



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

– المدرسة الوطنية العليا للتكنولوجيا والهندسة – عنابة

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DE TECHNOLOGIE ET D'INGENIERIE – ANNABA

Département Génie des Procédés et Energétique

MEMOIRE

En vue d'obtention du diplôme de MASTER

Spécialité : Energétique

Présenté par

FRIHI Adem
KHALDI Ayoub

Analyse de l'influence de la rugosité sur la lubrification hydrodynamique – cas d'un compresseur à piston

Encadré par

AYAD Amar - MCB
ENSTI Annaba

Membres du jury :

AZZOUZ Salah Eddine

Pr.

Président

ENSTI Annaba

NIOU Slimane

MCA

Examineur

ENSTI Annaba

ملخص

تستكشف هذه الأطروحة علم الاحتكاك لحلقات المكبس في الضواغط، مع نمذجة التأثير المشترك لدرجة الحرارة ولزوجة الزيت وخشونة السطح. تم تطوير نموذج رقمي، يدمج معادلة رينولدز المعدلة ونموذج غرينود-تريب. تتم مقارنة شكلين هندسيين للحلقة: التكوين الأساسي والتكوين الأمثل. تكشف الدراسة عن أهمية الخشونة للتشحيم المستقر، وتأثير درجة الحرارة على اللزوجة، والحاجة إلى زيت مستقر حرارياً. وتؤكد النتائج على أهمية اتباع نهج شامل للتشحيم، مع الأخذ في الاعتبار التفاعلات المعقدة بين هذه المعلمات لتحسين متانة وكفاءة الضواغط. يتم توفير رمز MATLAB في الملحق.

الكلمات المفتاحية: تزييت هيدروديناميكي - حلقات المكبس - الاحتكاك

RESUME

Ce mémoire explore la tribologie des segments de piston dans les compresseurs, en modélisant l'influence combinée de la température, de la viscosité de l'huile et de la rugosité des surfaces. Un modèle numérique est développé, intégrant l'équation de Reynolds modifiée et le modèle de Greenwood-Tripp. Deux géométries de segment sont comparées : une configuration de référence et une configuration optimisée. L'étude révèle l'importance de la rugosité pour une lubrification stable, l'impact de la température sur la viscosité, et la nécessité d'une huile stable thermiquement. Les résultats soulignent l'importance d'une approche globale de la lubrification, considérant les interactions complexes entre ces paramètres pour améliorer la durabilité et l'efficacité des compresseurs. Le code MATLAB est fourni en annexe.

Mots clé : contact segment-chemise, lubrification hydrodynamique, frottement

ABSTRACT

This thesis explores the tribology of piston rings in compressors, modeling the combined influence of temperature, oil viscosity, and surface roughness. A numerical model is developed, integrating the modified Reynolds equation and the Greenwood-Tripp model. Two ring geometries are compared: a baseline configuration and an optimized configuration. The study reveals the importance of roughness for stable lubrication, the impact of temperature on viscosity, and the need for a thermally stable oil. The results highlight the importance of a holistic approach to lubrication, considering the complex interactions between these parameters to improve the durability and efficiency of compressors. MATLAB code is provided in the appendix.

Keywords: hydrodynamic lubrication, piston ring pack, friction.

REMERCIEMENT

On remercie dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Mes remerciements les plus sincère vont à toute personne ayant eu la bonté et la patience de satisfaire notre curiosité et de nous aider dans notre travail par leurs précieux conseils, réponses et recommandations.

Tout d'abord, ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de Mr. AYAD Amar, on le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant notre préparation de ce mémoire.

Mes remerciements s'adressent à Mr. BDR Seif Eddine pour son aide pratique et son soutien moral et ses encouragements Je remercie aussi toutes les personnes avec lesquelles j'ai eu le plaisir de collaborer et qui ont pu par la même occasion m'aider durant toute la durée de mon stage tout le groupe SAIDAL.

Mes remerciements s'adressent également à tous nos professeurs pour leurs générosités et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et professionnelles

Je remercie chaleureusement tous les membres de ma famille : mes parents ; mes frères ; ma sœur ; oncles et tantes ; cousins et cousines, pour leur soutien permanent, pour leurs encouragements, affection, et soutien moral tout au long de ma scolarité.

Enfin, merci à tous ceux qui ont rendu possible ce travail, et même s'ils ne retrouvent pas dans cette petite liste, ils sont dans mes pensée.

FRIHI Adem

REMERCIEMENT

Avant tout, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à Dieu Tout-Puissant qui m'a accordé la force, la patience et la persévérance nécessaires pour mener à bien ce projet de fin d'études.

Je tiens à remercier chaleureusement le groupe SAIDAL pour m'avoir accueilli durant mon stage et m'avoir offert un environnement favorable à l'apprentissage et au développement. Un merci tout particulier à Monsieur Seif Eddine, mon encadrant de stage, pour son accompagnement, ses conseils précieuses et sa disponibilité tout au long de cette expérience professionnelle.

Je remercie également Monsieur Ayad, mon encadrant académique à l'école, pour son encadrement, ses orientations pertinentes et son suivi rigoureux tout au long de ce travail. À travers lui, j'adresse aussi mes sincères remerciements à tous les enseignants qui nous ont transmis leur savoir, accompagné tout au long de notre parcours, et qui ont toujours fait preuve de patience, d'engagement et de générosité. Leur contribution a été essentielle dans notre formation.

