



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur 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

Thèse

Pour l'obtention du diplôme de Doctorat LMD

Filière: Génie mécanique

Spécialité: Thermique et Mécanique des Machines Industrielles

Thème

Modélisation du frottement dans les engrenages droits

Présenté par :

BOUZANA Abdelghani

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
ACHACHE Habib	Pr	Université d'Oran 2	Président
BELARIFI Farid	Pr	Université d'Oran 2	Rapporteur
ABDI Ghezail	MCA	Université d'Oran2	Examineur
BENZAAMA Habib	Pr	ENP Oran	Examineur
ZENASSNI Ramdane	Pr	Université de Mostaganem	Examineur
ELAZZIZI Abdallah	Pr	UST Oran	Examineur

Année universitaire: 2025/2026

DEDICACE

À mes très chers parents et à ma bien-aimée épouse,

Aucune dédicace ne saurait traduire l'immense gratitude que je porte en mon cœur. À vous, chers parents, pour vos sacrifices silencieux, votre dévouement sans faille, et cette bienveillance inébranlable qui a guidé chacun de mes pas. Vos prières, vos conseils et vos bénédictions ont été le socle sur lequel j'ai bâti mes rêves et surmonté les épreuves.

À toi, ma chère épouse, dont l'amour patient et le soutien quotidien ont illuminé mes jours les plus incertains. Ton courage, ta tendresse et ta foi en notre avenir commun ont été une force qui dépasse les mots. Tu as marché à mes côtés, partageant chaque effort, chaque victoire, avec une générosité qui m'émerveille.

Que Dieu Tout-Puissant vous entoure, chers parents, d'une santé florissante, d'une sérénité à toute épreuve, et vous offre de longues années pour savourer la vie. Qu'Il te protège, ma compagne bien-aimée, et nous accorde à tous de cultiver ce bonheur simple, nourri d'amour et de complicité.

Puissions-nous, unis par ces liens précieux, continuer à avancer ensemble sous Son regard bienveillant.

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à l'égard de Monsieur le Professeur F. BELARIFI, mon directeur de thèse, dont l'engagement, l'expertise et la bienveillance ont été des piliers essentiels à l'aboutissement de ce travail. Son soutien constant, ses précieux conseils méthodologiques et sa disponibilité sans faille ont non seulement guidé mes réflexions, mais ont également nourri ma rigueur scientifique. Son humanité et sa passion pour la recherche resteront pour moi un modèle inspirant.

Je tiens à remercier le professeur ACHACHE Habib d'avoir bien voulu accepter de présider le jury de soutenance ainsi que le Docteur ABDI GHEZAIL et les professeurs ZENASSNI Ramdane, BENZAAMA Habib et ELAZZIZI Abdallah d'avoir bien voulu prendre part d'examiner ce travail et d'apporter leurs éclaircissements concernant cette thèse.

Je tiens à témoigner ma reconnaissance à monsieur BENILHA Samir, collègue et compagnon de route académique, pour son esprit collaboratif, ses échanges enrichissants et son soutien moral durant les moments exigeants de ce parcours. Sa perspicacité et sa générosité intellectuelle ont grandement contribué à éclairer certaines dimensions de ce travail.

Un hommage particulier revient à mon frère BOUZANA Abdelhadi, monsieur BRAHMI Houari et monsieur Dahmane Ali ainsi qu'à monsieur SAAD Salhi et Dr.HADADOU Med Amine, dont les conseils avisés – tant professionnels qu'académiques – ont été d'une valeur inestimable. Leur expertise multidisciplinaire, leur lucidité dans les retours constructifs, et leur engagement à partager leurs connaissances ont permis d'affiner la pertinence de cette recherche et d'en consolider les fondations.

Enfin, je tiens à remercier toutes personnes m'ayant aidé de près ou de loin pour l'aboutissement de ce travail.

Résumé Français

Les engrenages sont des composants mécaniques essentiels pour transmettre un mouvement et une puissance entre deux arbres. Leur performance et leur durabilité dépendent fortement de leur conception, des matériaux utilisés et des conditions de fonctionnement, notamment en termes de tribologie (science des frottements, de l'usure et de la lubrification).

La lubrification élastohydrodynamique (EHD) joue un rôle clé dans la réduction des frottements et de l'usure entre les dentures des engrenages. Ce régime de lubrification, typique des contacts à haute pression (comme ceux des engrenages), combine la déformation élastique des surfaces métalliques et la formation d'un film lubrifiant mince sous charge. Il permet de limiter le contact direct entre les aspérités des surfaces, réduisant ainsi l'usure abrasive ou adhésive.

L'usure des engrenages peut résulter de plusieurs mécanismes : fatigue des surfaces (micropitting), abrasion, corrosion ou adhésion. Une modélisation précise des contraintes mécaniques et thermiques est indispensable pour anticiper ces phénomènes. C'est ici qu'intervient la modélisation numérique, avec des outils comme ANSYS Fluent. Ce logiciel de simulation CFD (Computational Fluid Dynamics) permet d'analyser les écoulements complexes des lubrifiants, les pressions de contact et les températures locales, en intégrant les équations de la lubrification EHD.

En combinant tribologie, études expérimentales et simulations numériques, les ingénieurs optimisent la géométrie des engrenages, le choix des lubrifiants et les stratégies de maintenance. Ces approches multidisciplinaires améliorent l'efficacité énergétique, la durée de vie des systèmes mécaniques et réduisent les coûts associés à l'usure prématurée.

Mots clés: Engrenages, Tribologie, Lubrification élastohydrodynamique (EHD), Usure, Modélisation numérique, ANSYS Fluent

Résumé en Anglais

Gears are essential mechanical components for transmitting motion and power between two shafts. Their performance and durability depend heavily on their design, the materials used and operating conditions, especially in terms of tribology (science of friction, wear and lubrication).

Elastohydrodynamic lubrication (EHD) plays a key role in reducing friction and wear between gears. This lubrication regime, typical of high-pressure contacts (such as those in gears), combines the elastic deformation of metal surfaces and the formation of a thin lubricating film under load. It allows to limit the direct contact between surface roughnesses, thus reducing abrasive or adhesive wear.

Gear wear can result from several mechanisms: surface fatigue (micropitting), abrasion, corrosion or adhesion. Precise modelling of mechanical and thermal stresses is essential to anticipate these phenomena. This is where digital modeling comes in, with tools like ANSYS Fluent. This CFD (Computational Fluid Dynamics) simulation software analyzes complex lubricant flows, contact pressures and local temperatures by integrating the EHD lubrication equations.

By combining tribology, experimental studies and numerical simulations, engineers optimize gear geometry, lubricant selection and maintenance strategies. These multidisciplinary approaches improve energy efficiency, the life of mechanical systems and reduce costs associated with premature wear.

Keywords: Gears, Tribology, Elastohydrodynamic lubrication (EHD), Wear, Numerical modeling, ANSYS Fluent

Résumé en Langue arabe

تعتبر التروس مكونات ميكانيكية أساسية لنقل الحركة والطاقة بين عمودين. يعتمد أدائها ومتانتها بشكل كبير على تصميمها والمواد المستخدمة وظروف التشغيل، خاصة فيما يتعلق بعلم الاحتكاك (علم الاحتكاك والتآكل والتشحيم).

يلعب التشحيم الهيدروديناميكي المرن دوراً رئيسياً في تقليل الاحتكاك والتآكل بين التروس. يجمع نظام التشحيم هذا النموذجي لجهات الاتصال ذات الضغط العالي (مثل تلك الموجودة في التروس)، بين التشوه المرن للأسطح المعدنية وتكوين طبقة تشحيم رقيقة تحت الحمل. فهو يسمح بالحد من الاتصال المباشر بين خشونة السطح، وبالتالي تقليل التآكل الكاشط أو اللاصق.

يمكن أن ينتج تآكل التروس عن عدة آليات: إجهاد السطح (التآكل الدقيق)، أو التآكل، أو الالتصاق. تعد النمذجة الدقيقة للضغوط الميكانيكية والحرارية أمراً ضرورياً لتوقع هذه الظواهر. وهنا يأتي دور النمذجة الرقمية، باستخدام أدوات مثل أنسيس فلينت. يقوم برنامج محاكاة ديناميكيات الموائع الحسابية بتحليل تدفقات مواد التشحيم المعقدة وضغوط التلامس ودرجات الحرارة المحلية من دمج معادلات التشحيم.

ومن خلال الجمع بين علم الاحتكاك والدراسات التجريبية والمحاكاة العددية، يقوم المهندسون بتحسين هندسة التروس واختيار مواد التشحيم واستراتيجيات الصيانة. تعمل هذه الأساليب متعددة التخصصات على تحسين كفاءة الطاقة وعمر الأنظمة الميكانيكية وتقليل التكاليف المرتبطة بالتآكل المبكر.

الكلمات المفتاحية: التروس، علم الاحتكاك، التشحيم الهيدروديناميكي المرن، التآكل، النمذجة العددية، أنسيس فلينت.

SOMMAIRE

<i>Dédicace</i>	<i>I</i>
<i>Remerciements</i>	<i>II</i>
<i>Résumé en Français</i>	<i>III</i>
<i>Résumé en Anglais.....</i>	<i>IV</i>
<i>Résumé en Arabe.....</i>	<i>V</i>
<i>Nomenclature.....</i>	<i>1</i>
<i>Liste des figures, tableaux et Organigrammes</i>	<i>5</i>
<i>Introduction Générale</i>	<i>9</i>
<i>Chapitre I: Analyse fonctionnelle des engrenages.....</i>	<i>11</i>
1. Introduction	11
2. Les différents types d'engrenages	11
3. Fonctionnement des engrenages.....	12
3.1. Continuité d'engrènement	13
3.2. Etude du contact.....	14
3.2.1. Ligne d'engrènement ou ligne d'action	16
3.2.2. Interférence	16
3.2.3. Correction de denture	18
3.2.4. Jeu de fonctionnement.....	19
4. Avaries des engrenages	19
4.1. Les avaries superficielles.....	20
4.1.1. Le grippage.....	20
4.1.2. Les piquûres	22
4.1.3. L'usure.....	24
4.1.4. Aspect poli miroir	25
4.1.5. Broutage.....	26
4.1.6. La fatigue superficielle	27
4.1.7. Micro-écaillage.....	28
4.2. La détérioration par rupture.....	29
4.2.1. Rupture sous charge	29

SOMMAIRE

4.2.2. Rupture par fatigue	30
4.2.3. Rupture par concentration de contraintes	31
4.2.4. Ruptures provenant de défauts de traitement thermique.....	32
4.2.5. Ruptures provenant de défauts de rectification.....	32
5. Usure des engrenages	33
5.1. Usure par adhesion.....	35
5.2. Usure par abrasion	35
5.3. Usure par fatigue de contact.....	36
5.4. Usure par réaction tribo-chimique	36
6. Conclusion	37
 <i>Chapitre II: La lubrification des engrenages.....</i>	 38
1. Introduction	38
2. Rôle de la lubrification	38
3. Les caractéristiques des lubrifiants	39
3.1. La viscosité	39
3.1.1. Viscosité dynamique	39
3.1.2. Viscosité cinématique	41
3.1.3. Viscosité relative	41
3.2. Les autres caractéristiques	42
4. Les techniques de lubrification.....	42
4.1. Lubrification par barbotage ou par bain d'huile	42
4.2. Lubrification par barbotage et projections.....	43
4.3. Lubrification par brouillard d'huile.....	44
4.4. Lubrification air-huile (oil-spot)	45
4.5. Lubrification par circulation d'huile.....	46
5. Facteurs influençant le graissage	47
5.1. Les vitesses	47
5.1.1. La vitesse de glissement.....	47
5.1.2. La vitesse de rotation.....	48
5.2. La charge et la pression de contact.....	48

SOMMAIRE

5.2.1. La charge	48
5.2.2. La pression	49
5.3. Température des dents.....	49
6. Possibilités de graissage	49
7. Conclusion	50
 <i>Chapitre III: Résolution des problèmes de la lubrification des contacts lubrifié</i>	 50
 1. Introduction	 51
2. Modèle géométrique.....	51
3. Régimes du lubrification	52
4. Equations de base	53
4.1. Equation de film mince	54
4.2. Equation de Reynolds.....	55
4.3. Les conditions aux limites	56
5. Contacts rigides lubrifiés	57
5.1. Contact rigide iso visqueux (Solution de Martin 1916).....	57
5.1.1. Hauteur du film et répartition du champ de pression	57
5.1.2. Variation du frottement	60
5.2. Régime piézo-visqueux (Solution analytique de Ertel-Grubin 1949).....	61
5.2.1. Répartition du champ de pression	61
5.2.2. Variation du frottement.....	63
6. Régime élastohydrodynamique (EHD).....	64
6.1. Paramètres adimensionnelles contact linéaire.....	64
6.2. Répartition des pressions et équations du film d'huile	65
6.2.1. Le phénomène constriction de sortie.....	66
6.2.2. Solution numérique de Pan et Hamrock (1989).....	67
6.2.3. Solution de Dowson et Johnson	67
6.3. Classification des différents régimes de lubrification	68
6.3.1. Les des différents régimes de lubrification.....	68
6.3.2. Distinction entre les différents régimes de lubrification en contact linéique.	69

SOMMAIRE

6.4. Variation du frottement	71
6.5. Cas des très fortes pressions de contact.....	72
6.6. Prise en compte des effets thermique.....	72
6.6.1. Refoulement du lubrifiant.....	72
6.6.2. Sensibilité à la température de la viscosité du lubrifiant	73
6.6.3. Facteur thermique	73
7. Régime de lubrification mixte	74
8. Conclusion	74
 <i>Chapitre IV: Comportement au frottement des engrenages droits avec simulation des conditions d'alimentation.....</i>	
1. Introduction	76
2. Modélisation du frottement en lubrification mixte	76
3. Adaptation du modèle pour les engrenages	78
3.1. Analyse cinématique de l'engrènement.....	79
3.2. Variation du frottement lors de l'engrènement.....	80
3.2.1. Résultats de calcul.....	81
3.2.2. Discussion des résultats	84
4. Simulation des conditions d'alimentation sur Ansys Fluent	84
4.1. Aperçu sur la méthode des volume finis.....	85
4.2. La méthode du volume de fluide	86
4.2.1. Principe de la méthode	86
4.2.2. Reconstruction géométrique.....	88
5. Etapes de l'analyse	88
6. Procédure de simulation sur ANSYS-Fluent	89
6.1. Les caractéristiques de la simulation et générations de la géométrie.....	90
6.2. Maillage	91
6.3. Configuration du domaine physique	95
6.4. Mise en place de la solution	95
6.5. Résultats de la simulation	97
6.6. Traitement et discussion des résultats	104
7. Conclusion	105

SOMMAIRE

<i>Conclusion Générale.....</i>	106
<i>Références bibliographiques.....</i>	107
<i>Annexe chapitre 3.....</i>	113

Nomenclature

A	Point de début d'engrènement	[mm]
A _f	Aire de la face	[m ²]
B	Point de fin d'engrènement	[mm]
b	Longueur du contact linéaire	[mm]
c _T	Le facteur thermique	[--]
d	diameter	[mm]
E	Module de Young	[GPa]
E'	Module d'élasticité compose	[Pa]
E*	Module élastique équivalent	[Pa]
F	La force	[N]
F _{EHD}	Force dans le domaine EHD	[N]
F _L	Force d'origine liquide	[N]
F _S	Force d'origine Solide	[N]
F _{PVR}	Force dans le domaine rigide piézovisqueux	[N]
F _{ep}	Force élastoplastique	[N]
F _p	Force plastique	[N]
f	Le coefficient de frottement	[--]
f _{IVR}	Le frottement dans le domaine rigide iso visqueux	[--]
f _{EHD}	Le frottement dans le domain EHD	[--]
G	Paramètre matériau adimensionnel	[--]
Gr	Le rapport de couple	[--]
g	Le taux de glissement	[--]
g _a	Longueur de retrait	[mm]
g _f	Longueur d'approche	[mm]
g _t	Arc de conduit	[mm]
g _α	Longueur de conduite totale	[mm]
H ₁	Hauteur de la paroi supérieure	[mm]
H ₂	Hauteur de la paroi inférieure	[mm]
H _c	Épaisseur adimensionnelle centrale	[--]
H _e	Terme adimensionnel lié à l'épaisseur du film en régime EHD	[--]
H _{min}	Épaisseur adimensionnelle minimale du film	[--]
H ₀	Épaisseur minimale du film adimensionnelle	[--]

Nomenclature

$h(x)$	L'épaisseur du film	[<i>m</i>]
h_c	Épaisseur du film d'huile au centre du contact	[<i>m</i>]
h_0	Épaisseur minimale du film au centre du contact	[<i>m</i>]
h_{min}	Épaisseur minimale du film d'huile dans le contact	[<i>m</i>]
h_m	Épaisseur du film d'huile à l'endroit où la pression de contact est maximale	[<i>m</i>]
I	Point primitif	[<i>mm</i>]
i	Rapport de reduction	[--]
k_T	Conductivité thermique du lubrifiant Elle varie entre 0,09 et 0,18 pour les huiles [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	
L	Paramètres de Moes	[--]
L_x	Longueur de la zone de contact dans la direction x	[<i>m</i>]
L_z	Longueur de la zone de contact dans la direction	[<i>m</i>]
L_o	La largeur du cylindre	[<i>m</i>]
M	Paramètres de Moes	[--]
N	Paramètres de Moes	[--]
n	La normale à l'interface	[--]
P	Pression	[MPa]
P_p	Pas au primitif	[<i>mm</i>]
P_1	Profil menant	[<i>mm</i>]
P_2	Profil mené	[<i>mm</i>]
$\bar{P}_{IVR}$	Pression adimensionnelle dans le domaine rigide iso visqueux	[--]
P_{PVR}	La pression en régime rigide piézovisqueux	[MPa]
P_{IVR}	La pression en régime rigide iso visqueux	[MPa]
pb	Pas de base	[<i>mm</i>]
P_{max}	Pression maximum	[MPa]
p_H	Pression de Hertz maximale	[MPa]
p_r	Constante qui est égal à 196.2	[MPa]
p_1	Pression est égale à 200	[MPa]
Q	Débit	[m ² /s]
Q_T	Nombre de Brinkman	[--]
q	Pression réduite	[MPa]
R	Rayon	[<i>m</i>]
R_{b1}	Le rayon de base pour le pignon	[<i>mm</i>]
R_{b2}	Le rayon de base pour la roue	[<i>mm</i>]
Re	Rayon equivalent	[<i>m</i>]

R_x	Rayon de courbure équivalent dans le sens du roulement	[m]
S	Surface	[m^2]
S_s	Paramètre de Sommerfeld	[--]
s	Paramètre qui dépend du type d'huile utilisée	[--]
T	Température	
U	Vitesse de parois dans les directions x	[ms^{-1}]
U	Vitesse de roulement Globale	[ms^{-1}]
u	Vitesse d'entraînement du lubrifiant	[ms^{-1}]
u_1	Vitesses tangentielles des surfaces 1	[ms^{-1}]
u_2	Vitesses tangentielles des surfaces 2	[ms^{-1}]
V	Vitesses des parois dans les directions y	[ms^{-1}]
V_g	La vitesse de glissement	[ms^{-1}]
V_{r1}	Vitesse de roulement de la surface 1	[ms^{-1}]
V_{r2}	Vitesse de roulement de la surface 2	[ms^{-1}]
V_f	Vitesse normale à la face (flux volumique à travers la face)	[ms^{-1}]
dv	La différence de vitesse des couches	[ms^{-1}]
W	Charge normale appliquée	[N]
W	Vitesses des parois dans les directions z	[ms^{-1}]
W_{EHD}	La charge dans le domaine EHD	[N]
W_{PVR}	Charge dans le domaine rigide piézo-visqueux	[N]
W_{ep}	La charge élastoplastique	[N]
W_p	La charge plastique	[N]
X	Déport de denture	[mm]
Z	Nombre de dents	[--]
Z^*	Le nombre de dents minimum	[--]
Z^+	Index de viscosité (coefficient de Roelands), pour les huiles minérales $0.6 \leq Z^+ \leq 1.0$	[--]
z	Paramètre qui vaut 0,45 à 0,80 selon le type d'huile utilisée	[--]
dz	Inversement proportionnelle	[m^2]

Lettres Grecques:

α	Le coefficient de piézo-viscosité	[Pa^{-1}]
α_p	Angles de pression	[rd]
η	Viscosité dynamique	[Pas]

η_0	Viscosité dynamique à $p = 0$ et $T = T_0$	[<i>Pas</i>]
η_1	Égale à 1	[<i>Pas</i>]
η_∞	Une constante qui est égale à $6.315 \cdot 10^{-5}$	[<i>Pas</i>]
η_r	La viscosité relative	[<i>Pas</i>]
η_p	Viscosité dynamique du lubrifiant à pression ambiante	[<i>Pas</i>]
ρ	Masse volumique	[<i>kg/m³</i>]
$\rho(p)$	Le coefficient de compressibilité de pression	[<i>GPa</i>]
ρ_0	La densité du lubrifiant à température ambiante	[<i>kg/m³</i>]
ω	Vitesse angulaire	[<i>rd s⁻¹</i>]
$\varepsilon\alpha$	Rapport de conduite	[<i>mm</i>]
ν	Coefficient de viscosité cinématique	[<i>m²/s</i>]
ξ	Variable d'intégration	[<i>m</i>]
τ	Contraintes de cisaillement	[<i>MPa</i>]
Λ	Épaisseur réduite (ou paramètre de Tallian)	[--]
$\delta(y)$	Déformation élastique de la surface due à la pression de contact $p(s)$	[<i>m</i>]
Φ	La fraction de force transmise par les zones travaillant en film limite	[--]
σ	La tension superficielle	[<i>N/m</i>]
ρ_f	Masse volumique interpolée à la face	[--]
ϕ_f	Valeur de ϕ interpolée à la face	[--]
$S\phi$	Terme source par unité de volume	[<i>m³.s</i>]

Liste des figures

Figure 1.1. Différents types d'engrenages.....	12
Figure 1.2. Principe de la transmission par engrenage	13
Figure 1.3. Continuité de l'engrènement	14
Figure 1.4. Situation d'engrènement	15
Figure 1.5. Situation cinématique.....	15
Figure 1.6. Ligne d'engrènement ou ligne d'action	16
Figure 1.7. Fonctionnements sans interférence	17
Figure 1.8. Fonctionnement d'interférence	17
Figure 1.9. Interférence de fabrication	17
Figure 1.10. Conditions d'interférences	18
Figure 1.11. Fonctionnement avec jeu.....	19
Figure 1.12. Fonctionnement sans jeu.....	19
Figure 1.13. Grippage.....	22
Figure 1.14. Piqûres.....	23
Figure 1.15. Piqûres catastrophiques dans un engrenage	24
Figure 1.16. Usure normal.....	25
Figure 1.17. Une usure abrasive importante.....	25
Figure 1.18. Aspect poli miroir	26
Figure 1.19. broutage.....	26
Figure 1.20. Ecaillage.....	27
Figure 1.21. Ecaillage sévère avec effondrement.....	28
Figure 1.22. Pignon totalement écaillé	28
Figure 1.23. Micro-écaillage	29
Figure 1.24. Rupture par surcharge instantanée	30
Figure 1.25. Rupture de fatigue.....	31
Figure 1.26. Rupture par concentration de contraintes	32
Figure.1.27. Criques de rectification	33
Figure. 1.28. Surface usée d'une roue	34
Figure. 1.29. Evolution de l'usure	34
Figure. 1.30. Classification de modes d'usure	35
Figure 1.31. Mode d'action de chaque type d'usure.....	35
Figure 2.1. Les différents types de lubrifiants.....	39
Figure. 2.2. Schéma montrant la relation entre la force de glissement et le coefficient de Viscosité	40

Figure 2.3. Lubrification par bain d’huile, projections et ruissellement	43
Figure 2.4. Lubrification par bain d’huile	43
Figure 2.5. Lubrification par bain d’huile, projections, ruissellement et laminer	44
Figure 2.6. Lubrification projections	44
Figure 2.7. Lubrification par projections et circulation.....	44
Figure 2.8. Lubrification par brouillard d’huile principe de dispositif.....	45
Figure 2.9. Lubrification air-huile	45
Figure 2.10. Lubrification par circulation d'huile.....	46
Figure 2.11. Direction de la vitesse de glissement	47
Figure 2.12 a. Diagramme des vitesses lors d’un contact	47
Figure 2.12 b. Variation de la vitesse de glissement lors de l’engrènement	48
Figure 2.13. Répartition de la charge qui est la projection de la figure 1.3.d	48
Figure 2.14. Variation de pression en fonction de la Vitesse de glissement	49
Figure 3.1a. Contact denture extérieur	52
Figure 3.1b. Contact denture intérieur	52
Figure 3.1c. Contact piston chemise ou cam	52
Figure 3.1d. Contact cylindre sur plan	52
Figure 3.2. Courbe de Stribeck.....	53
Figure 3.3. Assimilation des contacts en surfaces courbes	54
Figure 3.4. Changement d’origine.....	55
Figure 3.5. Modélisation des conditions limite de la lubrification.....	56
Figure 3.6. Théorie de martin paramètre des cylindres	59
Figure 3.7. champ de pression $P(X)$ dans le contact cylindre/plan	59
Figure 3.8. Graphe du frottement iso visqueux de (f_{IVR}) en fonction de H_0	60
Figure 3.9. Confrontation Courbe de Stribeck pour régime IVR à faible vitesse	61
Figure 3.10. Hypothèses de Ertel - Grubin.....	63
Figure 3.11. Variation de la pression $p(x)$ et de la pression reduite $q(x)$	63
Figure 3.12. Variation de frottement $\frac{f_{PVR}}{f_{IVR}}$ pour $Lx/Lz=0.225$	64
Figure 3.13. Distribution de pression du contact EHD dans un contact linéaire.....	66
Figure 3.14. Évolution du pic de pression en fonction de la vitesse (contact linéaire)	67
Figure 3.15. transition entre les quatre régimes pour le contact EHD linéaire	70
Figure 3.16. Variation de H_0/H_c en fonction de la charge adimensionnel W	71
Figure 3.17. Variation du coefficient de frottement en fonction V_g	72
Figure 3.18. Refoulement du lubrifiant à l’entrée du contact.....	73

Figure 3.19. Régime de lubrification mixte	74
Figure 4.1. Modélisation de la lubrification mixte.....	77
Figure 4.2. Situation d'engrènement	79
Figure 4.3. Situation cinématique.....	80
Figure 4.4. Variation of H_C and H_o	82
Figure 4.5. Variation de la vitesse de glissement le long de la dent.....	82
Figure 4.6. Variation du frottement en fonction de la vitesse de glissement	83
Figure 4.7. Variation du frottement en fonction du glissement	83
Figure 4.8. Variation du frottement en fonction de la charge	84
Figure 4.9. Volume de contrôle bidimensionnel	86
Figure 4.10. Représentation schématique de l'affectation des phases dans une grille cartésienne	87
Figure 4.11. Chute d'une goutte à la surface d'un liquide	88
Figure 4.12. Caractéristiques de la simulation	90
Figure 4.13. Schéma de maillage (a) maillage décalé pour (b) maillage décalé pour (c)	91
Figure 4.14. Différentes formes de maillage des faces	92
Figure 4.15. Dimensionnement de maillage	93
Figure 4.16. Le raffinement pré de paroi (engrenages)	93
Figure 4.17. Maillage étudié.....	93
Figure 4.18. Qualité de maillage	94
Figure 4.19. Critères de qualité des éléments.....	94
Figure 4.20. Spectre de la qualité orthogonale	95
Figure 4.21. Evolution des résidus	97
Figure 4.22. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 1 itérations, 0 tours) situation initiale.....	98
Figure 4.23. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 314 itérations, 1 tours)	98
Figure 4.24. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 629 itérations, 2 tours)	99
Figure 4.25. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 943 itérations, 3 tours)	99
Figure 4.26. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 1257 itérations, 4 tours)	100
Figure 4.27. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 1572 itérations, 5 tours)	100
Figure 4.28. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 1887 itérations, 6 tours)	101
Figure 4.29. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 2201 itérations, 7 tours)	101
Figure 4.30. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 2516 itérations, 8 tours)	102
Figure 4.31. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 2830 itérations, 9 tours)	102

Figure 4.32. Volume fluide (e=9.6, hl=65, 3145 itérations, 10 tours)	103
Figure 4.33. Volume fluide (e=9.6, hl=65, 3459 itérations, 11 tours)	103
Figure 4.34. Volume fluide (e=9.6, hl=65, 3750 itérations, 12 tours)	104

Liste des tableaux

Tableau 1.1. Récapitulatif des différentes situations	15
Tableau 2.1. Coefficient de piézoviscosité, pour quelques familles de lubrifiants à une température de l'ordre de 40 °C (± 10 °C).....	41
Tableau 3.1. Caractéristiques de calcul et des essais	60
Tableau 3.2. Synthèse des travaux de Hamrock et Venner	70
Tableau 4.1. Les différents Caractéristiques de calcul	80
Tableau 4.2. Caractéristiques géométriques de la simulation	90
Tableau 4.3. Caractéristique des fluides.....	95

Liste des Organigrammes

Organigramme 4.1. Procédure de calcul sur le frottement.....	81
Organigramme 4.2. Algorithme de calcul Fluent	89

Les engrenages sont éléments clés de l'ingénierie mécanique depuis l'Antiquité, ont démontré leur durabilité à travers les siècles pour se transformer en pièces maîtresses des systèmes mécaniques modernes. L'illustration de la complexité grandissante des défis industriels se trouve dans l'évolution de leurs performances, marquée par des avancées géométriques, matérielles et tribologiques. Des premières applications basiques dans les anciennes civilisations égyptienne, grecque et romaine jusqu'aux systèmes de transmission de haute précision actuels, les engrenages continuent d'être exposés à des contraintes dynamiques, thermiques et tribologiques qui influencent leur fiabilité et leur performance. Néanmoins, Au cœur de ces enjeux, l'interaction entre les surfaces génère un frottement fondamental. Ce frottement engendre des pertes d'énergie, produit de la chaleur et entraîne une dégradation progressive des composants. Pour amortir ces effets défavorables, la lubrification apparaît comme une solution essentielle. Elle permet de réduire le frottement, d'évacuer la chaleur et de préserver les surfaces contre la corrosion et l'usure. Le choix du lubrifiant, sa viscosité, sa méthode d'application, ainsi que les conditions d'utilisation (vitesse, charge, température) influencent considérablement la durabilité et l'efficacité des engrenages.

Cependant, malgré des siècles d'innovations, anticiper les défaillances et optimiser leur performance reste un défi scientifique de taille. Cela nécessite une approche pluridisciplinaire intégrant la mécanique, la science des matériaux, la tribologie et les principes fondamentaux liés au frottement et à la lubrification. Cette thèse comprend quatre chapitres interconnectés, dont le but est d'exposer les procédés fonctionnels associés aux engrenages cylindriques dentés.

Dans premier chapitre qui ouvre cette thèse, une place est donnée à l'évolution historique des engrenages en même temps que l'accent est mis sur des questions d'actualité relative à l'interprétation de leur comportement sous contrainte. La focalisation sur les roues cylindriques à dents droites permet de bien montrer la multiplicité des facteurs intervenant dans leur mise en mouvement : variations de charge, vitesses en périphérie, aspects de l'interférence entre dents et état d'usure de celles-ci. Une question se pose finalement : malgré des outils de modélisation très avancés, l'évaluation des dommages reste incomplète à cause de la diversité des modes tribologiques et de l'instabilité des conditions de contact qui les caractérisent.

Le Chapitre 2 en tête la lubrification comme étant un instrument de base à utiliser pour relever ces enjeux. Cette évolution améliore l'efficacité énergétique et la durée de vie des mécanismes en limitant les usages et frottements. Cependant, leur utilisation sur les engrenages requiert un mélange de connaissances multidisciplinaires – mécanique des fluides, science des matériaux,

chimie des surfaces – pour analyser des relations complexes entre lubrifiants, dentures et conditions de fonctionnement. Le présent paragraphe souligne également les limites dans la modélisation des films de lubrification en charge extrême, avertissement pour des progrès théoriques futurs.

Le chapitre 3 examine en détail les fondements théoriques de la lubrification, en se concentrant sur les contacts très sollicités propres aux engrenages. En s'appuyant sur des travaux précurseurs, il examine les régimes de lubrification (isoviscale, piézoviscale, élastohydrodynamique) et leurs modèles mathématiques, à savoir l'équation de Reynolds et ses variantes, sur la base des contributions de Hamrock, Grubin, Dowson et d'autres. La recherche prend en compte les déformations élastiques de la surface, les effets thermiques et le processus de lubrification mixte qui consiste en des points de contact lubrifiés ainsi qu'en un frottement direct entre les aspérités. Un tel modèle théorique est essentiel pour simuler les performances des films lubrifiants dans des circonstances réelles, tout en soulignant la nécessité de coupler ces modèles à des méthodes numériques sophistiquées.

Le Chapitre 4 amorce ce développement vers la modélisation prédictive en introduisant une adaptation originale du modèle de lubrification mixte aux engrenages. Le présent chapitre, combinant des simulations numériques (grâce à Ansys Fluent) et des tests expérimentaux, a pour ambition de prédire la friction et l'épaisseur du film de lubrification. En étudiant les vitesses de dérapage, les rayons de courbure changeants et les conditions d'approvisionnement en lubrifiant, il ouvre la voie vers une optimisation dynamique des systèmes à denture, diminuant de ce fait le risque de défaillances et augmentant l'efficacité énergétique.

Ainsi, ce travail de recherche a ouvert le champ d'étude des engrenages en le cherchant au travers de l'histoire, de la théorie tribologique et les progrès numériques. Il permet d'anticiper les défaillances et de concevoir des systèmes mécaniques plus fiables, en essayant de comprendre comment la géométrie, les matériaux, les frottements, la lubrification et la dynamique de contact s'unir. Les résultats apportent des enrichissements au champ de la tribologie, mais fournissent aussi des éléments concrets à l'industrie en vue de réduire la perte d'efficacité avec le temps, qui reste une préoccupation essentielle.

Chapitre 1 *Analyse fonctionnelle des engrenages*

1. Introduction

Les engrenages sont des éléments de machines dont leur existence remonte à la plus haute antiquité, où on les retrouve dans la civilisation égyptienne, romaine et grec en tant qu'élément intégrant des systèmes d'irrigation ou de pétrissage des grains tiré par des animaux. A cette époque leurs géométrie était archaïque, avant l'avènement des mathématiques modernes pour découvrir toute leurs complexités [1]. A ce jours nous n'arrivons pas à cerner tous les paramètres influençant le fonctionnement des engrenages ainsi que la prédiction des différentes avaries, car lorsqu'on parle de fonctionnement d'engrenages il faut cerner un certain nombre de paramètres à savoir le type d'engrenage, et de denture de ce fait le type de montage et les problèmes relatives à l'interférence et par la suite le type d'usinage des matériaux utilisés ainsi que des revêtements de surface et par la suites les différentes avaries, car li y'a des avaries qui sont commune à tous les engrenages et d'autres spécifiques à quelque uns selon le type de montage et les rapport de transmission mis en évidence. Dans ce contexte nous traiterons dans ce chapitres le fonctionnement des engrenages cylindriques à dentures droites et leurs différents problèmes relatives à leurs fonctionnements à savoir la variation des charges, les vitesses ainsi que les avarie due à l'usures des dentures.

2. Les différents types d'engrenages

Un engrenage est un mécanisme élémentaire composé de deux roues dentées mobiles Autour d'axe de position relative invariable. L'une des roues entraine l'autre par l'action des dents successivement en contact; la Roue qui a le plus petit nombre de dent est appelée pignon et celle qui a le plus grand nombre de dents est appelée roue [2]. Selon cette caractéristique, il existe différents types d'engrenages qui sont définis selon la position de leurs axes

- Les engrenages à axes parallèles (figure 1.1a)
- Les engrenages à axes concourants (figure 1.1b)
- Les engrenages gauches dont les axes ne sont pas dans le même plan (figure 1.1c)

Il est à remarquer que les engrenages sont normalisés selon les normes ISO 1122-1[3].

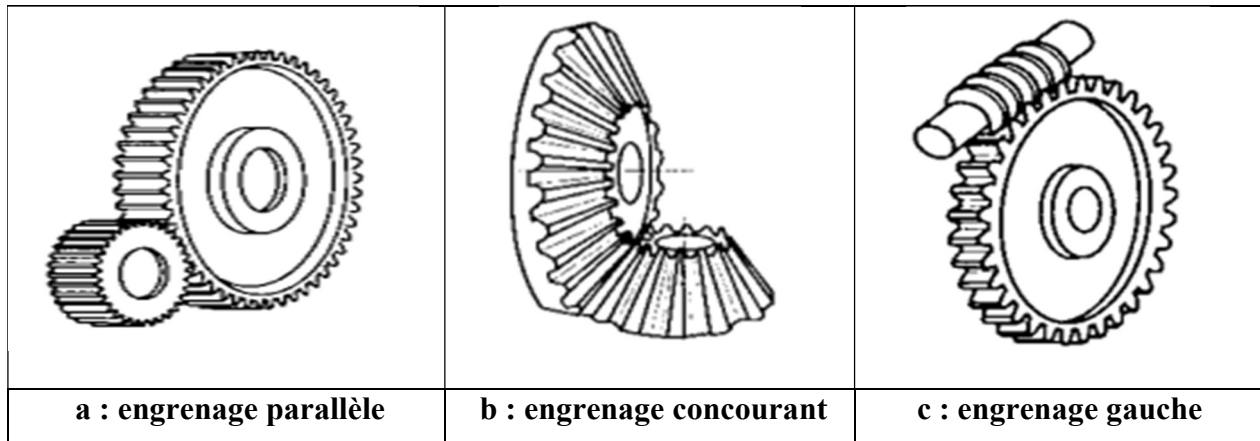


Figure 1.1. Différents types d'engrenages.

3. Fonctionnement des engrenages

Considérons deux arbres parallèles l'un moteur et l'autre récepteur comme indiqué par la figure 1.2, supportant un couple d'engrenage d'axes O_1 et O_2 . Ces derniers transmettent le mouvement de rotation de l'arbre moteur vers un arbre récepteur et déterminent ainsi les vitesses, les couples et le sens de rotation des éléments de machines [4] [5]. L'arbre de diamètre d_1 , d'axe O_1 tourne à la vitesse angulaire ω_1 et celui de diamètre d_2 , d'axe O_2 , tourne à la vitesse ω_2 . Nous considérons que les deux roues roulent l'une sur l'autre sans glisser. Nous pouvons écrire l'égalité des vitesses tangentielles aux points de contact, tel que:

$$\omega_1 R_1 = \omega_2 R_2 \quad (1.1)$$

Pour les systèmes d'engrenages on peut définir le rapport de transmission (rapport de vitesse ou rapport de réduction) i et le rapport de couple par les équations 1.1 et 1.2.

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (1.2)$$

La valeur du rapport i dépend de la fonction de la transmission:

Si $i = 1$, nous avons une prise directe

Si $i < 1$, nous avons un système d'engrenages réducteur de vitesse

$i > 1$, nous avons un système d'engrenages multiplicateur de vitesse.

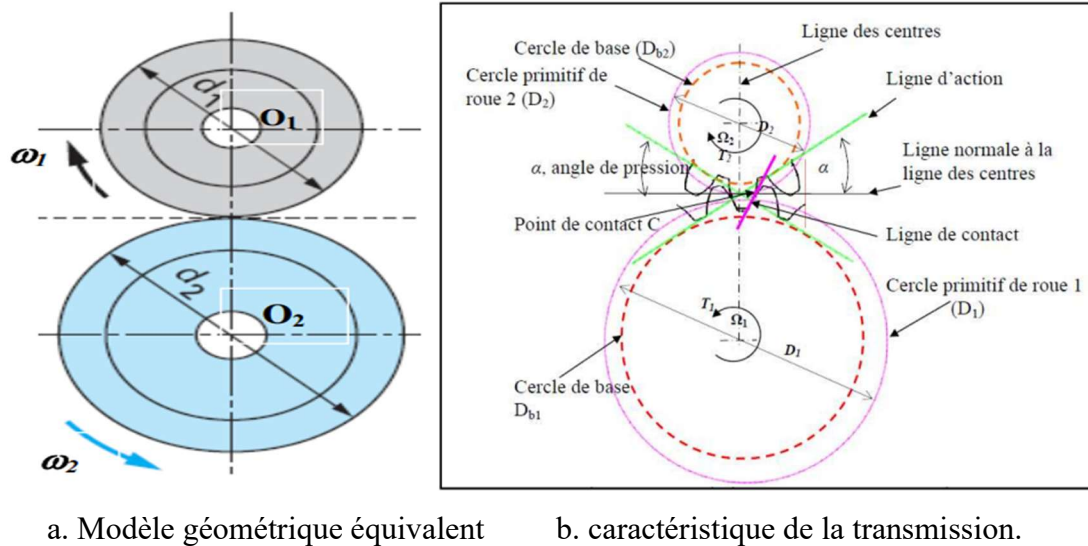


Figure 1.2. Principe de la transmission par engrenage.

3.1. Continuité d'engrènement

Les figures 1.3, représentent le suivie de l'engrènement d'un couple de profils conjugués P1 (menant) et P2 (mené). Nous savons que la ligne d'action passe par le point de tangence I (point primitif) des deux cercles primitifs et est inclinée de la valeur de l'angle de pression α [4]. Le début de l'engrènement est représenté par la figure 1.3a, dont le profil mené est attaqué par son sommet A. La figure 1.3b représente la période d'approche comprise depuis le début de l'engrènement jusqu'au moment où le point de contact est au point primitif I, et qui est défini comme la longueur d'approche et s'écrit:

$$gf = AI \quad (1.3a)$$

Par la suite, on rentre dans la fin de l'engrènement, dont profil menant n'est conduit plus que par son sommet B (figure 1.3c), c'est la période de retrait comprise depuis le moment où le point de contact est en I jusqu'à la fin de l'engrènement. On définit la longueur de retrait qui représente la longueur de ligne d'action parcourue pendant la période de retraite et s'écrit:

$$ga = IB \quad (1.3b)$$

-Longueur de conduite représente

$$g\alpha = AB = AI + IB = gf + ga \quad (1.3c)$$

- Arc de conduite: arc dont les deux cercles primitifs ont roulé sans glisser l'un sur l'autre pendant tout l'engrènement:

$$gt = \frac{g\alpha}{\cos \alpha} \quad (1.4)$$

-Le rapport de conduite s'écrit:

$$\varepsilon\alpha = \frac{g\alpha}{pb} = \frac{gt}{p} \quad (1.5)$$

Il faut obligatoirement garantir la condition tel que la longueur de conduite soit supérieure au pas de base p_b tel que: $g_a > p_b$, donc: $g_t > p$.

Dans la pratique nous admettons, $\varepsilon_a > 1,25$

La figure 1.3d, la répartition de la charge, où l'on remarque que deux zones, l'une avec un seul couple en contact supportant la totalité de la charge et la seconde avec deux couples en contact qui se partagent la charge.

Les différents travaux [4], ont montré l'intérêt d'avoir la plus grande valeur du rapport de conduite pour la capacité de charge et le silence de fonctionnement. Sa valeur diminue au fur et à mesure que l'angle de pression augmente. De ce fait la valeur de cet angle ne doit pas être trop élevée pour les engrenages où l'on recherche avant tout le silence de fonctionnement. Il peut même se faire que l'on s'écarte parfois, pour certaines applications particulières, de l'angle de pression normalisé ($\alpha = 20^\circ$), car sa valeur est d'autant plus grande que les nombres de dents sont élevés.

