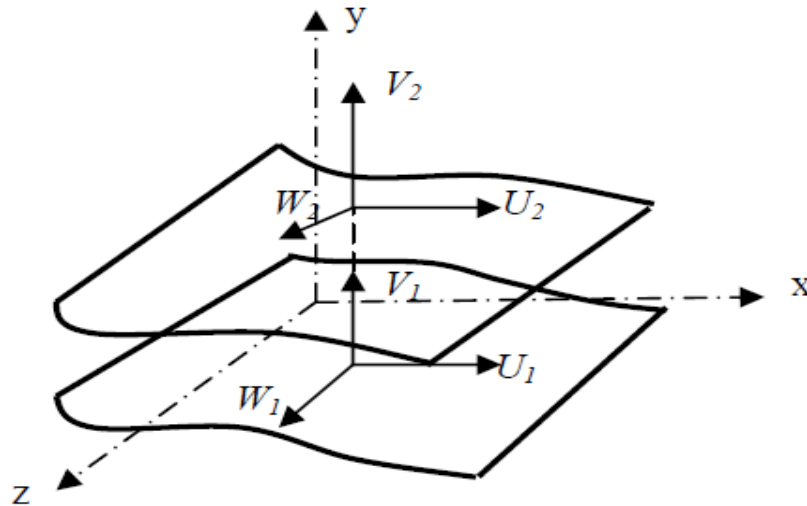


Figure 3.1 Vitesses d'un film de lubrifiant.

3. Comportement rhéologique des lubrifiants

3.1 La rhéologie des lubrifiants

La rhéologie est devenue une science à part, depuis 1945 les mécaniciens généralisent des modèles rhéologiques pour des comportements des matériaux, et en 1955 le domaine des fluides visqueux qui traite l'écoulement de pâtes à papier ou de boues de pétrole entre dans cette étude [8]

La rhéologie est une discipline qui traite de l'écoulement, des déformations des matériaux sous l'action de contraintes ou plus généralement de leur variation en fonction du temps [9]

La rhéologie et la mécanique des fluides, sont étroitement liées, ces deux sciences utilisant communément :

- Les équations du mouvement (bilan de forces) avec les conditions limites, fonctions du système considéré.
- Les propriétés rhéologiques du matériau (équation d'état du matériau qui relie les forces s'exerçant sur la surface d'un élément infinitésimal au cours du mouvement de cet élément).

Cependant la rhéologie et la mécanique des fluides ont des objectifs différents :

- L'objectif de la mécanique des fluides est de prédire les mouvements du matériau soumis à un certain nombre de forces caractéristiques (pression, pesanteur, frottement) connaissant les équations du mouvement et l'équation d'état rhéologique du fluide.

- L'objectif de la rhéologie est de déterminer l'équation d'état rhéologique du fluide en effectuant des mesures relatives des forces et des déplacements et exploitant ces résultats à l'aide des équations du mouvement.

Un fluide est un corps qui ne peut rester en équilibre que lorsque l'état de contrainte imposé est caractérisé par un tenseur isotrope, à la contrainte, si le déviateur du tenseur n'est pas nul, le corps se déforme indéfiniment [10]

3.1.1 Définition de la rhéologie

La rhéologie c'est l'étude des relations entre les tensions et la cinématique, selon le type de milieu.

Les types de milieux qui existent sont :

✚ Les solides élastiques

Les solides élastiques réagissent aux déformations par rapport à une configuration privilégiée dont ils gardent mémoire.

✚ Les fluides visqueux

Les fluides visqueux réagissent à chaque instant et en tout point aux contraintes de déformations associées aux variations de la vitesse de cisaillement.

3.1.2 L'objectif de la rhéologie

On détermine l'équation d'état rhéologique d'état du fluide en effectuant des mesures relatives des forces et déplacement et en exploitant ces résultats à l'aide des équations du mouvement.

3.2 Comportement rhéologique des lubrifiants

Les lois rhéologiques sont définies expérimentalement, sur la base des essais sur les lubrifiants sur des viscosimètres de type Couette à impact et disque-disque. Ces expériences tentent de traduire au mieux le comportement des lubrifiants soumis à des vitesses de cisaillement élevées en des temps très brefs. La contrainte de cisaillement en hydrodynamique est fonction du taux de cisaillement ($\dot{\gamma}$).

$$\tau_H = f(\dot{\gamma}) \quad (3.7)$$

$$\text{Avec : } \dot{\gamma} = \frac{U_{moy}}{h} \quad (3.8)$$

Plusieurs lois rhéologiques sont disponibles dans la littérature, dont la (figure 3.2) illustre un certain nombre de modèle.

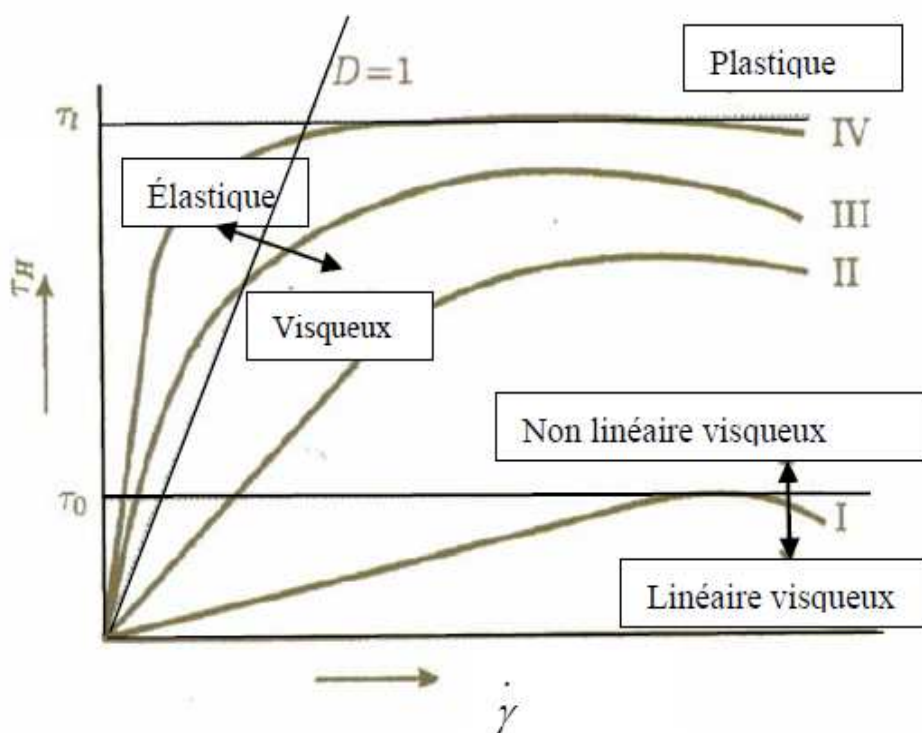


Figure 3.2 Contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement.