Je n'oublie pas d'adresser mes plus sincères remerciements à ma famille : ma mère et mon père pour leur soutien moral et leurs encouragements constants, ainsi qu'à ma sœur et mon frère pour leur présence bienveillante.

Enfin, je tiens à remercier mes camarades de l'école, ceux avec qui j'ai partagé les moments les plus agréables, entre les difficultés, les réussites, les rires, et parfois même les douceurs de la vie. Merci à vous pour votre bonne humeur et votre solidarité.

KHALDI Ayoub

TABLE DES MATIERES

ملخص	2
RESUME	2
ABSTRACT	2
REMERCIEMENT	3
TABLE DES MATIERES.....	5
LISTE ILLUSTRATION	7
LISTE DES TABLEAUX.....	8
GLOSSAIRE	9
INTRODUCTION GENERALE	1
1 État de l’Art sur la.....	3
1.1 Le Système Piston–Segments–Cylindre dans les Compresseurs Alternatifs.....	3
2. Phénomènes Physiques Gouvernant le Comportement de la Segmentation.....	4
1.2 Revue des Méthodes de Modélisation Numérique de la Segmentation	5
1.3 Synthèse et Positionnement du Projet de Master	5
2 Développement du Modèle Tribologique Numérique.....	7
2.1 Description du Modèle Numérique.....	7
2.2 Modes de lubrification dans le contact segment–piston–chemise.....	7
2.3 Équilibre des forces radiales.....	8
2.4 Géométrie du segment.....	9
2.5 Modélisation numérique	10
3 Analyse et comparaison des résultats tribo-thermique	11
3.1 Équation de Reynolds modifiée et facteurs d’écoulement.....	11
3.2 Modélisation de l’orientation du motif des aspérités.....	12
3.3 Modélisation du contact entre aspérités	13
3.4 Calcul du frottement dans le contact segment–chemise.....	14
3.5 Calcul de la viscosité du lubrifiant	15
3.6 Géométrie Baseline – Profil Parabolique	16
3.6.1 Résultats numériques – Profil Baseline :.....	17
3.7 Géométrie Optimisée – Profil Bombé Combiné.....	18
3.7.1 Résultats numériques – Profil Optimisé :.....	18

3.8 Discussion et Comparaison des Performances	19
4 Discussion et perspective	21
4.1 Analyse Paramétrique – Effets Thermiques, Rhéologiques et Dynamiques	21
4.1.1 Conclusion du Chapitre	26
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVE	26
BIBLIOGRAPHE	29

LISTE ILLUSTRATION

Figure 1 Répartition des régimes de lubrification de la zone SPC pour chaque segment.....	3
Figure 2 Différentes régions entre segments et chemise.	4
Figure 3 Schématisation de la géométrie du contact segment-chemise.....	9
Figure 4 température - géométrie optimisée.....	22
Figure 5 viscosité - géométrie optimisée.....	22
Figure 6 Variation de h_{\min} sur un Cycle Moteur (T25, T50, T75)	23
Figure 7 Variation de la Viscosité de l'Huile avec la Température.....	24
Figure 8 Variation de $\gamma'(\theta)$ pour Différentes Huiles.....	24
Figure 9 Variation de la Température de l'Huile selon la Texturation (T25, T50, T75).....	24
Figure 10 Variation de la Température de l'Huile selon la Vitesse de Rotation (T50).....	24
Figure 11 Effet de la Viscosité sur h_{\min} autour du PMH (T50).....	25
Figure 13 Effet de la vitesse sur le coefficient de frottement (charge = 30 N)	26
Figure 12 Effet de la charge sur le coefficient de frottement (vitesse = 120 tr/min)	26

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 les valeurs de température et viscosité par zone.....	17
Tableau 2 Paramètres de contact aspérités et rugosité pour le profil baseline	17
Tableau 3 les valeurs de température viscosité et par zone (optimisé).....	18
Tableau 4 Paramètres de contact aspérités et rugosité pour le profil optimisé.....	19
Tableau 5 comparaison des performances.....	19
Tableau 6 Effets de l'Optimisation Géométrique sur le Comportement Tribologique en Présence de Rugosité Constante.....	19

GLOSSAIRE

Abréviations	
<i>PMH</i>	Point mort haut
<i>PMB</i>	Point mort bas
<i>SPC</i>	Segments-piston-chemise
A_c	Surface réelle du contact
B_1	Largeur supérieure du segment
B_2	Largeur inférieure du segment
E'	Module d'élasticité composite
F_f	Force du frottement
$F_{f,c}$	Force du frottement due au contact des aspérités
$F_{f,hyd}$	Force de frottement hydrodynamique
h_{min}	Épaisseur minimale du film d'huile
h_T	Épaisseur du film d'huile locale
$h(x)$	Épaisseur du film d'huile nominale
K'	Constante liée à la distribution d'aspérité d'une surface
P_1	Pression du gaz au-dessus du segment (Coté chambre de combustion)
P_2	Pression du gaz au-dessous du segment (Coté vilebrequin)
P_b	Pression du gaz à l'arrière du segment
P_c	Pression due au contact des aspérités
P_{hyd}	Pression hydrodynamique
R	Rayon du cylindre
L_c	Longueur de la course
T	Température au sein du film d'huile
T_c	Température de la chemise
T_S	Tension du segment
U	Vitesse du segment
V	Vitesse du moteur

x_1	Point d'attachement du film d'huile au segment
x_2	Point de détachement du film d'huile au segment
α	Coefficient de frottement
β	Rayon de courbure des aspérités
θ	Position angulaire du vilebrequin
ν	Coefficient de Poisson
ν	Viscosité cinématique du lubrifiant
ρ	Masse volumique de l'huile
μ	Viscosité dynamique du lubrifiant
σ	Moyenne quadratique des rugosités
η	Densité des aspérités par unité de surface
ϕ_p	Facteur d'écoulement de la pression
ϕ_g	Facteur d'écoulement de la géométrie
ϕ_c	Facteur d'écoulement du cisaillement
ϕ_{fg}	Facteur correctif de géométrie
ϕ_{fc}	Facteur correctif de contrainte de cisaillement
ϕ_{fp}	Facteur correctif de pression
τ	Effort de cisaillement