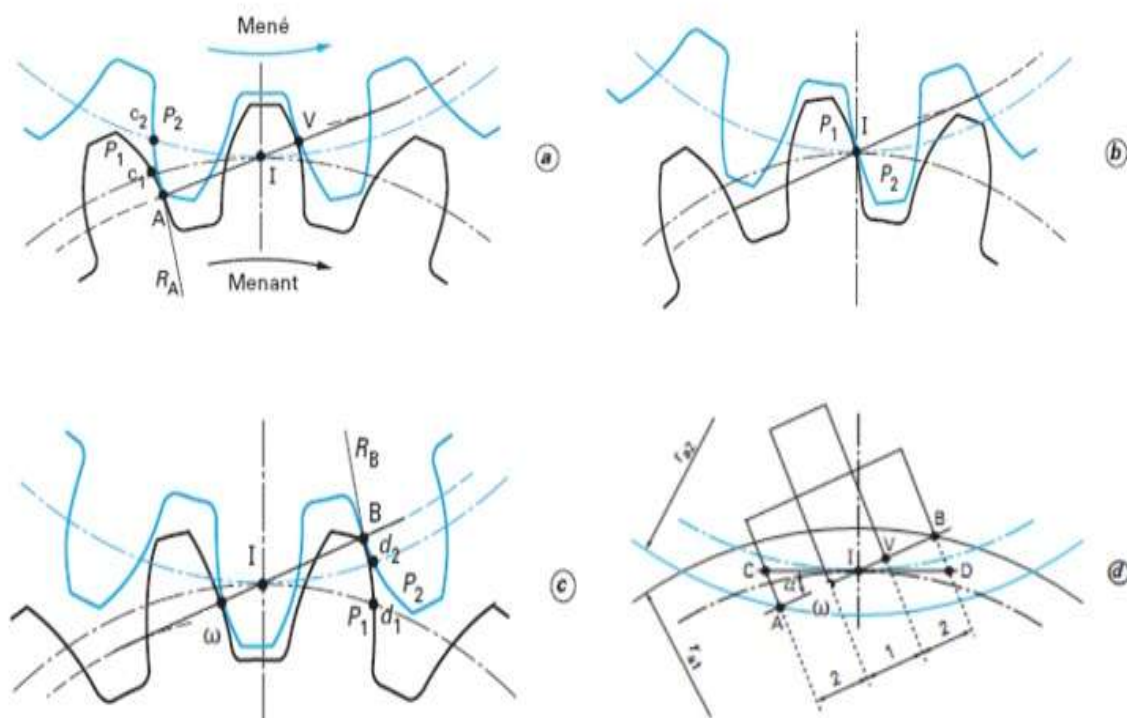


Figure 1.3. Continuité de l'engrènement.

3.2. 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 [4], 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 engrenement représenté par la figure 1.4 [4] 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 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 1.4. Le tableau 1.1 récapitule les différentes situations.

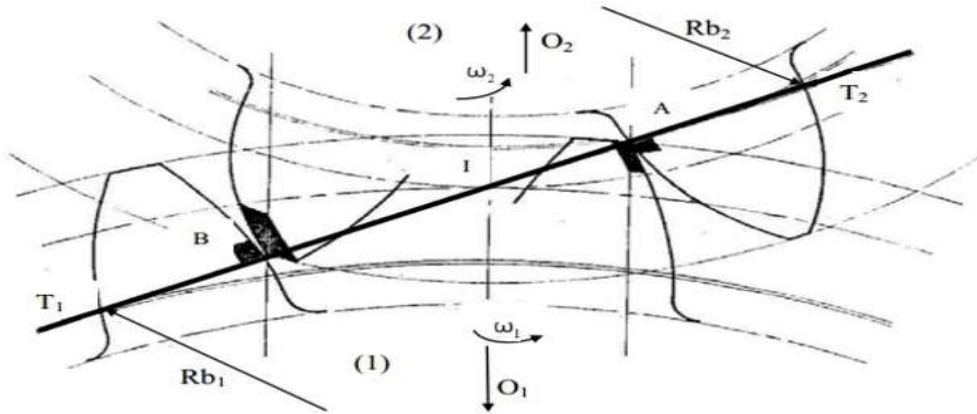


Figure 1.4. Situation d'engrènement.

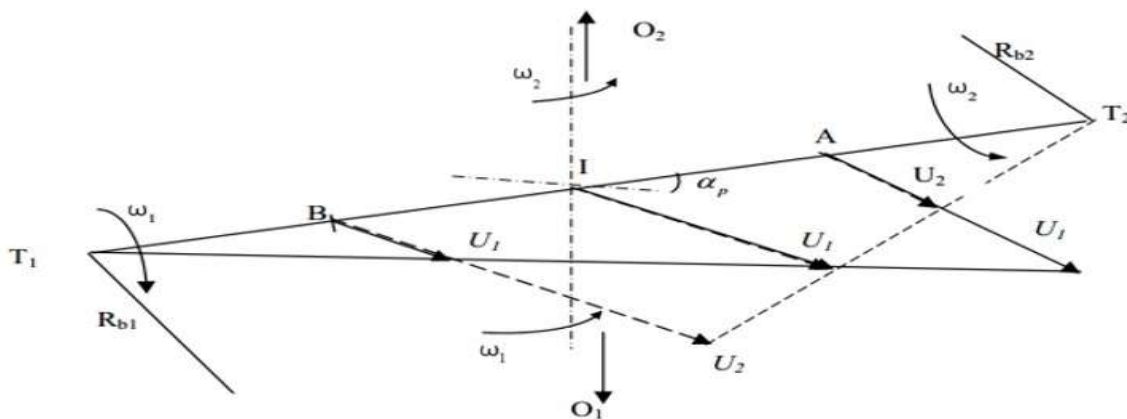


Figure 1.5. Situation cinématique.

Situation d'engrènement				
Les points	U_1 Pignon	U_2 Roue	Observations	Vg
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	$\omega_1(T_1A)$	$\omega_2(T_2A)$	$U_1 > U_2$	Augment

Tableau 1.1. Récapitulatif des différentes situations.

D'après [4] Henriot, Lefèvre [6] le bulletin 95 [7] de l'institut de l'engrenage et des transmissions pour la formation du film d'huile on considère:

La vitesse de roulement, augmente du point T_1 au point T_2 et s'écrit:

$$U = U_1 + U_2 \quad (1.6)$$

La Vitesse de glissement augmente de I à T_1 et de I à T_2 et s'écrit:

$$V_g = U_1 - U_2 \quad (1.7)$$

Entre autres on définit le taux de glissement :

$$g = \frac{V_g}{U} \quad (1.8)$$

Le bulletin 95 [6] de l'institut des engrenages et des transmissions indique que la vitesse de roulement globale augmente du point T_1 au point T_2 , et la vitesse de glissement augmente de I au point T_1 et de I au point T_2 . Quant au taux de glissement [4,6,7] il s'annule au primitif au point I , ou $U_1 = U_2$, et prend la valeur d'un en T_1 et T_2 ou U_1 et U_2 s'annulent, (Figure 1.5). Les observations faites par Henriot [4], Borsoff [8] et d'autres auteurs [6] 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.

3.2.1. Ligne d'engrènement ou ligne d'action

L'approche se définit comme étant la phase où le point de contact I entre une paire de dents sur la ligne d'action se déplace de T_1 à O , soit du début du contact jusqu'au point primitif. La retraite se définit comme étant la phase où le point de contact I entre une paire de dents sur la ligne d'engrènement se déplace de O à T_2 , soit du point primitif jusqu'à la fin du contact comme indiqué par la figure 1.6 [8].

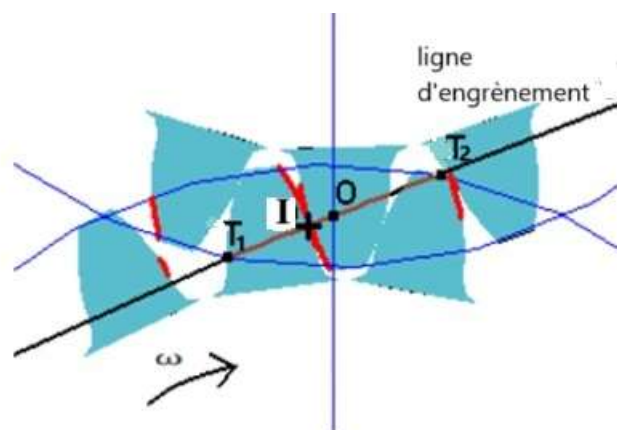


Figure 1.6. Ligne d'engrènement ou ligne d'action

3.2.2. Interférence

Pour engrener correctement, les deux profils de denture en contact doivent rester constamment tangents. Dans le cas de denture à développante de cercle, le lieu des points de contact est la droite T_1T_2 . Le mouvement se fait sans interférence, si le point de contact se fait au-delà du

cercle de base (figure 1.7).

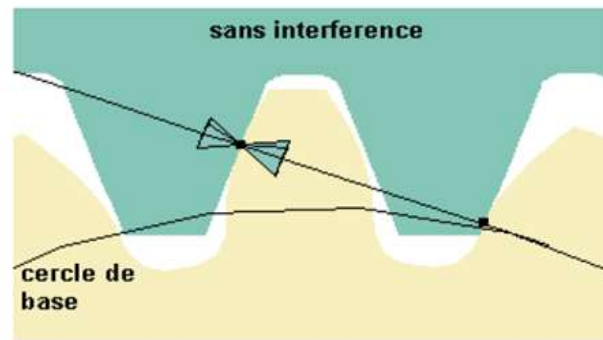


Figure 1.7. Fonctionnements sans interférence

S'il en est autrement, c'est-à-dire le contact se fait en dessous du cercle de base, on dit qu'il y a interférence (figure 1.8).

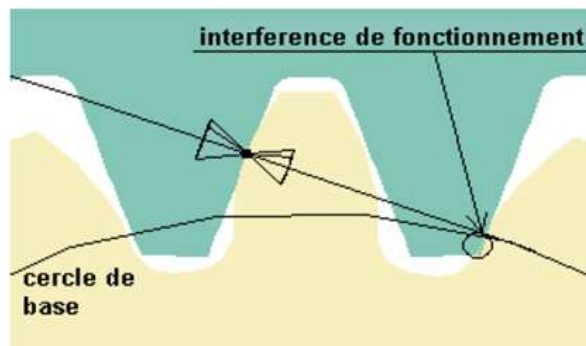


Figure 1.8. Fonctionnement d'interférence

Deux cas se présentent:

- Lorsque le nombre des dents du pignon menant est faible devant celui de la roue menée ; il y a alors coincement des dents: c'est l'interférence de fonctionnement.
- Lors du taillage, si le nombre de dents de l'engrenage taillé est insuffisant, il y a interférence de fabrication. Ce phénomène se traduit par une diminution de la section en pied de dent (figure 1.9) qui sera alors fragilisée puisque le profil de raccord de la dent Interfère avec une portion du profil utile de la développante de cercle.

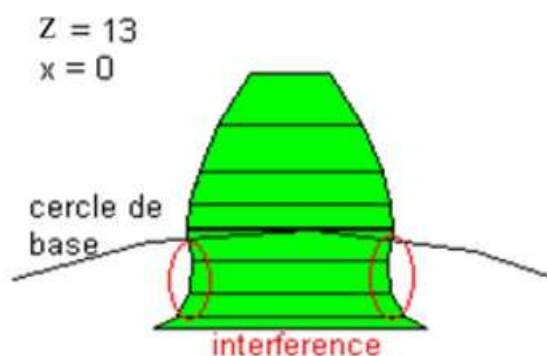


Figure 1.9. Interférence de fabrication

Cette condition s'écrit

$$Z^* = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (1.9)$$

Si le nombre de dents est imposé et inférieur à Z^* , on peut résoudre le problème d'interférence de fabrication en effectuant un déport de denture x . Ceci revient à déplacer radialement la crémaillère lors du taillage.

Le facteur de déport minimum s'écrit :

$$X = 1 - Z / Z^* \quad (1.10)$$

La valeur de x , doit être positif pour éviter l'interférence (figure 1.10a); s'il est négatif il y a interférence (figure 1.10b) On est à la limite d'interférence si: $Z = Z^*$ (figure 1.10c).

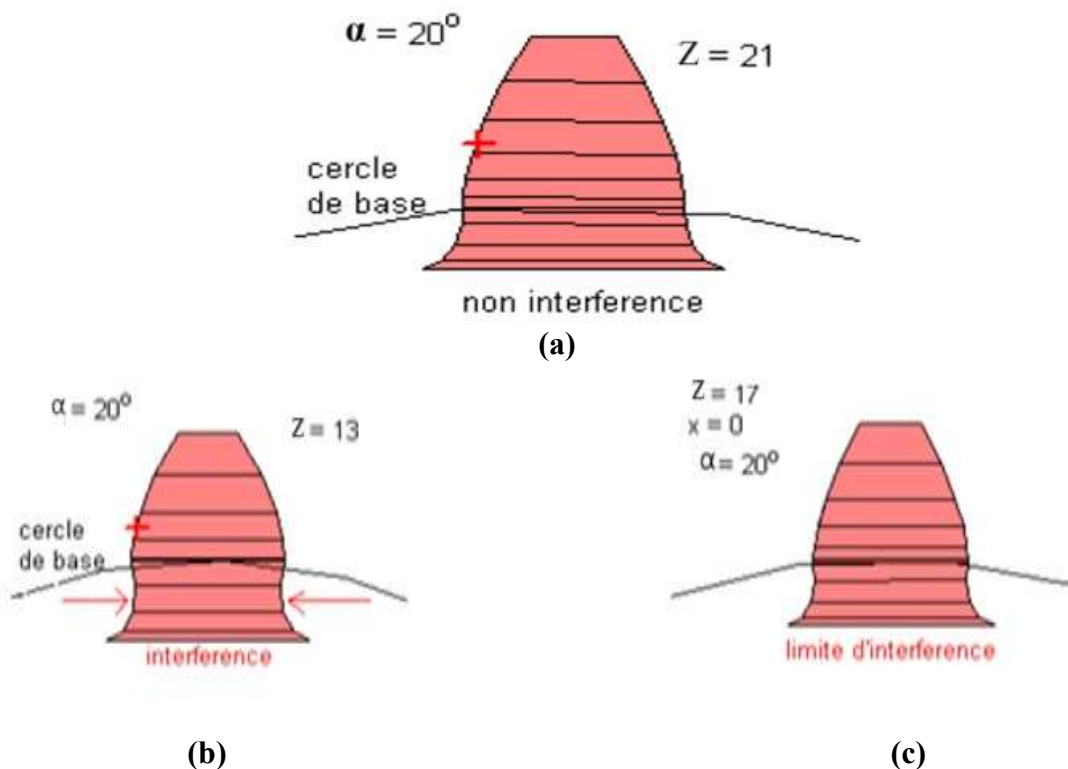


Figure 1.10. Conditions d'interférences.

3.2.3. Correction de denture

Pour éviter les interférences que les corrections de denture ont été introduites dans la construction des engrenages [9]. Elles apportent, une amélioration très sensible en ce qui concerne la résistance des dents et pour certaines d'entre elles en ce qui concerne l'usure.

Les corrections de denture sont réalisées comme suit:

- a- Par augmentation de l'angle de pression
- b- Par emploi de dentures déportées sans variation d'entraxe,
- c- Par emploi de la denture courte.

3.2.4. Jeu de fonctionnement

S'il y a jeu entre dents important, la transmission n'est certes pas arrêtée, mais le contact s'effectue dans de très mauvaises conditions donnant lieu à des variations de vitesse angulaire, à des vibrations intenses et à une usure très rapide. Si par contre, le jeu entre dents est nul ou faible, il se produit coincement. Le jeu j est nécessaire pour le bon fonctionnement des engrenages. Il permet une bonne lubrification, et évite le blocage en cas de dilatation due à une variation de température.

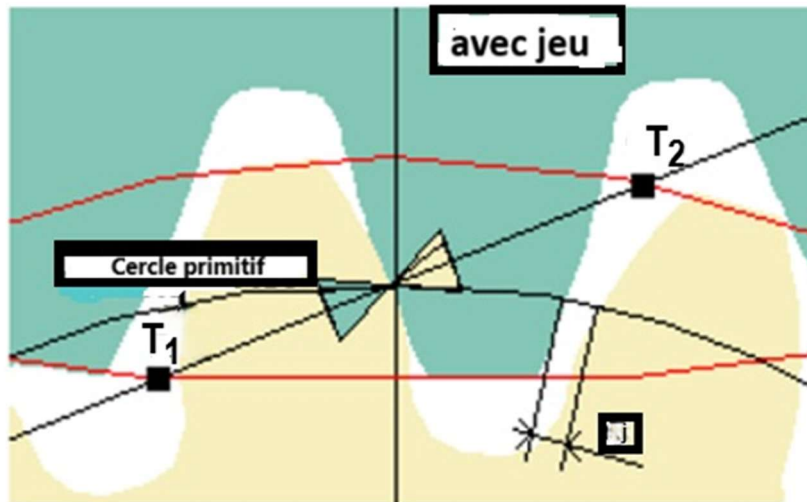


Figure 1.11. Fonctionnement avec jeu

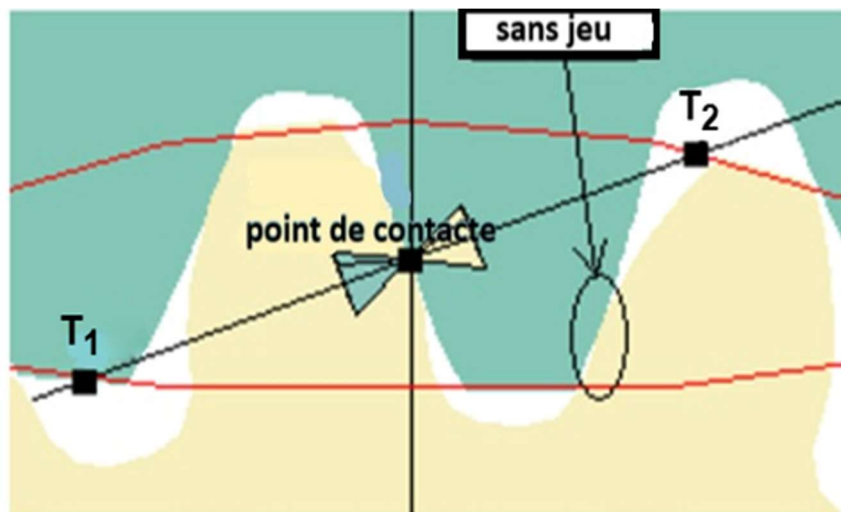


Figure 1.12. Fonctionnement sans jeu.

Le jeu peut être contrôlé par une modification d'entraxe, un déport de fabrication ou une modification de l'épaisseur des dents de l'outil à taillage. [8].

4. Avaries des engrenages

Selon les sollicitations imposées au contact, les avaries de surface dans les engrenages ont été répertoriées et classées en plusieurs types selon la norme AFNOR E23-014 [10]. Ces avaries

peuvent être également classées en deux grandes familles, à savoir les avaries superficielles et les détériorations par rupture.

- En ce qui concerne, les avaries superficielles nous rencontrons souvent :

- l'usure normale et abrasive;
- l'aspect poli miroir;
- Les piqures et l'écaillage;
- Le micro-écaillage;
- Le grippage localisé;
- Le grippage généralisé;
- Le broutage.

- En ce qui concerne, les détériorations par rupture, on retrouve:

- La rupture par surcharge;
- La rupture par fatigue;
- La rupture par concentration de contraintes.

4.1. Les avaries superficielles

4.1.1. Le grippage

Le grippage est une modification soudaine de l'aspect de surface des dents, se traduit par la fusion d'une couche superficielle, associée à des vibrations, au bruit et à une augmentation importante de l'énergie dissipée dans le contact et de la température superficielle des massifs [11,12]. Il se produit brutalement et conduit à la destruction des surfaces en contact voire l'arrêt de la machine. Ce mode d'avarie traditionnel dans les engrenages se manifeste dans tous types de mécanismes: lubrifiés ou non, lorsque la combinaison (charge normale, vitesse de glissement) excède une limite encore mal définie.

Pour mieux comprendre les phénomènes conduisant au grippage, trois théories ont été suggérées. Ces théories sont basées essentiellement sur des analyses thermiques, chimique et hydrodynamique.

La première approche est thermique; est fut proposée par Block [13] en 1939. Cette approche est considérée comme la plus célèbre des théories développées sur le grippage. En effet, elle suggère que le grippage se manifeste une fois la température des massifs dépasse une valeur admissible. Le modèle développé par Block donne la température maximale effective de la surface des massifs " T_s " en associant à la température du matériau " T_B " une température locale instantanée du film d'huile " T_f " dite température éclair. La température " T_s " ne doit pas être supérieure à une certaine température critique " T_C ", si non le film d'huile se casse

brutalement et le contact métal -métal s'installe.

Dyson [10, 11] a formulé l'approche chimique en 1975. Par le biais d'expérimentation, il a pu montrer que la disparition d'oxygène dans le gaz ambiant génère du grippage pour des fonctionnements à de très faibles charges. En 1994, Cotiongco et Chung [14] ont utilisé une technique très efficace permettant de prédire le grippage. Cette technique est essentiellement basée sur la formation et l'enlèvement du film oxyde au niveau de la surface d'un contact en acier 100Cr6 lubrifié par une huile Poly-Alpha-Oléphine (PAO).

L'approche hydrodynamique formulée par Dyson [15,16] propose un critère de grippage essentiellement basé sur la rupture du film séparateur dans un contact E.H.D. glissant. En effet, Dyson a pu établir que le grippage ne se produit pas si la viscosité est très élevée dans le convergent du contact. Par ailleurs, dès que la pression dans le convergent s'élève et dépasse une valeur critique, le lubrifiant se vitrifie et sa raideur se trouve supérieure à celle des massifs en contact. En conséquence, le lubrifiant devient un agent protecteur et permet d'éviter le contact direct, métal-métal, entre les aspérités.

En se basant sur l'une des approches mentionnées plus haut, plusieurs critères sur le grippage ont été proposés. Toutefois, aucun de ces critères ne peut s'appliquer avec précision pour prédire exactement la limite de grippage pour une gamme très large des paramètres de fonctionnement des contacts élastohydrodynamique (E.H.D).

Le grippage est affecté par plusieurs paramètres. Les plus notables sont expliqués par Dyson [10]. Il s'agit notamment:

- Des paramètres favorisant le grippage tels que: la charge, la vitesse de glissement, la rugosité et la température.
- Des paramètres ne favorisant pas le grippage tels que: les propriétés du lubrifiant et la vitesse du roulement.

Pour de faibles vitesses de glissement et de charges normales élevées, le grippage se caractérise par un adoucissement puis une fusion d'une épaisse couche superficielle. Lorsque les vitesses de glissement sont grandes et les charges sont faibles, le grippage s'apparente à de l'adhésion et de l'abrasion. En effet, une élévation de la température sous la couche superficielle résulte de la combinaison d'une charge élevée et d'une faible vitesse de glissement. Au contraire, la combinaison d'une faible charge et d'une vitesse de glissement élevée, localise l'élévation de la température dans la couche superficielle des massifs: c'est le cas du micro-grippage [17].

Des exemples de surfaces grippées sont présentés dans La Figure 1.13. Elles sont extraites d'une large publication du CETIM [18] " Aspect des dentures après fonctionnement".

La Figure 1.13-a caractérise un grippage localisé [18] affectant seulement certaines zones des flancs de dents. Il se manifeste par de fines rayures parallèles au profil, comme si l'on avait passé un abrasif fin sur les dentures. Ce mode de grippage survient souvent à la mise en service d'un engrenage neuf: un fonctionnement à faible charge peut le faire disparaître. La Figure

1.13-b montre un grippage destructif affectant l'ensemble des zones des flancs de dents. Ce grippage est dû au contact métal -métal résultant de la rupture du film d'huile et conduit généralement à la mise hors service de l'engrenage.

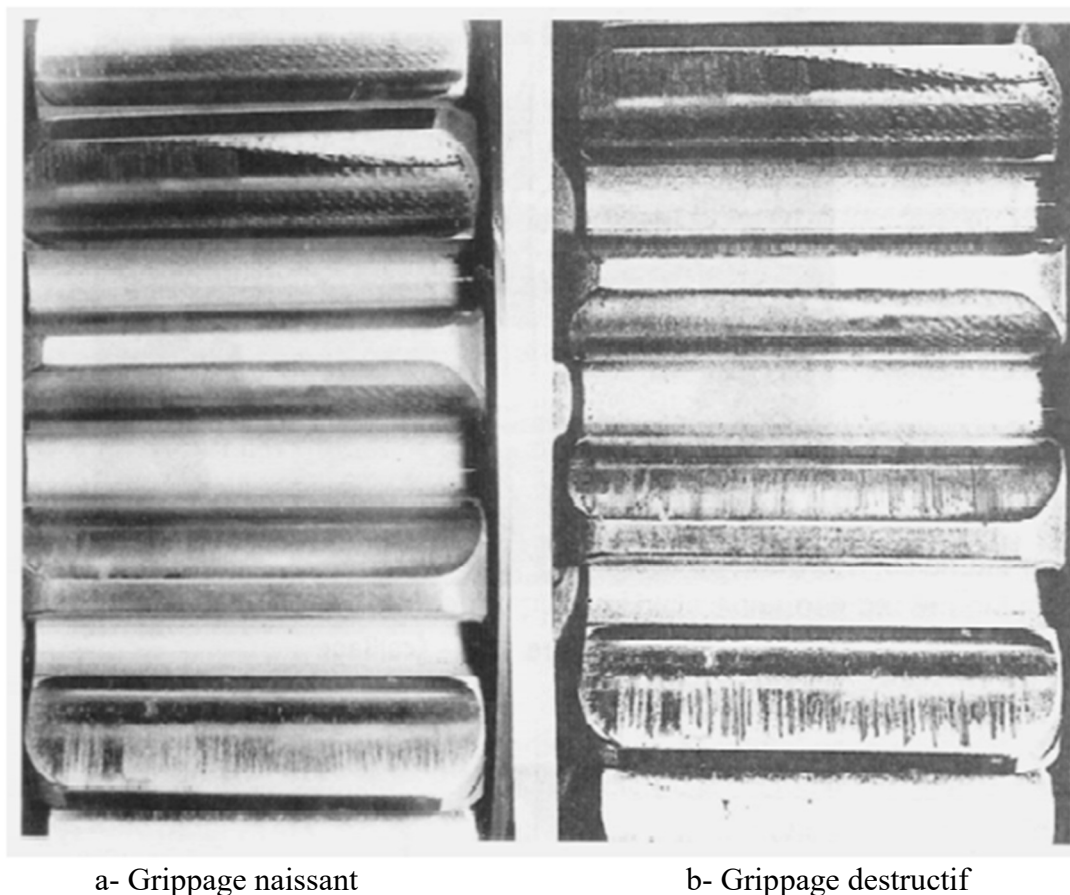


Figure 1.13. Grippage [18].

4.1.2. Les piqûres

Les piqûres [17] sont des trous peu profonds, en forme d'éventail caractéristique, qui affectent toutes les dents, dans la zone du primitif ou légèrement en dessous. La pointe de l'éventail est en général tournée vers le pied de la dent dans le cas d'un pignon menant, vers le sommet dans le cas d'une roue menée.

Ce type de détérioration dépend généralement de la pression superficielle d'Hertz. Afin d'éviter l'apparition de piqûres destructrices, il faut que la pression de Hertz ne dépasse pas une certaine limite admissible.

Dans un contact EHD, la pression superficielle d'Hertz atteint son maximum au point de contact géométrique, c'est-à-dire au milieu de contact.

La contrainte de cisaillement atteint également son maximum à une certaine profondeur h , dans la sous couche. Ce cisaillement provoque un glissement moléculaire intense entraînant un échauffement capable de provoquer la désagrégation de la matière. Des criques se développent

alors vers la surface. Leur propagation se trouve accélérée par l'onde de déformation de la denture introduite par le glissement.

Si la pression superficielle est raisonnable, nous avons des piqûres naissantes (Figure 1.14.a), surtout pour des aciers non durcis. Elles ne sont pas dangereuses si elles ne s'amplifient pas pendant la période de rodage. Elles disparaîtront au bout d'un certain temps de fonctionnement par polissage. Un choix d'huile approprié peut en retarder également la progression (Figure 1.14.b).

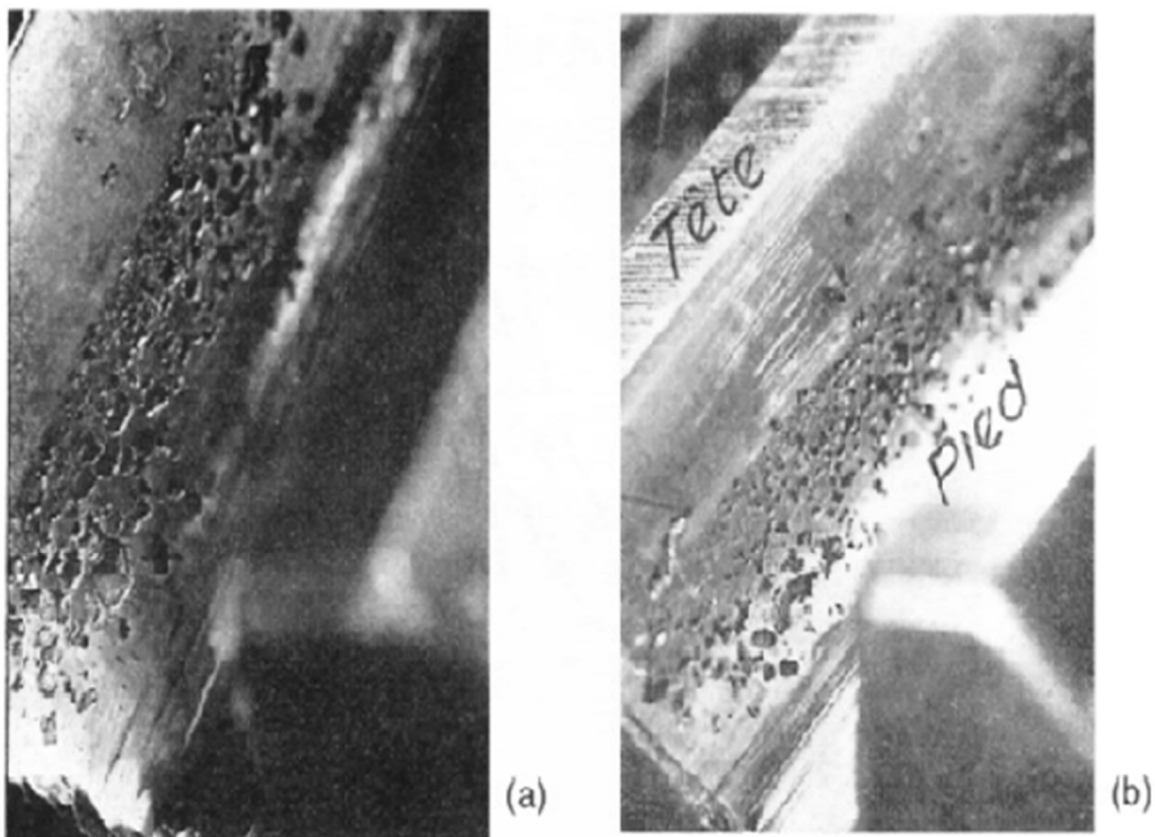


Figure 1.14. Piqûres [18].

Par contre si la pression d'Hertz est trop forte suite à un dimensionnement défectueux de l'engrenage, ou d'une localisation de la portée importante, ces piqûres peuvent devenir destructrices et affecter toutes les parties de dents situées au-dessous de la zone du primitif de

fonctionnement. Si le phénomène se poursuit, les surfaces non piquées des dentures sont de plus en plus réduites et deviennent alors incapables de supporter la pression élevée. Le profil des engrenages est par conséquent complètement détruit (Figure 1.15). Cet incident est indépendant du choix d'huile.

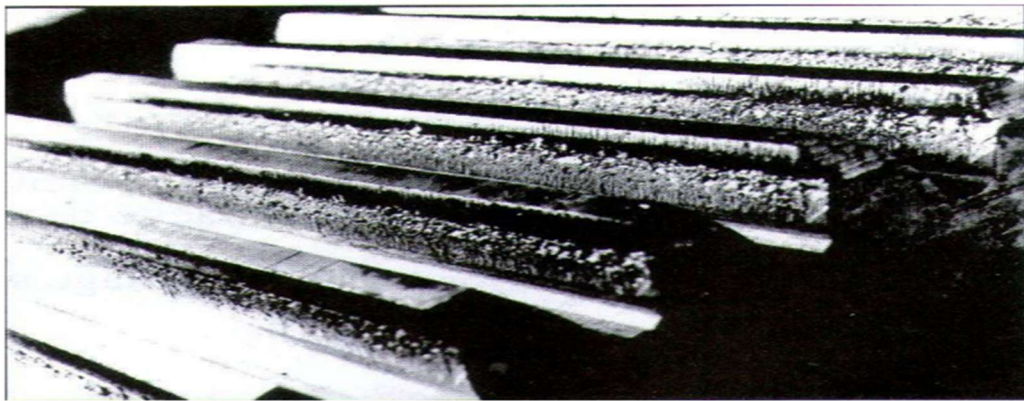


Figure 1.15. Piqûres catastrophiques dans un engrenage [19].

4.1.3. L'usure

L'usure est un phénomène normal caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une sur l'autre.

Dans les engrenages, l'usure se caractérise par une diminution lente et régulière de l'épaisseur des dents, accompagnée d'une modification plus ou moins prononcée de la surface des dents due au glissement. L'usure est généralement observée lorsque les effets normaux et/ou tangentiels sont importants. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces en contact, ainsi qu'à la présence, dans le lubrifiant, d'éléments abrasifs. Ces éléments abrasifs peuvent correspondre à une pollution externe et à une pollution interne.

L'usure normale (Figure 1.16), inversement proportionnelle à la dureté superficielle des dentures, progresse lentement, elle est nettement faible pour un engrenage bien conçu, bien construit, utilisé sans grande surcharge et possédant des surfaces bien polies. Un lubrifiant bien choisi du point de vue viscosité et propriétés extrême pression doit réduire cette usure. [18,20].

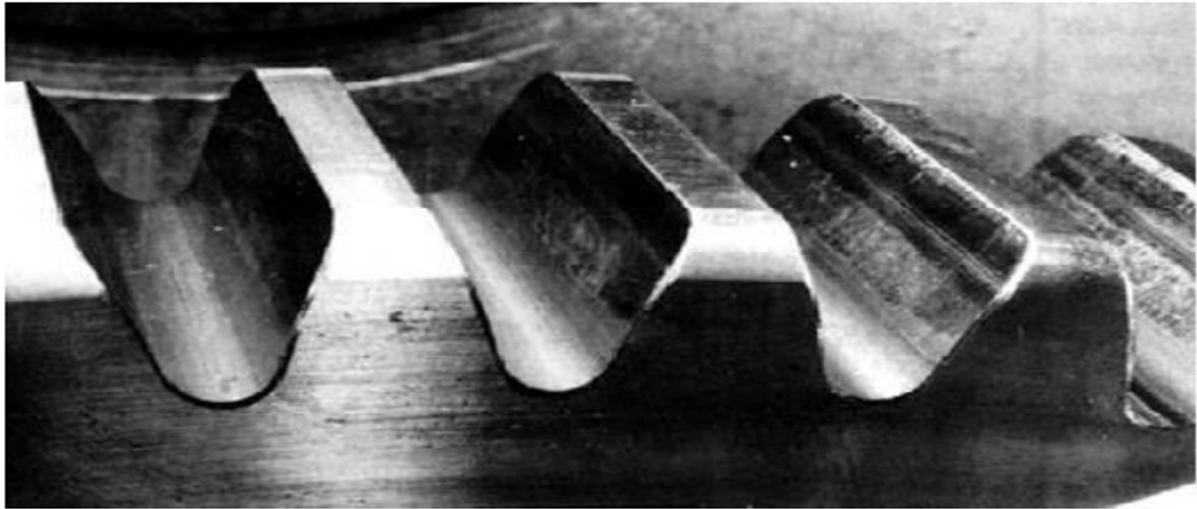


Figure 1.16. Usure normale [20].

Dans les engrenages lourdement chargés fonctionnant à faible vitesse, le film séparateur risque d'être de dimension inférieure aux rugosités de surface des dents. En conséquence, un contact métal -métal peut s'établir donnant naissance à une usure catastrophique qui conduit généralement à la mise hors service de l'engrenage. Cette usure est d'autant accélérée si l'huile de lubrification contient des grains abrasifs ou lorsqu'il est corrosif. Pour éviter ce mode de dégradation, il est conseillé de mettre les engrenages dans un carter aussi étanche que possible et de placer un filtre sur le circuit d'huile ou de prévoir des vidanges à intervalles raisonnables. La Figure 1.17 montre un pignon qui a subi une usure abrasive importante.

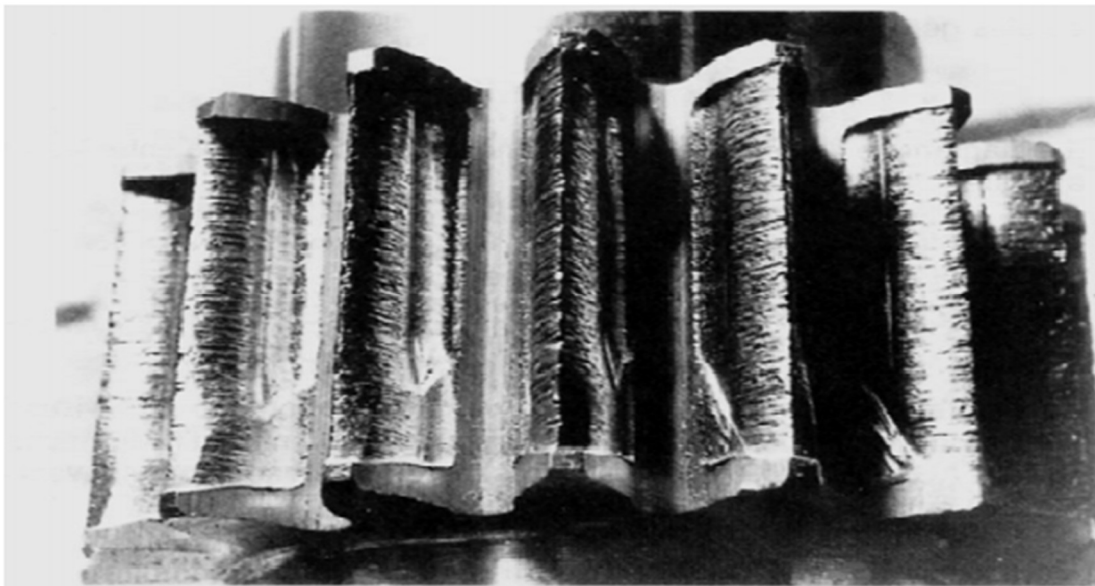


Figure 1.17. une usure abrasive importante [18].

4.1.4. Aspect poli miroir

L'aspect poli miroir est un mode de dégradation qui présente une plastification et un

écrouissage. Son évolution est lente et témoigne d'un bon état de fonctionnement de l'engrenage. La Figure 1.18 montre un engrenage qui a subi un poli miroir.



Figure 1.18. Aspect poli miroir [18].

4.1.5. Broutage

Ce type d'avarie (Figure 1.19) se caractérise par l'apparition d'ondulations ou de vagues sur la surface des dentures. Ce phénomène apparaît sur les engrenages traités (cémentés et trempés) et fonctionnant à de très fortes vitesses de glissement.

Les ondulations créées au niveau de la surface de la denture ont tendance de s'étirer perpendiculairement à la direction du glissement. Cette avarie est largement rencontrée dans les ponts hypoïdes.

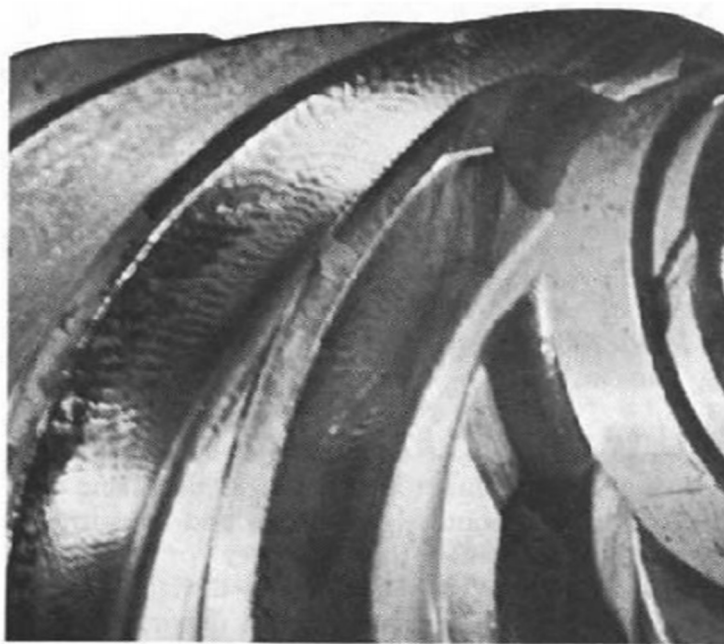


Figure 1.19: broutage [18].

4.1.6. La fatigue superficielle

Elles apparaissent dans les zones de faible glissement. En fonction de leurs dimensions par rapport à celles du contact, on distingue deux échelles d'endommagements de fatigue superficielle: l'écaillage et le micro-écaillage.

- En ce qui concerne L'écaillage, c'est une cavité de dimensions analogues à la largeur de la zone de contact. Il a quelques millimètres carrés de surface et quelques dixièmes de millimètres de profondeur (Figure 1.20) Généralement, il se manifeste par la formation d'une écaille à l'échelle du contact hertzien classique. L'écaillage survient dans des contacts très chargés. Il résulte de la répétition cyclique des contraintes dans la sous couche du massif. Il apparaisse après une période importante, de l'ordre de plusieurs dizaines de millions de cycles. Il est précédé et associé à un réseau de fissures à la même profondeur. C'est une dégradation classique dans les engrenages. Dès leur apparition, les trous d'écaillage ont une forme irrégulière et

n'affectent pas toutes les dents. Ils sont plus profonds et de dimension plus grande que les piqûres. Dans les engrenages durcis superficiellement, l'écaillage est une avarie très grave, elle évolue vers la rupture: elle témoigne de l'effondrement de la couche durcie suite à la formation de trous internes au -dessous de cette couche. Par contre, il est rarement rencontré dans les engrenages peu durs. La Figure 1.21 montre un écaillage très sévère se manifestant tout au long de la ligne primitive d'un engrenage hélicoïdal et conduisant à la dégradation rapide des dentures. La Figure 1.22 présente un pignon cémenté trempé dont l'une des dents est presque totalement écaillée [20,21,22].

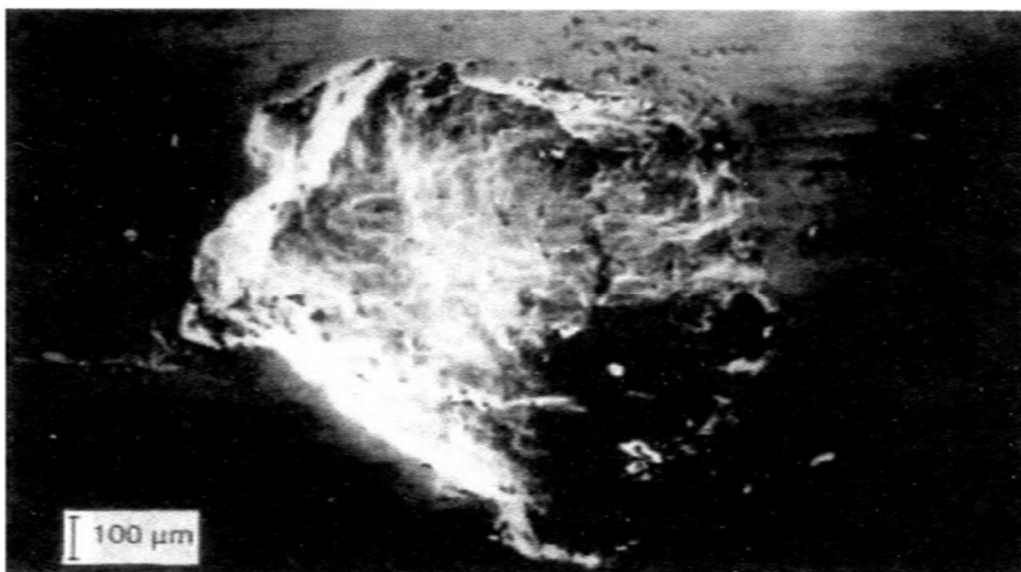


Figure 1.20. Ecaillage [21].



Figure 1.21. Ecaillage sévère avec effondrement [22].



Figure 1.22. Pignon totalement écaillé [20].