La figure 3.2 représente les graphes de la contrainte tangentielle de cisaillement (τ_H) et le taux de cisaillement ($\dot{\gamma}$).

Explication de la courbe de la figure 3.2

Toutes les courbes qui se trouvent au-dessous de la courbe I font parties d'un fluide Newtonien dites courbes linéaires visqueuses, elles sont formulées par l'équation

$$\tau_H = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (3.9)$$

Toutes les courbes qui se trouvent comprises entre la courbe I et la courbe II: sont des courbes non linéaires visqueuses, et sa formulation est donné par l'équation

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau_H}{\tau_0}\right) \quad (3.10)$$

τ_0 : représente la contrainte de cisaillement de Eyring.

La courbe III : est la courbe dite élastique visqueuse non linéaire, elle est formulée par

$$\dot{\gamma} = \dot{\gamma}_e + \dot{\gamma}_v = \frac{\tau_H}{\bar{G}} + \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau_H}{\tau_0}\right) \quad (3.11)$$

La courbe IV: est la courbe dite élastique/plastique du lubrifiant, dans ce cas la contrainte de cisaillement peut dépasser la limite d'élasticité.

Selon la formulation de Johnson - Cameron et de Evans et Johnson

Deux cas peuvent se présenter d'après [1]

$$\text{Si } \tau_H < \tau_L \implies \dot{y} = \frac{\tau_H}{\bar{G}} \quad (3.12)$$

$$\text{Si } \tau_H = \tau_L \implies \dot{y} = \frac{\tau_H}{\bar{G}} + \frac{\tau_L \dot{y}}{\tau_H} \quad (3.13)$$

3.2.1 Contact rigide iso visqueux (Solution de Martin)

Pour déterminer le champ de pression pour un cylindre de longueur infinie, Martin [1] s'est basé sur la résolution de l'équation de Reynolds qui s'écrit en variable réel:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6\eta (U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta U_y \quad (3.14)$$

Avec $U_y = 0$, l'équation (3.14) s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6\eta (U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.15)$$

Lorsqu'il s'agit d'un roulement pur l'équation (3.15) s'écrit selon Johnson [1]

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta (U_1 + U_2) \frac{h(x) - h^*}{h_{(x)}^2} \quad (3.16)$$

Dans le cas d'un régime iso visqueux où on a $\eta = \eta_0$ l'équation (3.16) devient :

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta_0 (U_1 + U_2) \frac{h(x) - h^*}{h_{(x)}^2} \quad (3.17)$$

Avec $h(x)$ représente l'équation du film d'huile qui s'écrit

$$h_{(x)} = h_0 + \frac{x^2}{2R_e} \quad (3.18)$$

Où R_e représente le rayon équivalent qui s'écrit

$$\frac{1}{R_e} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

Dans les équations (3.16), (3.17) h^* représente la valeur limite pour lequel on a un film complet, pour lequel $x = x^*$ et $h = h^*$.

En paramètres adimensionnels, d'après la solution de Martin on peut écrire

L'équation de la pression s'écrit

$$p_{(x,z)} = p_0 \bar{P}(X, Z) \quad (3.19)$$

Avec :

$$p_0 = \frac{6\eta_0(U_1 + U_2)\sqrt{2Rh_0}}{h_0^2}, \quad L_x = \sqrt{2Rh_0}, \quad L_z = L$$

L'équation du film adimensionné s'écrit :

$$H = 1 + X^2 \quad (3.20)$$

Avec :

$$H = \left(\frac{h(x,z)}{h_0}\right) ; \quad X = \frac{x}{L_x} ; \quad Z = \frac{z}{L_z}$$

La solution de Martin est décrite par l'équation :

$$\bar{P}_{IVR}(\psi) = 0.064 + 0.41\psi - 0.056\sin\psi - 0.038\psi \quad (3.21)$$

Avec : $X = \operatorname{tg}\psi$

Et les conditions aux limites :

$$\text{A l'entrée} \begin{cases} X_E = -\infty \\ \bar{P}_{IVR} = 0 \end{cases}$$

$$\text{A la sortie} \begin{cases} X_S = 0.475 \\ \bar{P}_{IVR} = 0 \end{cases}$$

La répartition de la pression adimensionnelle est représentée par la figure 3.3

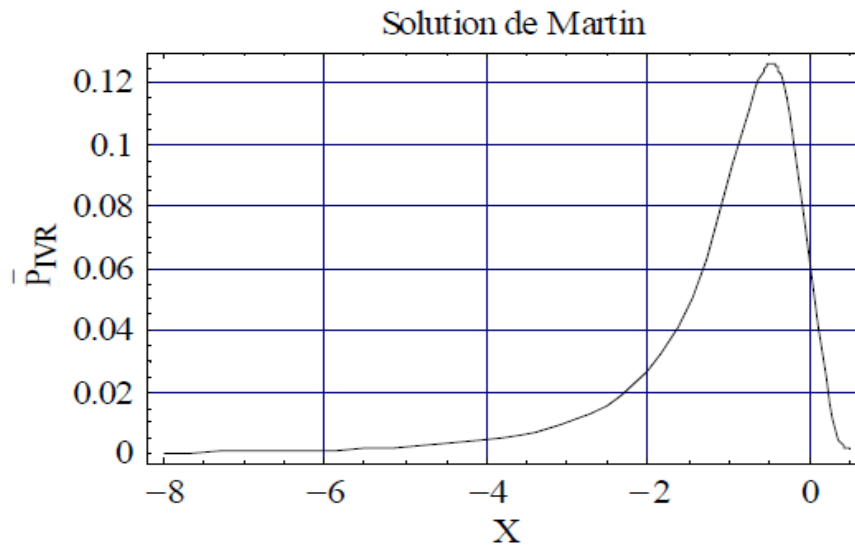


Figure 3.3 Répartition de la pression adimensionnelle
(Solution de Martin)

3.2.2 Contact rigide piézo-visqueux

Dans ce cas on considère les deux corps en contact rigide, avec la prise en compte de la croissance de la viscosité des lubrifiants qui augmente avec la pression, ce phénomène est décrit par la relation

$$\eta(p, T) = \eta(T)e^{\alpha p} \quad (3.22)$$

En isotherme on écrira

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (3.23)$$

α : Coefficient de piézo-viscosité, défini par un ordre de grandeur courant pour une huile minérale il vaut $2 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ (coefficient de Barrus).