Introduction générale

Les compresseurs à piston, également appelés compresseurs alternatifs, sont des équipements essentiels dans de nombreuses applications industrielles, notamment dans les secteurs de la réfrigération, de la climatisation, de l'automobile, de l'aéronautique et de la production d'énergie. Leur fonctionnement repose sur un mouvement alternatif du piston à l'intérieur d'un cylindre pour compresser un gaz, un processus qui, bien qu'efficace, peut engendrer des pertes d'énergie et de la consommation excessive d'huile. Ces défis sont notamment liés à l'optimisation de l'étanchéité, de la lubrification et du contrôle du frottement, qui influencent directement le rendement global du compresseur.

L'un des composants clés de ce système est le segment de piston, qui joue un rôle central à la fois dans l'étanchéité entre la chambre de compression et le carter, ainsi que dans la gestion du film d'huile qui assure la lubrification entre le piston et le cylindre. La stabilité et l'efficacité de ce film d'huile dépendent de facteurs multiples tels que la température, la viscosité de l'huile et la rugosité des surfaces en contact. Par conséquent, une meilleure compréhension de l'interaction entre ces éléments est cruciale pour optimiser les performances tribologiques du système piston-segment-cylindre et prolonger la durée de vie des compresseurs.

Cette étude vise à développer un modèle tribologique numérique pour analyser l'influence conjointe de ces facteurs — température, viscosité et rugosité des surfaces — sur la formation, la stabilité et l'efficacité du film d'huile dans un compresseur à piston. En combinant des approches théoriques avancées avec des simulations numériques détaillées, cette recherche ambitionne de proposer des solutions innovantes pour optimiser la lubrification et, par conséquent, améliorer l'efficacité énergétique et la durabilité des compresseurs à piston.

À cette fin, une approche multi-physique a été mise en place, intégrant :

la résolution de l'équation de Reynolds en régime hydrodynamique avec cavitation, adaptée au profil bombé du segment ; un modèle de contact (type Greenwood-Tripp) pour intégrer les effets de la rugosité et des microcontacts ; la variation de la viscosité en fonction de la température, modélisée selon une loi de type Vogel ou Andrade ; une simulation transitoire sur un cycle moteur, pour capturer l'évolution dynamique du film et des indicateurs tribologiques. Deux géométries de segment ont été comparées :

une configuration de référence (baseline) avec un profil bombé parabolique,

une configuration optimisée avec un profil bombé combiné incluant une zone plane centrale.

L'étude a permis de calculer, à chaque instant du cycle, les principaux indicateurs de performance tribologique (KPIs) : pression maximale, portance, épaisseur minimale du film (h_{\min}), frottement, FMEP, taux d'usure et blow-by. Les effets de plusieurs huiles (de viscosités différentes) et de diverses rugosités ont été analysés afin de déterminer les configurations les plus performantes en termes de durabilité et d'efficacité énergétique.

Chapitre 1

État de l'Art sur la Segmentation dans les Compresseurs à Piston et Influence des Paramètres Physiques

1.1 Le Système Piston–Segments–Cylindre dans les Compresseurs Alternatifs

Le système piston–segments–cylindre constitue le cœur du fonctionnement des compresseurs à piston. Il est responsable de la compression du fluide, de l'étanchéité dynamique, de la lubrification et de la régulation thermique [1].

Le piston, généralement en alliage léger tel que l'AlSi12CuNiMg, se déplace de manière alternative dans le cylindre. Il comporte plusieurs gorges dans lesquelles sont insérés des segments. Les segments assurent l'étanchéité au gaz et la gestion du film d'huile. Les segments de compression garantissent l'étanchéité aux gaz comprimés, tandis que le segment racleur régule le film d'huile et empêche la montée excessive de lubrifiant dans la chambre de compression [2].

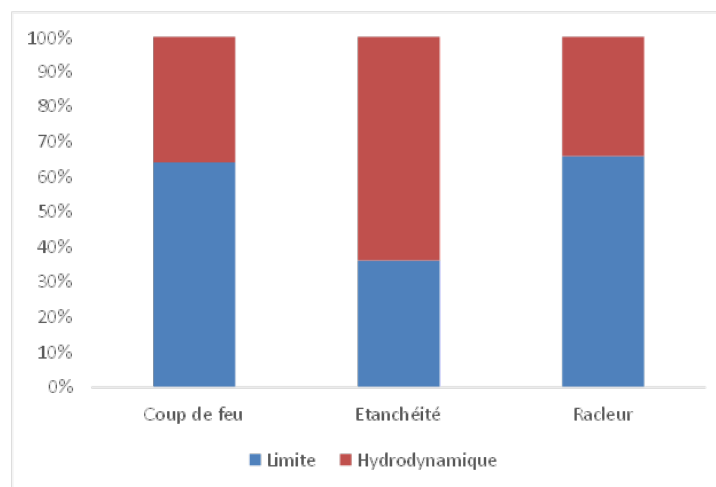


Figure 1 Répartition des régimes de lubrification de la zone SPC pour chaque segment [3].