4.1.7. Micro-écaillage

Concernant le micro écaillage, ce dernier représente, une cavité beaucoup plus petite par rapport à celle de l'écaillage (Figure 1.23). Il est de dimensions dix à vingt fois plus faibles que la largeur du contact et se manifeste par la formation des microfissures et des micro-écailles à l'échelle des rugosités. Le micro-écaillage survient dans les contacts faiblement chargés. Il résulte de la répétition cyclique des contraintes dans la peau du massif après une période plus courte que pour l'écaillage, de l'ordre de quelques millions de cycles. Cette avarie est dangereuse, car elle détruit la micro-géométrie des surfaces et conduit à la rupture du

mécanisme si les microfissures se propagent jusqu'à la profondeur de hertz. [21]

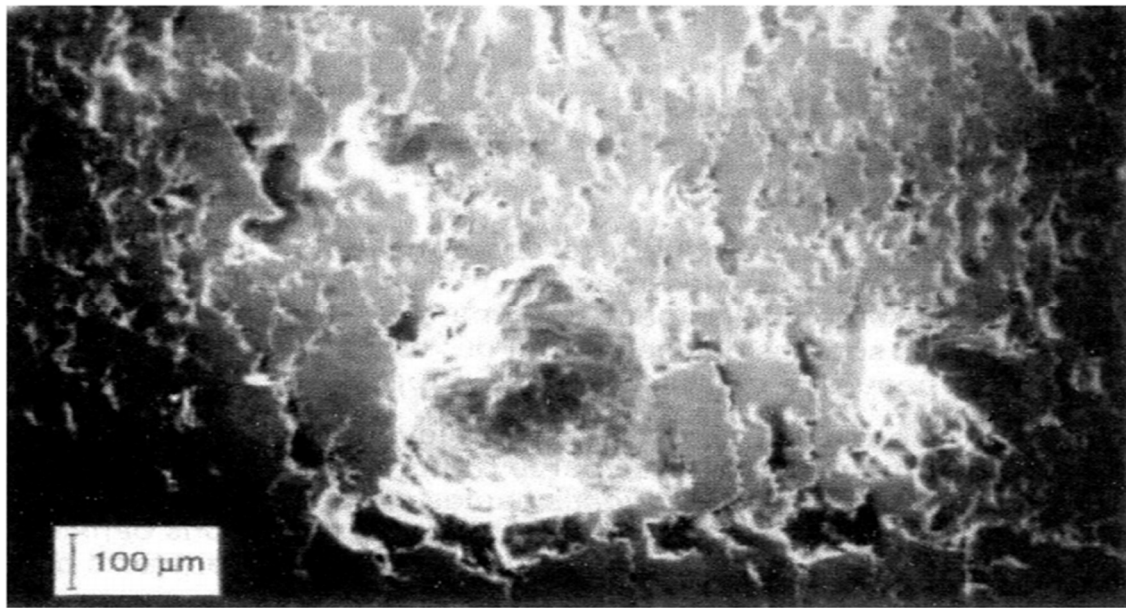


Figure 1.23. Micro-écaillage [21]

4.2. La détérioration par rupture

Les causes de détériorations des dents sont multiples. La rupture est une avarie brutale et souvent inattendue. Elle est parmi les plus dangereuses, car elles entraînent l'arrêt de l'installation, et parfois la destruction généralisée par suite de l'entraînement de parties de dents dans l'engrènement. On distingue généralement:

- Ruptures par sur charge;
- Ruptures de fatigue;
- Ruptures par concentration de contraintes;
- Ruptures provenant de défauts de traitement thermique;
- Ruptures provenant de défauts de rectification.

4.2.1. Rupture sous charge

Ces ruptures surviennent le plus souvent d'un seul coup, c'est-à-dire en une seule mise en charge de la dent. Ce genre de rupture affecte la surface de rupture comme indiqué par la Figure 1.24 [18]. On remarque la formation de plusieurs zones.

- Des zones granuleuses et brillantes, appelées "zones de rupture fragile" où le métal s'est rompu parce qu'il n'a pu supporter les contraintes de traction atteintes.
- Des zones avec arrachements ou même bourrelets lisses, appelées "zones de rupture ductile" où le métal a perdu sa cohésion par suite des contraintes de cisaillement atteintes.

La surface de rupture peut alors présenter l'un des deux modes de rupture mentionnés ci-dessus.

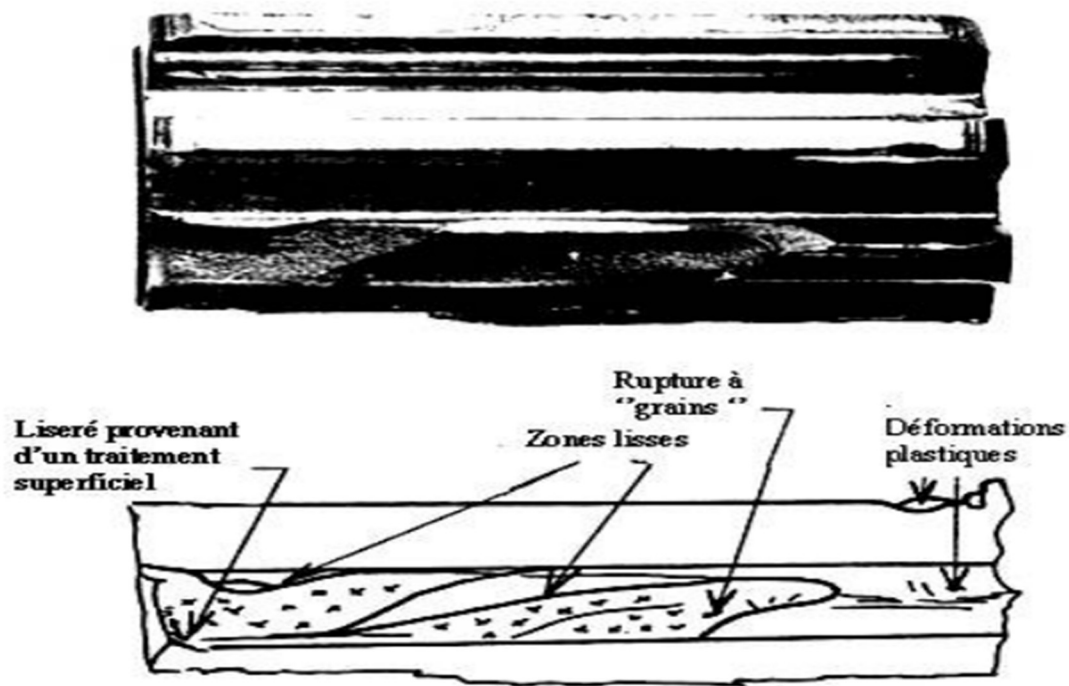


Figure 1.24. Rupture par surcharge instantanée [18].

4.2.2. Rupture par fatigue

Il est bien connu que lorsque la contrainte dépasse une certaine valeur limite dite de fatigue, il se produira rupture au bout d'un certain nombre de cycles [18]. Ce mode de rupture évolue à chaque mise en charge à partir d'un point initial localisé au pied de la dent, diminuant la section d'encastrement qui se trouve ainsi affaiblie jusqu'au point où manifeste la rupture. La zone de rupture schématisée par la Figure 1.25 comporte:

- Une zone de progression de fissure, qui peut être mâte à grain fin ou bien striée par des lignes d'arrêt caractéristiques.
- Une zone de rupture par surcharge.

La rupture par fatigue est de nature évolutive. Elle a pour origine un défaut existant en surface (une crique par exemple) qui se remplit d'huile et s'étend jusqu'à ce qu'une partie de dent, ou toute la dent se détache.

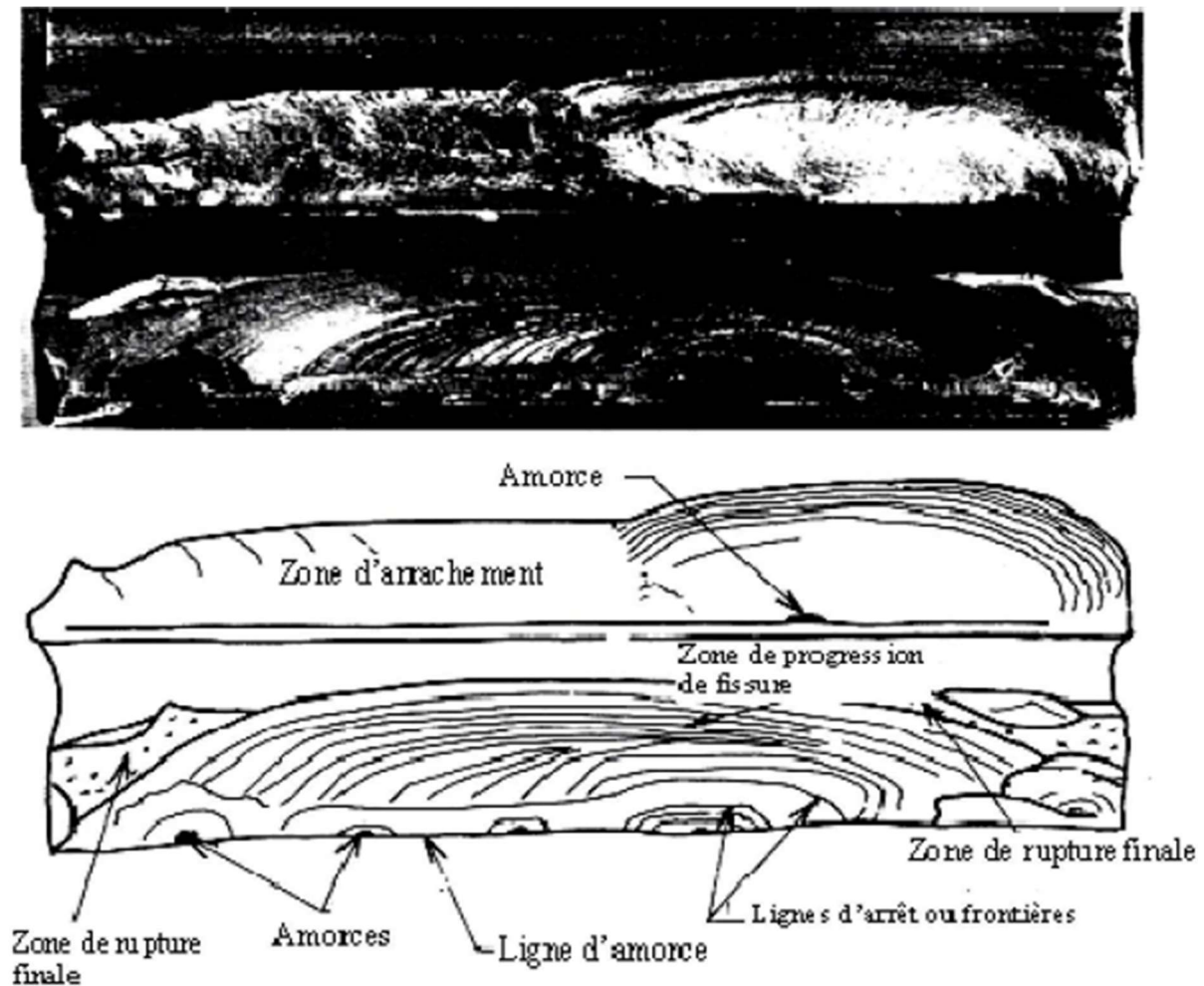


Figure 1.25. Rupture de fatigue [18].

4.2.3. Rupture par concentration de contraintes

Cette avarie indiquée par la figure 1.26, se manifeste suite a un certain nombre de défauts de positionnement [20] des dentures les unes par rapport aux autres, tel que:

- Une erreur relative de distorsion des dentures conjuguées.
- Un mauvais alignement des axes (fabrication, déformation).

Ce mode de rupture est souvent accompagné de traces de piquûres et d'écaillage dans les zones de portage.

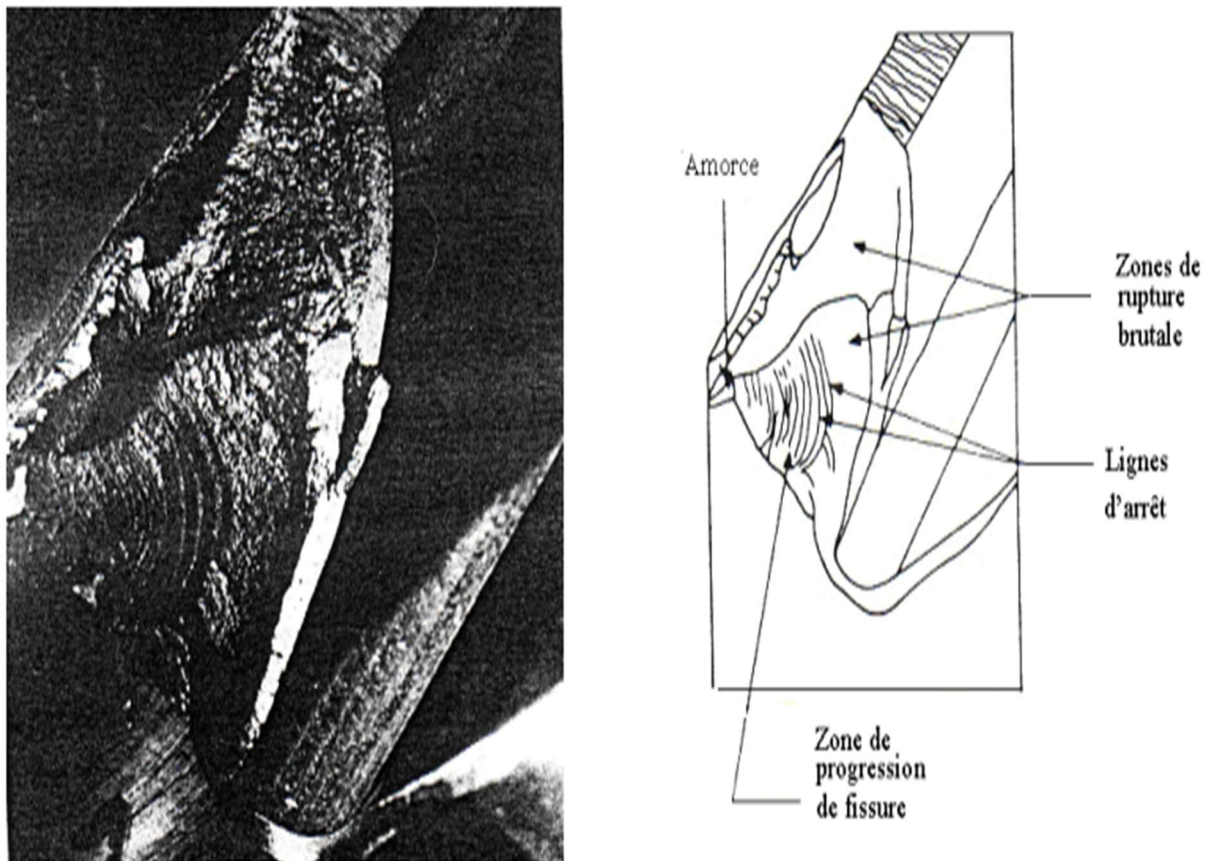


Figure 1.26. Rupture par concentration de contraintes [20].

4.2.4. Ruptures provenant de défauts de traitement thermique

Un traitement thermique peut être à l'origine de nombreux cas de rupture [18] de dents:

- Criques sur les flancs, ou en profondeur, provoquant des amorces de rupture inévitables. Un contrôle par ultrasons est fortement recommandé.
- Dans le traitement de durcissement superficiel par cémentation, une sur carburation entraîne une fragilité excessive (une dureté élevée est nuisible).
- Lors des traitements, la variation brutale de la dureté donne naissance à des écaillages et des ruptures.

4.2.5. Ruptures provenant de défauts de rectification

Des criques peuvent apparaître par suite d'un échauffement superficiel [18] important, et sont des amorces de rupture (Figure 1.27). Il est important de faire un contrôle par ressuage (Cette méthode permet de mettre en évidence les discontinuités ouvertes et débouchant à la surface des matériaux métalliques et de certains matériaux non métalliques, essentiellement non absorbants) ou magna flux (utilisé pour une méthode de test d'un métal ferreux pour détecter des défauts en magnétisant le matériau et en observant les motifs adoptés par la poudre de fer

appliquée soit sèche soit en suspension liquide) est plus que nécessaire. Il vaudrait mieux éviter de rectifier les fonds des dents.

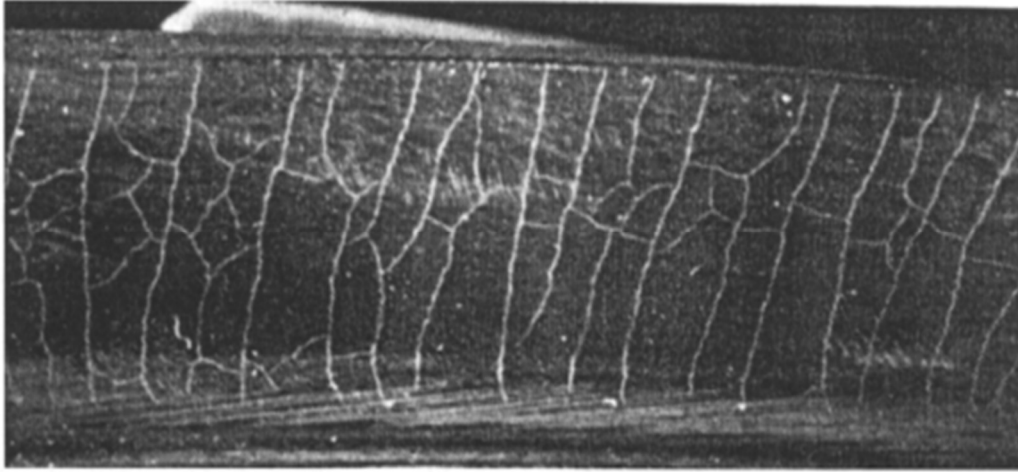


Figure 1.27. Criques de rectification [18].

5. Usure des engrenages

L'usure est une des principales causes de défaillance des équipements mécaniques. C'est un phénomène très complexe s'accompagnant de transformations physiques et chimiques des surfaces. Il est caractérisé par la perte de matière sur les surfaces, l'enlèvement des débris, la forme des surfaces dégradées et par la réduction des dimensions. L'usure des surfaces de l'engrenage se déroule sur une période de temps relativement longue et impacte la fonctionnalité d'un engrenage de deux manières distinctes. Un impact évident est les vibrations et le bruit des engrenages [23] [24]. L'usure accumulée entraîne une erreur de transmission qui agit comme une excitation de déplacement, ayant une influence négative sur le comportement dynamique et par conséquent sur le bruit résultant de l'engrenage [25]. Avec l'accumulation de l'usure le long des surfaces des dents, l'engrenage, silencieux au début de son utilisation, pourrait devenir plus bruyant au cours de la durée de vie prévue du système. En plus, l'usure de surface modifie la répartition des charges et la portée de contact à l'interface de l'engrènement des engrenages. Les surfaces des dents usées accélèrent souvent l'apparition d'autres modes de défaillance tels que le pitting et la rupture des dents [26]. La Figure 1.28 montre une photo d'une roue usée.

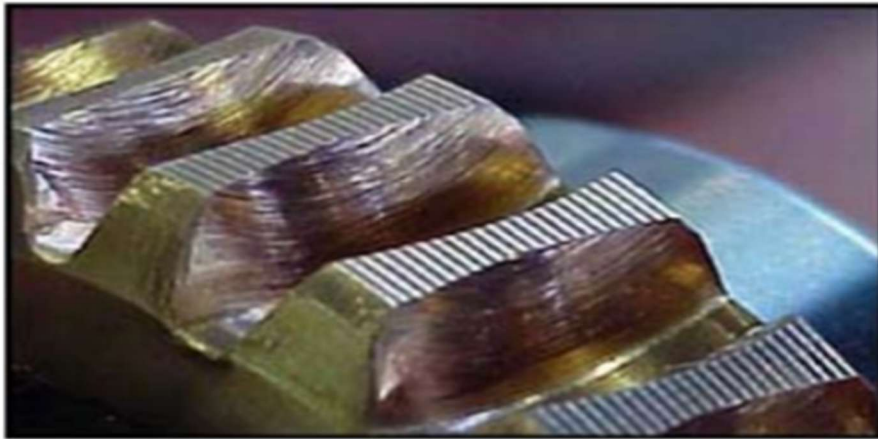


Figure 1.28. Surface usée d'une roue [26].

L'usure peut se produire soit au cours des premiers cycles de fonctionnement, période appelée rodage, pendant laquelle les plus grosses aspérités vont être rasées, soit après une longue période de fonctionnement, période d'endurance pendant laquelle l'usure évolue linéairement. (Figure 1.29).

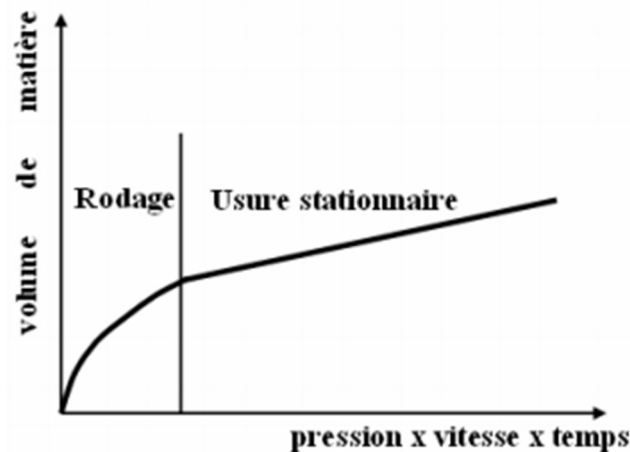


Figure 1.29. Evolution de l'usure [27].

La classification de l'usure est un sujet ouvert et les avis des spécialistes restent encore différents. Il n'existe pas de classement standard des différents types d'usure. La difficulté de classification vient du fait que l'usure est un phénomène extrêmement complexe et les différents aspects mécaniques, thermiques et chimiques sont souvent superposés. Une tentative de classification des différents modes d'usure proposée par Williams [28] est représentée au Figure 1.30 et la figure 1.31 qui représente le mode d'action de chaque type d'usure. Il est à faire remarquer qu'il existe un consensus de classification pour les principales formes d'usure proposé par Burwell [29], qui distingue généralement quatre principaux modes d'usure à savoir l'usure par adhésion, l'usure par abrasion, l'usure par fatigue et l'usure par corrosion.

Les trois premières sont obtenus par des processus mécaniques alors que le dernier est un processus chimique ou tribo-chimique.

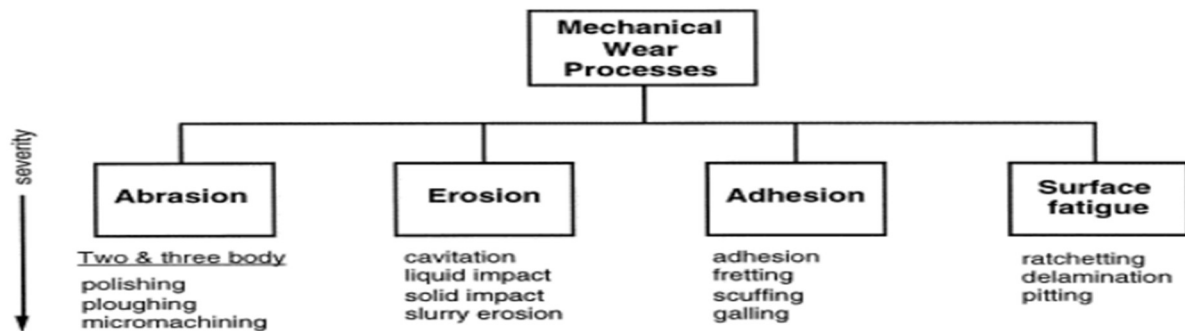


Figure 1.30. Classification de modes d'usure [28].

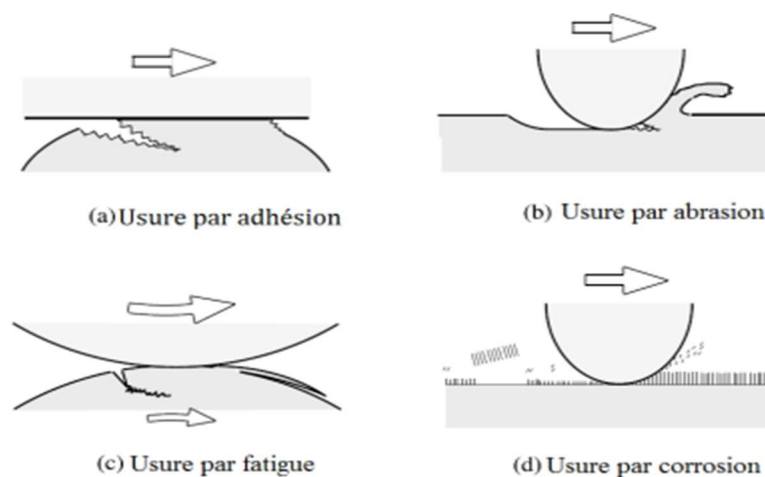


Figure 1.31. Mode d'action de chaque type d'usure [29]

5.1. Usure par adhésion

L'usure par adhésion apparaît au niveau de deux surfaces glissant l'une sur l'autre lorsque la pression entre les aspérités en contact est suffisante pour provoquer des déformations plastiques localisées, des microsoudures ou des adhésions locales. Lorsqu'il y a génération d'une déformation plastique, il y a absorption d'énergie, se traduisant par un échauffement dû au frottement. La manifestation la plus légère de cette usure par adhésion est la formation de poli miroir sur les flancs actifs des dents. Lorsque les conditions de charge et de frottement deviennent plus intenses et lorsque la température au niveau de contact augmente, on peut assister à l'apparition de grippage.

5.2. Usure par abrasion

Elle se caractérise par de l'enlèvement de la matière par frottement, deux types d'usure abrasive peuvent être distingués: à deux et trois corps. Dans le cas de l'usure abrasive à deux corps, il s'agit des interactions entre les aspérités des surfaces antagonistes qui provoquent l'enlèvement

des matériaux à l'interface de contact. L'abrasion à trois corps est due à des particules dures intercalées entre les deux surfaces en contact provenant des débris d'usure du contact ou liés à la pollution du milieu. Parmi les causes de l'usure abrasive dans les engrenages, on peut citer:

- l'épaisseur du film lubrifiant trop mince,
- la pollution de l'huile,
- la rugosité trop importante.

L'usure abrasive est en général un phénomène qui se traduit par:

- une augmentation du jeu de l'engrenage en service pouvant entraîner des modifications de son comportement dynamique,
- une déformation de la forme du profil qui est une source de bruits et de vibrations.

5.3. Usure par fatigue de contact

La fatigue de contact est une détérioration des surfaces en présence, qui est le résultat de contraintes répétées à la surface ou en sous couche, dont les valeurs dépassent les limites d'endurance des matériaux. Des fissures se produisent alors dans le matériau. Contrairement aux autres types d'usure, cette dégradation se produit dans le cas d'engrenage bien lubrifié. Ce type d'usure n'apparaît pas instantanément et exige un certain nombre, des milliers voire des millions de cycles pour se manifester. Avec le temps, ces fissures évoluent vers la surface très rapidement on observe des petits détachements de matière, avec création de micro-cratères. L'usure par fatigue peut aussi être initiée à partir de la surface. Elle est fonction du type de matériau utilisé et de son mode de traitement thermique, du procédé de fabrication employé (qui définit la rugosité de la surface) et de la charge au niveau de contact. Notons que la fatigue de contact peut être mécanique ou thermique. La fatigue mécanique est provoquée par des contraintes répétées au niveau du contact. La fatigue thermique est due à d'importantes variations de température cycliques dans le contact.

5.4. Usure par réaction tribo-chimique

Le système est constitué de trois composantes: la réactivité chimique entre les surfaces, la réactivité chimique avec le milieu environnant et la réactivité physico-chimique avec les débris. Ce type de dégradation résulte d'une ou de plusieurs réactions chimiques sous l'effet d'agents corrosifs (environnement, lubrifiant) et des contraintes mécaniques pendant le frottement. Suivant l'état structural superficiel, des oxydes réactionnels dépendant de l'environnement peuvent être créés. Suite au frottement entre les surfaces, la rupture des aspérités qui s'oxydent conduit à des débris en général très stables et très durs. Ces derniers jouent alors un rôle abrasif

et viennent dégrader les surfaces antagonistes et donc entretenir l'usure. Par contre, il est possible de rencontrer une configuration moins agressive par la formation de films d'oxydes adhérents à la surface d'un des antagonistes et suffisamment résistants au cisaillement pour jouer un rôle protecteur [30].

6. Conclusion

Nous remarquons dans la synthèse de ce chapitre que le fonctionnement des engrenages met en évidence plusieurs paramètres à savoir l'aspect géométrique, cinématique, étude du contact et tous les problèmes qui y sont liés. Dans ce contexte ce chapitre a traité un certain nombre de ces paramètres qui ont une influence directe ou indirecte sur le fonctionnement des engrenages. Il faut remarquer que les paramètres traités, incluent le phénomène d'interférence, le contact entre deux dents ainsi que la variation des vitesses ont une influence directe sur l'usure des dentures et donc sur leurs durées de fonctionnement. De ce fait trouver un compromis entre différents paramètres pour garantir une optimisation de fonctionnement aux conditions optimales de fonctionnement en mettant en évidence les différents paramètres étudiés reste l'objectif pour garantir un dimensionnement adéquat et un fonctionnement correct.

Chapitre2

La lubrification des engrenages

1. Introduction

La lubrification est une technique qui permet de réduire les frictions entre deux surfaces en mouvement en plaçant une couche liquide ou solide entre elles. Ce procédé permet d'optimiser les performances des mécanismes en diminuant les pertes d'énergie et de puissance, et en améliorant leurs conditions de fonctionnement. Cette méthode repose sur une discipline scientifique et technologique qui intègre les connaissances les plus récentes en mécanique des fluides, en mécanique des solides, en science des matériaux, en chimie et en physicochimie, et qui garantit la fiabilité croissante des mécanismes actuels et dont la fonction principale est de diminuer la perte d'énergie par frottement et de ce fait l'usure, il va se dire que ces lubrifiant ont un certains [1].

2. Rôle de la lubrification

La nécessité fondamentale d'assurer une lubrification des surfaces en contact dans les mécanismes découle de la transformation du frottement sec ou direct en frottement fluide ou indirect. Cela s'accomplit en interposant une couche continue de lubrifiant entre les surfaces frottantes. La lubrification présente plusieurs raisons essentielles qui justifient son utilisation :

- D'une réduction des pertes d'énergie mécanique pour abaisser le coefficient de frottement.
- D'une réduction de l'usure des organes ayant des surfaces frottantes.
- D'une protection des surfaces frottantes contre la corrosion.
- D'évacuer les calories (dan les moteurs thermiques, dans la coupe des métaux).
- D'accroître l'étanchéité (moteur thermique).
- D'évacuer les impuretés de fonctionnement (moteur diesel).
- D'abaisser le niveau sonore.

Il existe différents types de lubrifiants comme indiquée sur la figure 2.1, utilisées selon les types de charges et le type de mécanisme.

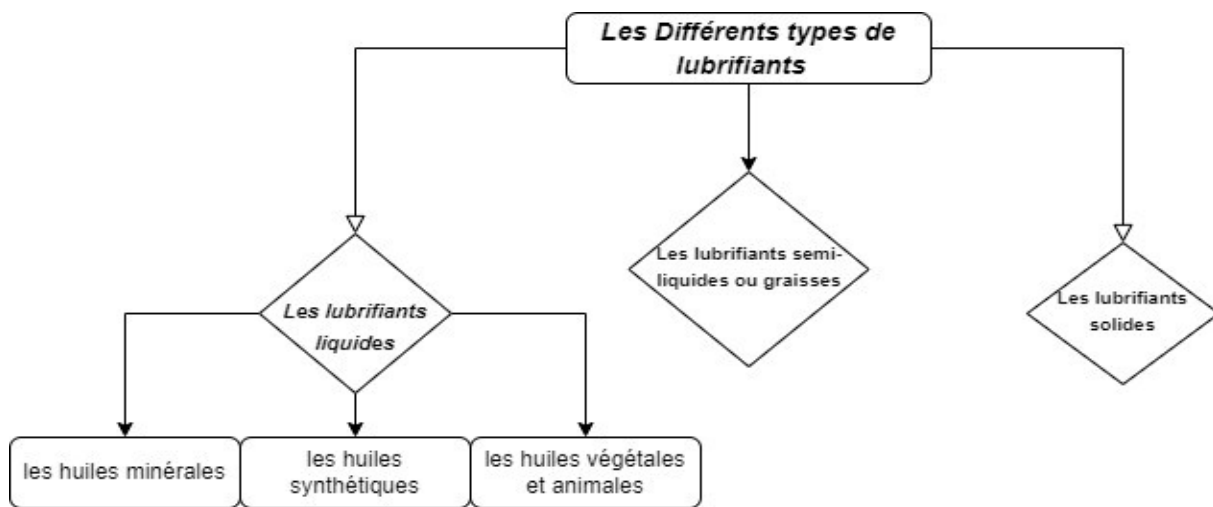


Figure2.1. Les différents types de lubrifiants.

3. Les caractéristiques des lubrifiants

Les lubrifiants utilisés dans la plupart du temps doivent répondre à des conditions de qualité et d'utilisation qui définissent leur capacité de lubrification de ce fait un certain nombre de caractéristiques sont nécessaires pour accomplir ce travail.

3.1. La viscosité

La viscosité caractérise les forces de frottement qui interviennent entre les molécules d'un fluide seulement quand celle-ci sont en mouvement les unes par rapport aux autres.

Elle se mesure de différentes manières. La méthode la plus courante est celle d'Enger. Cette méthode consiste à comparer la vitesse d'écoulement d'un certain volume d'huile à celle d'écoulement d'un même volume d'eau par un trou de petit diamètre (1mm par exemple).

La viscosité de l'huile diminue avec l'élévation de la température.

La qualité d'une huile est d'avoir un degré de viscosité suffisant pour assurer un frottement fluide aux températures de fonctionnement des organes du moteur : de 80°C à 150°C. On distingue trois types de viscosités à savoir, la viscosité dynamique, cinématique et relative.

3.1.1. Viscosité dynamique

On considère deux couches de fluide adjacentes distantes de z Figure 2.2 La force de frottement $\vec{F}$ qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit Δv , à leur surface S et inversement proportionnelle à Δz .

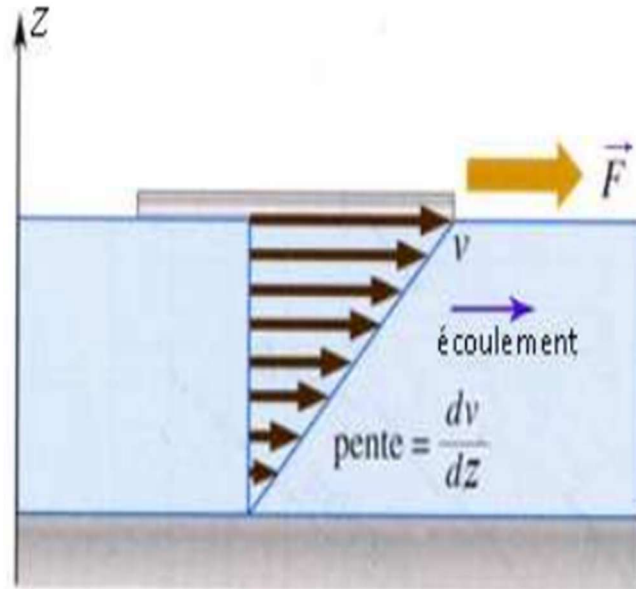


Figure 2.2. Schéma montrant la relation entre la force de glissement et le coefficient de Viscosité.

La viscosité se manifeste chaque fois que les couches voisines d'un même fluide sont en mouvement relatif, c'est-à-dire lorsqu'il s'établit un gradient de vitesse

$$F = \eta S \frac{dv}{dz} \quad (2.1)$$

- **Phénomène de piézoviscosité**

-Lois de Barus

C. Barus (1893) [31], a mis en évidence par une lois qui porte son nom, l'augmentation de la viscosité dynamique avec la pression d'une manière exponentielle, donnée par l'équation (2.2). Dans cette équation, on remarque l'apparition du paramètre α qui représente le coefficient de piézoviscosité (Pa^{-1}). Ce dernier dépend de l'huile utilisée et de la température de fonctionnement. Selon le type d'huile, il varie entre $1,5 \cdot 10^{-8}$ à $4 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ (soit 15 à 40 GPa^{-1}) à température ambiante. Il est réduit de moitié pour un échauffement de 100 °C. Le tableau 2.1, donne le coefficient de piézoviscosité pour quelques familles de lubrifiants [32].

$$\eta(p) = \eta_o \exp(\alpha p) \quad (2.2)$$

Tableau 2.1. Coefficient de piézoviscosité, pour quelques familles de lubrifiants à une température de l'ordre de 40 °C (± 10 °C)		
Nature de l'huile	α [10 ⁻⁸ Pa ⁻¹]	
	Plage	Valeur typique
Huiles minérales paraffiniques (VI = 100)	1,65 à 2,4	2
Huiles minérales naphthéniques	1,95 à 3,1	2,5
Polyalphaoléfinés (PAO)	1,65 à 2,2	1,9
Diesters	1,5 à 1,6	1,55
Esters de néopolyols	2	2
Polyglycols (PAG)	1,1 à 1,5	1,25
Polyisobutènes (PIB)	3 à 3,6	3,3
Esters phosphoriques (esters phosphates)	2,3	2,3
Polyméthylsiloxanes (silicones ordinaires)	1,1 à 1,6	1,35
Polyméthylphénylsiloxanes (silicones phénylés)	3 à 4,5	3,7
Perfluoropolyéthers (Krytox et Fomblin Y)	4,1 à 4,5	4,3
Polyphényléther (Santovac 5)	5,5	5,5
Cyclopentane (Nye 2001a)	1,2 à 2,4	1,7
Perfluoropolyéthers (Fomblin Z25)	1,5 à 2,6	1,95

-Loi de Roelands

Au-dessus de 1GPa la relation de Barus est remplacée par la relation de Roelands [33] qui s'écrit:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot \left(\frac{\eta_\infty}{\eta_0}\right)^{\left(1 - \left[1 + \frac{p}{p_r}\right]^{Z^+}\right)} \quad (2.3)$$

La relation entre α , η_0 et Z^+ est donnée par la relation suivante qui s'écrit:

$$\frac{\alpha p_r}{Z^+} = \ln \left(\frac{\eta_0}{\eta_\infty}\right) \quad (2.4)$$

3.1.2. Viscosité cinématique

La viscosité cinématique est égale au rapport de la viscosité dynamique par la masse volumique du fluide considéré:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.5)$$

3.1.3. Viscosité relative

Si η est la viscosité de la solution macromoléculaire, et si η_0 est la viscosité du solvant, on définit la viscosité relative, notée η_r , par:

$$\eta_r = \frac{\eta}{\eta_0} \quad (2.6)$$

-La densité de pression

En lubrification EHD, la compressibilité du lubrifiant est prise en compte pour de fortes pressions, dans la littérature on rencontre le coefficient de compressibilité de pression proposé par Dowson et Higginson [34] en 1966 qui s'écrit selon Gelink [35]

$$\rho(p) = \rho_0 \frac{0.59\text{GPa}+1.34p}{0.59\text{GPa}} \quad (2.7)$$

Pour les huiles minérales l'équation (2.6) s'écrit [34]

$$\rho(p) = \rho_0 \left[1 + \frac{0.6p}{1+1.7p} \right] \quad (2.8)$$

Avec:

ρ_0 : la densité du lubrifiant à température ambiante

Il est à faire remarquer que Dowson et Higginson proposèrent cette relation pour des mesures jusqu'à 0.4GPa. Et Hamrock [36] (1994) la limite son utilisation pour ces essais à 1GPa.

3.2. Les autres caractéristiques

Il existe d'autres caractéristiques que nous passerons en revue sans entrer dans leurs détails de calculs à savoir:

- **L'onctuosité** : Représente la facilité pour un lubrifiant de bien adhérer aux surfaces métalliques.
- **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.
- **Le point de congélation** : C'est la température où l'huile ne s'écoule plus. Elle doit être la plus basse possible. Pour les régions tempérées, cette température est de l'ordre de -25°C à -20°C.

4. Les techniques de lubrification

Il existe plusieurs techniques de lubrifications utilisées selon les conditions d'utilisation à savoir les charges, la vitesse et l'encombrement du système.

4.1. Lubrification par barbotage ou par bain d'huile

Utilisable même aux faibles vitesses, c'est la plus simple et la plus usuelle. Une partie du mécanisme en mouvement (roue dentée...) trempe dans le bain et emporte par adhérence de l'huile vers les points à lubrifier.

La quantité d'huile du bain doit être suffisante et tenir compte des conditions de service: calories à évacuer, éviter les vidanges trop rapprochées, etc.

Le niveau du bain doit être contrôlé périodiquement: vis de contrôle, jauge, indicateur...

Un excès d'huile est souvent plus néfaste qu'un manque en créant un brassage sources D'échauffements et de pertes d'énergie.

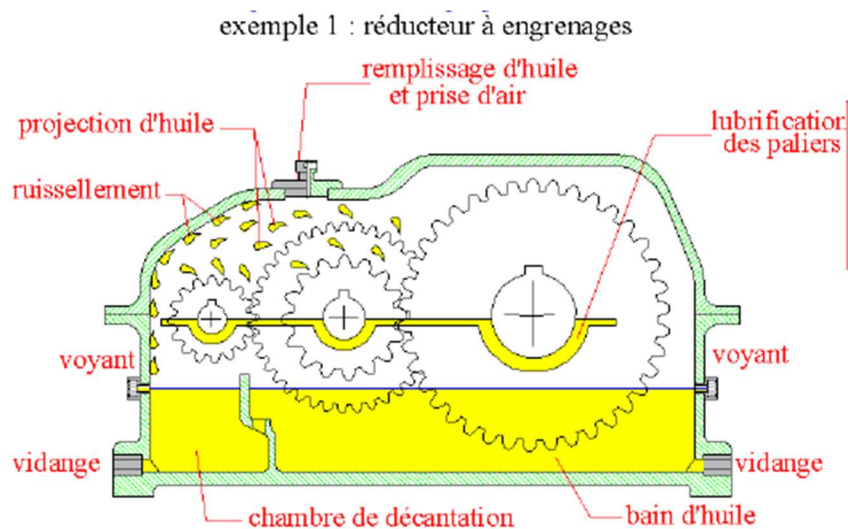


Figure 2.3. Lubrification par bain d'huile, projections et ruissellement

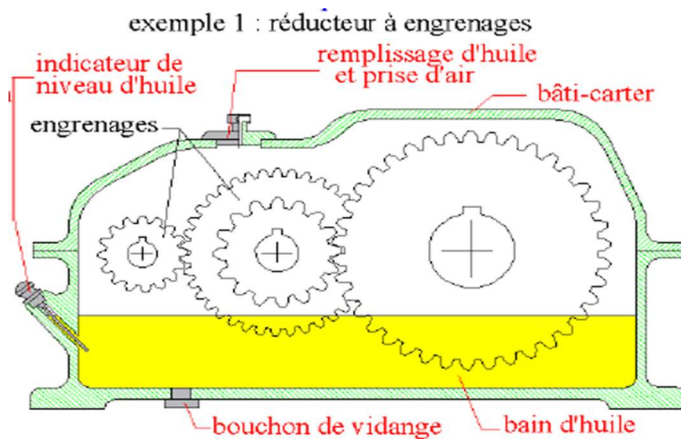


Figure 2.4. Lubrification par bain d'huile

4.2. Lubrification par barbotage et projections

C'est une variante de la précédente. Le mouvement des composants (engrenages...) doit être assez rapide (effet centrifuge) pour, qu'après trempage, le débit des projections soit suffisant. L'huile projetée sur les parois ruisselle et peut être recueillie (cuvettes, renvois, larmiers...) puis dirigée (canaux) vers les parties à lubrifier.

Remarque: dans certains cas le phénomène de projection provoque un phénomène de circulation

et la lubrification se rapproche ou se confond à une lubrification par circulation sans accessoires (filtres...). Exemples: disque supplémentaire à effet centrifuge, effet de pompage de certains roulements (rouleaux coniques et billes à contact oblique), turbine à vis, etc.