η_0 : viscosité à pression ambiante.

L'équation (3.16) s'écrit

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta_0 e^{\alpha p} (U_1 + U_2) \frac{h(x) - h^*}{h_{(x)}^2} \quad (3.24)$$

En faisant le changement de variable

$$\frac{\partial q}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial x} e^{-\alpha p}$$

L'équation de la pression réduite q s'écrit

$$\frac{\partial q}{\partial x} = 6\eta_0(U_1 + U_2) \frac{h(x) - h^*}{h(x)^2} \quad (3.25)$$

On remarque que cette équation est la même que l'équation (3.17), donc la répartition de la pression réduite est la même que celle calculée par Martin dans le cas du rigide isovisqueux. De ce fait on peut calculer la variation de la pression en régime rigide piézo-visqueux par la relation (3.25) tel que :

$$P_{IVR} = -\frac{1}{\alpha} \ln(1 - \alpha q) = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{1}{|1 - \alpha q|} \quad (3.26)$$

La pression maximum calculée par Grubin s'écrit

$$P_{Max} = -\frac{1}{\alpha} \ln \left[1 - 0.76 \left(\alpha \eta_0 \frac{\sqrt{2R_e h_0}}{h_0^2} \right) \right] \quad (3.27)$$

Cette pression est la pression limite au-delà de laquelle les corps en contacts ne sont plus rigides mais les déformations élastiques interviennent pour passer régime élastohydrodynamique.

4. Lubrification élastohydrodynamique

Une formulation d'un problème en EHD doit décrire les propriétés du lubrifiant, l'hydrodynamique du fluide lubrifiant ainsi que l'élasticité des corps en contacts.

L'équation de Reynolds est employée pour définir la relation entre l'épaisseur du film et la pression hydrodynamique qui s'écrit

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\pi} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (3.28)$$

4.1 Répartition des pressions et équations du film d'huile

L'étude du contact de deux cylindres élastiques avec introduction de la déformation élastique entre les deux cylindres séparés par un film d'huile s'écrit selon KL Johnson et Gelink

$$h \approx h_0 + \frac{x^2}{2R} + \delta(y) \quad (3.29)$$

Où $\delta(z)$ représente le déplacement du corps 1/2 et 2/1 et s'écrit selon KL Johnson et

Avec :

$$\delta_{(y)} = \frac{b^2}{2R_e} \quad (3.30)$$

L'équation de la largeur de contact linéique selon l'équation d'Hertz s'écrit

$$b^2 = \frac{4WR_e}{\pi l E^*} \quad (3.31)$$

Le problème consiste à déterminer la capacité de charge en contact Hertzien largement déformé. Nous devons résoudre simultanément une équation élastique qui donne la déformation des surfaces, et donc l'épaisseur du film.

L'équation de Reynolds permet de déterminer la répartition des pressions en connaissant l'épaisseur du film $h(x)$. On se trouve dans ce cas en lubrification élastohydrodynamique (EHD), où il n'existe pas de solution analytique à ce problème. Par contre un certain nombre de solutions numériques itératives très complexes existent tel que la méthode de Newton Raphson, la méthode à relaxation et multi-grille. Les calculs numériques conduisent à un certain nombre de solutions au problème EHD en contact linéaire dont deux films d'huiles sont souvent calculés, le film minimum (h_{min}) et le film au centre (h_c) comme illustré par la figure 3.4.

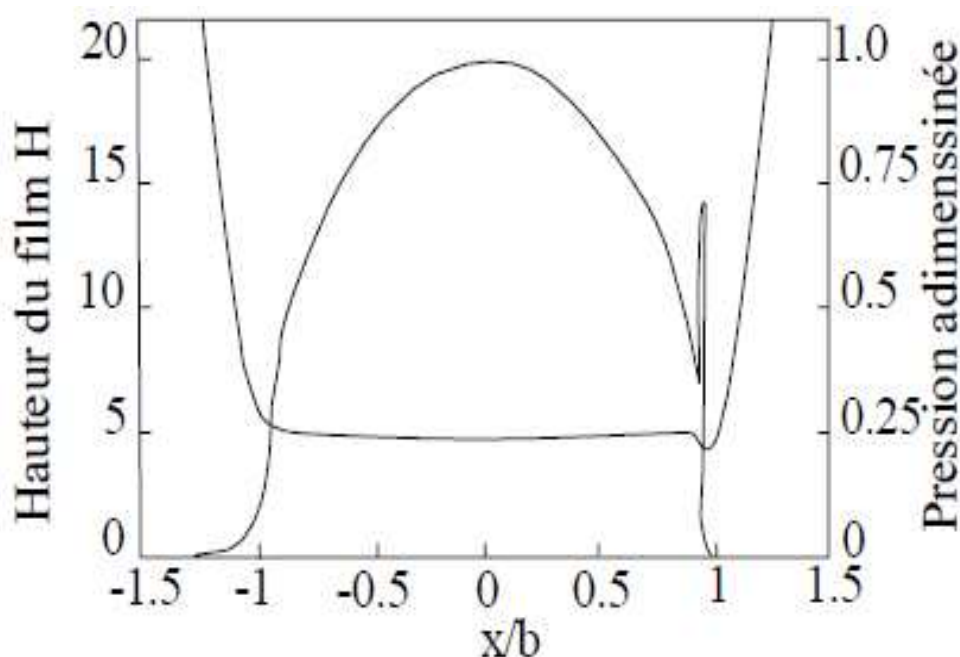


Figure 3.4 Variation de la pression et du film dans le cas d'une lubrification EHD

L'équation du film au centre dans le cas d'un contact linéaire d'après Dowson s'écrit

$$\hat{H}_c = 3.06(\hat{U})^{0.69}(G)^{0.56}(\hat{W})^{-0.1} \quad (3.32)$$

$$\text{Avec : } \hat{H}_c = \left(\frac{h_c}{R_e}\right) ; \quad \hat{U} = \left(\frac{\eta_0 U}{E^* R_e}\right) ; \quad G = (\alpha E^*) ; \quad \hat{W} = \left(\frac{W_{EHD}}{LE^* R_e}\right)$$

Les résultats de calcul d'après KL Johnson montre que

$$H_{\min} \approx 0.8H_c \quad (3.33)$$

4.2 La charge

L'intégration de la pression obtenue par l'équation de Reynolds nous permet de calculer la charge supportée par le film.

$$W_{EHD} = \int p dx \quad (3.34)$$

4.3 Caractéristiques des lubrifiants en EHD

La viscosité

Au-dessus de 1GPa la relation (3.18) est remplacée par la relation de Roelands [1] qui s'écrit

$$\eta(p) = \eta_0 \left(\frac{\eta_\infty}{\eta_0}\right)^{\left[1 - \left(1 + \frac{p}{p_r}\right)^z\right]} \quad (3.35)$$

Avec :

η_∞ : une constante qui est égale à $6.315 \cdot 10^{-5}$ Pa.s

p_r : une constante qui est égal à 196.2 MPa.

z : index de viscosité (coefficient de Roelands), pour les huiles minérales $0.6 \leq z \leq 1.0$

La relation entre η_0 et z est donnée par la relation suivante qui s'écrit

$$\frac{\alpha p_r}{z} = \ln \left(\frac{\eta_0}{\eta_\infty}\right) \quad (3.36)$$

Avec :

ρ_0 : la densité du lubrifiant à température ambiante.