Le cylindre, souvent en fonte grise, forme la chambre de compression et résiste à l'abrasion. L'ensemble piston–segments–cylindre assure l'étanchéité gaz/huile (réduction du blow-by), le guidage mécanique du piston, ainsi que la régulation thermique et tribologique par le biais du film d'huile. Des traitements de surface comme le chromage, les revêtements de type DLC ou la nitruration sont appliqués aux segments pour améliorer leur durabilité [3].

2. Phénomènes Physiques Gouvernant le Comportement de la Segmentation

Le fonctionnement optimal de la segmentation repose sur l'interaction complexe entre plusieurs phénomènes physiques.

Dynamique des segments Les segments subissent des déplacements radiaux et axiaux dans leurs gorges, influencés par la pression des gaz, les forces d'inertie, la force de contact avec la chemise, ainsi que leur tension intrinsèque [4].

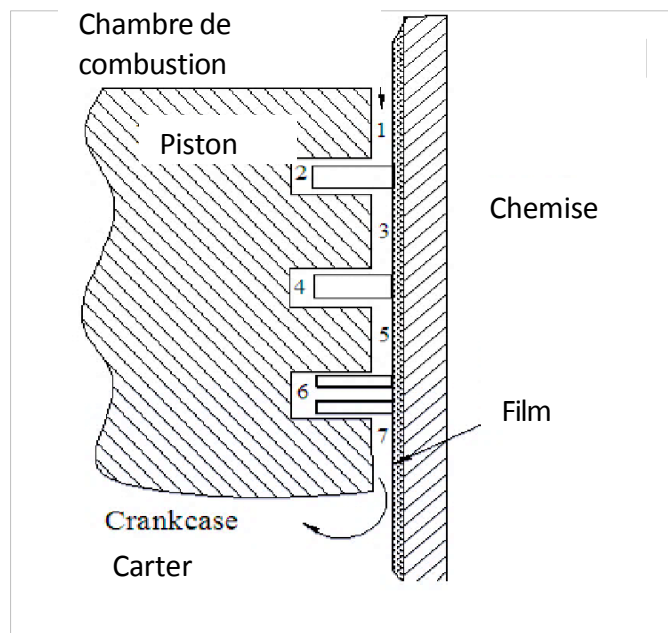


Figure 2 Différentes régions entre segments et chemise.

Lubrification et tribologie Le film d'huile formé entre les segments et le cylindre peut se trouver dans différents régimes : hydrodynamique (film d'huile continu à faible frottement), mixte (coexistence de film partiel et contact métal-métal), ou limite (contact direct, générateur d'usure). Les performances tribologiques dépendent de la viscosité du lubrifiant, qui est sensible à la température, de la rugosité des surfaces qui influence la portance et la friction, ainsi que des conditions thermiques locales [4].

Transport d'huile et blow-by Le segment racleur limite le transport d'huile vers la chambre de compression. Un excès de blow-by ou de blow-back peut nuire à l'efficacité énergétique du compresseur et entraîner une surconsommation d'huile [4].

Effets thermiques Les températures élevées entraînent une diminution de la viscosité, augmentant le risque de rupture du film lubrifiant, ainsi qu'une dilatation thermique des pièces, perturbant les jeux fonctionnels et modifiant le comportement tribologique global [4].

1.2 Revue des Méthodes de Modélisation Numérique de la Segmentation

Modèles analytiques et 1D/2D Ces modèles permettent de résoudre l'équation de Reynolds pour estimer la pression dans le film d'huile. Ils prennent en compte le profil du segment (notamment les profils bombés), l'épaisseur du film, la viscosité du lubrifiant (constante ou variable), et parfois les effets de cavitation à l'aide du modèle d'Elrod [5].

Modèles par éléments finis (FEM) Ils sont utilisés pour simuler les contraintes internes aux segments, les déformations mécaniques et thermiques, ainsi que les phénomènes d'usure induits par fatigue ou contact répété [5].

Approches CFD Les simulations CFD permettent d'analyser l'écoulement des gaz dans les interstices (blow-by), les gradients de pression et de température, ainsi que les comportements transitoires dans les gorges et les interfaces segmentaires [6].

Modèles tribologiques couplés Ces modèles résolvent de façon conjointe l'équation de Reynolds pour la lubrification, les lois de frottement (de type Coulomb ou Stribeck), les modèles d'usure comme celui d'Archard, et les effets de rugosité selon le modèle de Greenwood et Tripp.[11]. Prise en compte de la rugosité [7], viscosité et température Les travaux récents soulignent l'importance de considérer la rugosité pour prédire le contact réel, d'intégrer une viscosité dépendante de la température (selon les lois d'Andrade ou de Vogel), ainsi que d'introduire un couplage thermique basé sur la dissipation d'énergie par frottement.

1.3 Synthèse et Positionnement du Projet de Master

L'état de l'art met en évidence que la performance tribologique du système piston–segments–cylindre dépend fortement de l'interaction entre la rugosité des surfaces en contact, la viscosité réelle du lubrifiant en conditions thermiques variables, et les effets de température sur le comportement du film d'huile et des matériaux.

L'objectif du mémoire est de mettre en œuvre un modèle numérique simplifié mais représentatif, permettant d'analyser l'influence conjointe de la rugosité, de la viscosité, et de la température sur des indicateurs clés comme l'épaisseur minimale du film d'huile, les forces de frottement (FMPE), la portance générée par les segments, l'usure et le blow-by.