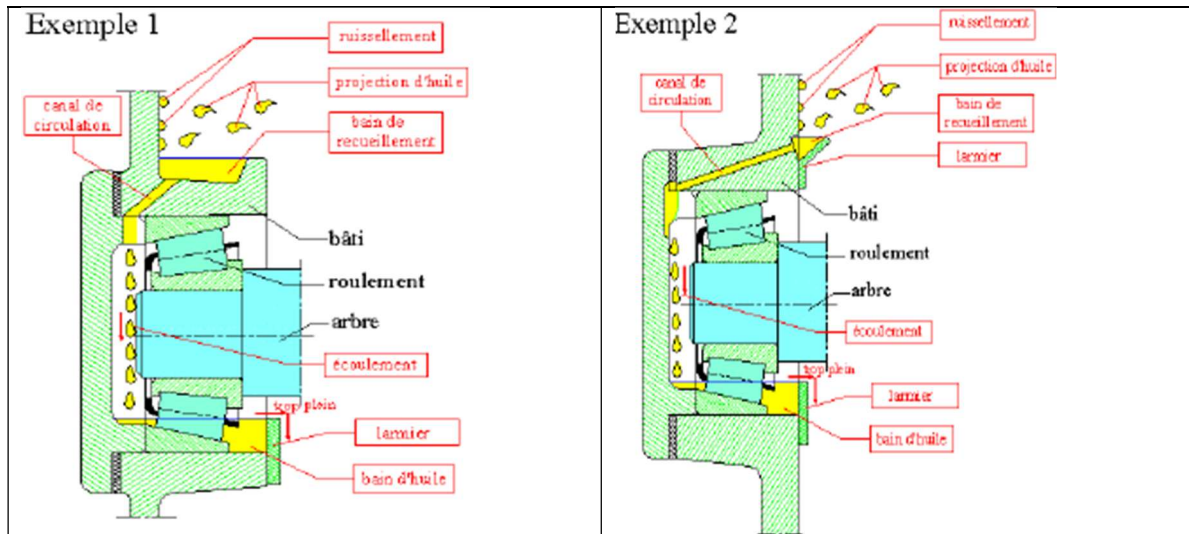


Figure 2.5. Lubrification par bain d'huile, projections, ruissellement et laminer

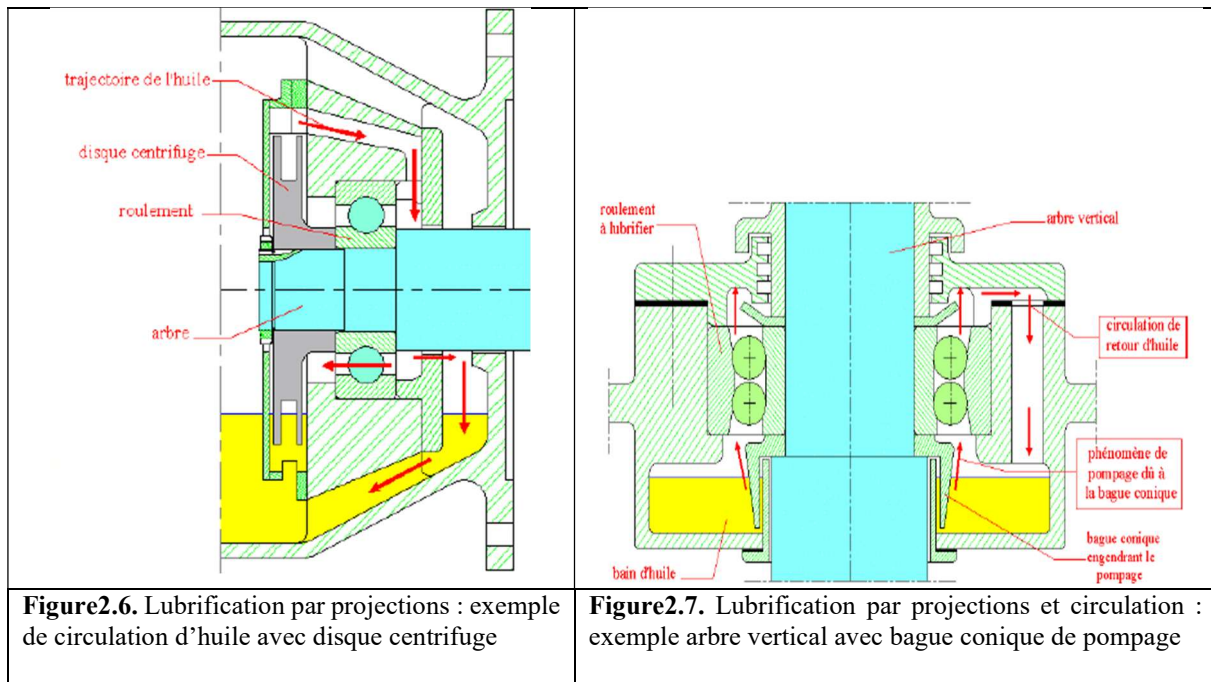


Figure2.6. Lubrification par projections : exemple de circulation d'huile avec disque centrifuge

Figure2.7. Lubrification par projections et circulation : exemple arbre vertical avec bague conique de pompage

4.3. Lubrification par brouillard d'huile

Elle est utilisée aux vitesses très élevées (roulements, engrenages...) mais aussi dans les réseaux pneumatiques (lubrificateurs). Son principe se base sur un débit constant d'air comprimé aspire et pulvérise une certaine quantité d'huile sous forme de très fines gouttelettes. Le brouillard ainsi constitué est amené (réseau de canalisations) près des points à lubrifier. En ces points, des rétrécissements (raccords de condensation ou tuyères) condensent l'huile sous forme de gouttes

plus, grosses directement utilisables pour la lubrification.

Remarque: le débit d'air permet aussi le refroidissement et participe à l'étanchéité du dispositif en repoussant les particules étrangères.

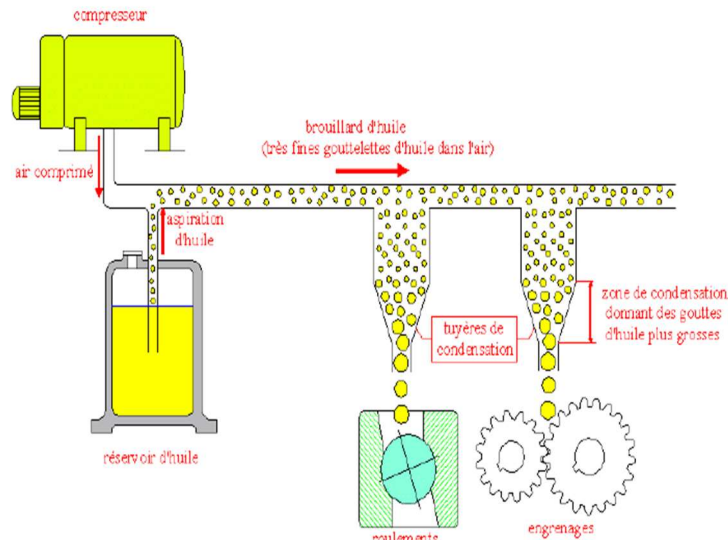


Figure 2.8. Lubrification par brouillard d'huile principe de dispositif

4.4. Lubrification air-huile (oil-spot)

C'est le graissage centralisé appliqué à l'huile. De très faibles quantités d'huile (à la place de la graisse) ou doses sont injectées à intervalles réguliers (minuterie ou programmeur) dans un réseau de canalisations puis acheminées par de l'air comprimé vers les points à lubrifier. En fin de course, un ajutage ou "trou calibré" délivre la quantité d'huile strictement nécessaire. Un système de drainage doit être installé pour récupérer l'huile en fin de cycle.

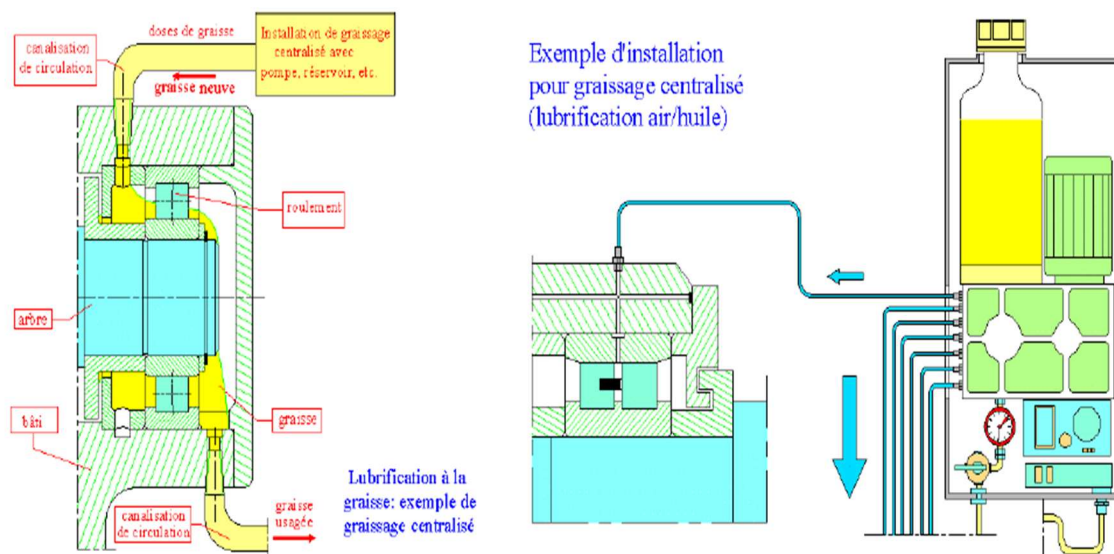


Figure 2.9. Lubrification air-huile

4.5. Lubrification par circulation d'huile

C'est le mode le plus élaboré et le plus coûteux. Une même pompe lubrifie en même temps plusieurs zones ou points, sur une ou plusieurs machines. Le débit d'huile, constant, arrivant en chaque point à lubrifier peut-être régler (soupapes, buses d'injection...) et calculé au plus juste pour assurer la lubrification et le refroidissement. Des échangeurs de chaleur (système réfrigérant), des systèmes de filtration et parfois des systèmes de régénération peuvent être ajoutés à l'installation (système de lubrification d'un moteur à explosion alimentant l'ensemble des paliers en frottement hydrodynamique).

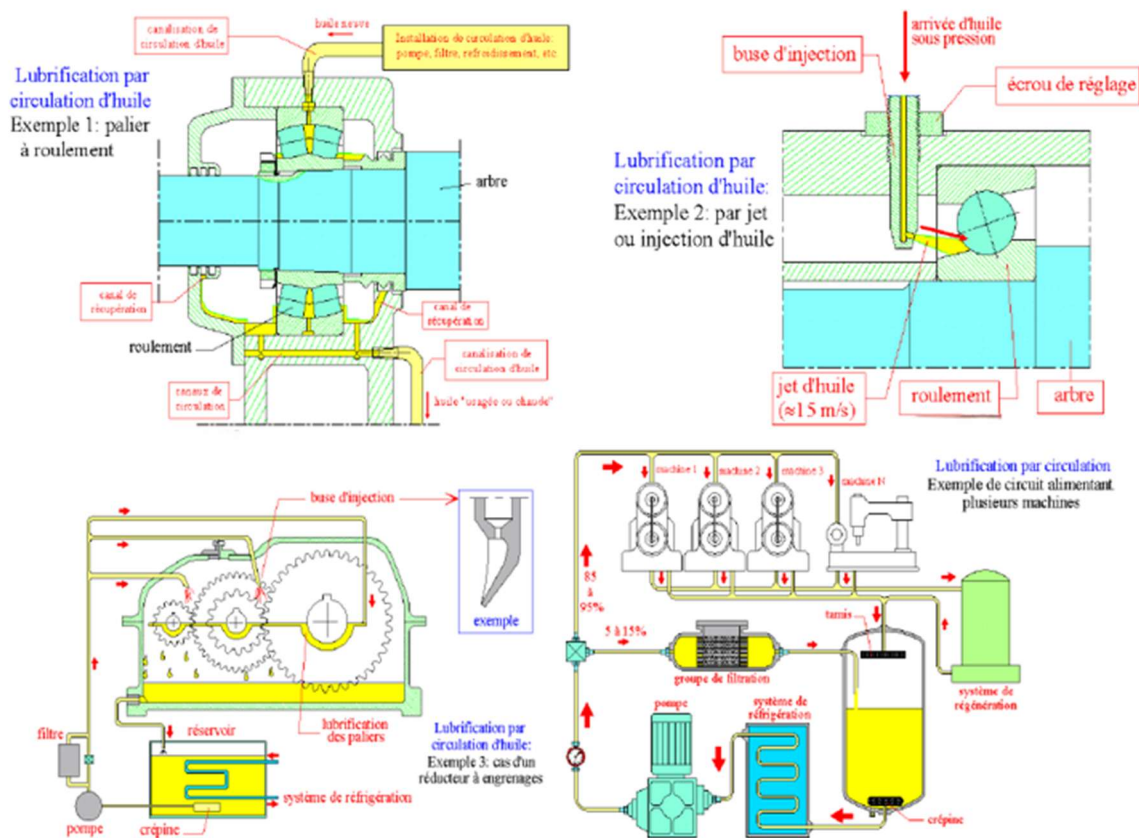


Figure 2.10. Lubrification par circulation d'huile.

Remarques: plus, la température de fonctionnement est élevée, plus l'huile s'oxyde rapidement. La durée de service de l'huile diminue de moitié chaque fois que la température augmente de 10°C. Une circulation d'huile permet d'allonger les intervalles de remplacement du lubrifiant. La lubrification par injection d'huile est utilisée notamment pour lubrifier aux grandes vitesses. L'huile est dirigée ou injectée (au moins 15 m/s) sous forme d'un jet par l'intermédiaire d'une buse installée en fin de circuit près des éléments à lubrifier: éléments roulants, engrenages....

5. Facteurs influençant le graissage

Un certain nombre de facteurs influe sur le graissage des engrenages qui sont à savoir, les conditions de montage et de service (Les liaisons, la variation des efforts, le fini des dentures, et la précision de l'entraxe), les vitesses, les charges et les pressions de contact ainsi que la température de la dent.

5.1. Les vitesses

Représente la différente situation cinématique de la position de la dent lors de l'engrenage.

5.1.1. La vitesse de glissement

Dans les divers types d'engrenages, la vitesse de glissement reste perpendiculaire à la ligne d'action, comme illustré par la figure (2.11). Cela entraîne une perturbation temporaire du film lubrifiant lorsque la vitesse de glissement s'annule, comme indiqué dans la figure (2.12a) (cas général) et la figure (2.12b) (cas des engrenages), ainsi que lorsqu'elle change de direction. Les principes de l'hydrodynamique ne peuvent être entièrement appliqués, et la formation d'un coin d'huile entre les dents reste un problème.

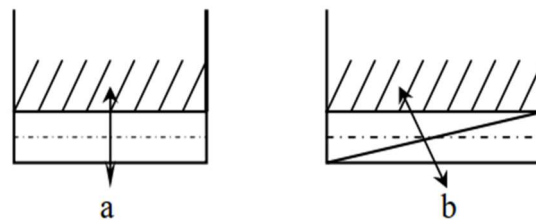


Figure 2.11. Direction de la vitesse de glissement

a: engrenage droit; b: engrenage hélicoïdal

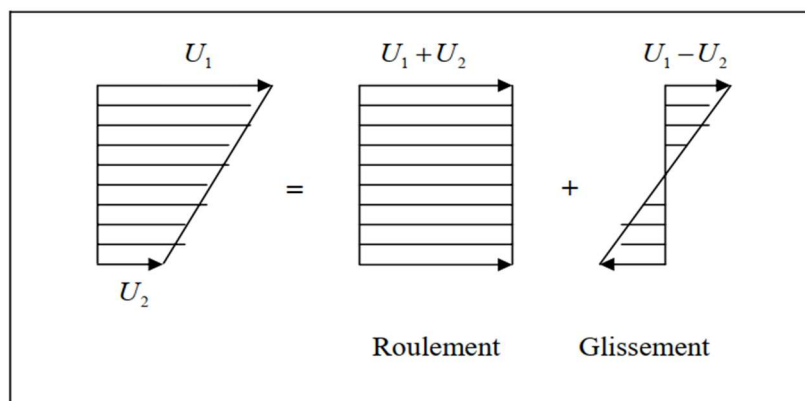


Figure 2. 12a.Diagramme des vitesses lors d'un contact

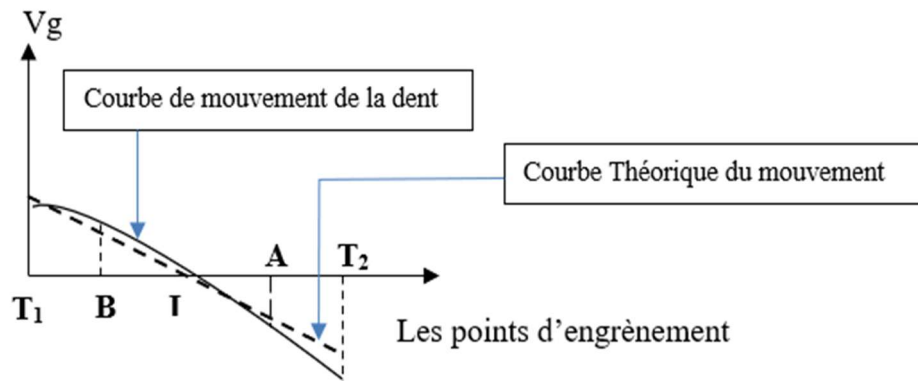


Figure 2.12b. Variation de la vitesse de glissement lors de l'engrènement

5.1.2. La vitesse de rotation

La vitesse de rotation joue un rôle important en raison de son effet centrifuge, qui permet d'éliminer l'huile des dentures, et affecte la sévérité des conditions de fonctionnement. Trois facteurs sont directement liés à la vitesse de rotation : la fréquence des variations de pression associées aux engrenages, la valeur de la vitesse de glissement et sa fréquence de variation.

5.2. La charge et la pression de contact

5.2.1. La charge

La force normale présente une magnitude et une direction constantes dans l'engrenage à profil de développante de cercle [3]. La répartition de cette force normale (W) lors de l'engrènement est représentée dans la figure 2.13 [3], sur laquelle on remarque que le pas de la base 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 [3] est émise en faisant abstraction des erreurs de dentures et des flexions des dents.

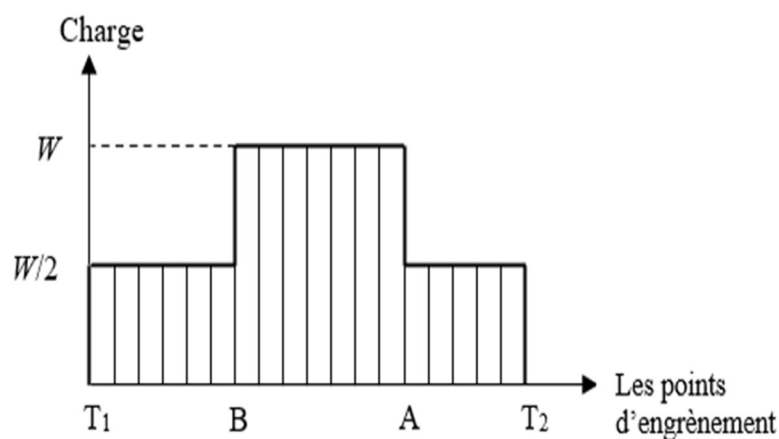


Figure 2.13. Répartition de la charge qui est la projection de la figure 1.3.d

5.2.2. La pression

La pression de contact (de l'ordre de 1800 à 10^4 kg/cm²) [5] 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 figure 2.14, 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 de parcours T₂ A), ce qui caractérise la difficulté du problème de graissage.

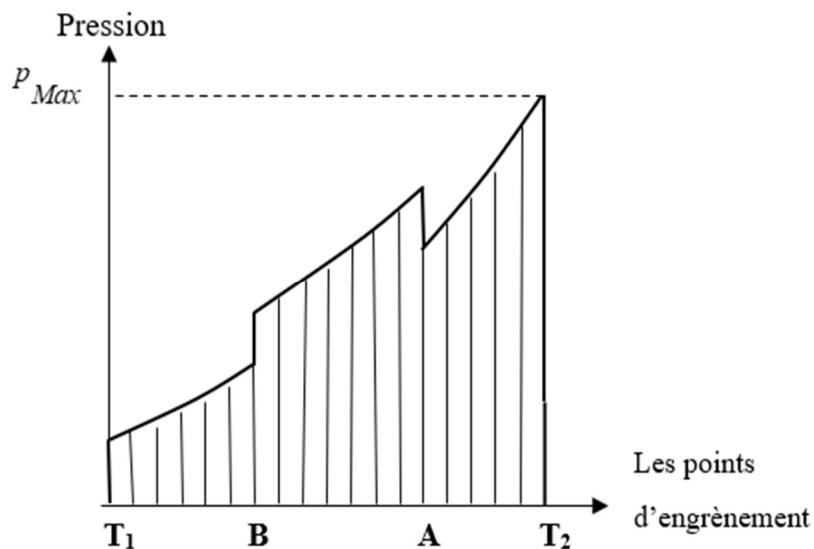


Figure 2.14. Variation de la pression en fonction De la vitesse de glissement

5.3. Température des dents

Block [12] a été le premier à étudier le phénomène de grippage et à identifier le concept de température éclair (flash température). Selon R. Lefèvre, chaque type de lubrifiant est limité dans son action par une charge de grippage qui entraîne la rupture du film lubrifiant. Cette charge est liée à la température maximale que l'huile utilisée peut supporter. L'échauffement des dentures peut être expliqué par le mécanisme intrinsèque du fonctionnement des engrenages, où les déformations élastiques se produisent à grande vitesse, accompagnées de contraintes de glissement et de frottements internes au niveau des dents.

6. Possibilités de graissage

Une synthèse des observations effectuées par différents auteurs sur l'épaisseur du film tel que G. Henriot et R. Lefèvre [3, 5] montrent :

- L'influence défavorable du glissement : l'épaisseur maximale du film se situe au point de glissement nul. Henriot l'explique par l'augmentation de la température du film, ce qui entraîne une diminution de la viscosité de l'huile.

- L'influence favorable de la viscosité : le phénomène de piézoviscosité favorise la formation du film lubrifiant.
- L'influence de la charge : elle tend à rendre le film lubrifiant insensible, à vitesse constante, et accentue les variations d'épaisseur lorsque la viscosité diminue.
- L'influence favorable de la vitesse : l'épaisseur du film varie dans le même sens que le rayon de courbure des dentures, la vitesse et la viscosité.
- L'épaisseur du film est d'autant plus réduite que la charge est élevée.

7. Conclusion

La lubrification est indéniablement un élément essentiel de l'industrie moderne. Avec les multiples facteurs qui affectent le processus de graissage et la variété des types de lubrifiants disponibles, la décision de choisir le bon lubrifiant et de déterminer la fréquence d'application ne peut être prise à la légère. En effet, cette décision revêt une importance critique pour assurer le bon fonctionnement de l'engrenage et, par extension, de l'ensemble du mécanisme et du processus industriel.

Chapitre 3

Résolution des problèmes de la lubrification des contacts lubrifiés

1. Introduction

Ce chapitre aborde les fondements théoriques et les modèles mathématiques utilisés pour décrire les différents régimes de lubrification, en mettant l'accent sur les contacts linéaires et ponctuelle hertzien. L'étude de la lubrification à l'échelle macroscopique, nous ramène à l'approche de Hamrock [36] et Grubin [37] et les contacts fortement chargés. Nous commençons par une modélisation géométrique du contact entre deux dents d'engrenages, assimilé à un contact entre deux cylindres ou demi-cylindres, et nous explorons les équations de base qui régissent la lubrification, notamment l'équation de Reynolds et ses variantes. Nous examinons ensuite les différents régimes de lubrification, en distinguant les contacts rigides isovisqueux, rigides piézovisqueux, élastiques isovisqueux et élastiques piézovisqueux, et nous discutons des solutions analytiques et numériques proposées par des auteurs tels que Hamrock [36], Grubin [37], K.L.Johnson [38], Venner [39], Paffoni [40], Dowson [41].

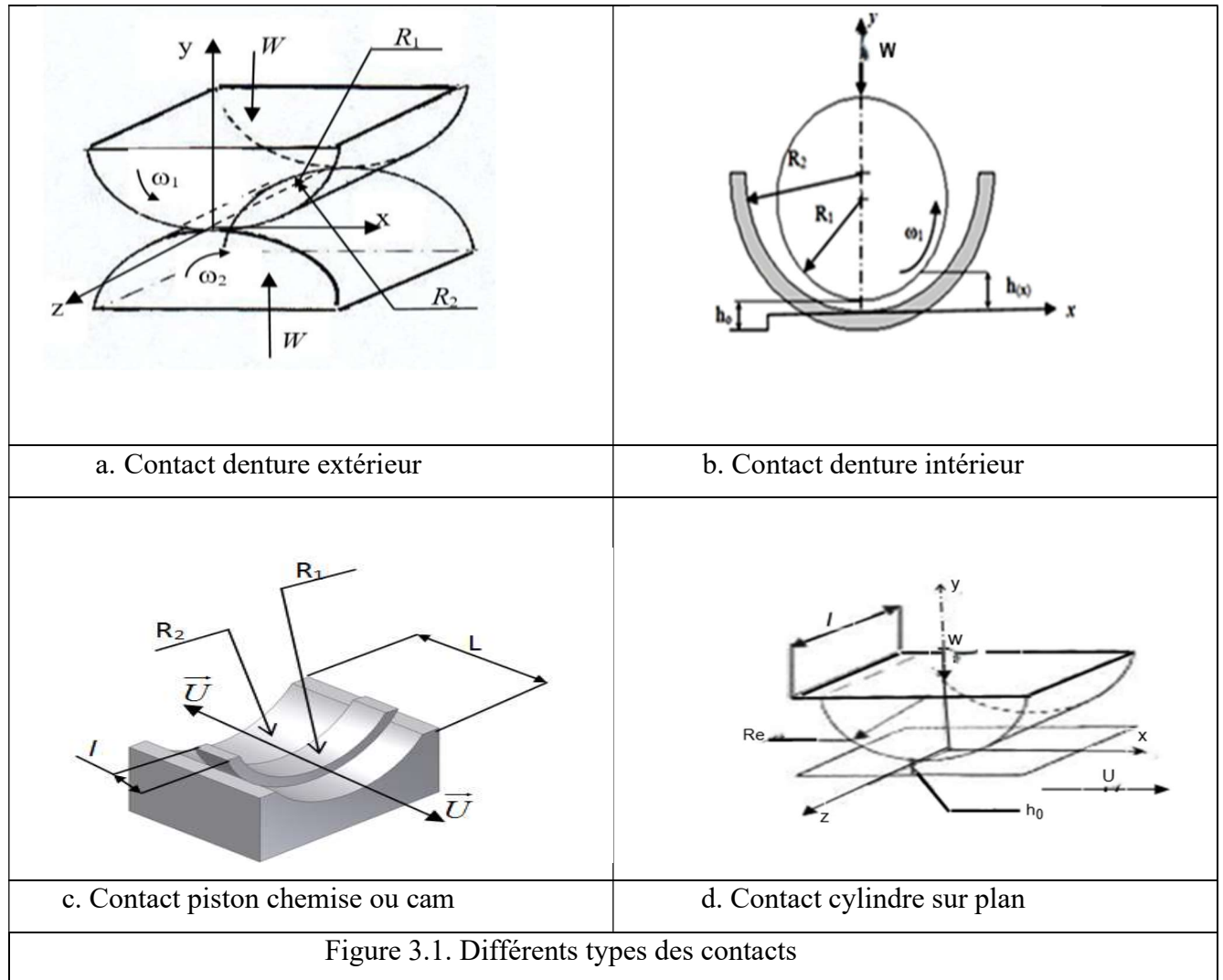
Et aussi Ce chapitre vise à fournir une compréhension approfondie des mécanismes de lubrification dans les contacts mécaniques fortement chargés, en combinant des approches théoriques, numériques et expérimentales. Les résultats présentés ici contribueront à l'optimisation des systèmes mécaniques, en réduisant les frottements, en augmentant la durée de vie des surfaces et en améliorant l'efficacité énergétique des engrenages et autres composants tribologiques [42].

Enfin, nous abordons les effets thermiques et les phénomènes de refoulement du lubrifiant, qui peuvent influencer significativement l'épaisseur du film lubrifiant et les performances du contact. Nous discutons également des défis liés à la lubrification mixte, où les contacts directs entre aspérités et les zones lubrifiées coexistent, et nous présentons des approches pour modéliser le frottement et l'usure dans ce régime complexe.

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 pour engrenage extérieur (figure 3.1a), pour engrenage intérieur (figure 3.2b) et dans le cas des cames ou piston chemise (figure 3.1c). Ce type de contact est assimilé à un contact linéaire Hertzien avec la prédominance des déformations élastiques pour le fonctionnement. Lorsque nous interposant un film lubrifiant entre les surfaces en contacts en mouvement en se retrouve en lubrification

élastohydrodynamique. Il est à remarquer que lorsque le rayon de l'un des cylindres tend vers l'infini, on se retrouve dans la situation d'un contact cylindre sur plan illustré par la figure 3.1d, c'est une situation qui nous arrange pour l'analyse de la lubrification et l'étude du contact en expérimental sur des tribomètres pion disque [1].



3. Régimes de lubrification

Lorsqu'on parle de régime de lubrification, on ne peut s'en passer de la courbe de Stribeck originale (1902), qui donne l'évolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation d'un palier lubrifié [43]. Cette courbe fut adaptée à plusieurs reprise pour les besoins des travaux expérimentaux en portant en abscisse non plus la vitesse mais l'épaisseur réduite Λ du film lubrifiant ou le paramètre de Sommerfeld $Ss = \eta \frac{V_g}{p}$, comme indiqué par la figure 3.2. Ce qui est intéressant dans cette courbe c'est que l'allure de la courbe est la même pour tous

types d'essais sauf les valeurs qui diffèrent selon le besoin de la recherche.

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.

Dans le cas des contacts à basses pressions (0.1 à 50 Mpa) 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 2 GPa), 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).

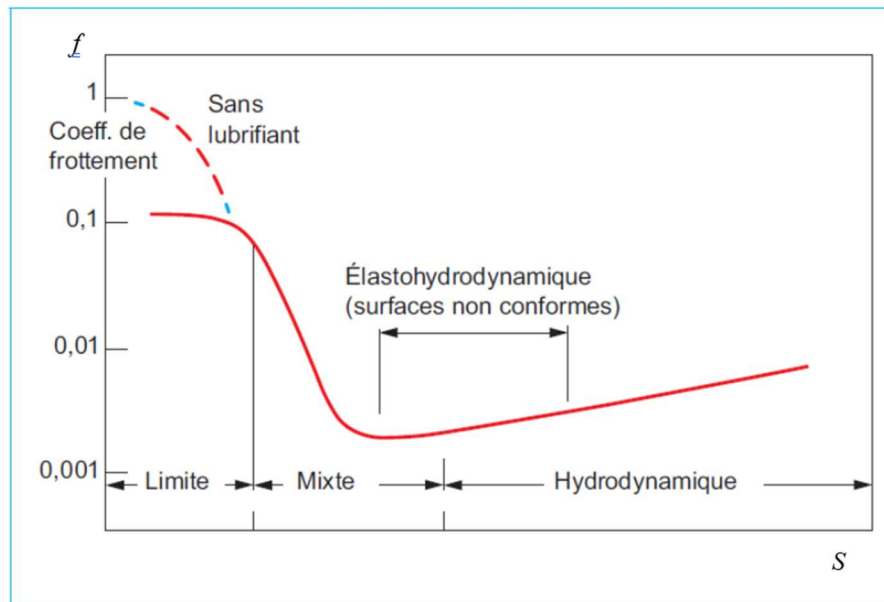


Figure 3.2. Courbe de Stribeck

4. Equations de base

La géométrie équivalente d'un contact d'engrenage (figure 3.1d) peut être assimilé à deux surfaces courbes séparée par un fluide comme indiqué par la figure 3.3.

4.1. Equation de film mince

Si on applique à un fluide newtonien compris entre deux surfaces courbes (figure 3.3), la loi de conservation de la masse, la loi fondamentale de la dynamique, la loi de comportement rhéologique pour un fluide newtonien et la loi de conservation de l'énergie [29], on obtient l'équation de la mécanique des films minces visqueux liant pression et vitesses et s'écrit:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(G \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(G \frac{\partial P}{\partial z} \right) &= \frac{\partial}{\partial x} [U_2(R_2 - F) + U_1 F] - \rho_2 U_2 \left(\frac{\partial H_2}{\partial x} \right) + \rho_1 U_1 \left(\frac{\partial H_1}{\partial x} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} [w_2(R_2 - F) + w_1 F] - \rho_2 w_2 \left(\frac{\partial H_2}{\partial z} \right) + \rho_1 w_1 \left(\frac{\partial H_1}{\partial z} \right) \\ &+ \frac{\partial R_2}{\partial t} - \rho_2 \left(\frac{\partial H_2}{\partial t} \right) + \rho_1 \left(\frac{\partial H_1}{\partial t} \right) + \rho_2 V_2 - \rho_1 V_1 \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

Dans cette équation R_2 représente la valeur que prend la fonction R à la paroi 2. Celle-ci s'écrit:

$$R = \int_{H_1}^y \rho(x, \xi, z, t) d\xi$$

Où ξ représente une variable d'intégration [44].

On définit les autres paramètres tel que:

$$F = \frac{1}{J_2} \int_{H_1}^{H_2} \frac{R}{\eta} dy ; G = \int_{H_1}^{H_2} \frac{R}{\eta} \left(y - \frac{I_2}{J_2} \right) dy$$

$$I_2 = \int_{H_1}^{H_2} \frac{y}{\eta(x, y, z, t)} dy ; J_2 = \int_{H_1}^{H_2} \frac{dy}{\eta(x, y, z, t)}$$

Entre autres on écrit [45]

-sur la paroi supérieure $y=H_2(x,z,t)$

-sur la paroi inférieure $y=H_1(x,z,t)$

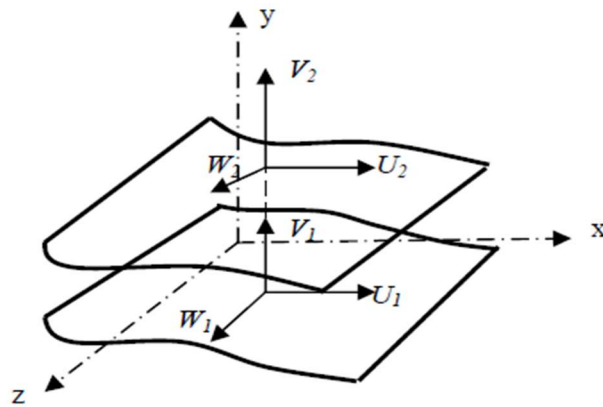


Figure 3.3. Assimilation des contacts en surfaces courbes

4.2. Equation de Reynolds

Lorsque la vitesse d'une paroi du contact est tangente en tout point à cette paroi (cas fréquent en lubrification), l'équation de la mécanique des films minces visqueux généralisée se simplifie, car en plaçant l'origine du système d'axes sur cette paroi on peut poser $H_1 = 0$ et $H_2 = h$, (figure 3.4) et en admettant que la masse volumique et la masse ne varient pas selon l'épaisseur du film [29] comme c'est toujours le cas on obtient en coordonnées cartésiennes l'équation de Reynolds généralisée qui s'écrit:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) &= \underbrace{6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z}}_{\text{effet d'entraînement}} \\
 &+ \underbrace{6h \frac{\partial}{\partial x} [\rho(U_1 + U_2)] + 6h \frac{\partial}{\partial z} [\rho(W_1 + W_2)]}_{\text{effet d'étirement}} \\
 &+ \underbrace{12\rho V_2}_{\text{effet d'écrasement}} + \underbrace{12h \frac{\partial p}{\partial t}}_{\text{compressibilité du fluide}}
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

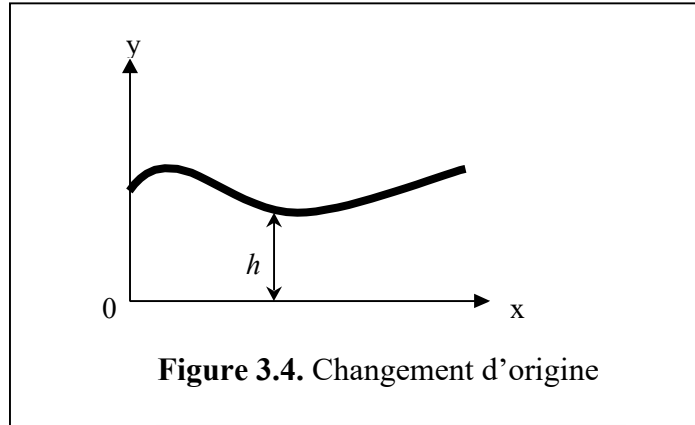


Figure 3.4. Changement d'origine

- L'équation de conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \tag{3.3}$$

Les contraintes de cisaillement dans un fluide Newtonien s'écrivent:

$$\tau_{xy} = \eta \frac{\partial u}{\partial y} \tag{3.4}$$

$$\tau_{yz} = \eta \frac{\partial w}{\partial y} \tag{3.5}$$

-Les équations des vitesses s'écrivent :

$$\begin{aligned}
 u &= \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y(y - h_{(x,z)}) + \frac{h_{(x,z)} - y}{h_{(x,z)}} U_1 + \frac{y}{h_{(x,z)}} U_2 \\
 w &= \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(y - h_{(x,z)}) + \frac{h - y}{h_{(x,z)}} W_1 + \frac{y}{h_{(x,z)}} W_2
 \end{aligned} \tag{3.6a}$$

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

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial y} &= \frac{U_2 - U_1}{h_1} + \frac{1}{n} \left(y - \frac{h(x,y)}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial w}{\partial y} &= \frac{W_2 - W_1}{h_x} + \frac{1}{n} \left(y - \frac{h(x,z)}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \end{aligned} \right\} \quad (3.6b)$$

Les équations de (2.13) deviennent:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xy} &= n \left(\frac{U_2 - U_1}{h_x} \right) + \left(y - \frac{h(x,z)}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \\ \tau_{yz} &= n \left(\frac{W_2 - W_1}{h} \right) + \left(y - \frac{h(x,z)}{2} \right) \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Les équations du débit s'écrivent :

$$\left. \begin{aligned} Q_x &= \int_0^h u dy = -\frac{h_i^3}{12n} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left(\frac{U_1 + U_2}{2} \right) h_h \\ Q_z &= \int_0^h w dy = -\frac{h^3}{12\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left(\frac{W_1 + W_2}{2} \right) h_h \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

4.3. Les conditions aux limites

Selon la nature physique du problème étudié (géométrie, cinématique...) la pression calculée peut être inférieure à la pression atmosphérique dans certains points du domaine Ω qui est découpé en deux domaines distincts. Un domaine Ω_+ où le film est complet et la pression est non nulle, et un domaine Ω_0 où l'on observe une dépression qui entraîne des pressions inférieures à la pression atmosphérique et la rupture du film d'huile. La figure 3.5 illustre le phénomène d'observation et sa modélisation.

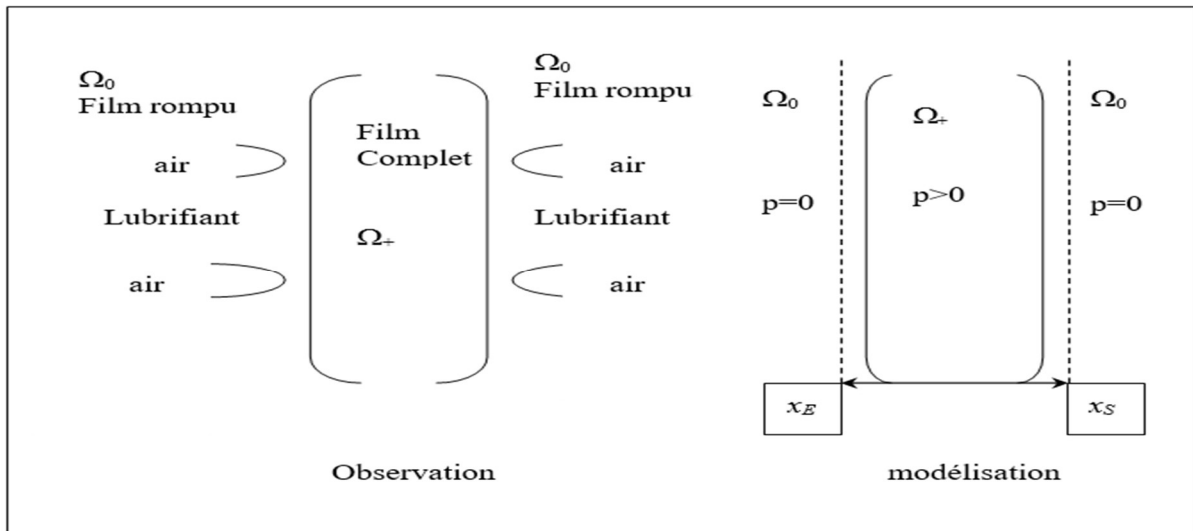


Figure 3.5. Modélisation des conditions limite de la lubrification [1]

- Les conditions aux limites sur la vitesse qui sont les conditions d'adhérence à la paroi d'une particule fluide s'écrivent:

$$y = 0 \rightarrow \begin{cases} U = U_1 \\ V = V_1 \\ W = W_1 \end{cases} ; y = h \begin{cases} U = U_2 \\ V = V_2 \\ W = W_2 \end{cases}$$

5. Contacts rigides lubrifiés

Les contacts rigides lubrifiés sont des contacts, surfaciques chargés modérément ou linéiques et sphériques, faiblement ou très faiblement chargés et dont les déformations dû au contact ne sont pas prises en considérations. Deux cas se présentent: le contact rigide iso visqueux et piézo-visqueux.

5.1. Contact rigide iso visqueux (Solution de Martin 1916)

Après avoir étudié la lubrification des engrenages, H. M. Martin présente en 1916 l'étude du contact entre un cylindre long et un plan, en supposant les surfaces indéformables et la viscosité du fluide constante [45]. On considère deux cylindres longs de longueur L_0 , à axe parallèles et de rayon R_1 et R_2 , entraînés en rotation et qui ont dans la zone de contact les vitesses linéaires tangentielles u_1 et u_2 (figure 3.6a).

5.1.1. Hauteur du film et répartition du champ de pression

- Les hypothèses de Martin sont:
 - Cylindres longs (soit $L_0 > 4 R_1$ avec R_1 rayon du cylindre le plus grand et L_0 la largeur du cylindre). Ce type de lubrification est caractérisé par:
 - Surfaces indéformables;
 - Régime permanent laminaire et isotherme;
 - Lubrifiant newtonien incompressible et de viscosité constante $\eta = \eta_0$. Dans ce cas de figure, on suppose ici que la viscosité ne dépend pas de la pression (lubrifiant équivisqueux ou isovisqueux), ce qui n'est vrai que dans les contacts faiblement chargés.

Etant donné que les cylindres sont considérés indéformables, l'épaisseur du film épouse les contours circulaires lorsque les deux cylindres sont en contact comme indiqué par la figure 3.6b.

- **Convention de signe**

Le rayon R_j est positif quand le centre de courbure est situé à l'intérieur du solide j . Sinon, il est négatif (figure 3.6d).

Le rayon équivalent s'écrit:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3.9)$$

- Cas d'un contact convexe:

avec: R_1 et $R_2 > 0$

- Cas d'un contact concave:

avec: $R_1 < 0$ et $R_2 > 0$

• Répartition des pressions p

Pour déterminer le champ de pression pour un cylindre de longueur infinie, Martin [45] s'est basé sur la résolution de l'équation de Reynolds qui s'écrit en variable réel:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6\eta(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta U_y \quad (3.10a)$$

Avec $U_y = 0$, l'équation (3.6a) s'écrit:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6\eta(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.10b)$$

Lorsqu'il s'agit d'un roulement pur l'équation (3.6b) s'écrit selon Johnson [40]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta(U_1 + U_2) \frac{h_{(x)} - h^*}{h_{(x)}^2} \quad (3.10c)$$

Dans le cas d'un régime iso visqueux où on a $\eta = \eta_0$ l'équation (3.10c) devient

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta_0(U_1 + U_2) \frac{h_{(x)} - h^*}{h_{(x)}^2} \quad (3.10d)$$

Avec $h_{(x)}$ représente l'équation du film d'huile qui s'écrit :

$$h_{(x)} = h_0 + \frac{x^2}{2R_e} \quad (3.10e)$$

On écrit $Rx = Re$, donc l'équation (3.9) devient :

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_e} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3.11)$$

Dans l'équation (3.10d) h^* représente la valeur limite pour lequel on a un film complet à l'entrée et à la sortie du domaine Ω_+ (figure 3.5), pour lequel $x = x^*$ et $h = h^*$ [38].

En paramètre adimensionnels, d'après la solution de martin on peut écrire:

L'équation de la pression s'écrit:

$$p_{(x,z)} = p_0 \bar{P}(X, Z) \quad (3.12)$$

Avec :

$$p_0 = \frac{6\eta_0(U_1 + U_2)\sqrt{2R_0}}{h_0^2}, L_x = \sqrt{2Rh_0}, L_z = L$$

L'équation du film adimensionné s'écrit:

$$H = 1 + X^2 \quad (3.13)$$

Avec:

$$H = \frac{h_{(x,z)}}{h_0}; X = \frac{x}{L_x}; Z = \frac{z}{L_z};$$

La solution de Martin est décrite par l'équation:

$$\bar{P}_{IVR}(\psi) = 0.064 + 0.041\psi - 0.056\sin 2\psi - 0.038\sin 4\psi \quad (3.14)$$

Avec: $X = tg\psi$

Les conditions limites de Martin sont:

A l'entrée on a :

$$\begin{cases} X_S = -\infty \\ \bar{P}_{IVR} = 0 \end{cases}$$

A la sortie

$$\begin{cases} X_S = 0.475 \\ \bar{P}_{IVR} = 0 \end{cases}$$

Les résultats de calcul de la répartition de la pression adimensionnelle est représentée par la figure 3.7.