Dowson et Higginson proposèrent cette relation pour des mesures jusqu'à 0.4GPa.

Hamrock(1994) limita l'utilisation de cette relation pour 1GPa,

4.4 Le frottement dans le domaine EHD

Le frottement peut être subdivisé en trois éléments distincts, le frottement de roulement ou de pression, le frottement de glissement et le frottement dû à la géométrie de contact.

- ❖ Le frottement de roulement est causé par l'effort tranchant du lubrifiant comprimé dans le contact, le frottement de roulement est créé par conséquent dans la zone d'entrée du contact. Le frottement de roulement ou de compression s'exprime en fonction de la force de frottement qui s'écrit

$$F_{\text{roulement}} = L \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{1}{2} h \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) dx \quad (3.39)$$

$$F_{\text{roulement}} = \frac{L}{2} \left[\int_{-\infty}^{-b} h \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) dx + \int_{-b}^{+b} h \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) dx + \int_{+b}^{+\infty} h \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) dx \right] \quad (3.40)$$

Comme les pressions sont nulle dans les intervalles $-\infty < x < -b$ et $+b < x < +\infty$

l'équation (3.39) devient

$$F_{f,\text{roulement}} = L \int_{-b}^{+b} \frac{1}{2} h \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) dx \quad (3.41)$$

Lorsque la distribution de la pression est symétrique la force de frottement due au roulement est égale à zéro.

- ❖ Le frottement de glissement est causé par le cisaillement dans la zone de contact due au mouvement relatif des surfaces l'une par rapport à l'autre, la force de frottement de glissement s'écrit

$$F_{\text{glissement}} = L \int_{-b}^{+b} \eta \left(\frac{U}{h} \right) dx \quad (3.42)$$

- ❖ Le frottement géométrique (Cet élément est souvent négligé), est introduit par Patir et Cheng 1979 et Moes 1997. La force de frottement géométrique s'écrit

$$F_{\text{géométrique}} = L \int_{-b}^{+b} W \left(\frac{\partial h}{\partial x} \right) dx \quad (3.43)$$

Ce frottement est dû à l'effort normal appliqué W , il est important lorsque la texture où l'état de surface est pris en compte. Les expériences ont montré que la contrainte de cisaillement du lubrifiant croît d'une manière exponentielle avec la pression.

La pression de roulement occupe une petite portion du frottement global.

La force de frottement dans le domaine EHD est la somme des trois forces qui s'écrit

$$F_{EHD} = F_{\text{roulement}} + F_{\text{glissement}} + F_{\text{géométrique}} \quad (3.44)$$

Qui s'écrit dans le cas général

$$F_{EHD} = \iint_{S_H} \tau_H(\gamma) dS_H \quad (3.45)$$

En introduisant le modèle de Eyring :

$$\tau_H = \tau_0 \text{Arcsinh}\left(\frac{\dot{\gamma}\eta}{\tau_0}\right) \quad (3.46)$$

En introduisant l'équation (3.8) dans l'équation précédente on aura

$$\tau_H = \tau_0 \text{Arcsinh}\left(\frac{U\eta}{h\tau_0}\right) \quad (3.47)$$

D'où :

$$F_{EHD} = \iint_{S_H} \tau_0 \text{Arcsinh}\left(\frac{U\eta}{h\tau_0}\right) dS_H \quad (3.48)$$

Le frottement dans le domaine EHD s'écrit

$$f_{EHD} = \frac{F_{EHD}}{W_{EHD}}$$

5. Conclusion

La synthèse des différents travaux montrent que l'obtention d'un film huile dans le cas des engrenages par model réel ou équivalents reste très difficile vu les paramètres mis en évidences à savoir:

- le taux de glissement,
- la viscosité à l'entrée du contact,
- le coefficient de piézoviscosité, en régime EHD,
- lorsque la charge croit, ou lorsque le produit vitesse-viscosité décroît la répartition des pressions passe de celle de la solution hydrodynamique obtenue pour les surfaces rigides à la répartition elliptique d'Hertz obtenue dans le cas élastique statique non lubrifiée,
- la répartition des pressions présente un pic près de la sortie qui peut devenir très important.

Chapitre 4

Modélisation du frottement dans les engrenages en milieu lubrifié

1. Introduction

Dans la majorité des cas les dentures d'engrenages travaillent en mode de lubrification mixte. Dans ce type de lubrification on retrouve la problématique des surfaces rugueuses lubrifiées dans laquelle Johnson et al [1] notèrent, que la charge appliquée entre deux surfaces rugueuses en contact lubrifié se décompose en deux efforts, l'un dû au lubrifiant, l'autre dû aux aspérités de l'état de surface.

Nous utiliserons dans ce chapitre le modèle de Belarifi & al [1] qui permet de calculer la variation du frottement dans le cas d'un modèle de denture équivalent

2. Modèle géométrique

Le contact de deux dents en prise d'un couple d'engrenage de Rayon R_1 et R_2 tournant à des vitesses ω_1 et ω_2 , soumis à un effort normal W se modélise géométriquement comme un contact entre deux cylindres ou deux demi cylindres (figure 4.1) et dont la géométrie équivalente de ce contact est illustrée par la figure 4.2.