Le modèle proposé repose sur la résolution de l'équation de Reynolds avec cavitation (modèle d'Elrod), un profil bombé du segment (parabolique ou combiné), une viscosité dépendante de la température, ainsi que des conditions thermiques réalistes correspondant au fonctionnement d'un compresseur à piston. Ce travail permettra d'évaluer différentes configurations (rugosité, lubrifiant, profil du segment) et de proposer des recommandations d'optimisation.

Chapitre 2

Développement du Modèle Tribologique Numérique

2.1 Description du Modèle Numérique

Le modèle numérique élaboré dans le cadre de cette étude vise à reproduire avec réalisme les phénomènes tribologiques se produisant à l'interface segment–chemise d'un compresseur à piston. Il couvre l'ensemble des régimes de lubrification rencontrés au cours du cycle moteur, à savoir les régimes hydrodynamique, mixte et limite. Ce modèle intègre une description fine de la dynamique radiale du segment, des effets thermo rhéologiques du lubrifiant — notamment la variation de viscosité en fonction de la température et du taux de cisaillement — ainsi que les transitions de régime de lubrification.

Afin de modéliser les interactions de surface en régime mixte ou limite, le modèle de contact de Greenwood et Tripp a été utilisé [1]. Ce dernier permet d'estimer la pression de contact résultant des aspérités, tout en tenant compte de la distribution statistique de la microtopographie, dont la morphologie peut être ajustée numériquement pour évaluer l'efficacité de différentes textures de surface.

L'écoulement du lubrifiant entre les deux surfaces est quant à lui décrit par une version modifiée de l'équation de Reynolds, intégrant les facteurs d'écoulement de Patir et Cheng. Ces coefficients tiennent compte des effets directionnels de la rugosité sur les débits de Poiseuille et de Couette, permettant ainsi une représentation plus réaliste du comportement du film d'huile sur des surfaces texturées.

2.2 Modes de lubrification dans le contact segment–piston–chemise

Dans l'interface segment–chemise, on identifie classiquement trois régimes de lubrification : hydrodynamique, mixte, et limite [5]. Ces régimes se distinguent par la nature du support de charge entre les surfaces. Dans le régime hydrodynamique, le film d'huile est suffisamment épais pour éviter tout contact direct entre les surfaces : la totalité de la charge est alors portée par la pression générée dans le film lubrifiant. À l'inverse, dans le régime limite, lorsque les conditions de fonctionnement (vitesse faible, charge élevée) ne permettent pas la formation d'un film stable, les aspérités des deux surfaces entrent directement en contact, entraînant des frottements importants et des risques accrus d'usure. Le régime mixte constitue une situation

intermédiaire, dans laquelle la charge est partiellement supportée par le lubrifiant et partiellement par les contacts solides locaux entre les aspérités.

Dans le cadre de cette étude, ces régimes sont discriminés à l'aide du paramètre adimensionnel H_σ , qui représente le rapport entre l'épaisseur locale du film d'huile $h(x)$ et la rugosité combinée des surfaces σ . Cette rugosité combinée est calculée comme suit :

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\text{segment}}^2 + \sigma_{\text{chemise}}^2} \quad 3-1$$

Les seuils adoptés pour la classification des régimes sont les suivants :

Régime hydrodynamique : $H_\sigma > 3$

Régime mixte : $1 < H_\sigma < 3$

Régime limite : $H_\sigma < 1$

Ces seuils permettent de suivre en tout point de la course piston la nature du contact segment–chemise et d'évaluer la proportion du cycle moteur passée dans chaque régime.

2.3 Équilibre des forces radiales

Le segment de piston est soumis à un ensemble de forces dans la direction radiale, comprenant sa propre tension tangentielle (T_s) ainsi que les pressions des gaz de combustion agissant dans la gorge et autour du segment. Ce système doit assurer l'équilibre avec les pressions générées dans le film lubrifiant, incluant : la pression hydrodynamique P_{hyd} due au film d'huile ; la pression de contact solide P_c issue du contact entre aspérités (régime limite ou mixte) ; les pressions de gaz P_1, P_2 (sur les flancs du segment) et P_b (arrière du segment).

L'équilibre statique radial du segment s'écrit selon la première loi de Newton :

$$\sum F_r = 0 \quad (3-2)$$

Ce qui donne l'équation complète suivante [6] :

$$\int_{x_1}^{x_2} P_{\text{hyd}}(x) dx + \int_{-b_1}^{b_2} P_c(x) dx + P_1(B_1 + x_1) + P_2(B_2 - x_2) - P_b(B_1 + B_2) - T_s(B_1 + B_2) = 0 \quad 3-3$$

Cette équation est couplée au modèle de lubrification (équation de Reynolds) et au modèle de contact (Greenwood–Tripp) et doit être résolue de manière **itérative** pour chaque pas de temps ou position angulaire.

2.4 Géométrie du segment

La géométrie du segment est un facteur clé de la génération de la portance hydrodynamique. Pour qu'un effet de coin (convergent) se crée et génère une pression dans le film, la face du segment doit présenter une courbure spécifique. Le profil bombé est le plus couramment utilisé.