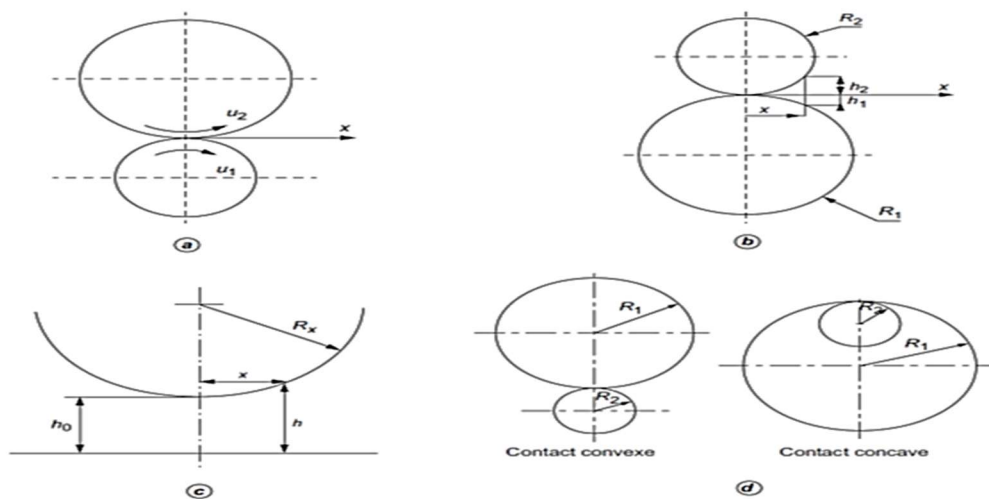


Figure 3.6. Théorie de martin paramètre des cylindres

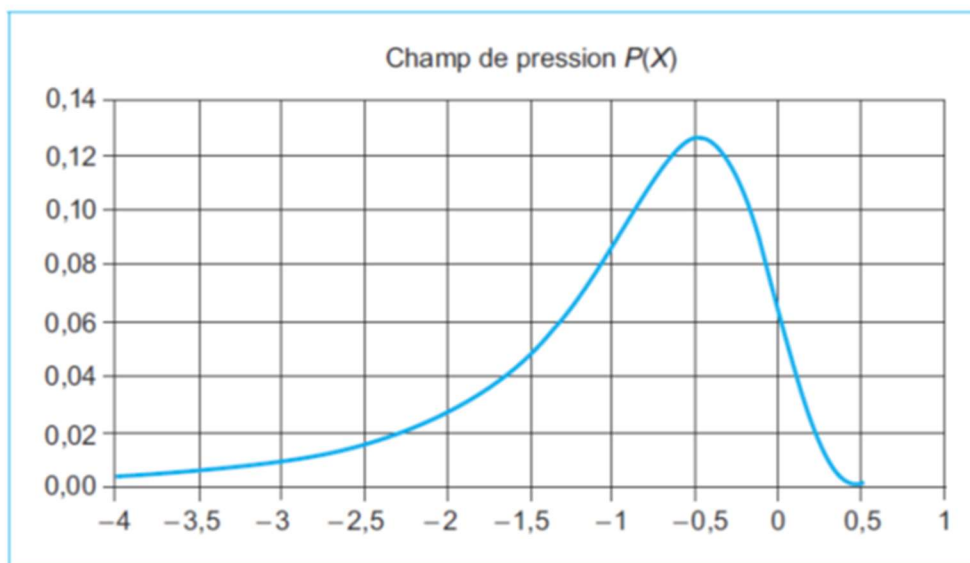


Figure 3.7. champ de pression $P(X)$ dans le contact cylindre/plan (théorie de Martin)

5.1.2. Variation du frottement

Les travaux de Paffoni [40], Belarifi [1] ont donné modéliser numériquement le frottement dans le domaine IVR, qui est donné par l'équation (3.15) et que sa variation pour un roulement pure et un glissement pur sont donné par les graphes de la figure3.8.

$$f_{IVR} = \frac{[2.34g+1.08-1.8(L_x/L_z)]}{6\sqrt{2}[0.188 \quad .255(L_x/L_z)]} \sqrt{H_0} \quad (3.15)$$

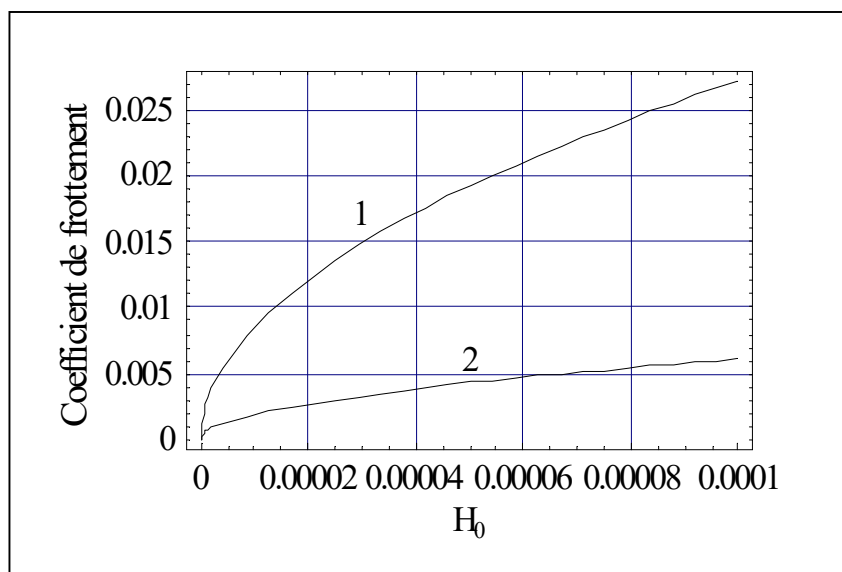


Figure 3.8. Graphe du frottement isovisqueux de (f_{IVR}) en fonction de H_0
1: roulement pure; 2: glissement pure

- **Courbe de Stribeck**

Dans ce contexte nous avons exploités ces résultats pour tracer la courbe de Stribeck en fonction du nombre de Sommerfeld (S), pour un contact linéaire à faible vitesse de glissement variant entre 0.05 à 0.4 ms⁻¹ et des niveaux de charge 20,40 et 80N [42], et confrontés à une étude expérimentale [46] pour les caractéristiques données par le tableau 3.1, et obtenir les graphes de la figure3.9 Les résultats montrent une concordance presque parfaite entre la courbe expérimentale et modélisé. De ce fait la possibilité d'obtenir un régime IVR à de faibles vitesses et de charges, ce qui est très important dans le domaine des micro mécanisme ou en mécatronique.

Géométrie				Module de Young		Lubrifiant (N175)
l (m)	R_1 (m)	R_2 (m)	L (m)	E_1 (GPa)	E_2 (GPa)	η (Pas)
$4.5 \cdot 10^{-3}$	$42.5 \cdot 10^{-3}$	$42.9 \cdot 10^{-3}$	$15 \cdot 10^{-3}$	590	160	0.085

Table 3.1. Caractéristiques de calcul et des essais

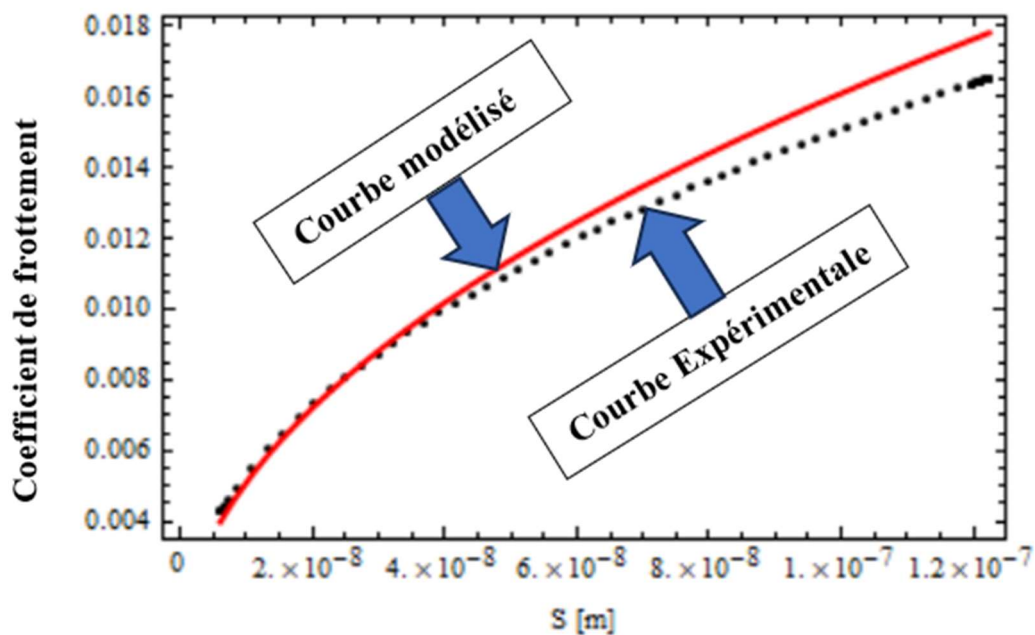


Figure 3.9. Confrontation Courbe de Stribeck pour régime IVR à faible vitesse

5.2. Régime piézo-visqueux (Solution analytique de Ertel-Grubin 1949)

En 1945, le professeur américain Ernest K. Gatcombe (1906-1976) prend en compte l'augmentation de la viscosité des huiles avec la pression [47]. Mais il obtient une pression dans le film qui tend vers l'infini, ce qui est physiquement impossible. Ceci montre la nécessité de prendre en compte la déformation élastique des solides. De l'autre côté nous avons une solution analytique qui fut dénommée « théorie de Grubin », mais il serait plus juste de l'appeler « Théorie de Ertel ». En effet, c'est seulement dans les années 1980 que le professeur M.M. Krushchov a rapporté au professeur A. Cameron, que la théorie de Grubin fut au départ élaboré par le chercheur russe A.M. Ertel. Après la mort d'Ertel, son collaborateur A. Grubin la publia en 1949 sous son seul nom. Cette théorie fut un grand pas dans la compréhension du comportement du contact EHD, en offrant une approche analytique capable d'expliquer les résultats expérimentaux [37] [48]. Le modèle du contact EHD sera affiné plus tard par des calculs numériques sur ordinateur. L'analyse de Ertel prend en compte l'augmentation de la viscosité du lubrifiant avec la pression, mais aussi la déformation élastique des surfaces en utilisant la théorie de Hertz (Annexe A3.1). L'équation de Reynolds et les équations de l'élasticité sont résolues indépendamment, en utilisant des hypothèses judicieuses qui aboutissent finalement au calcul de l'épaisseur du film lubrifiant.

5.2.1. Répartition du champ de pression

Les hypothèses d'Ertel sont définies comme suit:

- Dans la zone du contact $-a < x < a$, la pression réduite q est quasi constante et égale à $1/\alpha$.

- Cela implique que l'épaisseur du film est quasi constante et égale à h_0 .
- Dans un contact hertzien lubrifié, la déformée des deux solides en contact est celle donnée par la théorie de Hertz, à une translation près h_0 des solides (figure 3.10)
- 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

$$\eta(p, T) = \eta(T)e^{\alpha p} \quad (3.16)$$

En isotherme on écrira

$$\eta(p) = \eta_p e^{\alpha p} \quad (3.17)$$

L'équation (3.10d) s'écrit:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta_p e^{(\alpha p)} (U_1 + U_2) \frac{h_{(x)} - h^*}{h_{(x)}^2} \quad (3.18)$$

En faisant le changement de variable :

$$\frac{\partial q}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial x} e^{(-\alpha p)} \quad (3.19)$$

L'équation de la pression réduite q s'écrit :

$$\frac{\partial q}{\partial x} = 6\eta_p (U_1 + U_2) \frac{h_{(x)} - h^*}{h_{(x)}^2} \quad (3.20)$$

On remarque que cette équation est la même que l'équation (3.10 d), donc la répartition de la pression réduite est la même que celle calculé par Martin dans le cas du rigide iso visqueux. De ce fait on peut calculer la variation de la pression en régime rigide piézovisqueux par la relation (3.20) tel que :

$$p_{PVR} = -\frac{1}{\alpha} \ln (1 - \alpha q) = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{1}{|1 - \alpha q|} \quad (3.21a)$$

La pression maximum calculé par Grubin [37] s'écrit:

$$p_{Max} = -\frac{1}{\alpha} \ln \left[1 - 0.76 \left(\alpha \eta_p \frac{\sqrt{2Re h_0}}{h_0^2} \right) \right] \quad (3.21b)$$

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 en régime élastohydrodynamique, Comme indiqué par la figure 3.10. Les différents résultats sont indiqués par la figure 3.11 où l'on déduit la valeur du film au centre h_0 donné par l'équation (3.22) et nous indique que ce dernier est peu sensible à la charge, et ne diminue que de 25% lorsque la charge est multipliée par dix (car $10^{-1/8} = 0,7499$). Cependant, elle varie nettement avec la viscosité du lubrifiant et la vitesse d'entraînement.

$$h_0 = 1,311 [\alpha \eta_p (u_1 + u_2)]^{3/4} \left(\frac{L_0 E^*}{w} R_n^3 \right)^{1/3} \quad (3.22)$$

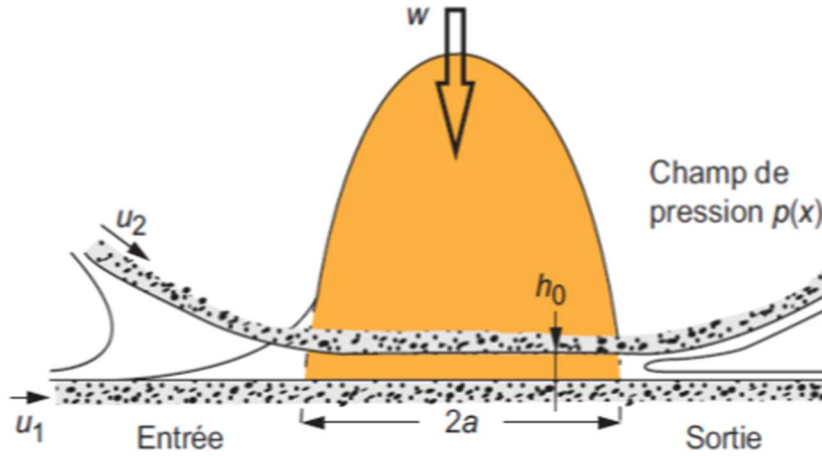
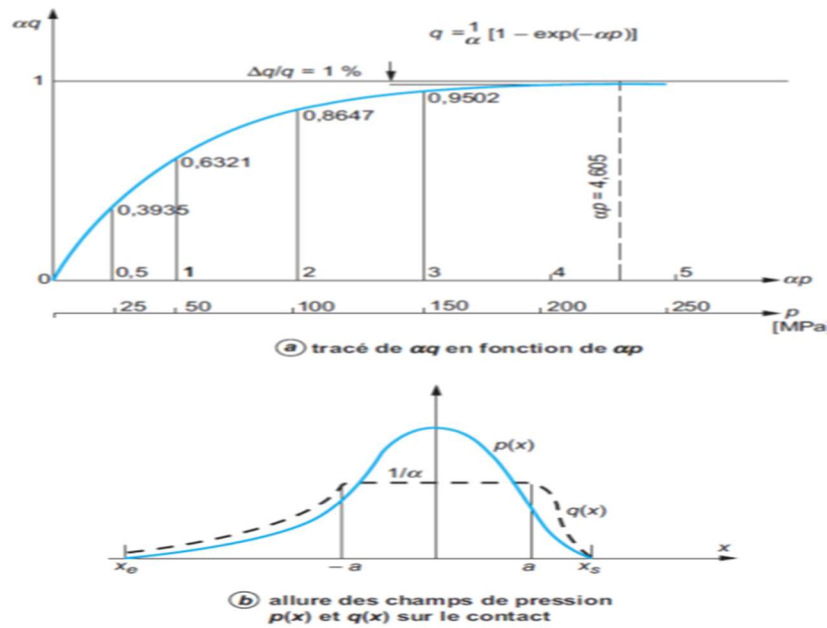


Figure 3.10. Hypothèses de Ertel - Grubin

Figure 3.11. Variation de la pression $p(x)$ et de la pression reduite $q(x)$

5.2.2. Variation du frottement

On retrouve les résultats de la variation du coefficient de frottement dans les travaux de Paffoni [40], Belarifi [1] qui ont modélisé numériquement le frottement dans le domaine PVR qui est donné par l'équation (3.23) et que sa variation pour un roulement pure et un glissement pur sont donné par les graphes de la figure 3.12.

Le coefficient de frottement s'écrit:

$$f = \frac{\sqrt{2}}{12} \frac{[g[I_{1PVR} + I_{2IVR}] - 6I_{3PVR}]}{J_{PVR}} \sqrt{H_0} \quad (3.23 \text{ a})$$

Le rapport du coefficient piézovisqueux et isovisqueux s'écrit:

$$\frac{f_{PVR}}{f_{IVR}} = \frac{J_{IVR} [g(I_{1PVR} + I_{2PVR}) - 6I_{3PVR}]}{J_{PVR} [g(I_{1IVR} + I_{2IVR}) - 6I_{3IVR}]} \quad (3.23b)$$

La figure 3.12 donne la variation $\frac{f_{PVR}}{f_{IVR}}$ en fonction de $GUH_0^{-\frac{3}{2}}$

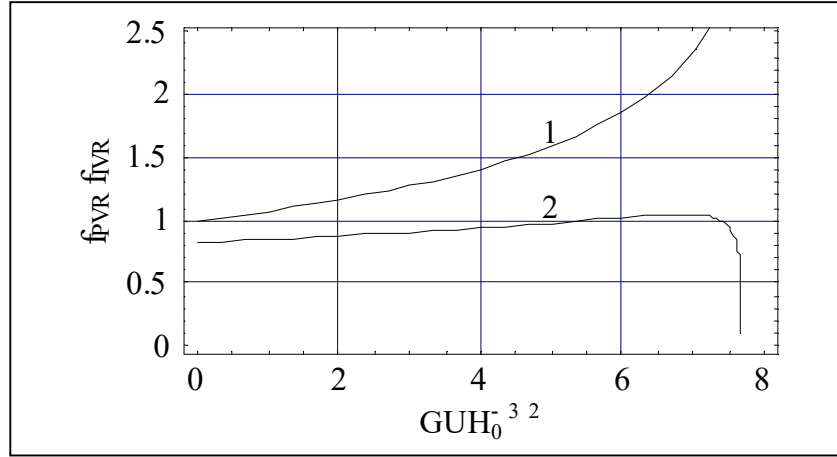


Figure 3.12. Variation de frottement $\frac{f_{PVR}}{f_{IVR}}$ pour $L_x/L_z=0.225$
1: roulement pur; 2: glissement pur

6. régime élastohydrodynamique (EHD)

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:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\pi} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (3.24)$$

6.1. Paramètres adimensionnelles contact linéaire

Pour faciliter la lecture des résultats nous utiliserons les paramètres adimensionnelles définis par Dawson et Higginson [34] tel que :

$$H_c = \left(\frac{h_c}{R_e} \right); U = \left(\frac{\eta_p U}{E^* R_e} \right) G = (\alpha E^*); W = \left(\frac{W_{EHD}}{LE^* R_e} \right)$$

Avec:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2};$$

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

$$U = U_1 + U_2$$

6.2. Répartition des pressions et équations du film d'huile

L'étude du contact de deux cylindres élastiques comme indiqué par la figure 3.1a avec introduction de la déformation élastique entre les deux cylindres séparés par un film d'huile s'écrit selon KL Johnson [38] et Gelink [35]

$$h \approx h_c + \frac{x^2}{2R} + \delta(y) \quad (3.25a)$$

$$\text{Avec : } \delta_{(v)} = \frac{b^2}{2R_e}$$

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

$$b^2 = \frac{4w}{\pi LE} e \quad (3.25b)$$

L'équation (3.25a) s'écrit d'après K.L Johnson [38] :

$$h(x) = h_c + \frac{x^2}{2R} - \frac{2}{\pi E^*} \int_{-\infty}^{+\infty} p(s) \ln \left| \frac{x-s}{s} \right| ds \quad (3.26)$$

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 [39, 40, 44, 49]. 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) dû à la constriction à la sortie comme illustré par la figure 3.13. Dans ce contexte il existe de nombreuses solutions numériques qui ont été développées à partir de la fin des années 1940 pour résoudre le problème complexe de la Lubrification élastohydrodynamique en couplant les équations de l'élasticité avec celles de la lubrification hydrodynamique pour trouver la déformation réelle des surfaces en contact.

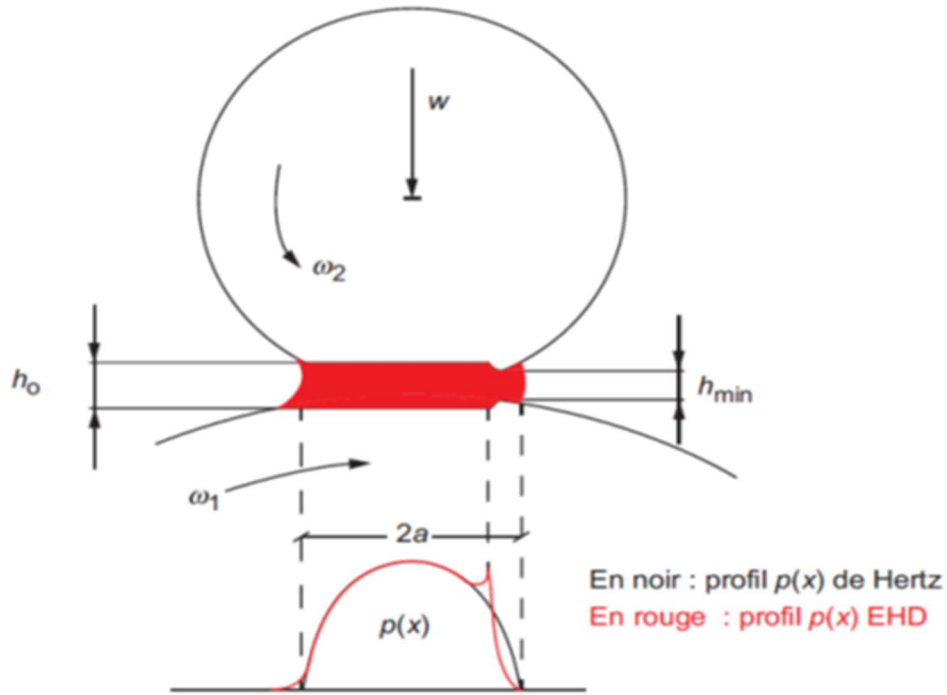


Figure 3.13. Distribution de pression du contact EHD dans un contact linéaire

6.2.1. Le phénomène constriction de sortie

Lors d'un contact Hertzien (sphérique ou linéaire), sur la plus grande partie du contact, les deux surfaces restent parallèles. Les résolutions numériques ont montré qu'à la sortie du contact, il se produit un phénomène complexe de pincement du film. Le gradient de pression devient très grand:

$$p = \frac{2w}{\pi La} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.27a)$$

D'où la dérivée de l'équation s'écrit:

$$\frac{dp}{dx} = -p_0 \frac{x}{a^2} \frac{1}{\sqrt{1-x^2/a^2}} \quad (3.27b)$$

$$\text{la limite de } \frac{dp}{dx} \rightarrow -\infty \text{ quand } x \text{ tend vers } a. \quad (3.27c)$$

Cette chute de pression brutale tend à projeter le lubrifiant, ce qui provoquerait une discontinuité de l'écoulement. Pour empêcher cela, il se produit un pincement du film à la sortie, qui vaut environ 25% de l'épaisseur h_0 d'où un pic de pression à la sortie du film (figure 3.10). Ce phénomène a été mis en évidence dès 1951 par Petrusevich en résolvant simultanément les équations de Reynolds et de la déformation élastique [50]. En 1972, Greenwood a généralisé la solution analytique de Ertel-Grubin en modélisant cet effet de pincement du film [51]. Compte tenu de l'effet de pincement, on définit dorénavant deux épaisseurs de film: h_0 et $h_{\min}$

L'épaisseur h_0 au centre du contact est quasi uniforme. On l'utilise pour calculer le couple de

frottement, en ce qui concerne l'épaisseur minimale $h_{\min}$ au niveau du pincement, elle est utilisée pour calculer l'épaisseur réduite Λ et en déduire le régime de lubrification.

6.2.2. Solution numérique de Pan et Hamrock (1989)

La solution numérique la plus aboutie et la plus proche des résultats expérimentaux est celle qu'il fut publié par Pan et Hamrock en 1989 [52]. En découplant le contact en fines bandes étroites, en utilisant la méthode itérative de Newton-Raphson et le modèle de viscosité de Roelands, ils obtiennent les expressions suivantes pour L'épaisseur du film sont donnés par l'équation 3.27 et les graphes des différents calculs sont indiqués par la figure 3.14.

$$\begin{aligned} h_0 &= 2,922R_e \frac{U^{0,692} G^{0,470}}{W^{0,166}} \\ h_{\min} &= 1,714R_e \frac{U^{0,692} G^{0,568}}{W^{0,128}} \end{aligned} \quad (3.27)$$

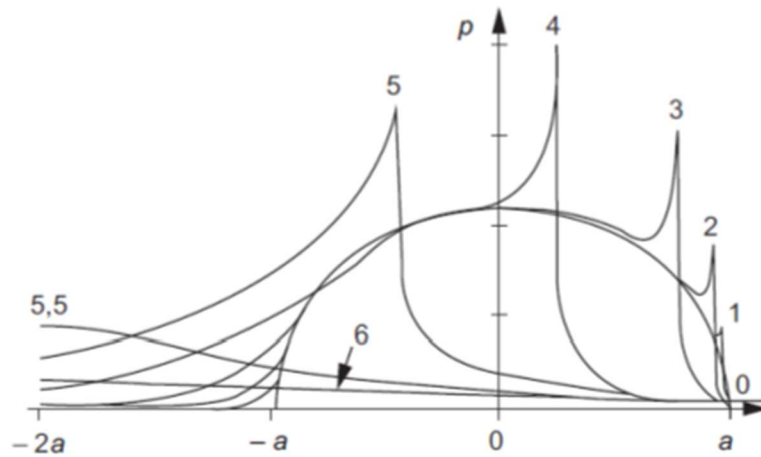


Figure 3.14. Évolution du pic de pression en fonction de la vitesse (contact linéaire)

L'analyse de la figure 3.14, montre l'évolution du champ de pression en fonction de la vitesse pour un contact linéaire de caractéristiques:

$$W = 3 \cdot 10^{-5}, G = 5000$$

Avec:

$$U \text{ (courbe 0)} = 0, U(1) = 1 \cdot 10^{-13}, U(2) = 1 \cdot 10^{-1}, U(3) = 1 \cdot 10^{-11}, U(4) = 1 \cdot 10^{-10}, U(5) = 1 \cdot 10^{-9}, U(5,5) = 1 \cdot 10^{-8.5} \text{ et } U(6) = 1 \cdot 10^{-8}.$$

A faible vitesse, on tend vers le champ de pression parabolique de Hertz. Quand la vitesse augmente, le pic de pression se déplace vers l'entrée du contact et, à forte vitesse, la distribution ne ressemble plus à la distribution de Hertz tout en se distinguant de celle de Martin (figure 3.7) [53].

6.2.3. Solution de Dowson et Johnson

Dowson et Johnson [41],[38] ont donné l'équation du film au centre dans le cas d'un

contact linéaire qui s'écrit:

$$H_c = 3.06U^{0.69}G^{0.56}W^{-0.10} \quad (3.29a)$$

Les résultats de calcul d'après KL Johnson [38] montre que

$$H_{\min} \approx 0.8H_c \quad (3.29b)$$

6.3. Classification des différents régimes de lubrification

Nous avons traité jusqu'ici la théorie EHD associée à un régime dit élastique piézo-visqueux, c'est-à-dire avec une déformation élastique des surfaces très supérieure à l'épaisseur du film lubrifiant, et une viscosité du lubrifiant qui augmente très fortement dans le contact. Le champ d'applications de la théorie EHD peut être élargi en définissant trois autres régimes [54], à condition de satisfaire aux hypothèses suivantes:

- Fluide visqueux newtonien incompressible;
- Régime permanent et isotherme;
- Alimentation surabondante du lubrifiant;
- Pression de Hertz maximale $< 2\,700$ MPa.

On définit donc quatre régimes de fonctionnement:

6.3.1. Les différents régimes de lubrification

Les différents régimes de lubrification se définissent comme suit:

- **Le régime rigide isovisqueux (Ri ou IVR)**

Les surfaces étant rigides, les solides en contact ne se déforment pas. Il n'y a pas d'effet de pincement du film et l'épaisseur du film est homogène. D'où $h_{\min} = h_0$ (la théorie de Martin). La pression est suffisamment basse pour ne pas altérer la viscosité, ni engendrer une déformation significative des surfaces. On rencontre ce régime dans les paliers hydrodynamiques et les butées à rouleaux

- **Le régime rigide piézo-visqueux (RP ou PVR)**

La pression est suffisamment élevée pour modifier significativement la viscosité dans le contact, mais pas assez pour déformer les surfaces;

- **Le régime élastique isovisqueux (EI, Soft EHL)**

Bien que la déformation élastique des surfaces soit importante, la pression n'est pas suffisante pour altérer la viscosité du lubrifiant. On rencontre ce cas en biomécanique dans les articulations des humains et des animaux lubrifiés par le liquide synovial. Les pneus des véhicules et les machines avec des composants élastomères opèrent aussi dans ce régime;

- **Le régime élastique piézo-visqueux (EP ou EPHL)**

La déformation élastique des surfaces est beaucoup plus grande que l'épaisseur du film et la viscosité du lubrifiant augmente violemment. La combinaison de pièces élastiques avec une

viscosité variable offre une très grande capacité de charge. Ce régime est fréquent dans les roulements à billes, les cames et les engrenages.

6.3.2. Distinction entre les différents régimes de lubrification en contact linéique

Notre synthèse bibliographique, nous a amené à nous intéresser à deux solutions distinctes à savoir celle de Hamrock et Dowson [54] et de Moes et Venner [55,56].

La première représente, l'école anglo-américaine qui mis au points des modèles semi-empiriques, en perfectionnant les modèles numériques pour se rapprocher des résultats expérimentaux et la seconde Néerlandaise dirigée par le Professeur Moes, qui utilisa les techniques mathématiques de l'analyse de similarité (dont l'analyse dimensionnelle est la technique la plus connue), Moes définit quatre paramètres adimensionnés H , L , M pour le contact linéaire et N pour le contact sphérique [55]. Il fut alors possible d'exprimer l'épaisseur du film en fonction de seulement deux paramètres, qui sont M et L pour le contact linéaire, ou N et L pour le contact ponctuel. De ce fait cette approche est parvenue à opérer une synthèse des différentes théories élaborées au cours du XX^e siècle, et qui permet aujourd'hui de traiter des cas plus complexes, notamment lorsque l'on utilise un fluide lubrifiant non newtonien. Le tableau 3.1 synthétise les résultats des deux approches.

L'approche de Moes, permet de connaître l'épaisseur du film ne dépend avec deux paramètres seulement (M et L). Ce nombre de paramètres réduit permet de représenter dans le plan les transitions entre les quatre régimes RI, RP, EI et EP, comme indiqué par la figure 3.15.

• Paramètres adimensionnels

$$\begin{aligned}
 H_0 &= \frac{h_0}{R_e} \\
 H &= \frac{h_m}{R_x} \left[\frac{E' R_x}{\mu_0 (U_1 + U_2)} \right]^{1/2} = \frac{h_m}{R_x} \frac{1}{\sqrt{2U}} \\
 M &= \frac{w}{E' R_x L_0} \left[\frac{E' R_x}{\mu_0 (U_1 + U_2)} \right]^{1/2} = \frac{W}{\sqrt{2U}} \\
 L &= \alpha E' \left[\frac{\mu_0 (U_1 + U_2)}{E' R_x} \right]^{1/4} = G(2U)^{1/4}
 \end{aligned}$$

Régime de Lubrification	Solution de Hamrock	Solution de Venner
Rigide Isovisqueux (RI)	$H_0 = 2,448 \frac{U}{W}$	$H_{RI} = 3/M$ Film d'huile max $H_{0\ RI} = 0.816 H_{RI} = 2.448/M$ Film d'huile $x=0$ $H_0 = 2,448 \frac{2U}{W}$
Rigide Piézovisqueux (RP)	$H_0 = 1,05 G^{2/3} U^{2/3}$	$H_{RP} = 1,287 L^{2/3}$ $H_{0\ RI} = 0,816 H_{RP} - 1,050 L^{2/3}$
Régime élastique isovisqueux (EI)	$H_0 = 2,45 \frac{U^{0.6}}{W^{0.2}}$	$H_{EI} = \frac{2,621}{M^{1/5}}$
Régime élastique piézovisqueux (EP)	$h_0 = 2,922 R_x \frac{U^{0,002} G^{0,470}}{W^{0,166}}$ $h_{min} = 1,714 R_x \frac{U^{0,054} G^{0,608}}{W^{0,128}}$	$H_{EP} = 1,311 \frac{L^{3/4}}{M^{2/8}}$

Tableau 3.2. Synthèse des travaux de Hamrock et Venner

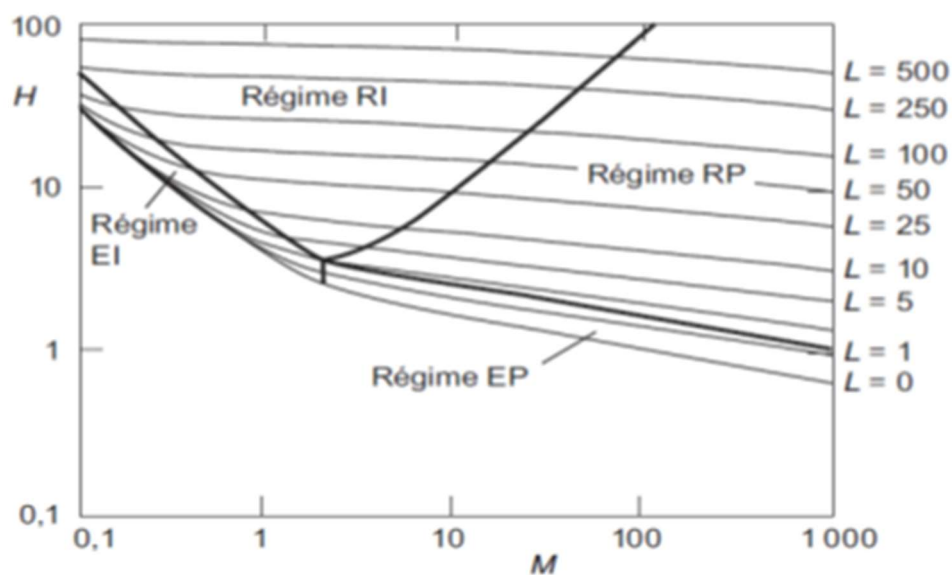


Figure 3.15. transition entre les quatre régimes pour le contact EHD linéaire

6.4. Variation du frottement

La variation du frottement dans le domaine EHD s'écrit:

$$f_{EHD} = \frac{F_{EHD}}{W_{EHD}} \quad (3.30)$$

La force de frottement dans le domaine élastohydrodynamique s'écrit selon Gelinck[35] et Belarifi [57]:

$$F_{EHD} = \tau_0 \cdot S_{EHD} \text{ArcSinh} \left(\frac{\eta \cdot V_g}{h_c \tau_0} \right) \quad (3.31)$$

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

$$W_{EHD} = \int p dx \quad (3.32)$$

L'équation de la charge W_{EHD} , s'écrit selon [40] et [57]:

$$H_e \cdot (W)^{-0.10} - 0.63(W) - H_0 = 0 \quad (3.33a)$$

Avec

$$H_e = 3.06(U)^{0.69}(G)^{0.56} \quad (3.33b)$$

Selon les auteurs Paffoni et Belarifi [40] [57], cette équation se résout d'une manière itérative en imposant H_0 , par des valeur maxi (domaine solide) et mini (domaine PVR) pour trouver la variation de W_{EHD} selon la répartition de H_0/H_e (figure3.16), par la suite en déduit la répartition du frottement dans ce domaine qui est donné par Belarifi et al [57] est indiquée par la figure3.17.

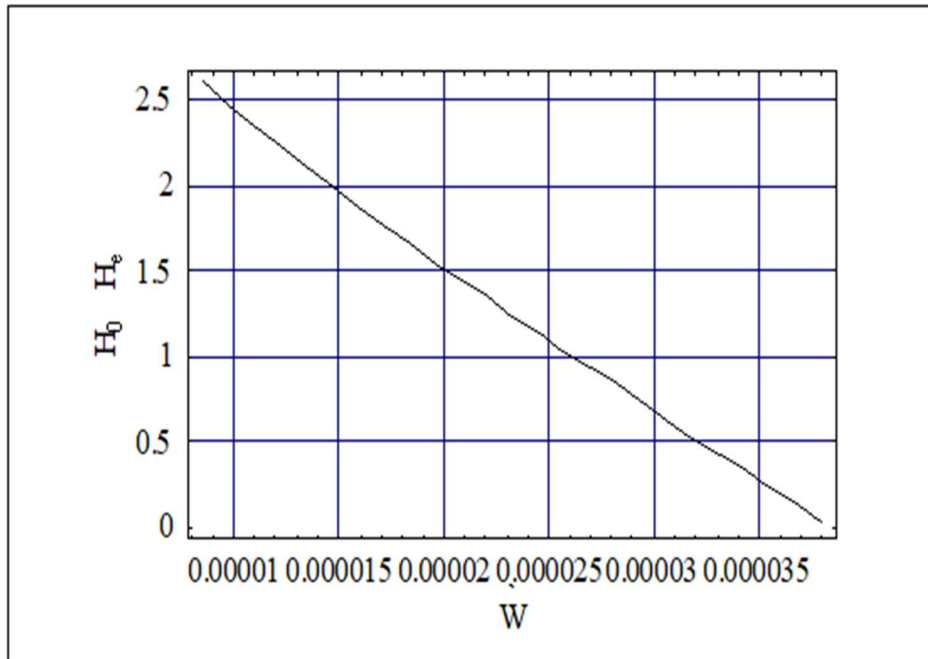


Figure3.16. Variation de H_0/H_c en fonction de la charge adimensionnel W

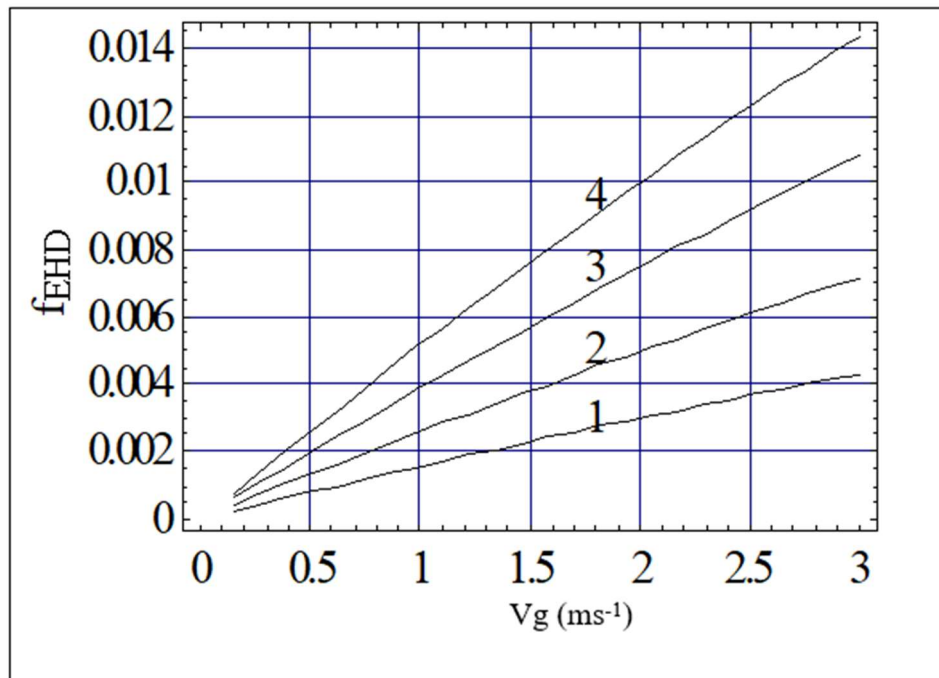


Figure 3.17. Variation du coefficient de frottement en fonction V_g
 1: pour 200N; 2: pour 300N; 3: pour 400N; 4: pour 500N

6.5. Cas des très fortes pressions de contact

Il n'est pas courant d'utiliser un contact lubrifié à des pressions supérieures à 2 000 MPa (2GPa), car la dégradation et l'usure s'accroissent. Cependant, pour les très fortes pressions de contact, Venner a montré en 1994 que l'épaisseur du film devient sensible à la charge [56].

Les expressions qui donnent l'épaisseur du film lubrifiant sont valables jusqu'à une pression de Hertz maximale de 2. 7GPa. Sous 4 GPa, il faut appliquer un facteur multiplicatif de 0,64 aux épaisseurs de film données par la théorie EHD.

6.6. Prise en compte des effets thermique

Jusqu'ici nous avons considéré un régime isotherme et un film lubrifiant pleinement alimenté. Mais deux effets contribuent à réduire l'épaisseur du film: les effets thermiques à l'entrée du contact et la mauvaise alimentation en lubrifiant.

6.6.1. Refoulement du lubrifiant

À l'entrée du contact, une fraction du lubrifiant est refoulée et produit un flux de retour (figure 3.18). Ce flux inversé crée un échauffement local qui fait chuter la viscosité et entraîne une diminution de l'épaisseur du film et une baisse du couple de frottement. Quand le contact fonctionne à grande vitesse, le lubrifiant est refoulé à l'entrée du contact et crée un échauffement local qui fait chuter sa viscosité et entraîne une diminution de l'épaisseur du film lubrifiant.

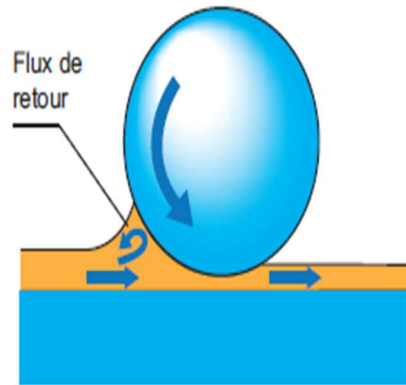


Figure 3.18. Refoulement du lubrifiant à l'entrée du contact

Plus précisément, le champ de pression s'obtient par cisaillement visqueux du lubrifiant à l'entrée du contact. Ce cisaillement s'accompagne d'une dissipation d'énergie et produit une élévation de température du lubrifiant. Cet échauffement est déterminé par la conduction thermique à travers le film et l'évacuation de l'énergie par les pièces adjacentes. Cette évacuation de chaleur est de moins en moins efficace quand la durée de contact avec les parois diminue, c'est-à-dire quand la vitesse d'entraînement augmente. L'élévation de température et la perte de viscosité correspondante seront donc d'autant plus élevées que la vitesse d'entraînement est élevée: c'est ce que traduit le nombre de Brinkman. Comme le glissement introduit un cisaillement supplémentaire, la perte de viscosité augmente aussi avec la vitesse de glissement.