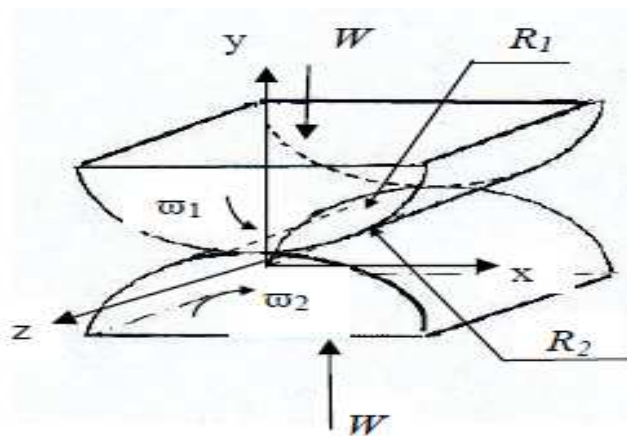


Figure 4.1 Modèle géométrique de contact de deux dentures

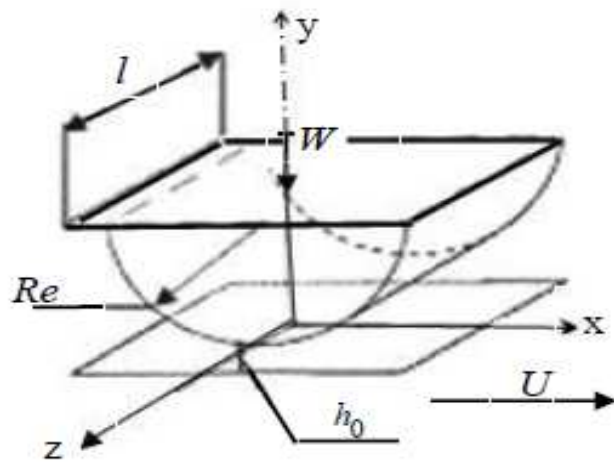


Figure 4.2 Modèle de contact équivalent

3. Modélisation du frottement

Les surfaces réelles sont rugueuses à l'échelle microscopique et le contact est généralement limité à un certain nombre de zones au voisinage du sommet des aspérités.

La compression de deux surfaces l'une contre l'autre sous l'effet d'une charge normale W , l'une idéalement lisse, l'autre rugueuse, représente une situation à laquelle on peut toujours se ramener dans le cas de deux surfaces rugueuses selon le concept de MC. Cool [1]

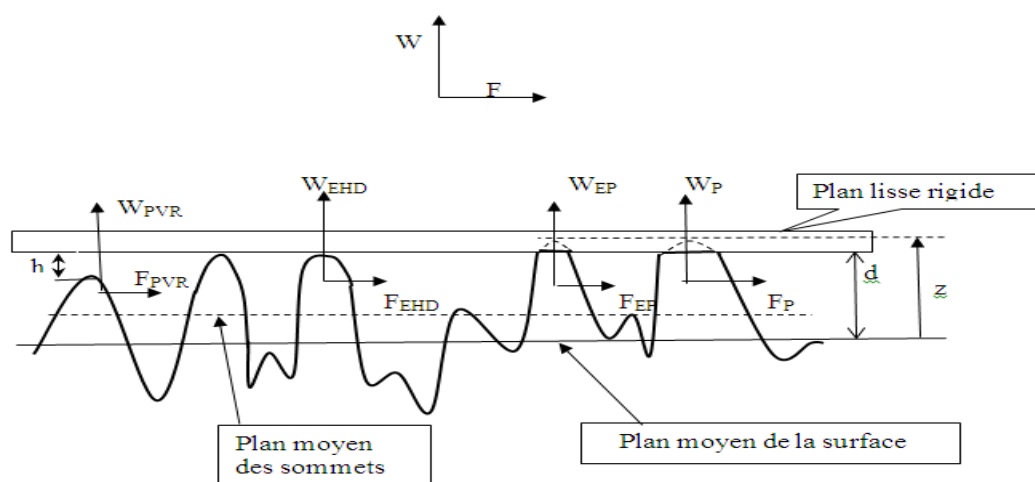


Figure 4.3 Différents efforts supportés par les aspérités

La charge W se décompose en deux forces de type hydrodynamique de résultante W_{PVR} , ou élastohydrodynamique W_{EHD} , ces deux efforts engendrent des films d'huile de différentes hauteurs $h(x)$ non nulles.

$$W_L = W_{PVR} + W_{EHD} \quad (4.1)$$

et la force visqueuse F se compose de

$$F_L = F_{PVR} + F_{EHD} = f_l W_l \quad (4.2)$$

La somme des efforts donne une portance de type solide indépendante de la vitesse et du lubrifiant, qui s'écrit :

$$W_S = W_{EP} + W_P \quad (4.3)$$

L'effort de frottement est de type solide et dépend d'un coefficient de frottement global qui s'écrit :

$$F_S = F_{EP} + F_P = f_s W_S \quad (4.4)$$

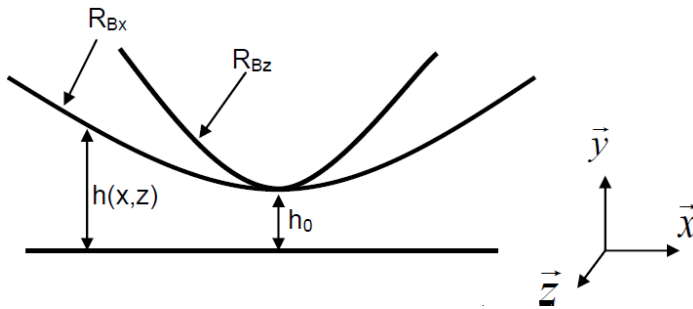


Figure 4.4 Représentation équivalente plan/plan

La force normale que supporte le contact se compose d'une portance solide et d'une portance visqueuse (liquide) et s'écrit :

$W = W_L + W_S$ et la force de frottement globale s'écrit :

$$F = F_l + F_s = f_l W_l + f_s W_s \quad (4.5)$$

Le coefficient de frottement global s'écrit :

$$f = \frac{F_l + F_s}{W} = \frac{F_{PVR} + F_{EHD} + F_{EP} + F_P}{W} \quad (4.6)$$

La distribution $h(x, z)$ équivalente au cas où l'une des deux surfaces est lisse et l'autre est rugueuse, comme représenté sur le schéma figure 4.4

En supposant que les solides soient séparés d'une distance h_0 au centre, et que les rayons R_{Dx} et R_{Dz} soient infinis, on peut approximer la séparation des surfaces dans la zone de contact par l'équation suivante :

$$h(b, z) = h_0 + \frac{b^2}{2R_{BX}} + \frac{z^2}{2R_{BZ}} + def(x, z) \quad (4.7)$$