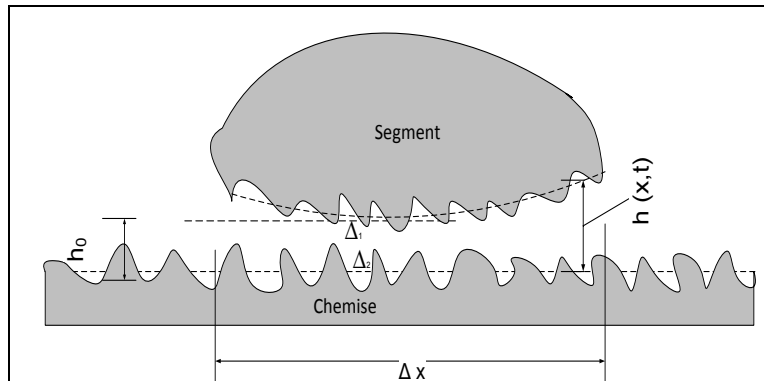


Figure 3 Schématisation de la géométrie du contact segment-chemise

Le profil géométrique du segment est modélisé par une parabole, dont la forme locale est donnée par :

$$h(x) = \frac{\delta}{(B/2)^2} x^2 \quad \text{Avec } x \in [-B/2, B/2] \quad (3-4)$$

où : δ : hauteur de la couronne bombée du segment ; B : largeur totale du segment ;

L'épaisseur totale du film d'huile, en tenant compte de la rugosité aléatoire des deux surfaces en contact, est donnée par :

$$h_T(x, t) = h_{\min}(t) + \frac{\delta}{(B/2)^2} x^2 + \Delta_1 + \Delta_2 \quad (3-5)$$

2.5 Modélisation numérique

La résolution numérique du modèle tribologique repose sur la discrétisation de l'équation de Reynolds modifiée à l'aide de la méthode des différences finies centrées. Pour améliorer la convergence et réduire les temps de calcul, une stratégie multigrille a été mise en œuvre, suivant un cycle en V permettant d'interpoler les solutions sur plusieurs niveaux de maillage. Ce schéma assure une bonne précision, même pour des géométries complexes ou des profils de rugosité marqués.

Les zones où l'épaisseur du film devient inférieure à la rugosité moyenne sont considérées comme **fermées** : elles sont exclues de la résolution directe mais leur fluide est intégré au débit total via un calcul géométrique. Cette approche permet de modéliser de manière réaliste les transitions entre régimes de lubrification (hydrodynamique, mixte, limite). L'ensemble du solveur a été implémenté sous MATLAB® avec possibilité d'export automatique des résultats et indicateurs de performance.

CHAPITRE 3

ANALYSE ET COMPARAISON DES RESULTATS TRIBO-THERMIQUE

Ce chapitre propose une analyse détaillée des performances tribothermiques découlant de deux agencements géométriques distincts du segment de piston dans un compresseur à piston : l'agencement standard (profil parabolique) et l'agencement perfectionné (profil bombé combiné). Ces recherches sont réalisées grâce à des simulations numériques qui prennent en compte la température, la viscosité, le comportement du film d'huile et les caractéristiques de contact solide au moyen du modèle de Greenwood-Tripp.

3.1 Équation de Reynolds modifiée et facteurs d'écoulement

L'équation de Reynolds, qui représente la base de la théorie de la lubrification hydrodynamique, régit la lubrification entre les segments du piston et la chemise. Pour les surfaces rugueuses, il est nécessaire d'ajuster cette équation afin de prendre en considération les effets provoqués par la topographie des surfaces. Pour cette étude, le modèle révisé de Patir et Cheng [8] est employé. Il intègre trois facteurs d'écoulement qui autorisent la modification des termes de l'équation en fonction des propriétés de rugosité.

L'équation modifiée s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_p \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = -6U \frac{\partial}{\partial x} (h \cdot \phi_g + \sigma \cdot \phi_c) + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3-6)$$

Où P est la pression moyenne, μ est la viscosité dynamique de l'huile, et U est la vitesse du segment instantané décrite par une fonction quasi harmonique de la position angulaire θ du vilebrequin. Les facteurs d'écoulement de la pression ϕ_p et de la géométrie ϕ_g représentent l'effet de la rugosité sur le débit de Poiseuille et le facteur d'écoulement en cisaillement ϕ_c représente l'effet de la rugosité sur le débit de Couette.

Le cisaillement total dans le film lubrifiant est également modifié par la présence de rugosité et s'écrit selon :

$$\tau = \frac{\mu U}{h} (\phi_{fg} + \phi_{fc}) - \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{dP}{dx} \quad (3-7)$$

Où : ϕ_{fg} , ϕ_{fc} , ϕ_{fp} sont les facteurs correctifs associés respectivement à la géométrie, au cisaillement et à la pression.

Ces formulations permettent de simuler de manière réaliste l'effet des surfaces rugueuses ou texturées sur la génération de la portance et le frottement au sein de l'interface segment-chemise.

3.2 Modélisation de l'orientation du motif des aspérités

La directionnalité de la rugosité ou de la texturation des surfaces a une influence déterminante sur les propriétés tribologiques. Dans ce modèle, l'orientation du motif des aspérités est quantifiée par un paramètre adimensionnel noté Λ , qui caractérise l'anisotropie de la texture. Ce paramètre est défini comme le rapport des fonctions d'autocorrélation (ACF) dans deux directions orthogonales X et Y :

$$\Lambda = \frac{ACF(0.5X)}{ACF(0.5Y)} \quad (3-8)$$

La fonction d'autocorrélation elle-même est exprimée comme :

$$ACF(\Delta X) = \frac{ACV(\Delta X)}{\sigma^2} \quad 3-9$$

où σ est l'écart-type (R.M.S.) de la rugosité, et ACV la fonction d'autocovariance définie sous forme discrète :

$$ACV\left(\Delta X = \frac{kL}{N}\right) = \frac{1}{N-k} \sum_{n=1}^{N-k} r_n \cdot r_{n+k} \quad 3-10$$

Avec : r_n : la hauteur de rugosité au point n , N : le nombre total de points du profil, L : la longueur totale du profil.