6.6.2. Sensibilité à la température de la viscosité du lubrifiant

La viscosité du lubrifiant dépend non seulement de la pression mais également de la température. Il existe plusieurs formules qui traduisent cette dépendance. On peut citer la formule de Roelands (14) généralisée pour y inclure la sensibilité à la température T (en °C)

$$\eta = \eta_0 \exp \left[\left(9,67 + \ln \frac{\eta_0}{\eta_1} \right) \left\{ \left(1 + \frac{p}{p_1} \right)^z \left(\frac{T_0 - 135}{T - 135} \right)^s - 1 \right\} \right] \quad (3.34)$$

Connaissant la viscosité d'une huile pour deux températures différentes, on en déduit la valeur du paramètre s . [58]

6.6.3. Facteur thermique

Le facteur thermique c_T permet de prendre en compte les effets thermiques dans le contact EHD [59]. De ce fait l'épaisseur du film corrigée s'exprime:

$$h = c_T h_{\text{isotherme}} \quad (3.35)$$

Avec:

$$c_T = \frac{1 - 13,2(p_H/E')Q_T^{0,42}}{1 + 0,213(1 - 0,23 \frac{0,83}{g})Q_T^{0,64}} \quad (3.36)$$

$$Q_T = -\frac{\partial \mu}{\partial T} \frac{(u_1 + u_2)^2}{4k_T} \quad \text{Nombre de Brinkman, sans dimension.}$$

7. régime de lubrification mixte

Le régime de lubrification mixte est caractérisé par la coexistence, dans le contact, de deux modes locaux de lubrification limite et en film mince continu (figure 3.19) de comportement différent. La présence de ces derniers, est due principalement à la rugosité qui est à l'origine des variations géométriques de la morphologie de l'interface entre les deux pièces en contact. A cet effet, le comportement de frottement et de l'usure présente une certaine particularité dans l'interface, tel que les valeurs varient dans un large domaine en fonction de la proportion de ces deux modes locaux, toute en conservant un comportement fiable et durable. Ce domaine sera traité en détail au chapitre 4.

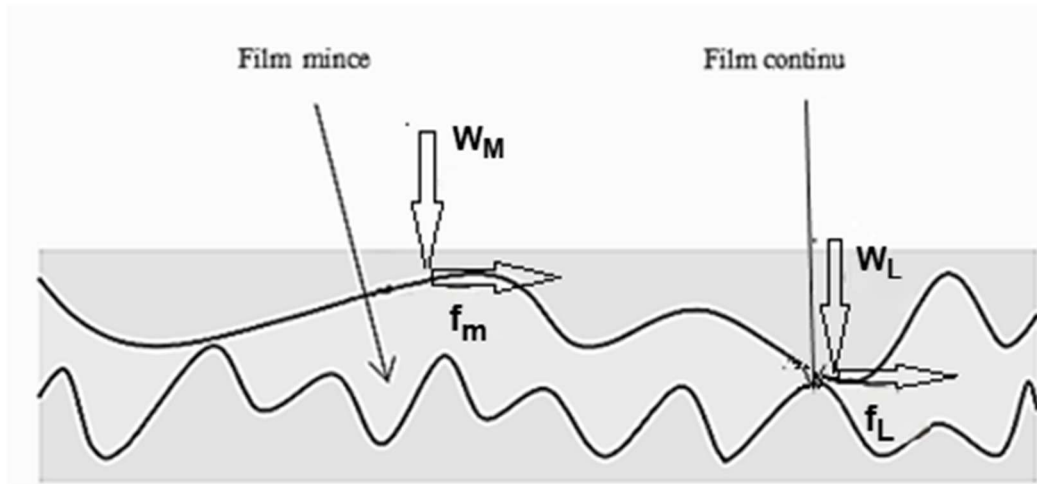


Figure 3.19. Régime de lubrification mixte

Le coefficient de frottement global est exprimé par la relation :

$$f = (1 - \Phi)f_M + \Phi f_L \quad (3.37)$$

Avec

$$\Phi = \frac{W_L}{W} \quad (3.38)$$

La grandeur Φ représente la fraction de force transmise par les zones travaillant en film limite. On retrouve le frottement limite lorsque Φ tend vers 1 et le frottement du régime en film mince continu quand Φ tend vers 0. On reviendra en détail dans la modélisation du frottement dans les engrenages au chapitre 4.

8. Conclusion

Ce chapitre a approfondi les mécanismes de lubrification dans les contacts mécaniques fortement chargés, en se focalisant sur les contacts linéaires tels que ceux des engrenages. La

modélisation géométrique du contact entre deux cylindres ou demi-cylindres, couplée à l'équation de Reynolds, a permis de décrire les distributions de pression et les épaisseurs de film lubrifiant. Les régimes de lubrification, de la lubrification limite à l'élastohydrodynamique, ont été analysés, mettant en évidence l'importance des déformations élastiques et des propriétés rhéologiques du lubrifiant.

Les solutions analytiques et numériques, notamment celles de Hamrock [36], Grubin [37], K.L.Johnson [38], Venner [39], Paffoni [40], Dowson [41], ont été discutées pour prédire les performances des contacts lubrifiés. Les effets thermiques et la lubrification mixte, où coexistent contacts directs et zones lubrifiées, ont également été abordés, soulignant leur impact sur le frottement et l'usure.

En résumé, ce chapitre fournit une base solide pour comprendre et optimiser la lubrification dans les systèmes mécaniques, en réduisant les frottements et en améliorant la durabilité des composants. Les perspectives futures incluent l'intégration des effets thermiques et tribochimiques pour des applications industrielles plus exigeantes.

Chapitre 4

Comportement au frottement des engrenages droits avec simulation des conditions d'alimentation

1. Introduction

L'analyse de l'engrènement d'un couple d'engrenage, montre que l'action du pignon sur la roue ou vice versa sur la zone de contact se fait avec une variation continue de la vitesse de roulement et de la vitesse de glissement. Cette variation continue sur toute la longueur de contact [6,60], est due à la spécificité géométrique des formes des dentures en contacts, dont les rayons de courbures varient sur toute la longueur d'engrènement et démontre que la modélisation du frottement dans ce cas de figure selon le modèle de Coulomb, n'est pas représentative du phénomène de frottement instantané. En réalité les conditions tribologiques varient continuellement du début jusqu'à la fin de l'engrènement ce qui se traduit par une variation du film d'huile. Belarifi et al [57] ainsi que d'autres auteurs [6, 60] ont montrés que les dents travaillent dans la majorité des cas en régime de lubrification mixte [57]. Les résultats concernant le frottement instantané dans les engrenages sont des résultats exclusivement expérimentaux, mais leurs prédictions très rares voire inexistantes, dans ce contexte, nous proposons dans ce chapitre la prédiction du frottement instantané dans les engrenages par l'adaptation du model de la lubrification mixte et par la suite, simulé les conditions de fonctionnement par la vérification des conditions d'alimentation effectué sur Ansys Fluent.

2. Modélisation du frottement en lubrification mixte

Le contact de deux dents en prise de l'engrènement peut être représenter comme le contact de deux cylindres ou de demi cylindre comme représenté au chapitre 3 (figure3.1a), Pour cette raison la modélisation de la lubrification mixte passe par l'étude microscopique de l'analyse des contacts comme indiqué sur la figure 4.1, dans lequel ont défini un cylindre de rayon équivalent R_e soumis à une charge W de largeur se déplaçant à une vitesse U et séparé par un film d'huile de hauteur initial h_0 pour l'abscisse initial x_0 , (figure 3.1a et 3.1d du chapitre3). Cette géométrie qui est en variation sans cesse met en évidence des forces d'origines liquide F_L et Solide F_S .

Le coefficient de frottement global s'écrit :

$$f = \sum \frac{F_i}{W_i} \quad (4.1)$$

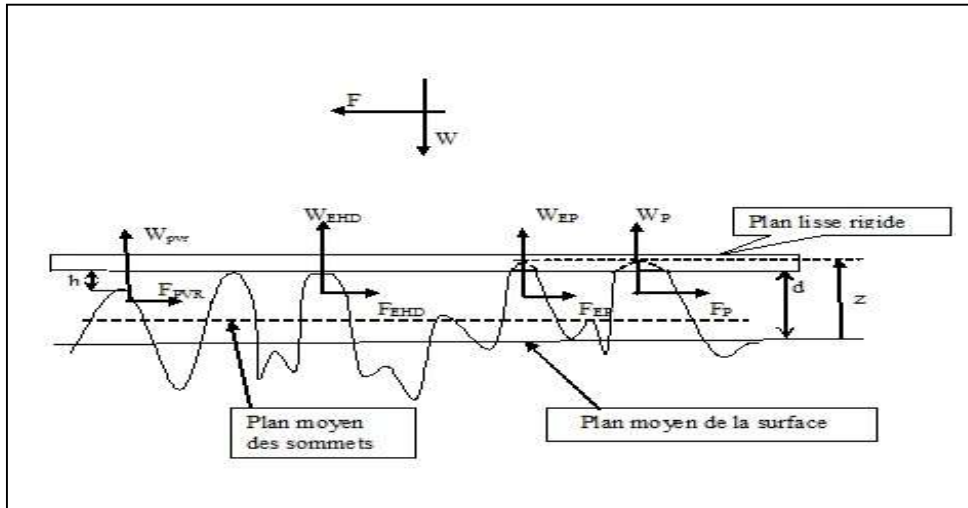


Figure 4.1. Modélisation de la lubrification mixte

On déduit de la figure 4.1, que :

$$\sum F_i = F_{PVR} + F_{EHD} + F_{EP} + F_P \quad (4.2a)$$

$$\sum W_i = W_{PVR} + W_{EHD} + W_{EP} + W_P \quad (4.2b)$$

Donc l'équation du frottement global devient :

$$f = \frac{F_{PVR} + F_{EHD} + F_{EP} + F_P}{W_{PVR} + W_{EHD} + W_{EP} + W_P} \quad (4.2c)$$

- Le domaine liquide supporte

- Une force de frottement qui s'écrit :

$$F_L = F_{PVR} + F_{EHD} \quad (4.3a)$$

- La charge qui s'écrit :

$$W_L = W_{PVR} + W_{EHD} \quad (4.3b)$$

- Le domaine solide supporte :

- Une force de frottement qui s'écrit

$$F_S = F_{EP} + F_P \quad (4.3c)$$

- La charge qui s'écrit :

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

D'où l'équation du frottement qui devient :

$$f = \frac{F_L + F_S}{W_L + W_S} \quad (4.4)$$

Ces équations mettent en évidence différents contacts, à savoir les contacts avec film complet, EHD, incomplet ou limite. Il est à faire remarquer lors d'un contact hertzien, nous avons les conditions suivantes :

- Le domaine liquide: la force de frottement et la charge liquides tendent vers le domaine EHD tel que: $F_L \rightarrow F_{EHD}$ et $W_L \rightarrow W_{EHD}$.
- Le domaine solide: La force de frottement et la charge élastoplastique et plastique forment le domaine solide donnés par les équations (4.3c) et (4.3d).
- Donc l'équation du frottement deviant:

$$f = \frac{F_{EHD} + F_S}{W_{EHD} + W_S} \quad (4.5a)$$

Sachant que :

$$W = W_{EHD} + W_S \quad (4.5b)$$

Donc :

$$f = \frac{F_{EHD} + F_S}{W} \quad (4.5c)$$

Le coefficient de frottement EHD s'écrit:

$$f_{EHD} = \frac{F_{EHD}}{W_{EHD}} \quad (4.6a)$$

Donc ;

$$F_{EHD} = f_{EHD} W_{EHD} \quad (4.6b)$$

Le frottement solide s'écrit :

$$f_S = \frac{F_S}{W_S} \quad (4.7a)$$

Donc:

$$F_S = f_S W_S \quad (4.7b)$$

L'équation du frottement devient :

$$f = \frac{f_{EHD} W_{EHD} + f_S W_S}{W} \quad (4.8a)$$

Qui devient:

$$f = \frac{f_{EHD} W_{EHD} + f_S (W - W_{EHD})}{W} = \frac{f_{EHD} W_{EHD}}{W} + \frac{f_S W}{W} - \frac{f_S W_{EHD}}{W} \quad (4.8b)$$

Qui s'écrit aussi

$$f = 1 - \frac{W_{EHD}}{W} (f_S - f_{EHD}) \quad (4.8c)$$

Qui s'écrit finalement d'après Gelinck [35]:

$$f = \frac{F_S + F_{EHD}}{W} = \frac{f_S \cdot W_S + \tau_0 \cdot S_{EHD} \text{ArcSinh}\left(\frac{\eta \cdot V_g}{h_c \tau_0}\right)}{W} \quad (4.9)$$

3. Adaptation du modèle pour les engrenages

Pour appliquer l'équation (4.9) pour les engrenages nous devons l'adapter selon les conditions de fonctionnement de ces éléments pour cette raison nous devons traiter les leurs modes de fonctionnement par l'analyse cinématique.

3.1. Analyse cinématique de l'engrènement

Un modèle géométrique de l'engrènement entre deux roues en mouvement ayant un pas au primitif P_p , engrènent avec n dents en prises sur la ligne d'engrènement T_1T_2 est représenté par la figure 4.2 [60]. On désigne par R_{b1} , R_1 , R_{a1} , R_{f1} , Les caractéristiques du pignon (1) et par R_{b2} , R_2 , R_{a2} , R_{f2} les caractéristiques de la roue (2). 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 au primitif. L'analyse du modèle cinématique comme indiqué par la figure 4.4, synthétiser par les travaux de Belarifi et al [57], montre que la vitesse de roulement globale augmente du point T_1 au point T_2 , et la vitesse de glissement augmente du point I au point T_1 et de I à T_2 . Quant au taux de glissement il s'annule au primitif au point I , où $\mathbf{Vr}_1 = \mathbf{Vr}_2$, et prend la valeur d'un en T_1 et T_2 où $\mathbf{Vr}_1$ et $\mathbf{Vr}_2$ s'annulent (figure 4.3) [6][60][61].

Pour la formation du film d'huiles on considère que [61] :

- La vitesse de roulement globale s'écrit :

$$\mathbf{U} = \mathbf{Vr}_1 + \mathbf{Vr}_2 \quad (4.10)$$

Avec

$$\mathbf{Vr}_1 = \omega_1 \cdot \mathbf{T}_1 X_m$$

$$\mathbf{Vr}_2 = \omega_2 \cdot \mathbf{T}_2 X_m$$

X représente les abscisses d'engrènements du pignon et de la roue le long de la ligne de contact T_1T_2 , aux points m (représentent les points A , I et B représentés sur la figure 4.3).

- La vitesse de glissement s'écrit :

$$\mathbf{Vg} = |\mathbf{Vr}_1 - \mathbf{Vr}_2| \quad (4.11)$$

- Le taux de glissement s'écrit :

$$\mathbf{g} = \frac{\mathbf{Vg}}{\mathbf{U}} \quad (4.12)$$

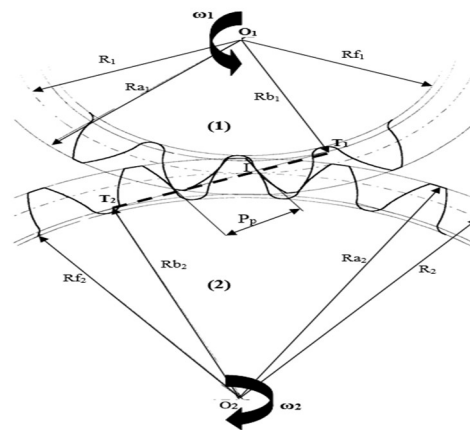


Figure 4.2. Situation d'engrènement

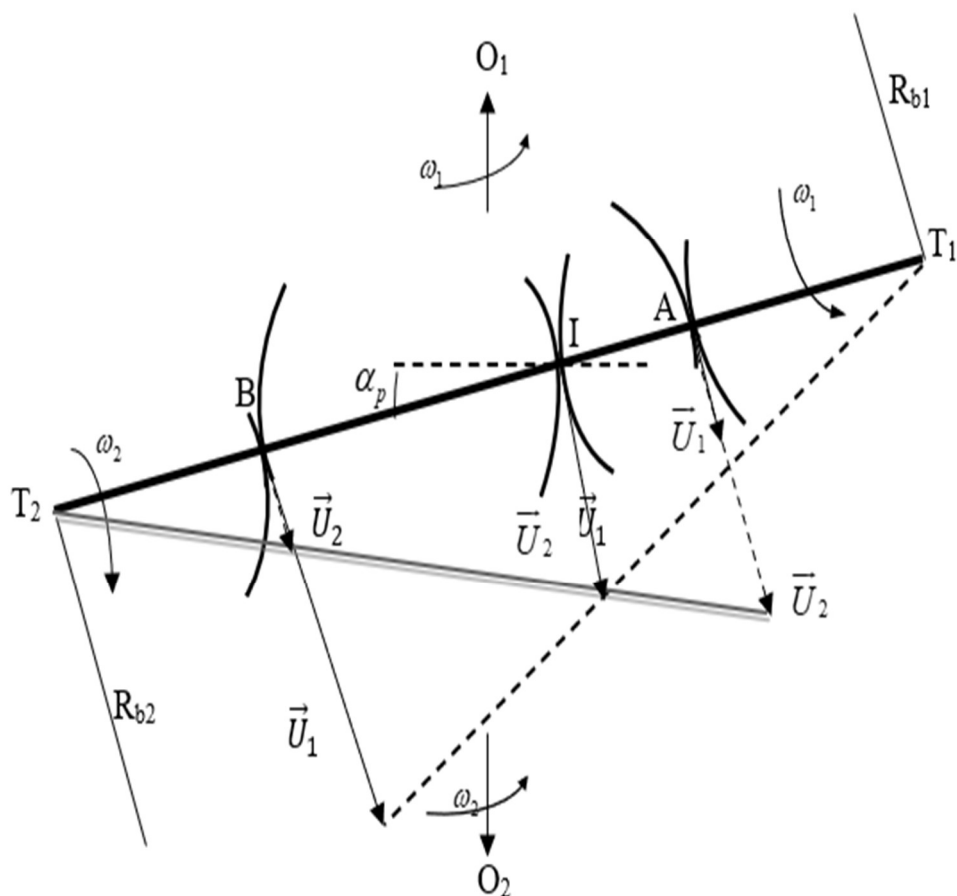


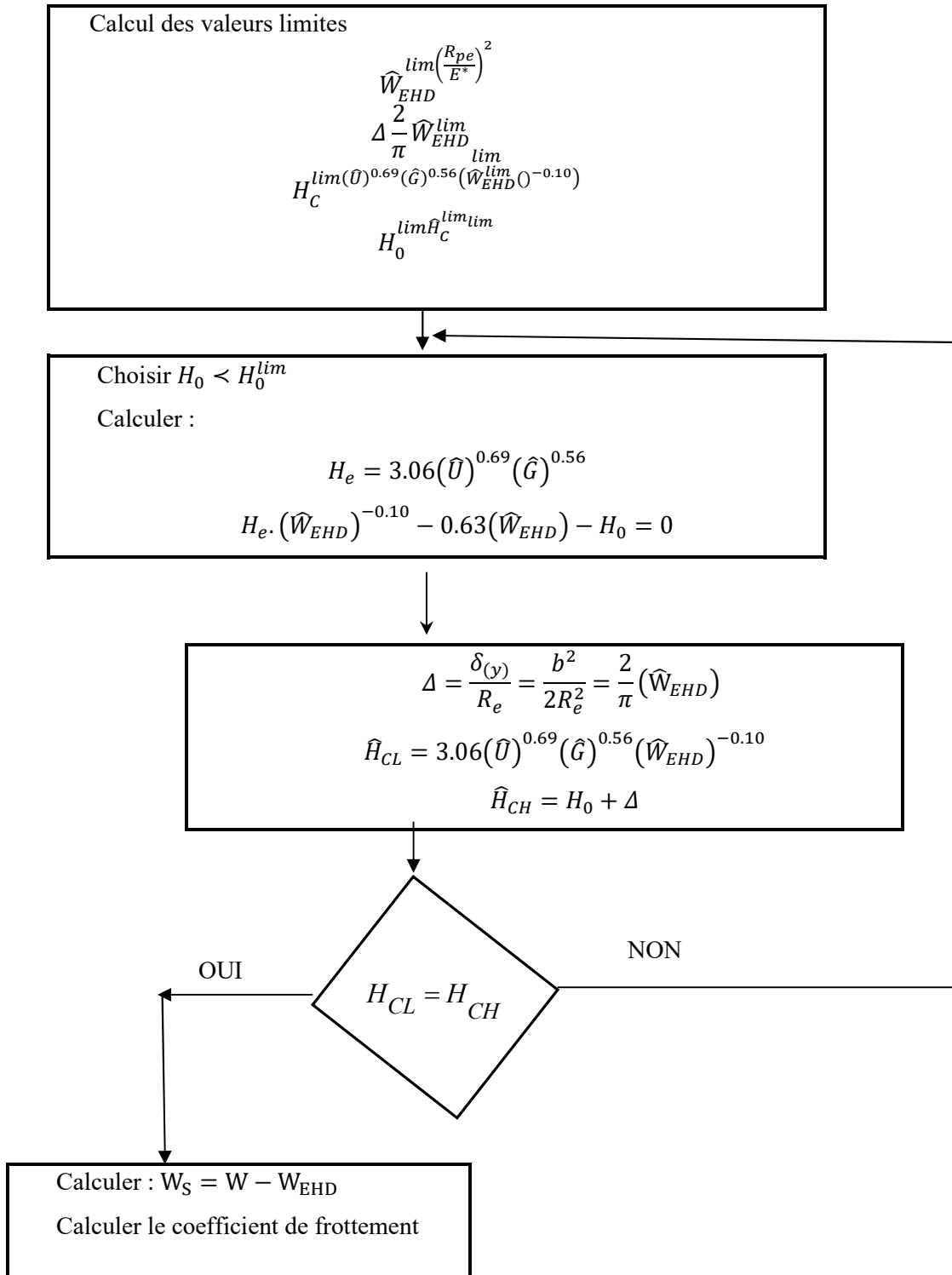
Figure 4.3. Situation cinématique

3.2. Variation du frottement lors de l'engrènement

L'adaptation du modèle s'est faite pour les caractéristiques indiquées par le tableau 4.1. et l'adaptation du modèle est indiqué par l'organigramme 4.1.

Géométrie des engrenages				Module de Young	Etats de surfaces			Lubrifiant		
m	Z_1	Z_2	N	231 GPa	Ra(10^{-6})	n(10^9)	$\beta(10^{-6})$	η	τ_0	α
4	24	24	300		0.201	11	25.2	0.324	2.5	$19 \cdot 10^{-9}$

Tableau 4.1. Les différents Caractéristiques de calcul



Organigramme 4.1. Procédure de calcul sur le frottement

3.2.1. Résultats de calcul

Les différents résultats de calculs sont indiqués par les graphes des figures 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 et 4.8.

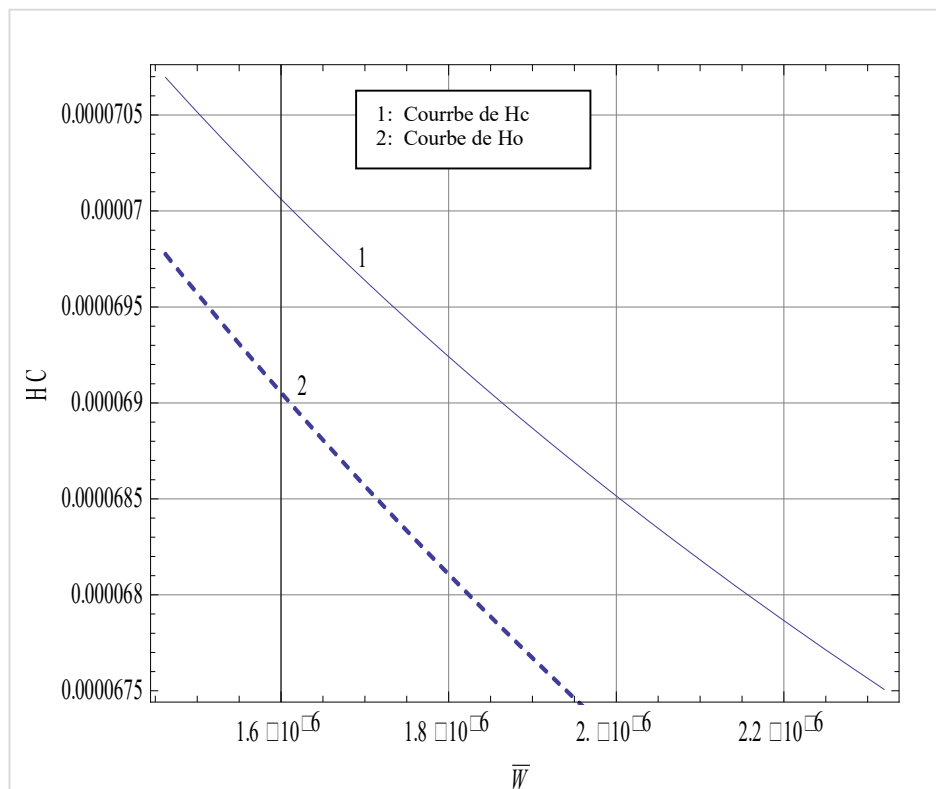


Figure. 4.4. Variation de Hc et Ho

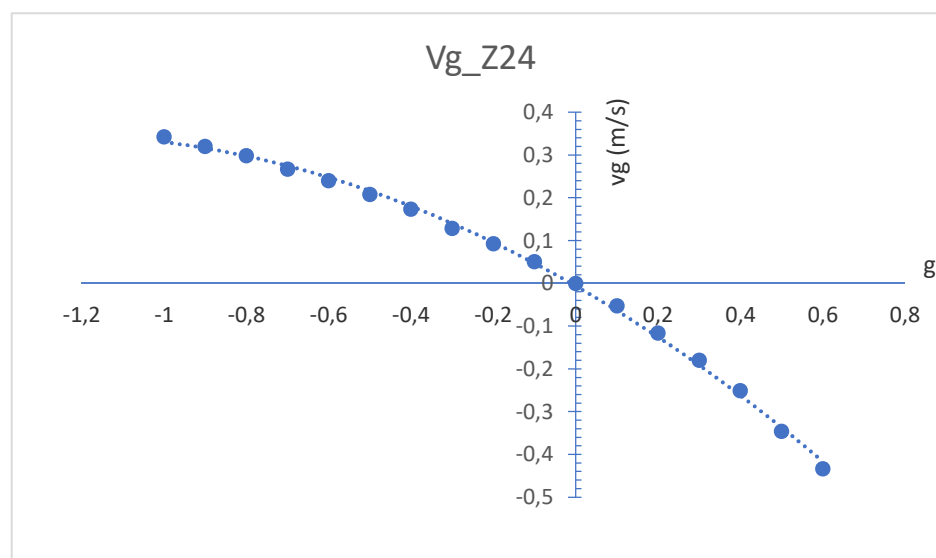


Figure 4.5. Variation de la vitesse de glissement le long de la dent

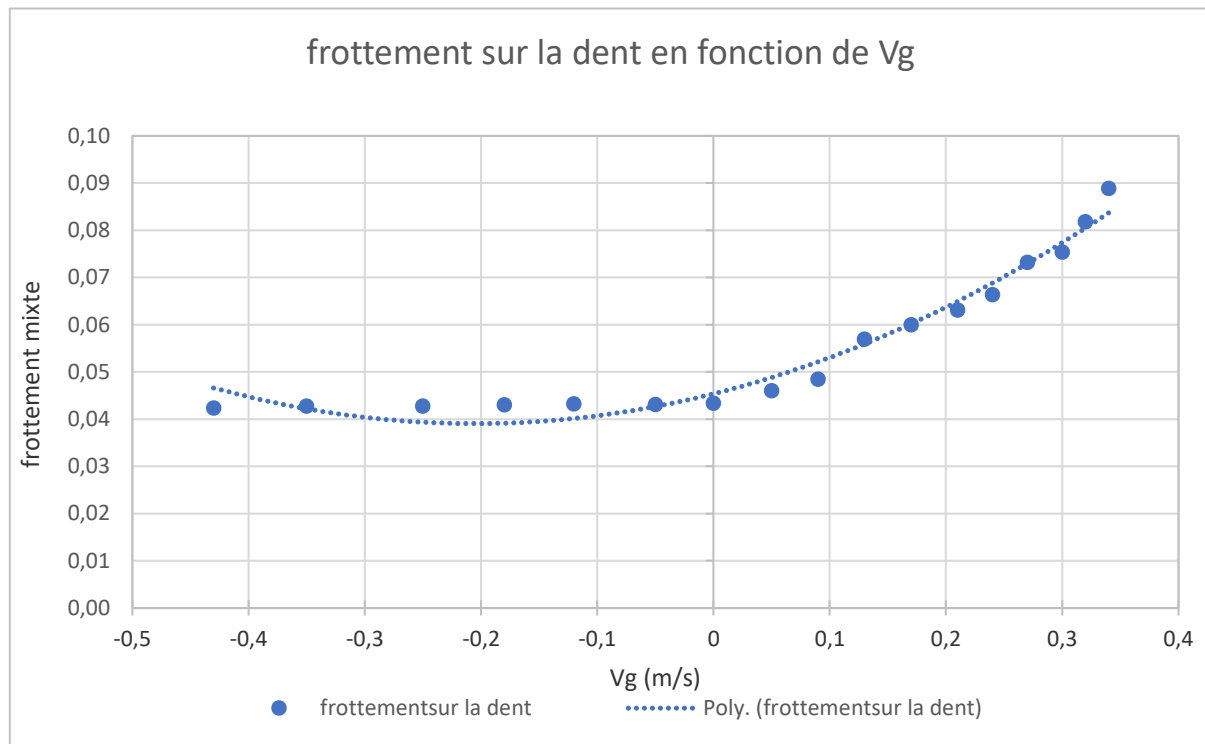


Figure 4.6. Variation du frottement en fonction de la vitesse de glissement

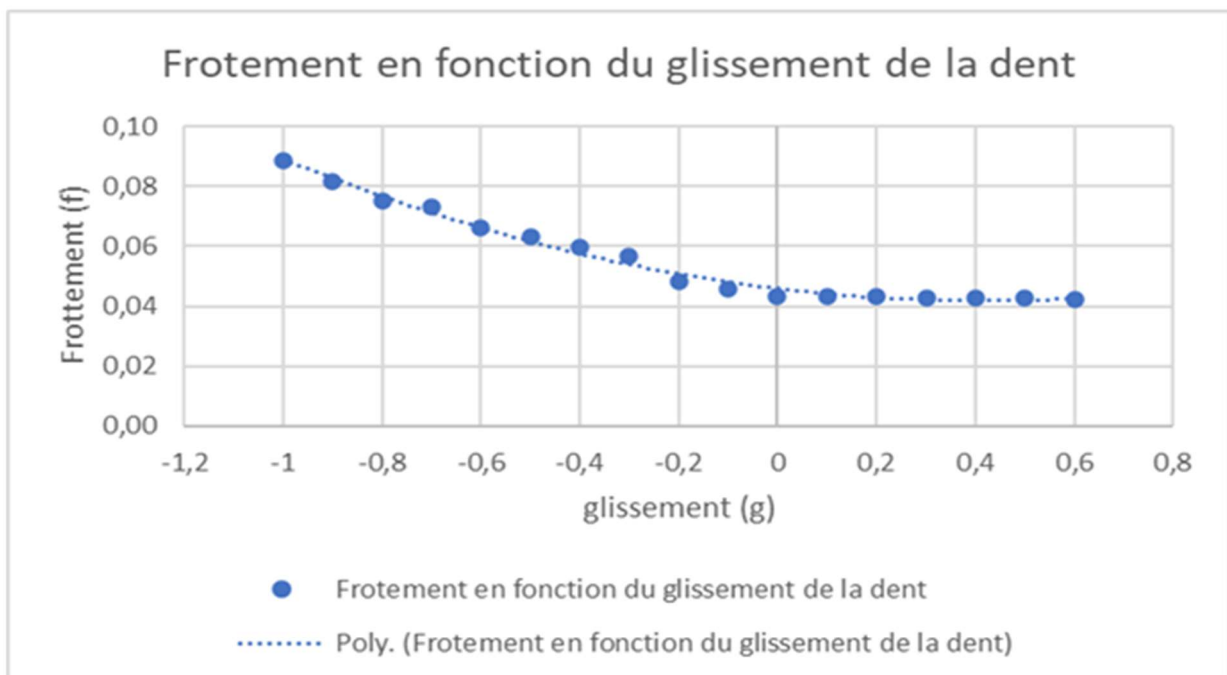


Figure 4.7. Variation du frottement en fonction du glissement

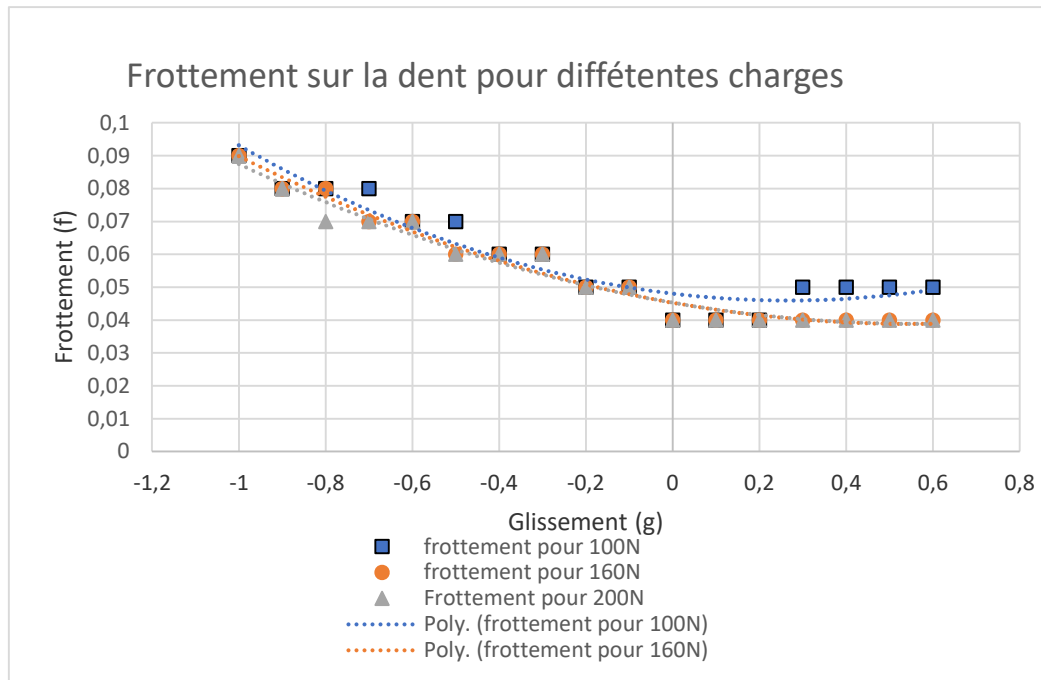


Figure 4.8. Variation du frottement en fonction de la charge

3.2.2. Discussion des résultats

- En premier lieu nous remarquons que la variation de H_c et H_o sont décroissantes avec la croissant de la charge, et que la décroissance de H_o est plus rapide que celle de H_c comme indiqué par la figure 4.4.
- En second lieu on remarque que la variation de la vitesse de glissement (V_g) en fonction du glissement (g) est décroissante avec la croissance de g et qu'elle passe par la valeur de zéro au diamètre primitif ceci est dû au fait qu'en ce point la vitesse de glissement s'annule car les deux vitesses du pignon et de la roue sont égales, entre on remarque que la vitesse de glissement est positive pour des valeurs de glissement négatif et que celle-ci comme indiqué sur la figure 4.5.
- Concernant la variation du frottement le long d'une dent, par l'adaptation de la modélisation de la lubrification mixte, nous remarquons un calcul de grande précision de la variation du frottement et on constate ce qui suit :
 - L'influence négative de l'augmentation de la vitesse de glissement, qui entraîne une augmentation du frottement (figure 4.6).
 - L'influence positive de l'augmentation du glissement, qui entraîne une diminution du frottement et sa stabilité (figure 4.7).
 - L'augmentation de la charge n'a pas d'influence significative sur la variation du frottement (figure 4.8).

4. Simulation des conditions d'alimentation sur Ansys Fluent

Notre objectif est de simuler le fonctionnement d'un couple d'engrenage répondant au critère du

tableau 4.1 en milieu lubrifié par barbotage ou bain d'huile. Dans ce contexte nous avons choisi le logiciel Ansys Fluent 19.3, qui est conçu pour simuler l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans des géométries complexes. C'est un logiciel de modélisation commerciale et offre une solution complète pour la simulation de tous types d'écoulements impliquant des phénomènes physiques complexes. Il offre une grande flexibilité pour le maillage et les résultats, il peut être adapté à tout type de maillage 2D (triangle ou Quadrilatères), 3D (tétraèdres, Hexaèdres, pyramides). Il peut affiner la grille en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenus. Fluent est utilisé dans une variété de domaine tel que la mécanique, l'aéronautique, l'industrie automobile et l'hydraulique..., ce logiciel permet une modélisation basée sur la méthode des volumes finis et permet l'étude :

- Des écoulements dans des géométries 2D ou 3D en utilisant des maillages non structurés.
- Ecoulements incompressibles ou compressibles.
- Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents.
- Ecoulements Newtoniens ou non Newtoniens.
- Transfert de chaleur par convection naturelle, forcée ou par rayonnement.
- Transfert de chaleur couplée conduction / convection.
- Multiples repères de référence en mouvement, incluant des interfaces glissantes et des plans de mélange.
- Mélange et réaction d'espèces chimiques, incluant des modèles de combustion et des réactions de surface.

4.1. Aperçu sur la méthode des volume finis

La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding, et publiée en 1980, le principe de méthode des volumes finis basé sur une technique de discrétisation qui convertie les équations de la conservation aux dérivée partielle en équation algébrique qui peuvent être résolue numériquement. Le domaine de calcul est devisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires, appelé volume de contrôle, chacun de ces dernières inclure un nœud dit nœud principal, comme indique dans la figure (4.9). La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque ces derniers pour obtenir les équations de discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle. Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont:

- La discrétisation de domaine considérer en volume de contrôle.
- La formulation intégrale des équations différentielle aux dérivées partielles.
- Ecriture des équations algébriques aux nœuds de maillage.

- Résolution algébrique linéaire obtenue.

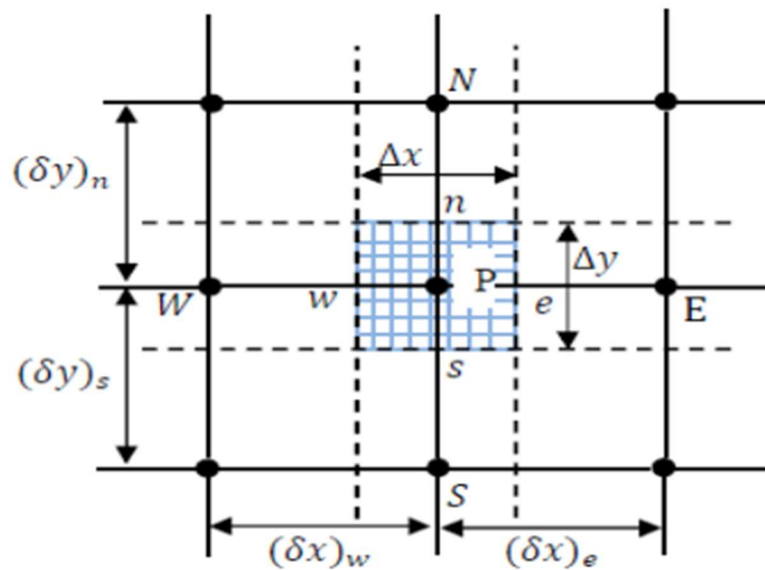


Figure 4.9. Volume de contrôle bidimensionnel

4.2. La méthode du volume de fluide

La méthode du volume de fluide (en anglais volume of fluid, VOF) est une méthode utilisée en mécanique des fluides numérique pour le traitement des écoulements diphasiques. C'est l'une des méthodes standard dans ce domaine et elle est presque exclusivement utilisée avec la discrétisation en volumes finis. La méthode a été introduite en 1976 par William F. Noh et Paul Woodward [62]. La première publication dans un journal a été faite en 1981 par W. Hirt et B. D. Nichols [63].

4.2.1. Principe de la méthode

On examine l'écoulement laminaire d'un milieu diphasique sans échanges entre phases. Le milieu est décrit par la fraction volumique C de l'une des phases. La valeur de C dans chaque cellule de calcul est une variable du problème qui est advectée (L'advection est le transport d'une quantité (scalaire ou vectorielle) d'un élément donné par le mouvement du milieu environnant) avec la vitesse V

-Description du milieu diphasique

- La phase est représentée par la fraction volumique C (comprise entre 0 et 1) dans chaque cellule de la grille cartésienne.
- $C=1$: cellule remplie de la phase 1; $C=0$: cellule remplie de la phase 2.

- C est advectée par le champ de vitesse V, gouverné par l'équation d'advection:

$$\frac{\partial C}{\partial t} + V \cdot \nabla C = 0 \quad (4.13)$$

Le milieu multiphasique est traité comme un fluide unique dont les propriétés (masse volumique, viscosité) dans chaque cellule de calcul sont moyennées en fonction de C

-La masse volumique par une expression évidente :

$$\rho = \rho_1 C + \rho_2 (1 - C) \quad (4.14)$$

-La viscosité dynamique par une expression *ad hoc*, ici une loi linéaire (sans justification physique, d'autres choix sont possibles) :

$$\eta = \frac{1}{\rho} [C \rho_1 \eta_1 + (1 - C) \rho_2 \eta_2] \quad (4.15)$$

-Les équations de Navier-Stokes s'écrivent, en supposant un fluide incompressible :

- **Continuité** (conservation de la masse):

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (4.16)$$

- **Quantité de mouvement:**

$$\rho \left(\frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \nabla V \right) = -\nabla p + \nabla \cdot (\eta (\nabla V + \nabla V^T)) + F \quad (4.17)$$

-où F est la force par unité de volume résultant des interactions entre phases:

$$F = \sigma \nabla \cdot n \nabla C \quad (4.18)$$

Où σ est la tension superficielle et n la normale à l'interface

$$n = \frac{\nabla C}{|\nabla C|}$$

Cette méthode permet de traiter le fractionnement du milieu et est conservative.

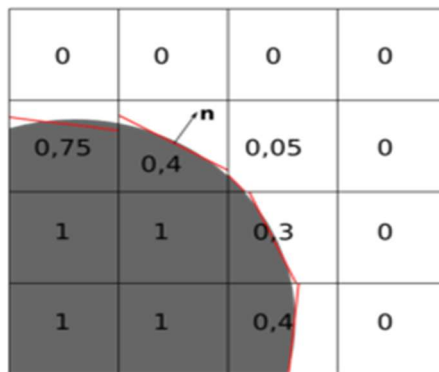


Figure 4.10. Représentation schématique de l'affectation des phases dans une grille cartésienne

4.2.2. Reconstruction géométrique

La méthode VOF n'est pas une méthode de suivi d'interface, comme la méthode des surfaces de niveau (*Level set*) qui assure une description continue de l'interface au prix de la perte de conservativité [64,65]

Pour la reconstitution de l'interface la méthode VOF utilise:

- La méthode SLIC (*Simple line interface calculation*) où les interfaces sont alignées avec les mailles,
- La méthode PLIC (*Piecewise linear interface calculation*) basée sur la connaissance de la pente locale mais constituant une interface discontinue (voir figure ci-dessus).

Cette méthode est simple à implémenter et, comme on peut le voir sur la figure ci-contre, particulièrement bien adaptée aux milieux subissant une déformation importante et une fragmentation. Elle est disponible dans la plupart des codes industriels de mécanique des fluides numérique.

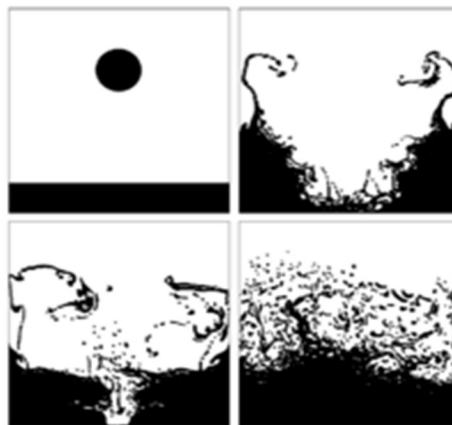


Figure 4.11. Chute d'une goutte à la surface d'un liquide

5. Etapes de l'analyse

Les différentes étapes de résolution d'un problème par la méthode des éléments finis (MEF) ou la méthode des volumes finis (MVF) est décrite par la figure ci-dessous.

- Le préprocesseur

Le problème à résoudre est déterminé par le préprocesseur. Il nous permet de représenter la géométrie du système, de définir le type de conditions aux limites du domaine, de déterminer le type de matériau (liquide ou solide). Il donne également la possibilité de discrétisation de domaine en proposant plusieurs algorithmes de maillage en fonction de sa géométrie.