Écrivons cette équation aux paramètres bidimensionnels qui deviennent

$$h(b) = h_0 + \frac{b^2}{2R_B} + def(y) \quad (4.8)$$

La variable $h(b)$ correspond à l'épaisseur du film de lubrifiant. Cette épaisseur de film transmet la charge par laquelle les deux corps sont pressés l'un contre l'autre. Les pressions générées étant importantes, il y a une déformation élastique des solides, notée $def(b)$:

$$def(b) = \frac{b^2}{2R_B} \quad (4.9)$$

Avec

$$b^2 = \frac{4WR_e}{\pi l E^*} \quad (4.10)$$

La connaissance par une loi simple de l'épaisseur de film est importante dans la conception des contacts et notamment de la rugosité maximale acceptable avant un contact direct des surfaces. Des relations ont été établies pour calculer aisément les conditions de contact, par exemple la relation de Hamrock et Dowson [1], détaillée ici. C'est la relation la plus utilisée de nos jours. Ces auteurs ont donné une approximation analytique de leurs résultats numériques par curve-fitting. Elles prennent en compte à la fois la déformation élastique des surfaces et l'équation de Reynolds. La relation qu'ils en tirent permet de calculer simplement l'épaisseur de film au centre du contact et l'épaisseur minimale. Cette approche s'est faite à l'aide de paramètres adimensionnés regroupant plusieurs paramètres physiques du contact. Pour un contact bille ou tonneau sur plan, avec R_x le rayon dans le sens de l'écoulement, on met en évidence les paramètres adimensionnés suivant :

$$\hat{U} = \left(\frac{\eta_0 U}{E^* R_e} \right) ; \quad G = (\alpha E^*) ; \quad \hat{W} = \left(\frac{W_{EHD}}{L E^* R_B} \right)$$

L'équation du film au centre s'écrit

$$\hat{H}_c = 3.06(\hat{U})^{0.69} (G)^{0.56} (\hat{W}_{EHD})^{-0.10} \quad (4.11)$$

Au centre du contact, pour $x=0$

$$h_c = h_0 + \delta_{(y)} \quad (4.12)$$

Écrivons ces équations aux paramètres adimensionnels qui deviennent

$$H_0 = \frac{h_0}{R_e} \quad (4.13)$$

4. Equation du coefficient de frottement

L'équation (4.6) du coefficient de frottement s'écrit:

$$f = \frac{f_S \cdot W_S + \tau_0 \cdot S_{EHD} \operatorname{ArcSinh} \left(\frac{\eta \cdot V_g}{h_c \tau_0} \right)}{W} \quad (4.14)$$

Où f_S représente le frottement solide qui varie entre 0.12 à 0.09 et W_S la charge solide supporté par les aspérités dans le domaine élasto-plastique ou plastique.

4. Procédure de calcul

Nous nous limiterons à deux cas. Le premier la charge est variable et la vitesse de glissement fixe, et le second cas on fixe la charge et on fait varier la vitesse de glissement. Pour le calcul de l'équation (4.14) nous avons besoin les différentes équations :

-La charge est variable :

20 < W < 200 N, et vitesse de glissement fixe

-La vitesse est variable :

0.15 < U < 3 m.s⁻¹, et charge fixe

$$\hat{W}_{EHD} = 4.14 \hat{U}^{1.59} \hat{G}^{1.46} H_0^{-0.9}$$

$$\text{Avec : } \hat{U} = \left(\frac{\eta_0 U}{E^* R_e} \right) ; \hat{G} = (\alpha E^*) ; \hat{W} = \left(\frac{W_{EHD}}{LE^* R_e} \right)$$

$$W_S = W - W_{EHD}$$

$$\hat{H}_c = 3.06(\hat{U})^{0.69} (\hat{G})^{0.56} (\hat{W})^{-0.1}$$

$$\text{Avec : } \hat{H}_c = \left(\frac{h_c}{R_e} \right)$$

$$b^2 = \frac{4WR_e}{\pi l E^*}$$

$$S_{EHD} = 0.8 S_N \quad \text{avec : } S_N = \pi l b$$

4.1 Algorithme du calcul

Cas vitesse fixe et charge variable

- Fixer:

- la hauteur du film initial h_0 ,
- la vitesse ou la charge
- la contrainte de cisaillement et le coefficient de piézoviscosité
- les matériaux et les modules de Young
- la viscosité du lubrifiant