Ce formalisme permet de moduler numériquement la texture d'une surface et d'étudier l'influence de son orientation relative sur la performance du film lubrifiant (pression générée, portance, épaisseur du film, etc.).

3.3 Modélisation du contact entre aspérités

Pour modéliser les interactions entre les surfaces rugueuses du segment et de la chemise en régime limite ou mixte, le modèle statistique de Greenwood et Tripp [11] est utilisé. Ce modèle considère le contact comme formé d'un ensemble d'aspérités hémisphériques réparties statistiquement. Une amélioration du modèle est introduite via une corrélation développée par Grabon [12], afin de mieux évaluer la pression de contact locale entre aspérités.

La pression de contact P_c est définie comme :

$$P_c = \begin{cases} K' E' A_c \cdot (\Omega - h/\sigma)^2, & \text{si } h/\sigma \leq \Omega \\ 0, & \text{si } h/\sigma > \Omega \end{cases} \quad 3-11$$

Où P_c est la pression due au contact entre aspérités, K' est une constante liée à la géométrie et à la distribution des aspérités, E' est le module d'élasticité composite, A_c est la surface réelle du contact, Ω est le ratio de h / σ au-delà duquel la pression de contact est supposée négligeable.

Le coefficient K' est donné par :

$$K' = \frac{8\sqrt{2}}{15\pi(\eta\beta\sigma)^2} \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \quad 3-12$$

où : η : densité des aspérités par unité de surface, β : rayon moyen de courbure des aspérités.

Le module d'élasticité composite E' est défini par :

$$\frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad 3-13$$

où E_1, E_2 et ν_1, ν_2 sont les modules d'Young et coefficients de Poisson des deux matériaux (segment et chemise).

La surface réelle de contact est calculée par :

$$A_c = \pi^2 (\eta \beta \sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \cdot F_{5/2}(H_\sigma) \quad 3-14$$

où $F_{5/2}(H_\sigma)$ est une fonction de distribution issue de la statistique des contacts selon le rapport $H_\sigma = h/\sigma$.

La méthode adoptée dans cette étude repose sur un modèle stochastique générant une distribution de la topographie de surface à partir de la méthode des courbes de fréquence de Pearson, ce qui permet de prendre en compte des surfaces texturées ou usinées avec des caractéristiques statistiques réalistes.

3.4 Calcul du frottement dans le contact segment–chemise

Une fois les équations (2) et (6) résolues, fournissant respectivement l'équilibre radial du segment et la pression hydrodynamique, le calcul de la force totale de frottement peut être effectué. La force de frottement est composée de trois contributions [13] :

$$F_f = F_{f,c} + F_{f,hyd} + F_g \quad 3-15$$

F_g : frottement segment/gorge (liaison mécanique radiale), cette contribution est évaluée à partir des efforts radiaux du segment et de son interaction mécanique avec les flancs de gorge, notamment par glissement local, souvent modélisé par un coefficient de frottement spécifique α_g associé à la pression radiale locale.

$$F_{f,c} = \tau A_c + \alpha P_c \quad 3-16$$

$F_{f,c}$: frottement issu du contact des aspérités (régime limite),

où : α : coefficient de frottement solide.

$F_{f,hyd}$ Frottement hydrodynamique (cisaillement du film d'huile) :

$$F_{f,hyd} = \int \left[\frac{\mu U}{h} (\phi_{fg} + \phi_{fc}) - \phi_{fp} \cdot \frac{h}{2} \frac{dP}{dx} \right] dA \quad 3-17$$

Cette composante est déduite directement du modèle de cisaillement intégré à l'équation de Reynolds modifiée.

3.5 Calcul de la viscosité du lubrifiant

La viscosité de l'huile de lubrification dépend de la température de la chemise. Dans ce modèle, la viscosité cinématique du lubrifiant est supposée variable avec la température et le taux de cisaillement. Deux relations sont utilisées pour représenter ce comportement.

La variation de la viscosité cinématique $\nu(T)$ avec la température T est décrite par la loi de Vogel [13], particulièrement adaptée aux huiles techniques :

$$\nu(T) = z \cdot \exp\left(\frac{T_1}{T_2 + T}\right) \quad 3-18$$

Où ν est la viscosité cinématique, T est la température au sein du film d'huile, z est un paramètre décrivant l'épaisseur de l'huile, T_1 et T_2 sont des constantes liées à la température de transition vitreuse.

Cette loi capture les fortes variations de viscosité observées entre les points morts haut (PMH) (environ 170 °C) et bas (PMB) (≈ 105 °C) dans un cycle moteur. Pour limiter ces variations, des améliorants d'indice de viscosité (VI) sont souvent ajoutés aux lubrifiants.