- Le solveur

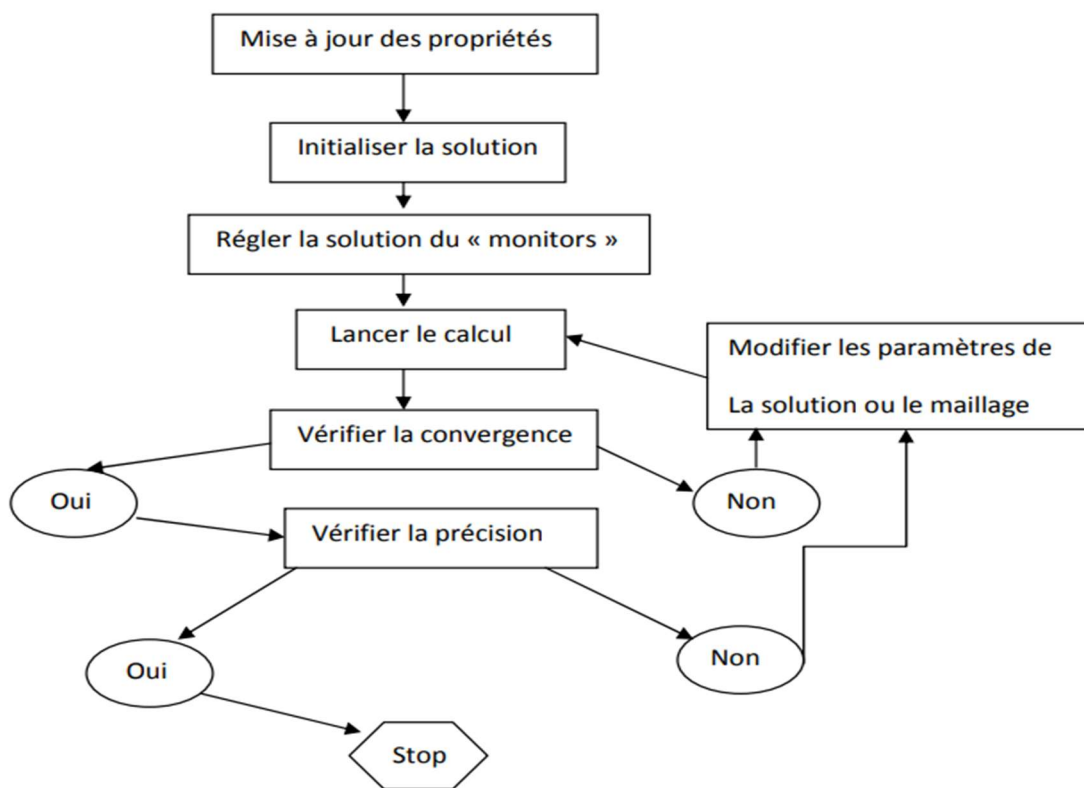
Il permet de définir numériquement les conditions de fonctionnement (gravité, pression) pour la simulation et la spécification des conditions aux limites. Enfin, il nous permet de choisir un

processus itératif en proposant plusieurs schémas numériques pour la discrétisation de l'espace et du temps et le couplage de la vitesse et de la pression. Il fournit également une interface qui vous permet de vérifier la progression du calcul à tout moment.

- Le post processeur

Il permet de visualiser la géométrie du domaine en affichant les résultats obtenus, il est ainsi possible de visualiser les champs (pression, vitesse, température) en tant que

Contour, ainsi que toutes les grandeurs calculées. Les procédures de calcul de code Fluent sont présentées dans la figure ci-dessous:



Organigramme 4.2. Algorithme de calcul Fluent

6. Procédure de simulation sur ANSYS-Fluent

La procédure consiste dans les étapes suivantes:

- Etablissement des caractéristiques de la simulation et génération de la géométrie;
- Maillage;
- Configuration du domaine physique;
- Mise en place en place d'une solution;
- Résultats;
- Interprétation des résultats.

6.1. Les caractéristiques de la simulation et générations de la géométrie

Les différents cas de la simulation sont indiqués par le tableau 4.2. et la géométrie est indiquée par la figure 4.12. Il y'a deux possibilité pour la génération de la géométrie, la première consiste d'utiliser les outils intégrés comme Design modeler ou un outil externe et importer la géométrie par un format de CAO spécifique tel que. sat ou. step. Nous avons choisi pour cette étape d'utilisé Autodesk Inventor 2017 pour la génération de la géométrie en mode paramétré ce qui nous permet de faire des modifications faciles pour toutes les simulations qui était programmés dans notre étude. De ce fait après la génération de l'assemblage et définir les conditions limites géométrique, nous avons exporter l'ensemble ai format STEP, car c'est un format Sat normalisé par la norme ISO et permet un interfaçage sans perte de donnés.

Caractéristiques des engrenages						Cas Simulés	
m (mm)	$Z_1=Z_2$	ω (rad/s)	h (mm)	L (mm)	d(mm)	e (mm)	hl (mm)
4	24	10	160	235	61	3.2	65
						3.2	95
						6.4	65
						6.4	95
						9.6	65
						9.6	95

Tableau 4.2. Caractéristiques géométriques de la simulation

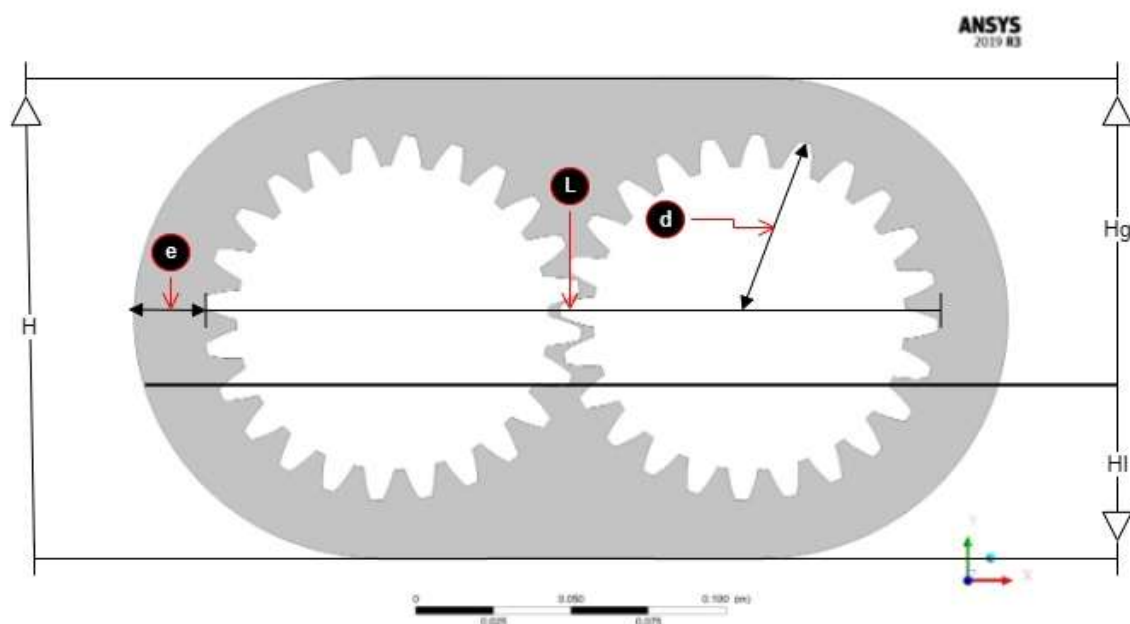
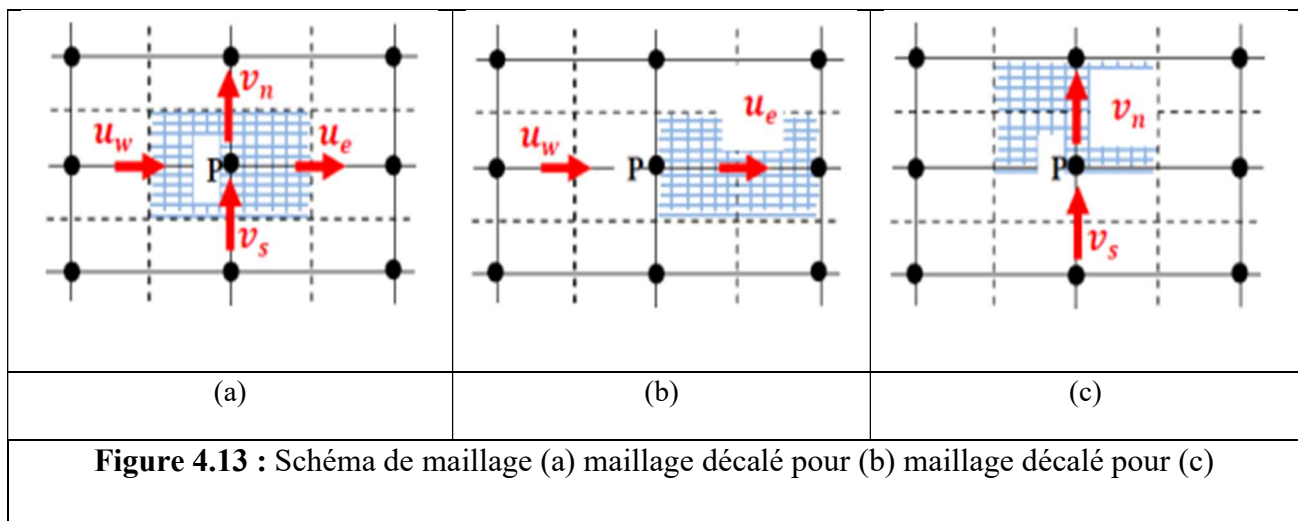


Figure 4.12. Caractéristiques de la simulation

6.2. Maillage

Un maillage est la discrétisation spatiale d'un milieu continue, ou aussi une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionné finis et bien définis. L'objet d'un maillage est de procéder à une simplification d'un système par un modèle représentant ce système et éventuellement son environnement (le milieu) dans l'optique de simulation de calcul ou de représentation graphique. Donc la subdivision du domaine étudié en grille longitudinale et transversale dont l'intersection représente un nœud, où on trouve la variable u et v du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. Ainsi, un élément de volume de contrôle est défini autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires pression et température sont stockées dans le nœud P de maillage figure (4.13 (a)), tandis que les grandeurs vectorielles u et v sont stockées au milieu des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composants de vitesse. Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale figure (4.13(b)), celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction y figure (4.13(c)). Ce type de maillage dit "maillage décalé" permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression ainsi qu'une stabilisation numérique de la solution. La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont indiqués par la figure 4.13.



Le choix de maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, parmi ces paramètres, on peut citer:

- Le nombre de la maille.
- La distance entre les mailles (concentration des mailles).
- La forme de la maille.
- Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

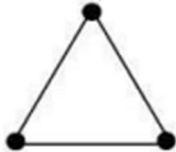
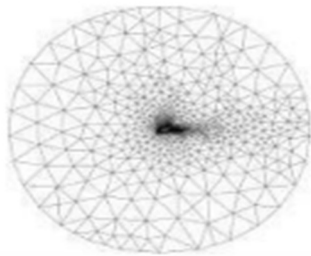
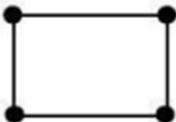
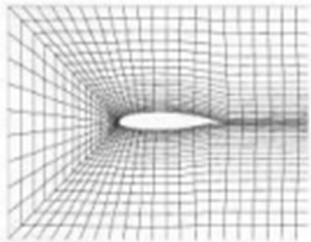
Type des cellules en 2D	La forme de maillage	Exemple
Triangulaire		
Quadrilatérale		

Figure 4.14. Différentes formes de maillage des faces

Notre choix s'est fait pour un maillage triangulaire et on va nommer les 2 engrenages comme suit:

- right_motion pour l'engrenage de droit
- left_motion pour l'engrenage de gauche

Les différentes étapes de maillage sous Fluent sont indiquées par figure 4.15, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, 4.20, les 6 figures ci-dessous. Il est à faire remarquer que la dernière figure indique le critère « orthogonal quality » qui définit dans quelle mesure le maillage n'est pas orthogonal. Les meilleures cellules sont proches de 1, nous pouvons constater que la majorité des éléments du maillage se trouvent dans la plage de très bonne et excellente qualité.



Figure 4.15. Dimensionnement de maillage

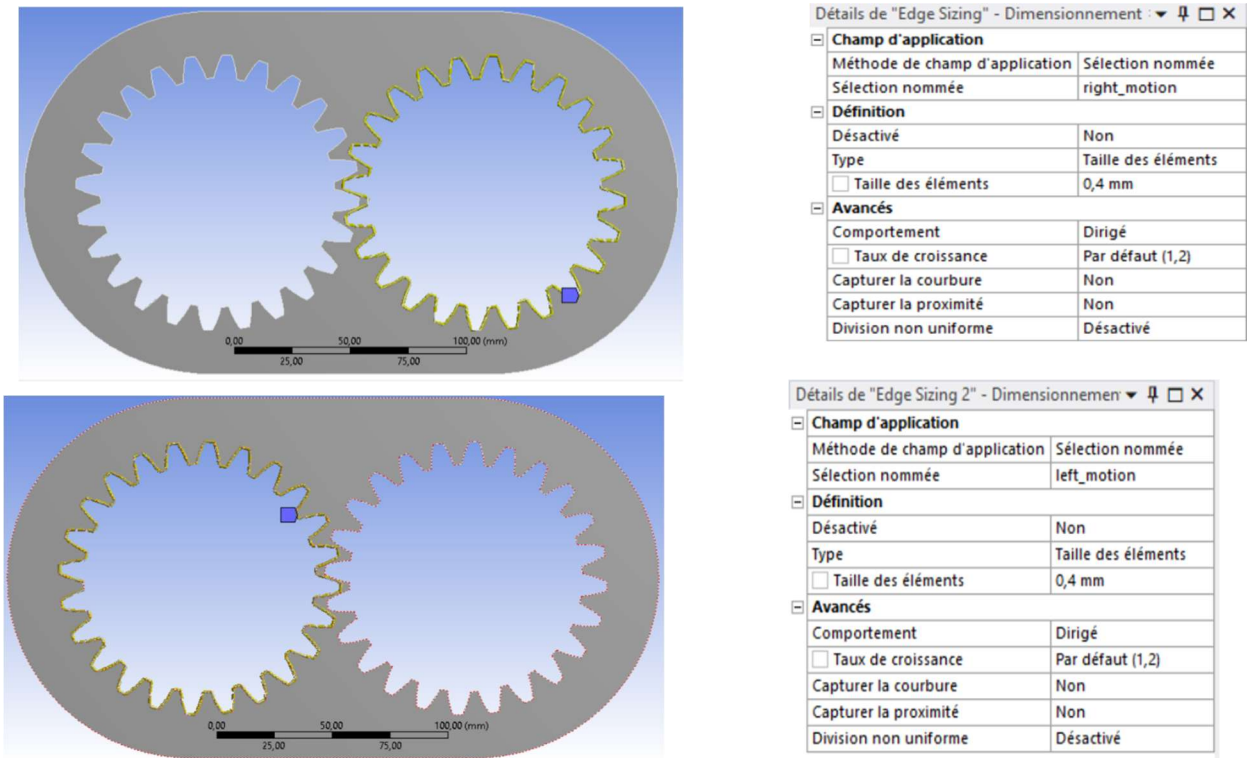


Figure 4.16. Le raffinage pré de paroi (engrenages)

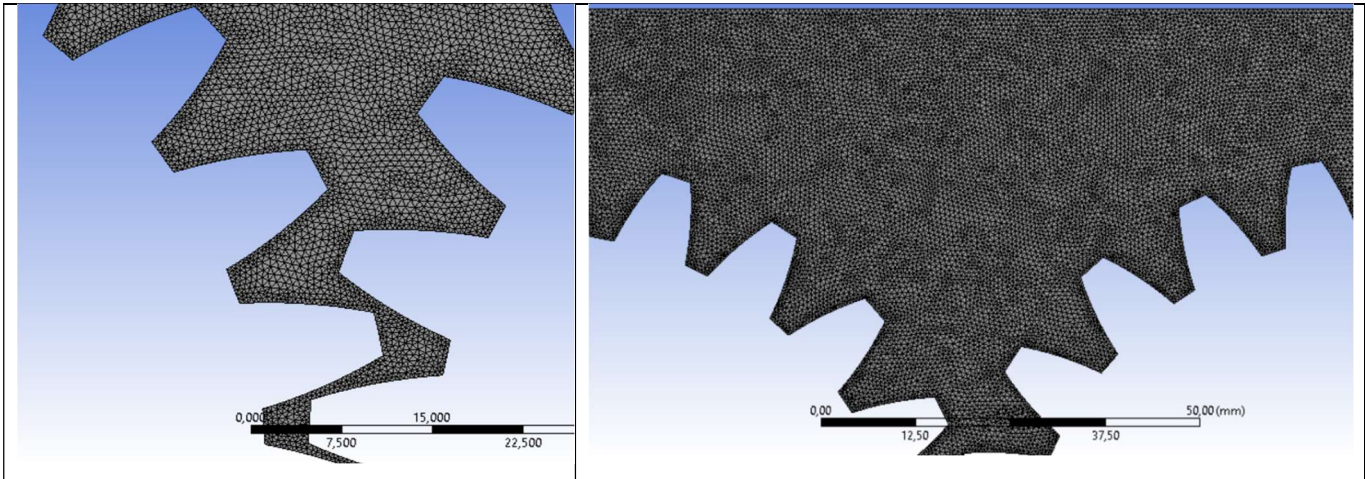


Figure 4.17. Maillage étudié

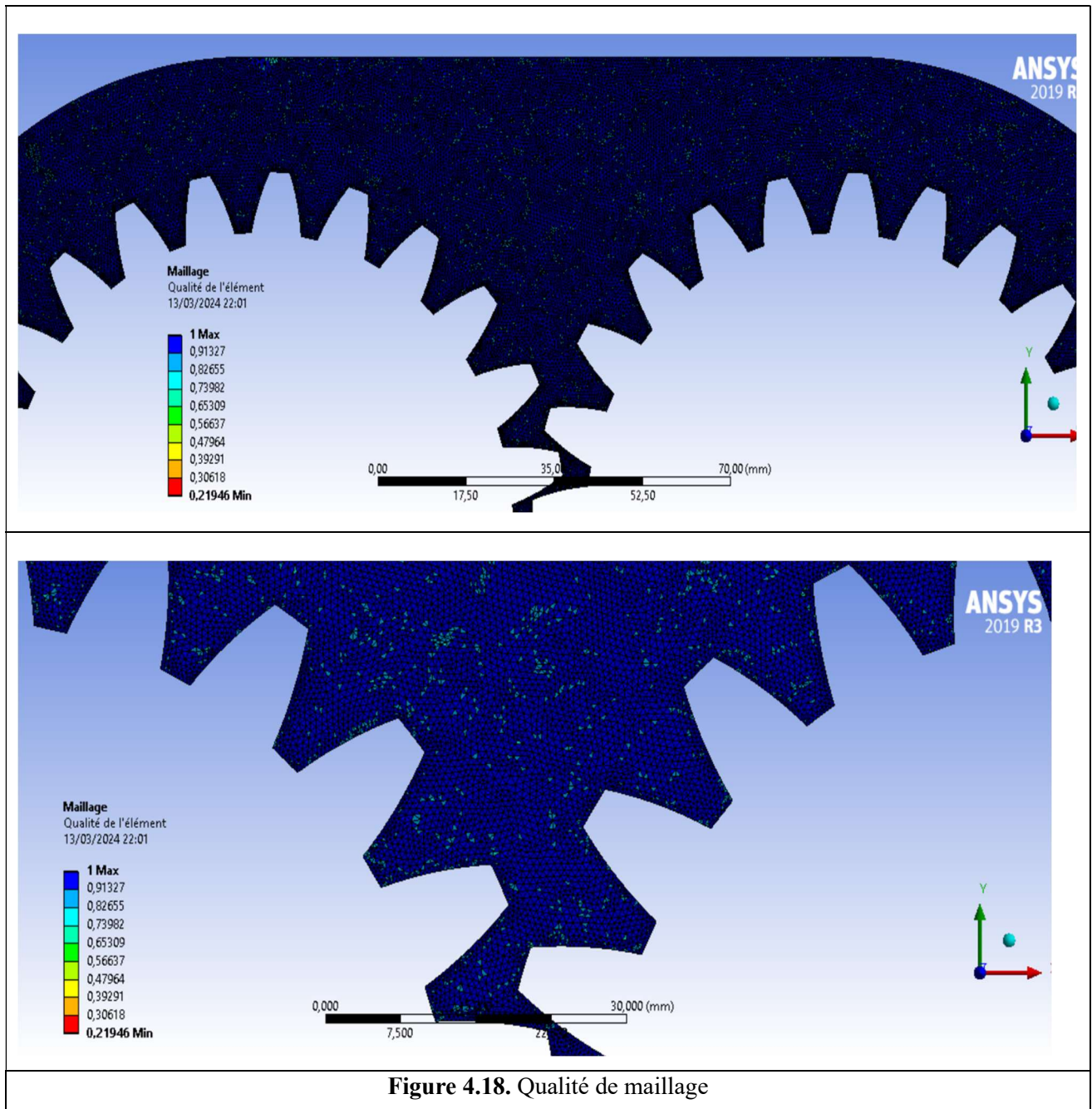
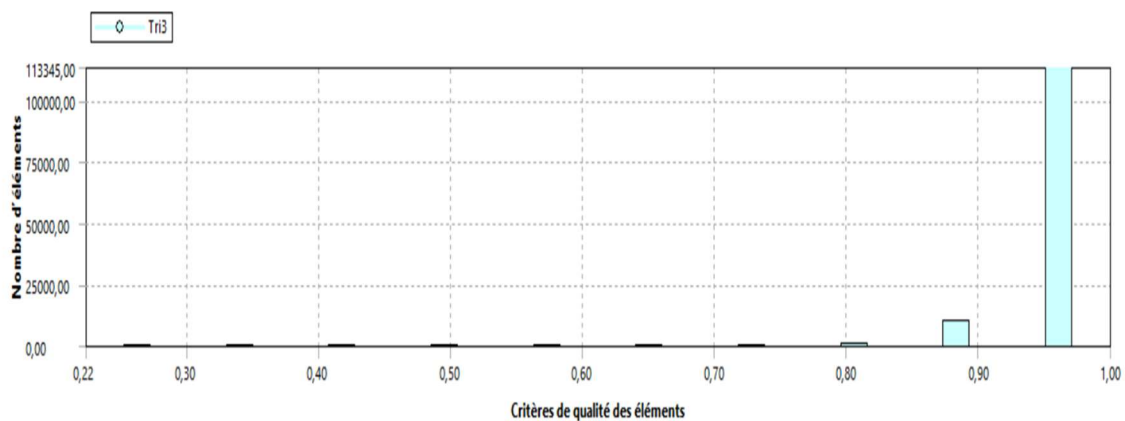


Figure 4.19. Critères de qualité des éléments

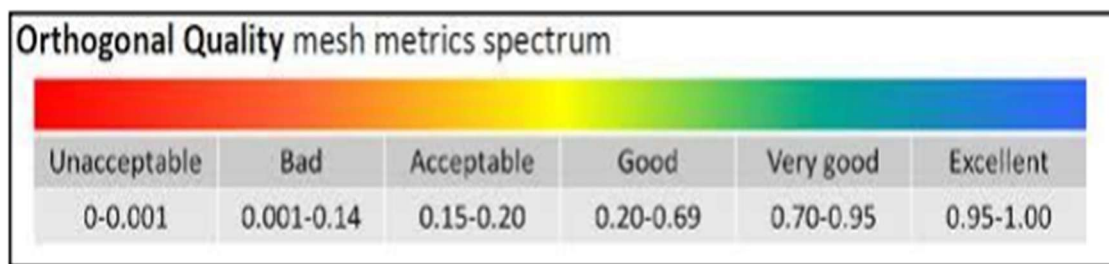


Figure 4.20. Spectre de la qualité orthogonale

6.3. Configuration du domaine physique

Le domaine physique est configuré comme suit:

- Solver-> Transient-State, Pressure based, Absolute velocity formulation, Gravity = -9.81.
- Viscous Model-> K-epsilon Standard model with enhanced wall treatment.
- Multiphase Model-> Volume of fluid (VOF) model with Implicit formulation, No. of Eulerian Phases =2.

Fluid Type	Name	Viscosity (Kg/m-s)	Density (Kg/m ³)
Primary Fluid	Air	0.000017894	1.225
SecondaryFluid	Tassilia ep-90	0.324	0.96

Tableau 4.3. Caractéristique des fluides

- **Configuration du domaine**

- Adaption Controls-----> Register a new region by giving X-Y coordinates i.e. a region for secondary fluid.
- Dynamic Mesh-----> Create Dynamic zones, Select appropriate zone name with motion UDFs and give the correct value of the center of Gravity location.
- Dynamic Mesh Setting-----> Remeshing method as Local Cell, set minimum length scale = 0.004 and Maximum length scale = 0.03.

6.4. Mise en place de la solution

- Initialisez la solution à l'aide de l'initialisation hybride (Cela permet d'accélérer la convergence du solveur et d'éviter des instabilités numériques liées à des conditions initiales trop éloignées de la solution finale).
- patcher le fluide secondaire (huile) dans la région et donner la valeur 1(est une opération permettant d'initialiser manuellement certaines zones du domaine de calcul avec des valeurs spécifiques pour les variables du modèle (vitesse, pression, température, fractions de phase,

etc.). Cette fonctionnalité est utilisée pour définir des conditions initiales localisées plus réalistes ou pour corriger des champs de solution dans des régions critiques, avant de démarrer ou de reprendre une simulation).

- **La solution:**

Exécuter le calcul pour la taille du pas de temps $=4 \times 10^{-3}$ (s) et le nombre de pas de temps $=4000$. Nous utiliserons la méthode « Coupled » pour sa rapidité de convergence.

- La discrétisation spatiale est faite en utilisant le schéma d'interpolation « Second-OrderUpwind » (pour une précision de 2ème ordre).

Les variables stockées au centre des cellules doivent être interpolées aux faces des volumes de contrôle selon le logiciel CFD il utilise l'équation suivante :

$$\frac{(\rho\phi)^{t+\Delta t} - (\rho\phi)^t}{\Delta t} \Delta V + \sum_{\text{faces}} \rho_f \phi_f V_f A_f = \sum_{\text{faces}} \Gamma_f (V\phi)_f A_f + S_\phi \Delta V \quad (4.19)$$

Terme temporel:

$$\frac{(\rho\phi)^{t+\Delta t} - (\rho\phi)^t}{\Delta t} \Delta V$$

- $(\rho\phi)^t$: Valeur de $\rho\phi$ au temps t .
- $(\rho\phi)^{t+\Delta t}$: Valeur de $\rho\phi$ au temps $t+\Delta t$.
- Signification: Taux de variation temporelle de $\rho\phi$ dans le volume de contrôle.

Terme convectif:

$$\sum_{\text{faces}} \rho_f \phi_f V_f A_f$$

- ρ_f : Masse volumique interpolée à la face (à partir des cellules adjacentes).
- ϕ_f : Valeur de ϕ interpolée à la face (schéma *upwind*, *centré*, etc.).
- V_f : Vitesse normale à la face (flux volumique à travers la face).
- Unité: m/s.
- A_f : Aire de la face.
- Unité: m².
- Signification: Flux convectif net de $\rho\phi$ sortant du volume de contrôle.

Terme source:

$$S_\phi \Delta V$$

- S_ϕ : Terme source par unité de volume (ex: réaction chimique, chauffage).

- Unité : $[\phi]/(m^3 \cdot s)$
- **Signification:** Création ou destruction de ϕ dans le volume de contrôle.

-Lancement des calculs:

La simulation est lancée et l'évolution des résidus en fonction des itérations nous permet de suivre la convergence du calcul comme indiqué par la figure 4.21 Celui-ci converge lorsque tous les résidus du système sont inférieurs à 10^{-3} .

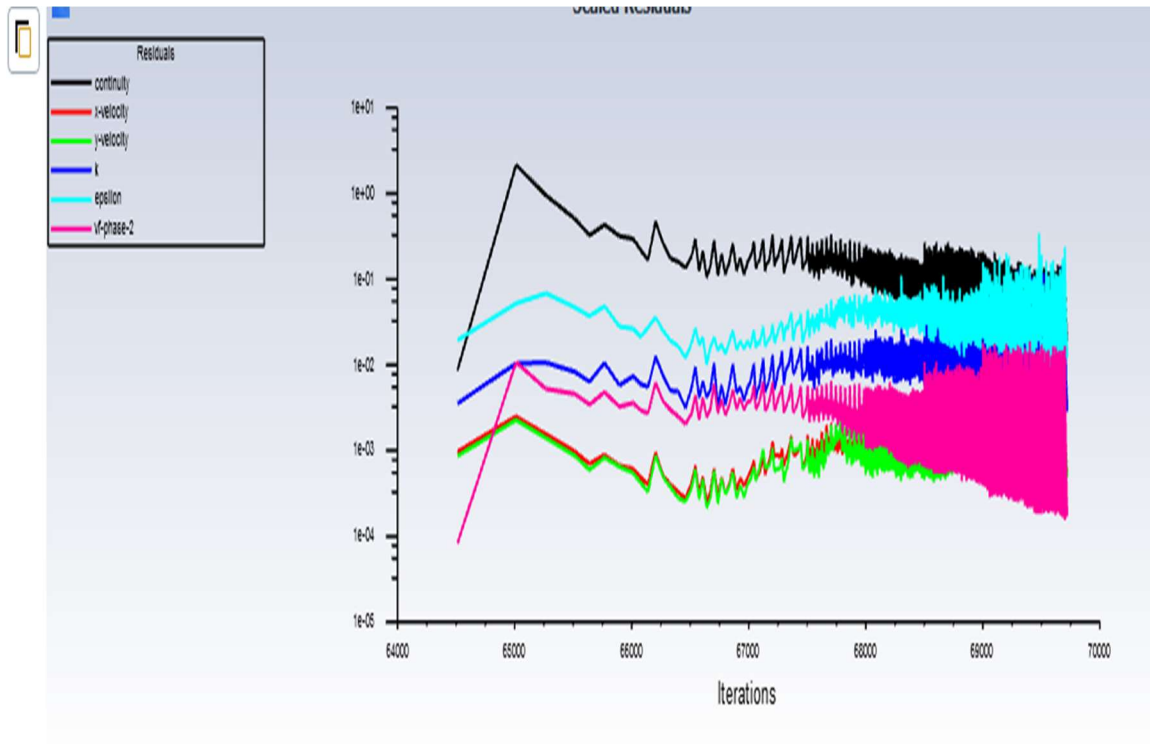


Figure 4.21. Evolution des résidus

6.5. Résultats de la simulation

Vue, le nombre de cas de simulation traité, nous présentant dans ce chapitre les résultats du cas $e_9 = 9.6$ mm et $h_1 = 65$ mm qui sont indiqués par les figures 4.22 à 4.34.

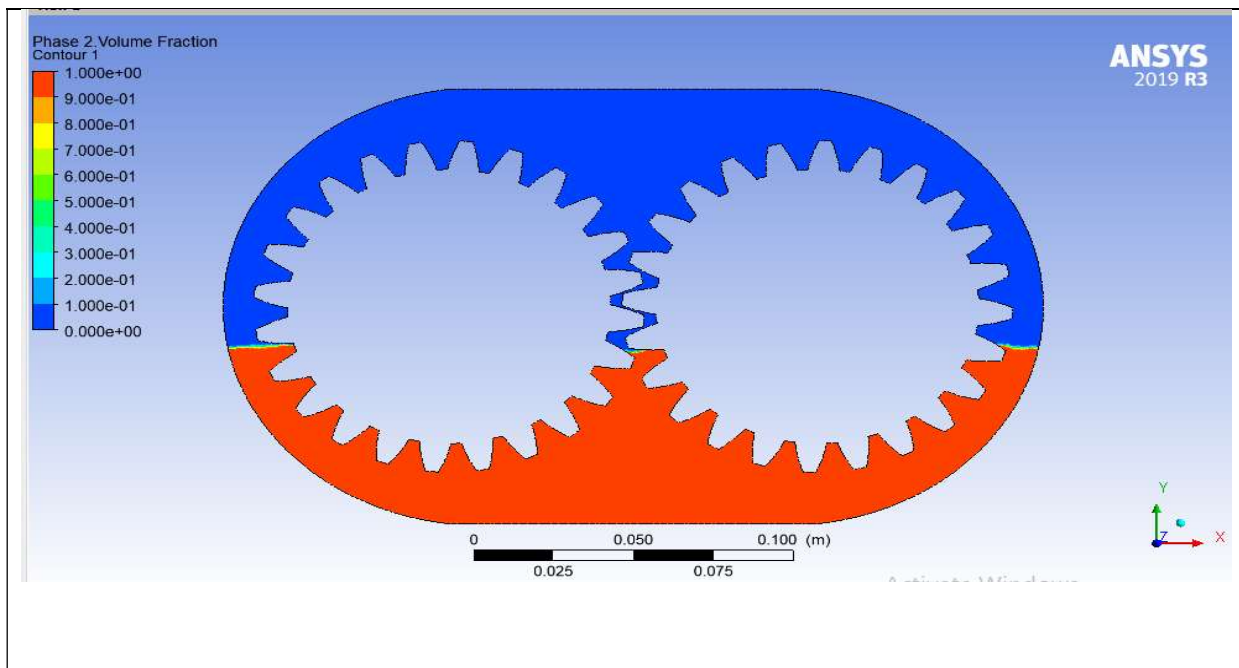


Figure 4.22. Volume fluide (e=9.6, hl=65,1 itérations, 0 tours) situation initiale

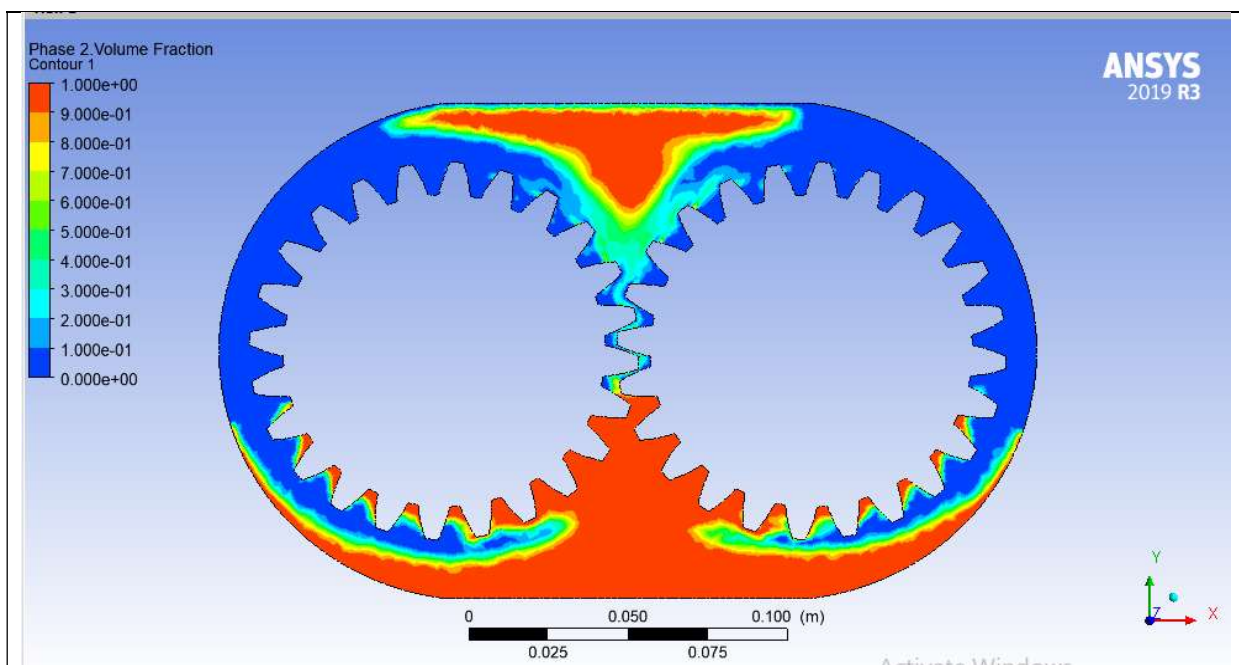
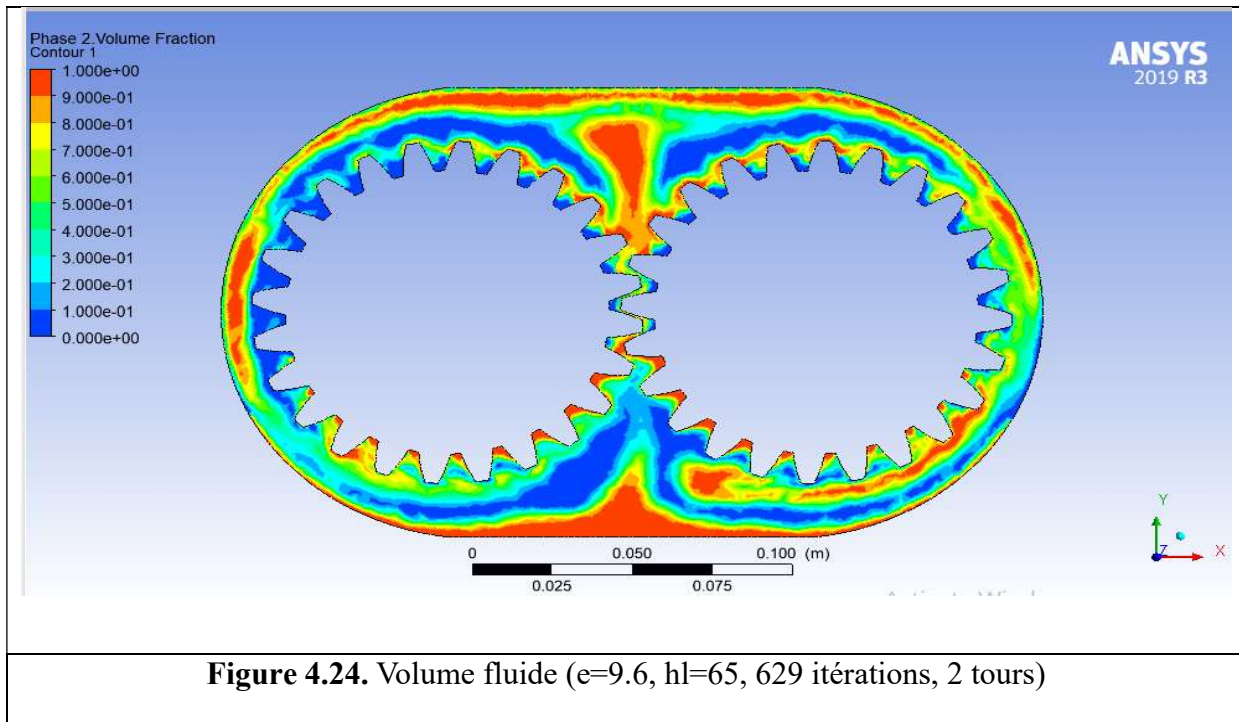
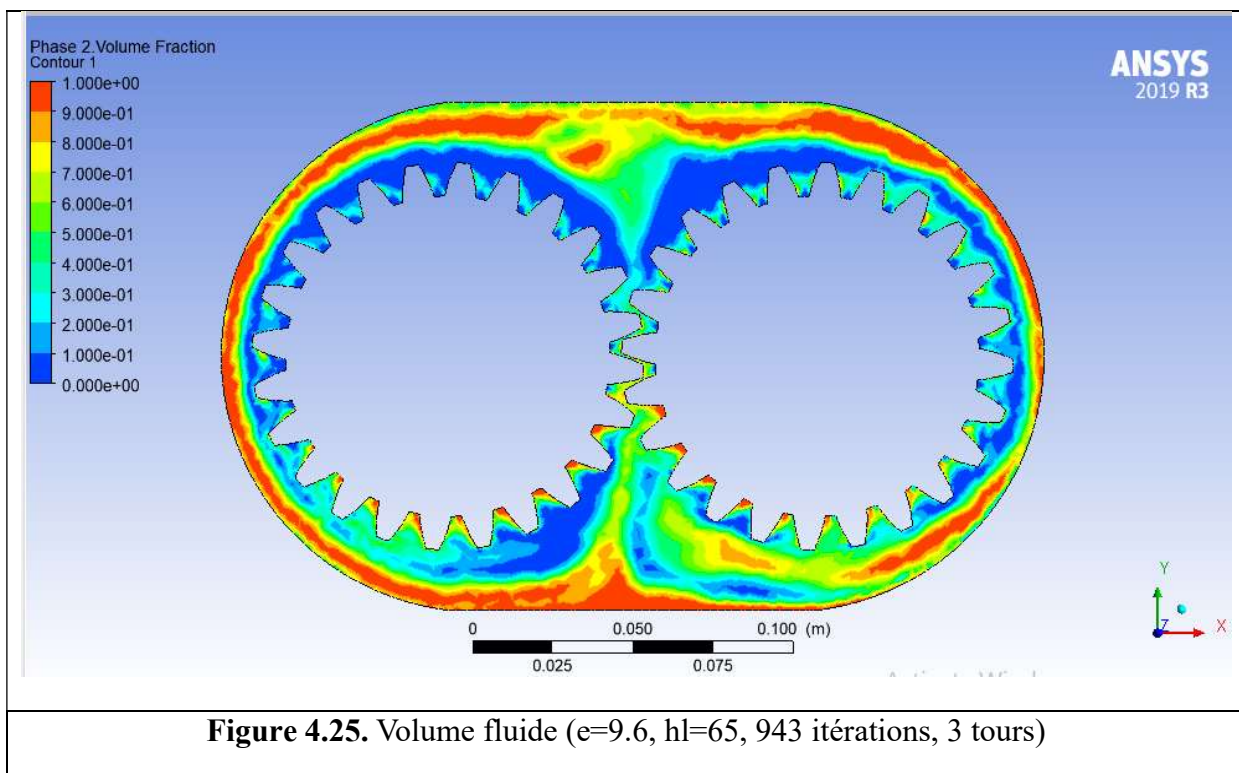


Figure 4.23. Volume fluide (e=9.6, hl=65, 314 itérations, 1 tours)



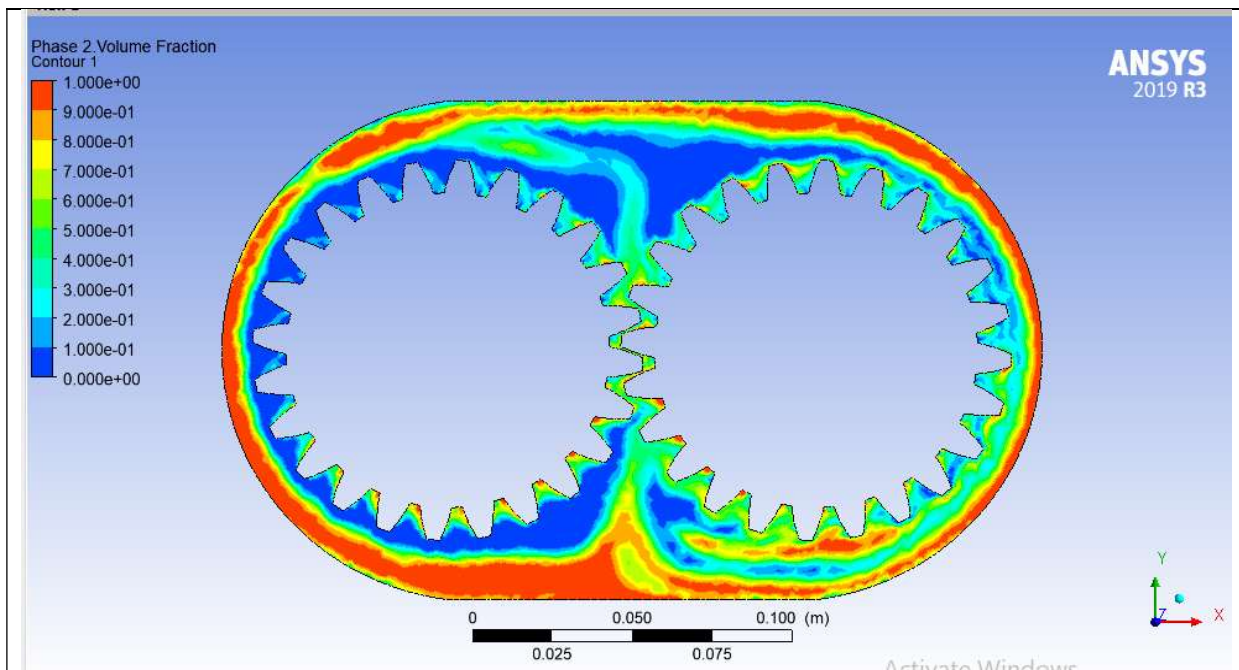


Figure 4.26. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 1257 itérations, 4 tours)