- Calculer la hauteur du film d'huile

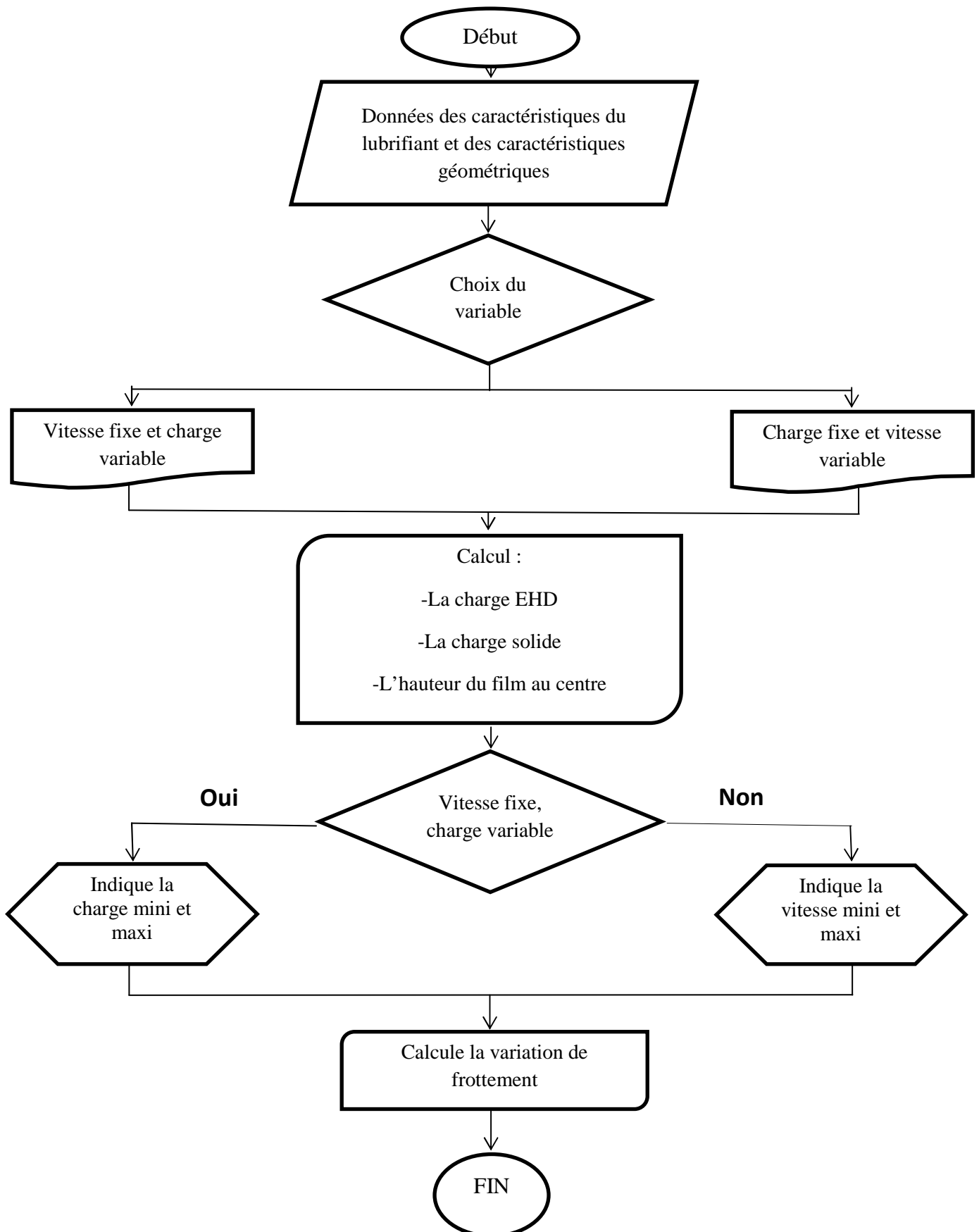
- la charge EHD
- la charge solide

- Indiquer la charge mini et maxi (Cas vitesse fixe)

- Indiquer la vitesse mini et max (Cas charge fixe)

- Calculer la variation du frottement

4.2 Organigramme



4.3 Programmation

La génération du programme a été effectuée sous VB.NET de Visual studio2008
L'interface utilisateur est indiqué par la figure ce dessus. Dans cette dernière on fixe soit la charge ou la vitesse pour obtenir les variations du frottement.

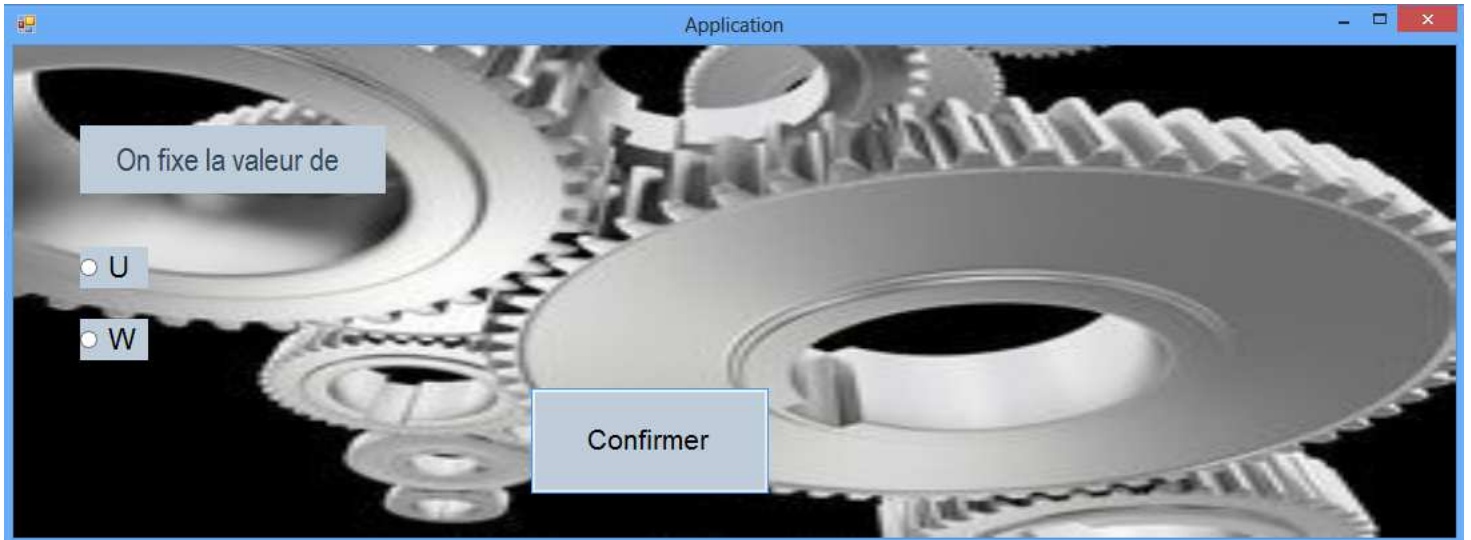


Figure 4.5 Interface utilisateur

5. Application

Notre application consiste à tracer les courbes de frottement pour les données du tableau 4.1

τ_0	$2.5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
η_0	0.325 Pa.s
E^*	$231 \cdot 10^9 \text{ Pa}$
R_e	$4.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
α	$19 \cdot 10^{-19} \text{ Pa}^{-1}$
l	$6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
f_s	0.1

Tableau 4.1 Les données de l'application

5.1 Charge Variable

L'équation du frottement montre que pour une vitesse fixe on a une diminution du coefficient de frottement avec la croissance de la charge.

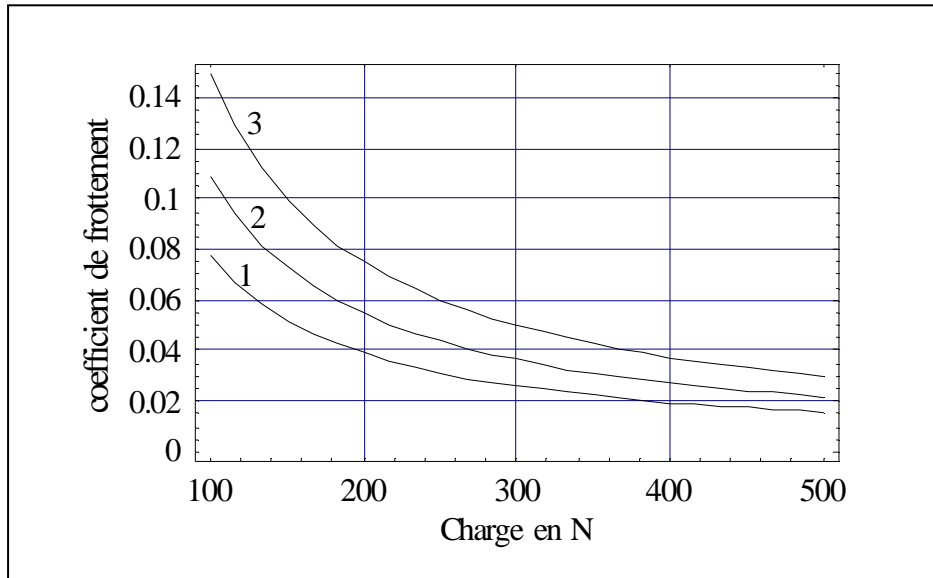


Figure 4.6 Variation du coefficient de frottement en fonction de la variation de la charge

1: $V_g=3\text{m/s}$; 2: $V_g=1\text{m/s}$; 3: $V_g=0.15\text{m/s}$

5.2 Vitesse variable

Courbe de frottement en fonction de la vitesse de glissement

$W=100\text{N}$

$p=425\text{MPa}$

$V: 0.15 \text{ à } 3\text{m/s}$

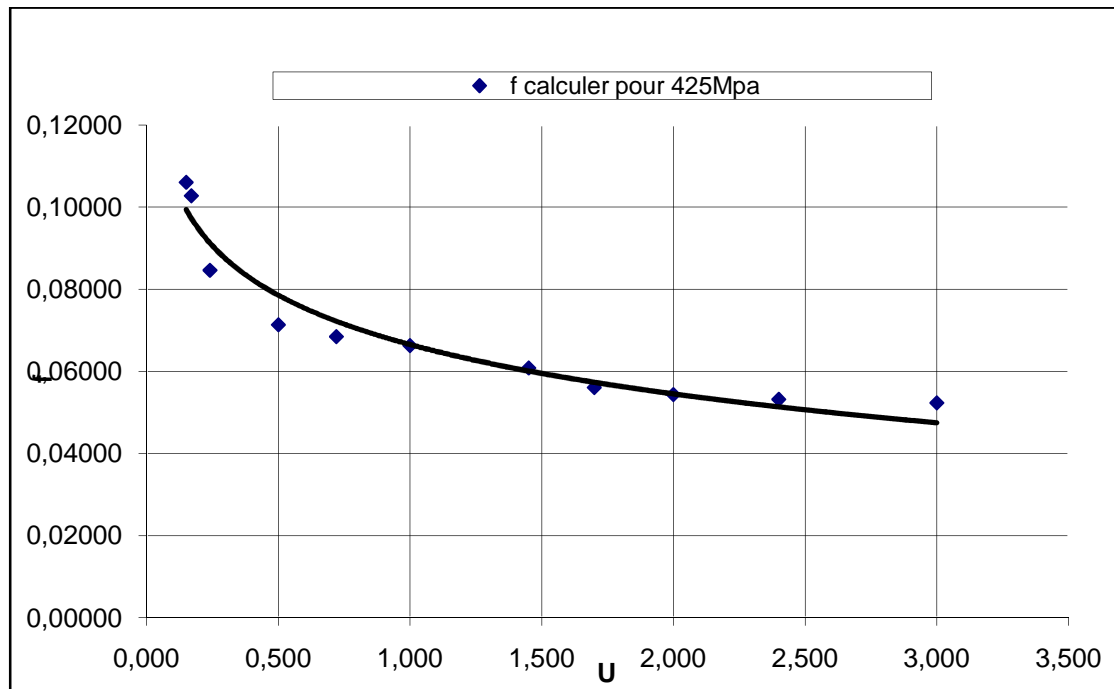


Figure 4.7 Variation du frottement en fonction de la vitesse de glissement

5.3 Discussion des résultats

On remarque que ce soit pour la charge variable et la vitesse fixe ou pour la vitesse variable et la charge fixe, le frottement a une tendance à diminuer avec l'augmentation de la charge ou de la vitesse. Les limites de variation des valeurs maxi des deux variables.

En ce qui concerne la variation de la vitesse nous avons déterminé un nuage de points indiqués par les points et par la suite nous avons exporté ces points vers Excel pour tracer la courbe de tendance en noir

6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté un modèle de lubrification mixte en se basant sur le modèle de Belarifi et al qui dérive de la théorie des contacts rugueux. Les différents résultats de calcul de simulation numériques montrent que la croissance de la vitesse de glissement et de la charge tend à faire diminuer le coefficient de frottement. Il est à remarquer que cette diminution doit être contrôlée selon les conditions limites du matériau, de la rhéologie des lubrifiants et éviter les phénomènes de cavitations.

Conclusion générale

Dans l'industrie mécanique, les engrenages occupent une place très importante. Leur dysfonctionnement peut entraîner la détérioration des machines.

. Une meilleure connaissance des phénomènes existants dans le contact implique une simulation de ce contact afin de se rendre compte de l'effet des différents paramètres influençant les conditions de bon fonctionnement et permettre ainsi de prolonger la durée de vie du couple d'engrenage et de ce fait le mécanisme.

Nous avons présenté dans ce travail la modélisation du frottement entre deux dentures d'engrenages en se basant sur le modèle géométrique équivalent, ainsi que des conditions aux limites de la lubrification mixte.

Nous avons développé une application sous Visual Studio 2008. Cette modélisation concerne deux variables principales qui sont la vitesse de glissement et la charge.

Les résultats de calculs montrent que le coefficient de frottement décroît avec la croissance de la vitesse ou de la charge. Il est bien évident que la charge ne peut pas être augmentée indéfiniment car nous sommes soumis au problème de la rhéologie du lubrifiant qui peut casser si la charge est supérieure à la charge limite qui reste à définir, entre autre pour une augmentation de la vitesse d'une manière infinie peut entraîner le phénomène de cavitation qui a des effets néfastes sur tout le mécanisme.

Donc il est important de combiner entre les valeurs adéquates des charges et des vitesses pour garantir des conditions de fonctionnement optimal avec la moindre perte d'énergie et de se fait réduire l'usure du couple d'engrenage en garantissant un frottement minimal et un film d'huile adéquat à cette effet.

Références bibliographiques

- [1] F. Belarifi &all, Comportement au frottement des engrenages droits, modélisation théorique et confrontation expérimental, mécanique et industrie N° 03. Novembre 2006.
- [2] Gearing basics, Power transmission Design, July 1994 p. p 49-53.
- [3] Fonction et utilité [en ligne] : <http://philippe.fichou.pagesperso-orange.fr/documents/engrenages.pdf>.
- [4] G. Henriot, Traité Pratique et Théorique des engrenages, tome 2, Edition Dunod.
- [5] V.Dobrovolski et co-auteur, Eléments de machines, Edition Mir 1974.
- [6] G. HENRIOT : Engrenage : conception, fabrication, mise en œuvre – édition DUNOD 2007 (8° édition).
- [7] M.Elbadaoui – Contribution du diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par analyse cepstrale – Thèse doctorat, 1999, pp 24.
- [8] J.FROY – Fluide visqueux incompressible
- [9] G.COARRAZ ET J.L GROSSIORD « initiation à la rhéologie »
- [10] Claude WOLFFET et Dominique Dupuis Viscosité T.I