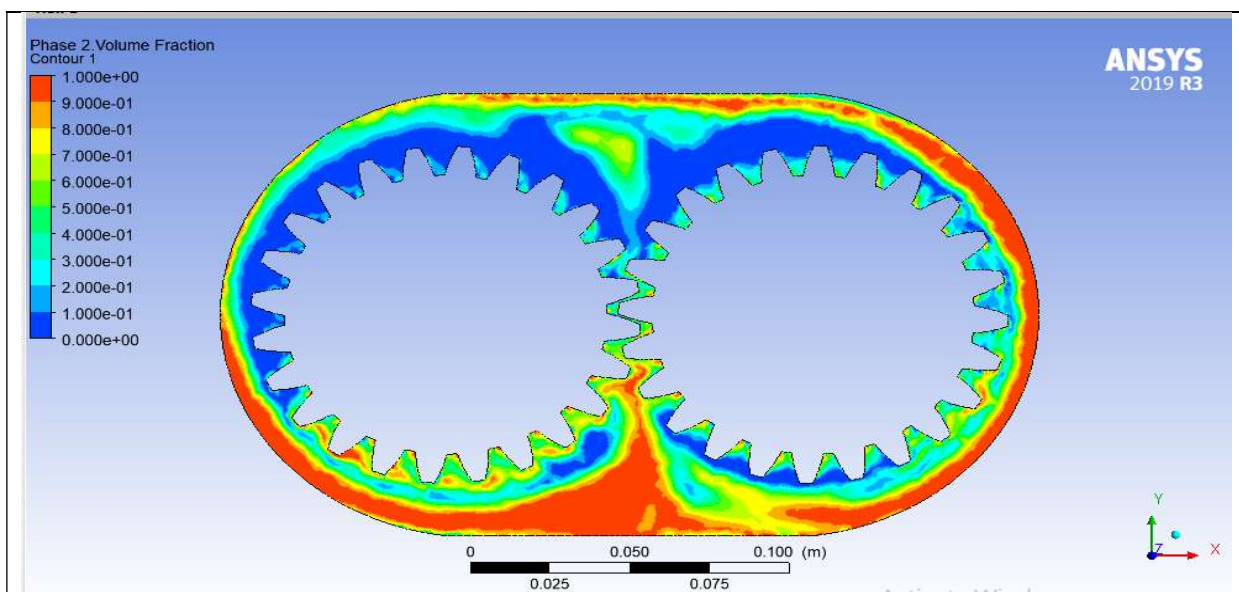
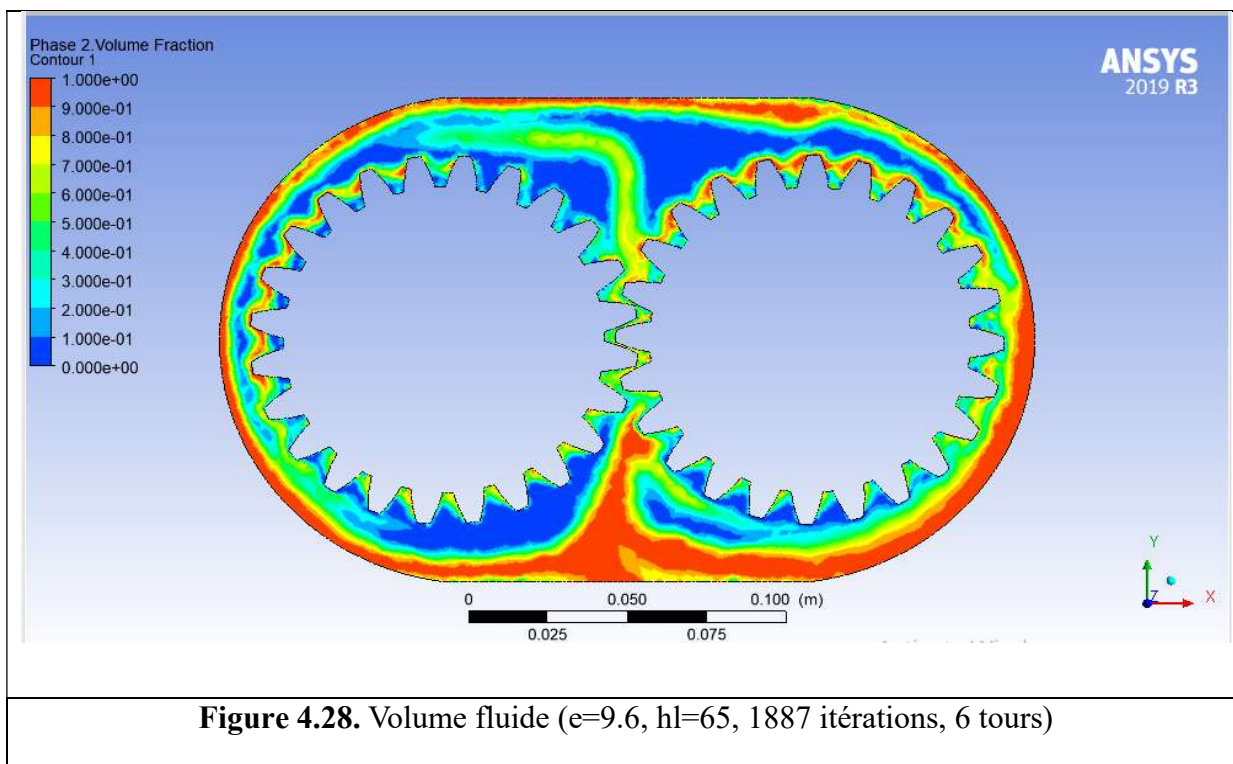
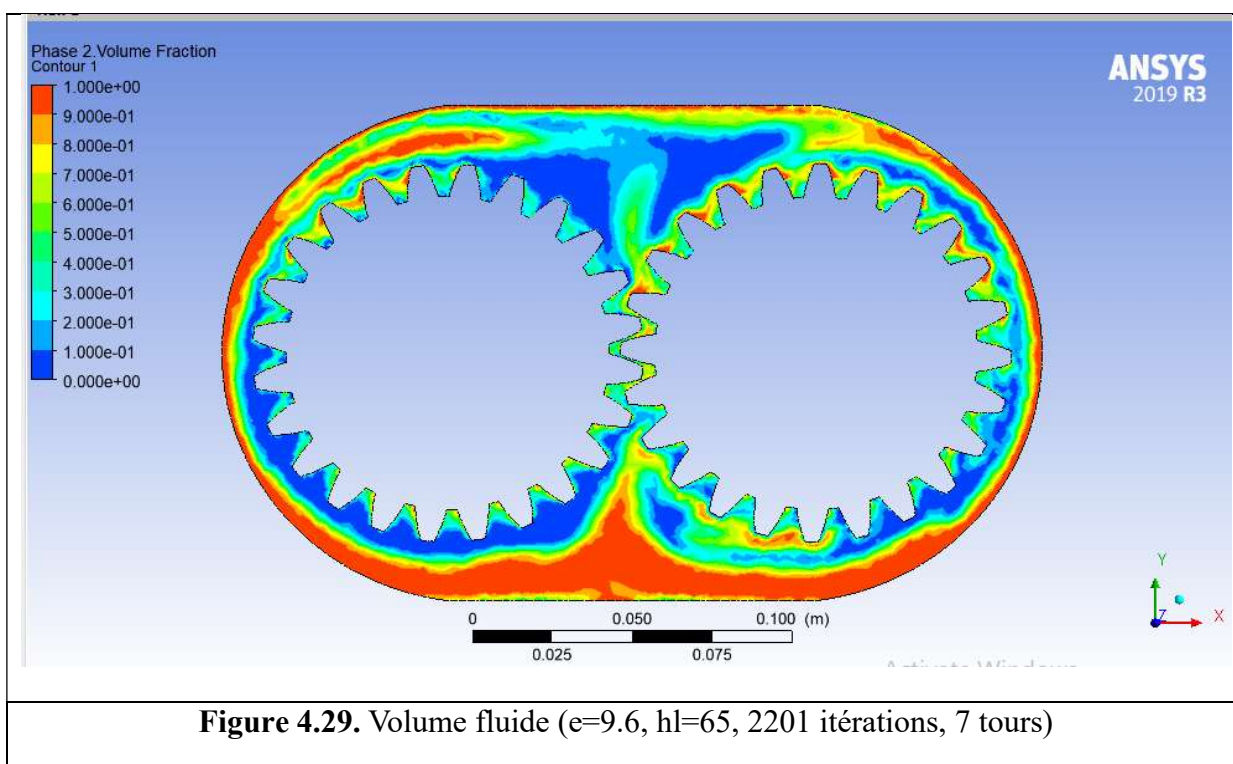
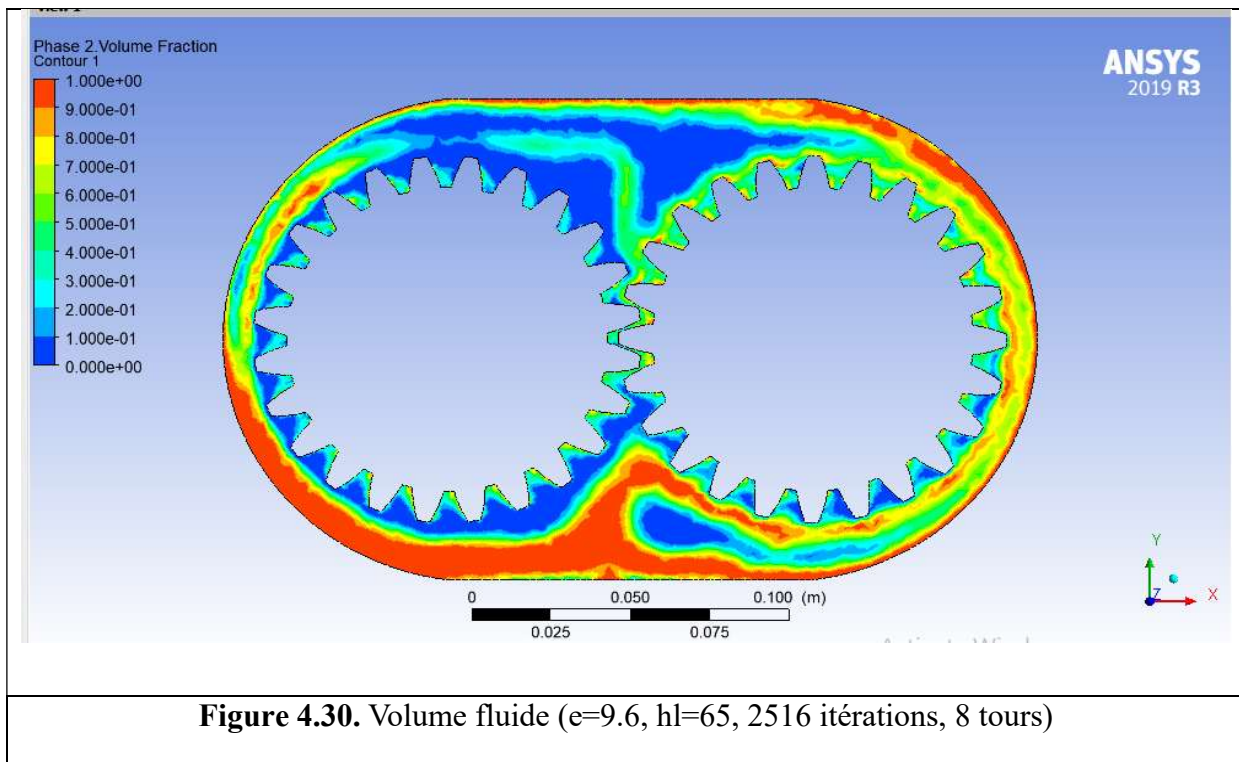
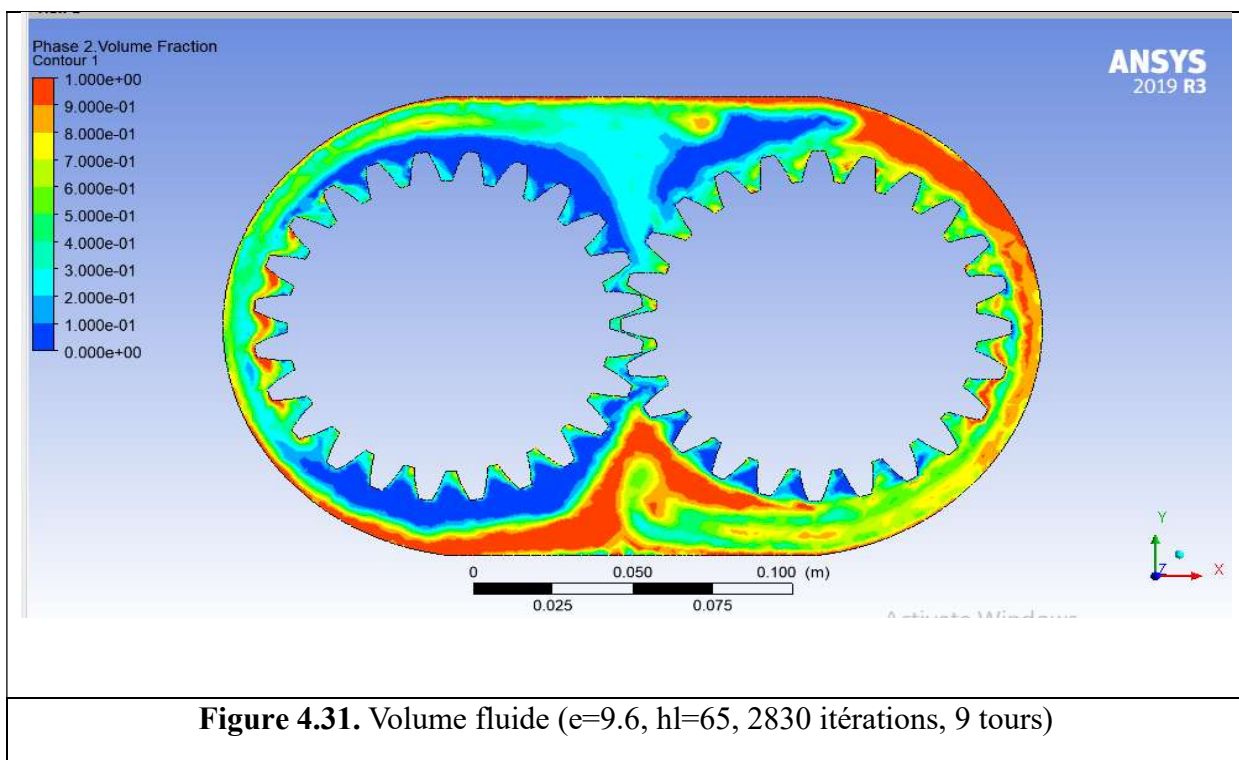
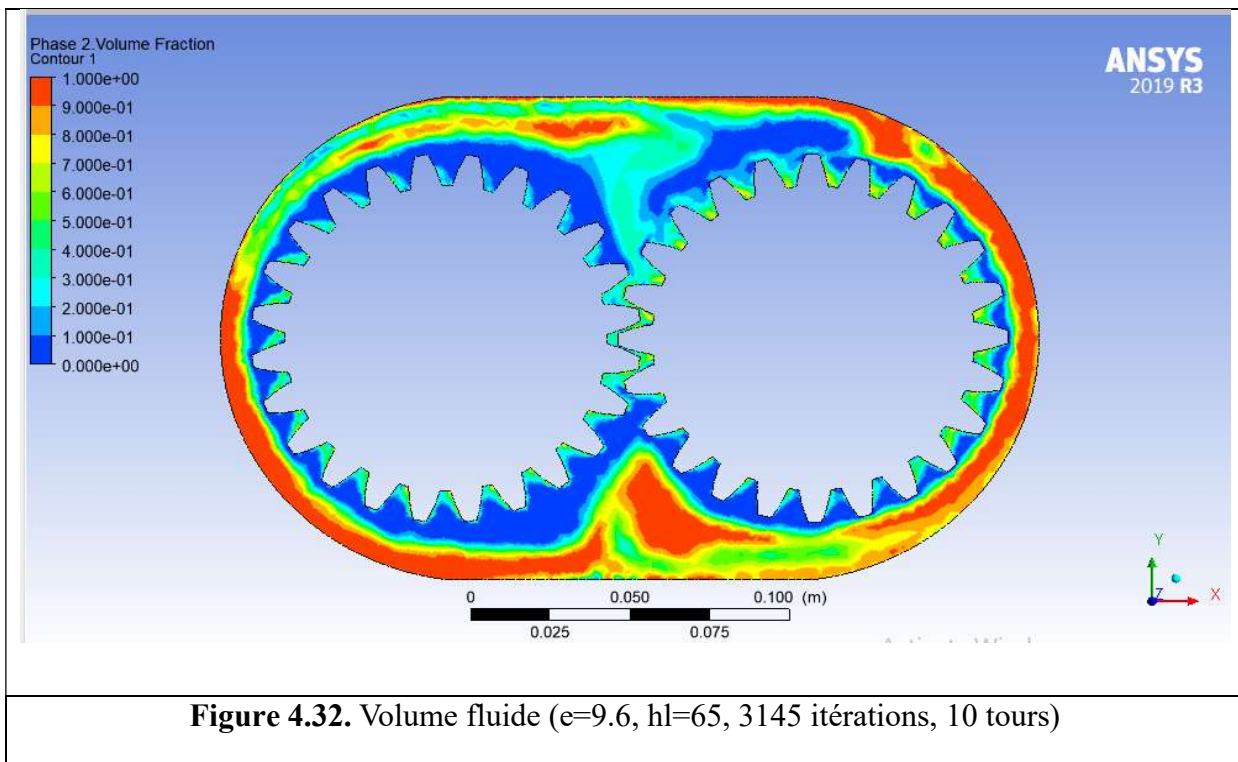
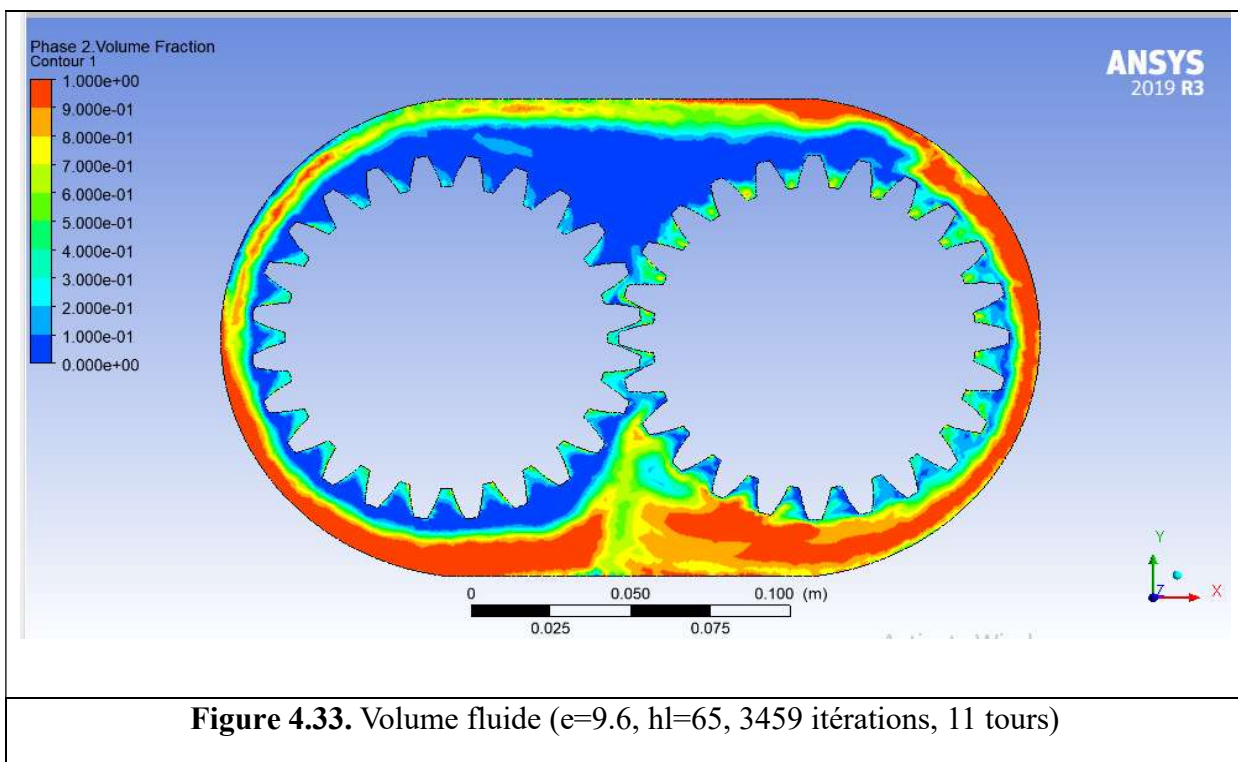
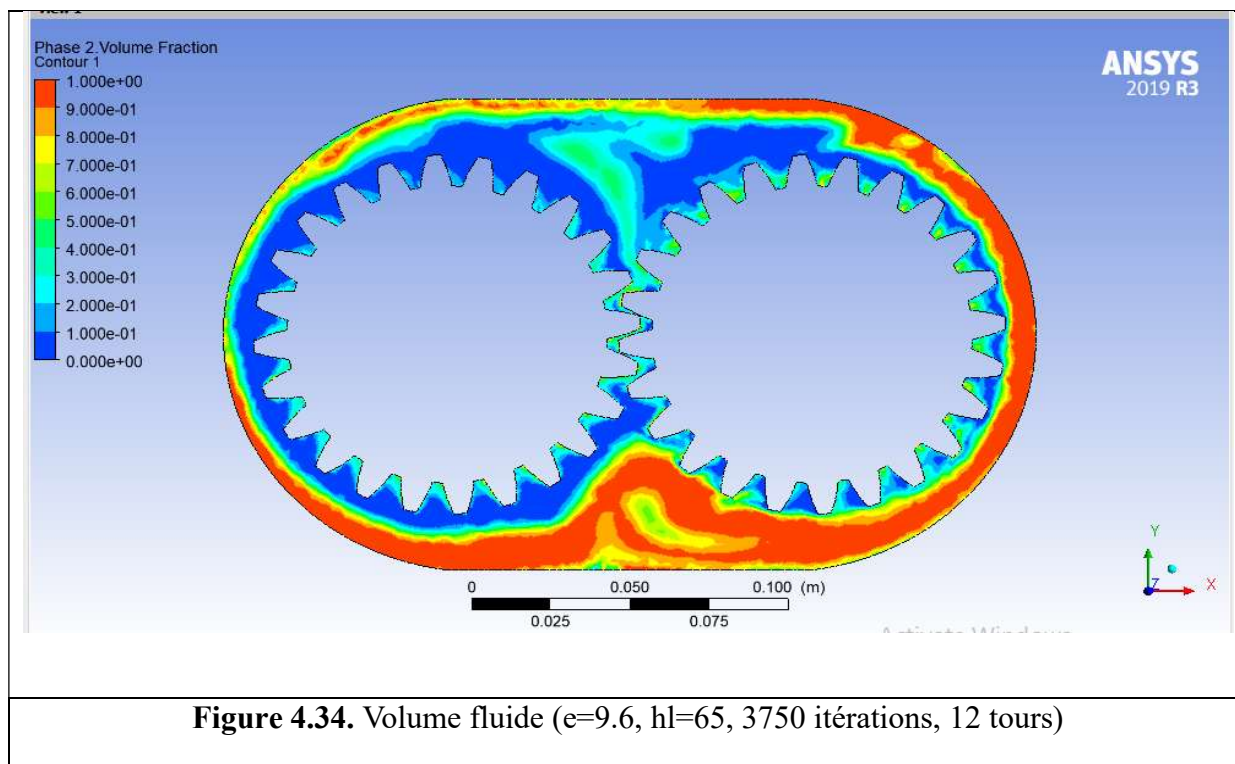


Figure 4.27. Volume fluide ($e=9.6$, $hl=65$, 1572 itérations, 5 tours)









6.6. Traitement et discussion des résultats

L'analyse des différentes de simulations montre ce qui suit:

- Un amortissement de la lubrification après le premier, mais pas d'une manière uniforme, par la suite nous commençons à avoir une répartition du lubrifiant sur les différentes dents à partir du second tour.
- A partir du troisième, quatrième ou cinquième (selon les cas) tour, nous avons le lubrifiant qui se colle sur les parois du carter avec des fractions de fluides sur les dents. Entre autres nous remarquons l'apparition d'une dépression au niveau des dents avec l'apparition des fractions de l'air qui prend le dessus sur le lubrifiant avec l'augmentation du nombre de tour. Cette situation nous semble normale vu la viscosité par rapport au lubrifiant utilisé, mais cette situation n'augure pas une lubrification hydrodynamique mais plutôt une lubrification mixte ou limite. Nous pouvons dire que les conditions de simulations utilisées ne permettent pas d'obtenir une répartition uniforme et une lubrification hydrodynamique. De ce fait le changement des conditions limites est nécessaire dans la suite de cette simulation. En ce qui concerne les résultats ils étaient prévisibles mais la manière de répartition est une surprise par rapport à l'étude expérimentale.

7. Conclusion

Ce chapitre a permis d'analyser finement le comportement tribologique des engrenages droits en lubrification mixte, en intégrant une approche théorique innovante et des simulations numériques avancées. Les principaux enseignements sont les suivants :

Modélisation du frottement:

- Le coefficient de frottement instantané dépend non linéairement de la vitesse de glissement (V_g) et du taux de glissement (g), avec une diminution de f pour des g élevés.
- La charge influence principalement l'épaisseur du film lubrifiant, mais son impact direct sur f reste limité.

Simulations ANSYS Fluent:

- Les conditions de lubrification par barbotage conduisent à une répartition non uniforme du lubrifiant, favorisant un régime mixte ou limite après quelques rotations.
- L'apparition de zones de dépression et de fragmentation du film confirme l'importance de la viscosité et de la hauteur d'immersion.

Implications:

- Les engrenages fonctionnent majoritairement en régime mixte sous les conditions simulées, nécessitant une optimisation des paramètres de lubrification (viscosité, géométrie du carter).
- La méthode couplée (modèle analytique + CFD) offre un outil prédictif pour réduire l'usure et améliorer l'efficacité énergétique.

En synthèse, ce travail jette les bases d'une approche intégrée pour maîtriser la tribologie des engrenages, combinant rigueur théorique et outils numériques modernes, avec des retombées prometteuses pour l'industrie mécanique.

Conclusion Générale

L'axe de cette thèse porte sur la tribologie et la lubrification à charge élevée, et vise à renforcer notre maîtrise des engrenages dans des conditions réelles. Nos travaux ont prouvé qu'un engrenage ne fonctionne correctement que s'il existe un équilibre entre de nombreux facteurs géométriques, cinématiques et tribologiques, ce qui nécessite d'approfondir les études concernant le contact, le frottement et l'usure. Cette thèse porte sur la modélisation analytique et numérique des processus de lubrification qui participent au fonctionnement d'interactions fortement chargées et qui nécessitent des analyses plus poussées. En intégrant les modèles traditionnels de Hamrock, Grubin ou Johnson à des simulations de dynamique des fluides numériques comme ANSYS Fluent, nous avons pu étudier de manière plus précise la répartition de la pression et l'épaisseur du film lubrifiant en intégrant des effets élastohydrodynamiques, et rhéologiques.

Notre étude a démontré que les engrenages fonctionnent souvent dans des conditions de lubrification mixte, alternant entre des zones totalement lubrifiées et partiellement lubrifiées. Ceci met en évidence l'importance de surveiller des paramètres comme la viscosité de l'huile, la configuration du carter ou la vitesse de glissement avec une précision optimisée. La dépendance du coefficient de frottement dans les conditions de travail, en particulier la Vitesse et le taux de glissement, est non linéaire et les charges affectent principalement l'épaisseur du film. L'approche combinée que nous avons utilisée, intègre certaines théories à la simulation numérique avancée, fournit une base fiable pour prédire et optimiser les performances des systèmes des engrenages. Cela soutient le développement de stratégies de conception pour réduire l'usure, améliorer l'efficacité énergétique et augmenter la durée de vie des composants.

Pour résumer, cette thèse insiste sur la nécessité d'une connaissance approfondie du fonctionnement des engrenages, depuis leur conception géométrique jusqu'à leur contexte tribologique, tout en mettant l'accent sur l'importance essentielle de la lubrification. L'amélioration des systèmes mécaniques nécessite donc une démarche polyvalente, incluant la physique des contacts, la modélisation et l'ingénierie pratique, pour satisfaire les demandes croissantes de l'industrie actuelle.

- [1]: **F. BELARIFI**. Comportement au frottement des engrenages cylindrique droits, Modélisation et confrontation expérimentale. Thèse de doctorat, USTO, Novembre 2007.
- [2]: **A. CHEVALIER**. Guide du dessinateur industrielle édition Hachette 2004.
- [3]: **NORME ISO 1122-1**. Élaborée par le comité technique ISO/TC 60. 1983.
- [4]: **G. HENRIOT**. "Traité théorique et pratique des engrenages", tome 2, éditions Dunod 1968.
- [5]: **LIEBHEER, Ehingen, DOAU**. Calcul technique préalable de la Réalisation des roues dentées. Ehingen (Allemagne): Liebherr, mai 1971. Rapport interne du bureau d'études n° 448.
- [6]: **R. LEFEVRE**. Graissage et tribotechnique. Tome 2, Engrenages et transmissions, éditions Technip 1975.
- [7]: **BULLETIN N°95**. Institut de l'engrenage et des transmissions. Octobre 1989.
- [8]: **BORSOFF, V.N. et GODET, M.R.** A scoring factor for gears. *ASLE Transactions*, 1963, vol. 6, n° 2, p. 147-153. DOI: 10.1080/05698196308972008.
- [9]: **GEARING BASICS**. *Power Transmission Design Magazine*, Penton Publishing, vol. 36, n° 7, Juillet 1994.
- [10]: la norme AFNOR E23-014 1980.
- [11]: **DYSON A.** Scuffing: A Review, Part I. *Tribology International*, vol. 8, n° 2, 1975, pp. 77- 87.
- [12]: **DYSON A.** Scuffing: A Review, Part II. *Tribology International*, vol. 8, n° 3, 1975, pp. 117- 122.
- [13]: **BLOCK, H.** "Seizure-Delay" Method for Determining the Seizure Protection of EP Lubricants. *SAE Transactions (ou Journal of the Society of Automotive Engineers)*, 1939, vol. 44, n° 5, pp. 193-210. SAE Technical Paper 390146.
- [14]: **CUTIONGCO E.C, CHUNG Y.W.** Prediction of Scuffing Failure Based on Competitive Kinetics of Oxide Formation and Removal: Application to Lubricated Sliding of AISI 52100 Steel on Steel. *Tribology Transactions*, 1994, vol. 37, n°3, pp. 622- 628.
- [15]: **DYSON A.** Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces with Lay in the Direction of Motion. *Proceeding of 4th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 1977, pp. 201- 209.
- [16]: **DYSON A.** The Failure of Elastohydrodynamic Lubrication of Circumferentially Ground Discs. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1976, vol. 190, n° 1, pp. 699- 711.
- [17]: **NELIAS D., NASARRE F., FLAMAND L.** Scuffing at very high speed and low normal load: an experimental investigation. *International Tribology Conference*, Yokohama, 1995, pp. 187-192.

- [18]: **G. HENRIOT**. Engrenages: Conception, Fabrication et Mise en oeuvre. 7^{ème} édition, Dunod, 1999, Paris.
- [19]: **DUFFAILLY, Jacques**. Calcul de la capacité de charge des engrenages cylindriques de Transmission de puissance: présentation et analyse des méthodes I.S.O. 6336. Paris: Ellipses, 1998. 251 p. ISBN 978-2-7298-9810-6.
- [20]: **AUBLIN, M., BONCOMPAIN, R., BOULATON, M., CARON, D., JEAY, E., LACAGE, B., et REA, J.** *Systèmes mécaniques: Théorie et dimensionnement*. Paris: Dunod, 1998. 661 p. ISBN 978-2-10-004162-6.
- [21]: **Flamand L.** Fatigue des surfaces, Technique de l'ingénieur, BM 5055, 1993.
- [22]: **FERNANDES, P. J. L. and McDULING, C.** Surface contact fatigue failures in gears. *Engineering Failure Analysis*, 1997, vol. 4, n° 2, p. 99-107.
- [23]: **CHOY F. K., POLYSHCHUK V., ZAKRAJSEK J. J., HANDSCHUH R. F., TOWNSEND D. P.** Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system. *Tribology International*, 1996, vol. 29, n° 1, p. 77-83 (DOI: 10.1016/0301-679X(95)00037-5).
- [24]: **KUANG J. H., LIN A. D.** The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2001, vol. 123, n° 3, p. 311-317.
- [25]: **CHENG Yuping, LIM Teik C.** Dynamics of hypoid gear transmission with non-linear time-varying mesh. In: *Proceedings of the ASME 2000 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Volume 6: 8th International Power Transmission and Gearing Conference. Baltimore, Maryland, USA, 10–13 septembre 2000. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2000. p. 611-617. Paper No: DETC2000/PTG-14432.
- [26]: **FLODIN, Anders et ANDERSSON, Sören**. Simulation of mild wear in spur gears. *Wear*, 1997, vol. 207, n° 1-2, pp. 16-23.
- [27]: **DRAGOMIR FATU, Ramona**. Étude et modélisation de la lubrification mixte et des modes d'avaries associés dans les paliers moteur. Thèse de doctorat en Génie mécanique, productique et transports, Université de Poitiers, 2009. 244 p.
- [28]: **WILLIAMS, John A.** Wear modelling: analytical, computational and mapping: a continuum mechanics approach. *Wear*, 1999, vol. 225-229, part 1, pp. 1-17.
- [29]: **BURWELL, J. T.** Survey of Possible Wear Mechanisms. *Wear*, 1957-1958, vol. 1, n° 2, pp. 119-141.
- [30]: **BARRAU, Olivier**. Etude tribologique de revêtement en régulation de turbines. Rapport de stage Turboméca-ENIT, 1999.

- [31]: **BARUS, Carl**. Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity. American Journal of Science, 1893, vol. s3-45, n° 266, pp. 87-96.
- [32]: **NÉLIAS, Daniel, LEGRAND, Eric, VERGNE, Philippe et MONDIER, Jean-Bernard**. Traction Behavior of Some Lubricants Used for Rolling Bearings in Spacecraft Applications: Experiments and Thermal Model Based on Primary Laboratory Data. *Journal of Tribology*, 2002, vol. 124, n° 1, p. 72-81.
- [33]: **ROELANDS, Cornelis Julianus Adrianus**. Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils. Thèse de doctorat, Technische Hogeschool Delft (Université Technique de Delft), Pays-Bas. Groningen: Druk. V.R.B., 1966. 495 p.
- [34]: **DOWSON, D. et HIGGINSON, G. R.** Elasto-hydrodynamic lubrication: the fundamentals of roller and gear lubrication. Chapters 9 and 10 by J.F. Archard and A.W. Crook. 1st ed. Oxford; New York: Pergamon Press, [1966]. xii, 235 p. (The Commonwealth and international library. Applied mechanics division).
- [35]: **GELINCK, Edwin Robert Martin**. Mixed lubrication of line contacts. PhD Thesis. Enschede, The Netherlands: University of Twente, 12 November 1999. 114 p.
- [36]: **HAMROCK, Bernard J.** Fundamentals of fluid film lubrication. New York: McGraw-Hill, série "McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering", c1994. xlvii, 690 p.
- [37]: **GRUBIN, A. N. et VINOGRADOVA, I. E.** Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces. In: KETOVA, Kh. F. (ed.). *Investigation of the contact of machine components*. Moscou: Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering (TsNIITMASH), 1949. vol. 30, chap. 2, p. 115-166. Traduction anglaise: DSIR London, Translation n° 337.
- [38]: **K. L. JOHNSON**. Contact Mechanics, Cambridge University Press 1996.
- [39]: **VENNER, Cornelis Henricus**. Multilevel solution of the EHL line and point contact problems. Ph.D. thesis. Enschede, The Netherlands: University of Twente, 22 February 1991. xviii, 318 p.
- [40]: **PAFFONI, B., PROGRI, R., BOUMAHMAT, M.** Hauteur du film, charge, force et coefficient de frottement en régime iso et piézo-visqueux dans un contact étroit. Résultats analytiques et numériques. Mécanique Industrielle et Matériaux, revue du GAMI, 1996, vol. 49, n° 3, p. 138-142.
- [41]: **DOWSON, D. et WHITAKER, A. V.** A numerical procedure for the solution of the elastohydrodynamic problem of rolling and sliding contacts lubricated by a Newtonian fluid. In: *Elastohydrodynamic Lubrication: A Symposium arranged by the Lubrication and Wear Group, 21st-23rd September 1965, University of Leeds*. London: Institution of Mechanical

- Engineers, 1966, p. 57-71. (Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; vol. 180, part 3B).
- [42]: **A. BOUZANA AT, A. GUERMAT. F BELARIFI** Experimental results of a hydrodynamic friction behaviour of a linear contact at low sliding vilocity, 2018 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 295 012012.
- [43]: **GUAY, Pascal.** Lubrification élastohydrodynamique. Techniques de l'Ingénieur, publié le 10 mars 2015, réf. TRI1540 v1. [En ligne : <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/archives-th12/archives-tribologie-tiatri/archive-1/lubrification-elastohydrodynamique-tri1540/>]
- [44] : **FRÊNE, Jean, NICOLAS, Daniel, DEGUEURCE, Bernard, BERTHE, Denis et GODET, Maurice.** Lubrification hydrodynamique: paliers et butées. Paris: Eyrolles, 1990. 488 p. (Collection de la Direction des études et recherches d'Électricité de France; 76).
- [45]: **MARTIN, H. M.** Lubrication of gear teeth. Engineering (London), 1916, vol. 102, 18 August 1916, pp. 199-204.
- [46]: **GUERMAT A., MONTEIL G., BOUCHETARA M.** Characterization of various coatings in terms of friction and wear for internal combustion engine piston rings. Mechanika, 2011, vol. 17, n° 2, p. 208-215.
- [47]: **GATCOMBE, Ernest K.** Lubrication Characteristics of Involute Spur Gears: A Theoretical Investigation. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, April 1945, vol. 67, n° 3, pp. 177-185.
- [48]: **ERTEL (A. M.).** The hydro-dynamic theory of lubrication on the basis of the new assumptions. (Russian. English summary). Prikladnaya Matematika i Mekhanika (PMM), 1939, vol. 3, n° 2, pp. 41-52.
- [49]: **LIGIER, Jean-Louis.** Lubrification des paliers moteurs. Paris: Éditions Technip, 1997. XIV-575 p.
- [50]: **PETRUSEVICH, A. I.** Fundamental conclusions from the contact-hydrodynamic theory of lubrication. Izvestiya Akademii Nauk SSSR (Otdelenie Tekhnicheskikh Nauk), 1951, n° 2, pp. 209-223. (en russe)
- [51]: **GREENWOOD, J. A.** An extension of the Grubin theory of elastohydrodynamic lubrication. Journal of Physics D: Applied Physics, 1972, vol. 5, n° 12, pp. 2195-2211.
- [52]: **PAN, Ping et HAMROCK, Bernard J.** Simple formulas for performance parameters used in elastohydrodynamically lubricated line contacts. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, April 1989, vol. 111, n° 2, pp. 246-251.
- [53]: **DOWSON, D. et HIGGINSON, G.R.** A numerical solution to the elastohydrodynamic problem. Journal of Mechanical Engineering Science, 1959, vol. 1, n° 1, pp. 6-15.

- [54]: **HAMROCK, Bernard J. et DOWSON, Duncan.** Minimum film thickness in elliptical contacts for different regimes of fluid-film lubrication. NASA Technical Paper 1342, National Aeronautics and Space Administration, Scientific and Technical Information Office, 1978. 26 p.
- [55]: **MOES, H.** Lubrication and Beyond. Lecture Notes Code 115531. Enschede, The Netherlands: Twente University Press, 2000. 366 p.
- [56]: **VENNER, C. H.** Higher-Order Multilevel Solvers for the EHL Line and Point Contact Problem. *Journal of Tribology, Transactions of the ASME*, October 1994, vol. 116, n° 4, pp. 741-750.
- [57]: **F. BELARIFI, J. BLOUET, G. INGLEBERT, AND A. BENAMAR.** Confrontation d'un modèle, théorique en lubrification mixte avec une étude expérimentale du comportement au frottement d'une denture d'engrenage droit, *Mécanique et Industrie.*, vol. 7, no. 5-6, pp. 527-536, 2006.
- [58]: **BOOSER E.R.** Tribology data Handbook. CRC Press, ISBN 0-8493-3904-9, p1090, 1997.
- [59]: **GUPTA, P. K., CHENG, H. S., ZHU, D., FORSTER, N. H. et SCHRAND, J. B.** Viscoelastic Effects in MIL-L-7808-Type Lubricant, Part I: Analytical Formulation. *Tribology Transactions*, 1992, vol. 35, n° 2, pp. 269-274.
- [60]: **HENRIOT, Georges.** Engrenages: Conception - Fabrication - Mise en oeuvre. 8e édition. Paris: Dunod, 2021. 912 p. (Collection: Technique et ingénierie).
- [61]: **ZHANG, Y.** On physically adsorbed layer boundary lubrication. *Journal of the Balkan Tribological Association*, 2020, vol. 26, n° 3, pp. 552-563.
- [62]: **NOH, W. F. et WOODWARD, Paul R.** SLIC (Simple Line Interface Calculation). In: *Proceedings of the Fifth International Conference on Numerical Methods in Fluid Dynamics*, June 28 – July 2, 1976, Twente University, Enschede. Berlin, Heidelberg: Springer, 1976, p. 330-340. (Lecture Notes in Physics; vol. 59).
- [63]: **HIRT, C. W. et NICHOLS, B. D.** Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of Computational Physics*, 1981, vol. 39, n° 1, pp. 201-225.
- [64]: **HERRMANN, Marcus.** Two-Phase Flow Tutorial. In : Center for Turbulence Research Summer Program 2006. Stanford University: CTR, August 2, 2006.
- [65]: **VORONETSKA, Kateryna.** Simulation numérique directe des écoulements à phases dispersées. Thèse de doctorat en Mécanique et ingénierie. Bordeaux: Université Bordeaux 1, 29 mars 2012. Disponible en texte intégral : <https://www.theses.fr/2012BOR14507/document>.
- [66]: **HERTZ, Heinrich.** Le mémoire de Hertz sur les contacts ponctuels. Traduction juxtalinéaire de DIWISCH, M., FOULON, J.-P. et REY, J. Paris : ENSAM, 1985. Publication

scientifique et technique n° 30.

Annexe A3.1. Théorie de Hertz

La théorie de Hertz permet de calculer la déformation élastique et le champ de pression dans le contact [66]. Sous charge, le contact ponctuel ou linéaire devient un contact avec une surface elliptique ou rectangulaire. Cette surface est très petite, ce qui engendre une pression de contact élevée (supérieure à 200 MPa). Le calcul des pressions de contact et des déformations élastiques des corps en contact est un des sujets les plus difficiles de la théorie de l'élasticité. Pour le contact linéaire, la théorie élaborée par Hertz pour le contact elliptique ne peut être extrapolée en faisant tendre l'ellipticité vers l'infini, car les effets de bord aux extrémités du cylindre ne sont pas négligeables [38]. On donne ici les résultats pour le contact linéaire infiniment long. Pour un contact linéaire infiniment long entre deux cylindres d'axes parallèles, le champ de pression est parabolique (figure A3.1) :

$$p(x) = \frac{2w}{\pi L_0 a} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{A3.1})$$

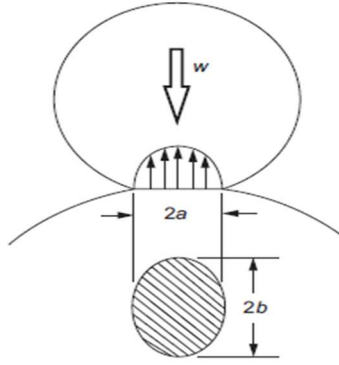


Figure A3.1. Pression de Hertz et déformation pour le contact ponctuel

La pression est maximale lorsque $x = 0$

$$p_{\max} = 2w/(\pi L_0 a) \quad (\text{A3.2})$$

La demi-largeur a du contact s'exprime:

$$a = \sqrt{\frac{8wR_x}{\pi L_0 E'}} \quad (\text{A3.3})$$

tel que:

$$\frac{2}{E'} = \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \quad (\text{A3.4})$$

Lorsque les deux solides ont le même matériau, $E' = E/(1 - v^2)$.

En reportant (A3.4) dans (A3.2), on obtient:

$$p_{\max} = \sqrt{\frac{wE'}{2\pi R_x L_0}} \quad (\text{A3.5})$$

La déformée maximale (rapprochement des deux massifs) selon la normale au contact s'exprime comme suit [38]:

$$\delta_o = \frac{2w}{\pi E' L_0} \left[\ln \left(\frac{2\pi E' R_x L_0}{w} \right) - 1 \right] \quad (\text{A3.6})$$