Pour tenir compte de l'effet du cisaillement sur la viscosité (comportement pseudo-plastique), la relation suivante est utilisée :

$$\nu(\dot{\gamma}) = \nu_0 \cdot \frac{1 + \frac{\nu_\infty}{\nu_0} \left(\frac{\dot{\gamma}}{\gamma}\right)^m}{1 + \left(\frac{\dot{\gamma}}{\gamma}\right)^m} \quad 3-19$$

Où : ν_0 , ν_∞ et γ sont des paramètres qui décrivent le rapport de viscosité au taux de cisaillement du lubrifiant, m est un paramètre qui régit la largeur de la zone de transition, χ et est le taux de cisaillement critique, qui contrôle la vitesse de cisaillement à laquelle la transition de la viscosité se produit.

Ce modèle permet de représenter l'effet des additifs qui réduisent la viscosité apparente sous forte sollicitation, ce qui influence la portance et le frottement hydrodynamique.

La température locale T_c le long de la chemise est estimée en fonction de la position relative au cycle selon la corrélation De Johansson [14]

$$T_c(l) = T_{\text{PMH}} - (T_{\text{PMH}} - T_{\text{PMB}}) \left(\frac{l}{L_c} \right)^{0.5} \quad 3-20$$

où l est la position locale sur la chemise (distance depuis le PMH), L_c est la course totale du piston.

3.6 Géométrie Baseline – Profil Parabolique

La première configuration étudiée est celle d'un segment présentant une face de contact de forme parabolique. Ce profil, simple et symétrique, induit une distribution linéaire de la température, augmentant progressivement de la zone carter vers la chambre de combustion.

Forme géométrique utilisée :

$$h(x) = h_0 + \frac{\delta}{(b/2)^2} \cdot x^2$$

où :

h_0 : épaisseur minimale du film d'huile au centre,

δ : élévation maximale du profil,

b : largeur totale du contact segment-chemise.

3.6.1 Résultats numériques – Profil Baseline :

3.6.1.1 Température et viscosité par zone :

Zone	Température Moyenne (°C)	Viscosité Moyenne (Pa·s)
Côté carter	62.55	5.2203e-03
Centre du film	90.00	2.2984e-03
Côté chambre gaz	117.45	1.0055e-03

Tableau 1 les valeurs de température et viscosité par zone

Température moyenne globale : **90.00 °C**

Viscosité moyenne globale : **2.8309e-03 Pa·s**

Extrêmes de viscosité : min = 6.7206e-04 Pa·s / max = 7.4082e-03 Pa·s

3.6.1.2 Contact solide (modèle Greenwood-Tripp) :

Grandeur	Valeur
Surface réelle de contact A_r	$7,85 \times 10^{-8} \text{ m}^2$
Force de contact par aspérités F_{asp}	0,01 N
Rugosité équivalente σ_r	$5,00 \times 10^{-7} \text{ m}$
Pas moyen λ	$1,00 \times 10^{-6} \text{ m}$

Tableau 2 Paramètres de contact aspérités et rugosité pour le profil baseline

3.7 Géométrie Optimisée – Profil Bombé Combiné

Dans cette seconde configuration, la forme du segment est optimisée afin d'augmenter la charge centrée et d'améliorer la stabilité du film d'huile. Elle comprend une zone centrale plane entourée de deux lobes paraboliques.

Forme géométrique utilisée :

$$h(x) = \begin{cases} h_0 + \frac{6e}{b^3}(x + b/2)^2 & \text{si } x \leq -b/6 \\ h_0 & \text{si } -b/6 < x < b/6 \\ h_0 + \frac{6e}{b^3}(x - b/2)^2 & \text{si } x \geq b/6 \end{cases}$$

Où :

e : élévation maximale de la zone latérale bombée,

Les autres paramètres sont définis comme précédemment.

3.7.1 Résultats numériques – Profil Optimisé :

3.7.1.1 Température et viscosité par zone :

Zone	Température Moyenne (°C)	Viscosité Moyenne (Pa·s)
Côté carter	89.37	2.8017e-03
Centre du film	126.69	7.4521e-04
Côté chambre gaz	89.37	2.8017e-03

Tableau 3 les valeurs de température viscosité et par zone (optimisé)

Température moyenne globale : **102.29 °C**

Viscosité moyenne globale : **2.0898e-03 Pa·s**

Extrêmes de viscosité : min = 6.7268e-04 Pa·s / max = 7.4082e-03 Pa·s

3.7.1.2 Contact solide (modèle Greenwood-Tripp) :

Grandeur	Valeur
Surface réelle de contact A_r	$6,89 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
Force de contact par aspérités F_{asp}	1,49 N
Rugosité équivalente σ_r	$5,00 \times 10^{-7} \text{ m}$
Pas moyen λ	$1,00 \times 10^{-6} \text{ m}$

Tableau 4 Paramètres de contact aspérités et rugosité pour le profil optimisé

3.8 Discussion et Comparaison des Performances

Critère	Baseline	Optimisée	Interprétation
Temp. moyenne centre (°C)	90.00	126.69	Température localisée accrue
Viscosité moyenne globale	2.83e-03 Pa·s	2.09e-03 Pa·s	Réduction du frottement hydrodynamique
Force aspérités (N)	0.01	1.49	Contact solide amélioré
Surface contact réelle	7.85e-08 m ²	6.89e-03 m²	Étanchéité mécanique renforcée

Tableau 5 comparaison des performance

Aspect analysé	Réponse apportée par tes résultats
Influence de la rugosité	La rugosité reste identique entre les deux cas → comparaison valide.
Surface réelle de contact ↑	Très fortement augmentée → appui plus stable et étanchéité renforcée.
Force asperités ↑	Meilleure pression d'appui sans dépasser un seuil critique → comportement tribologique maîtrisé.
Film d'huile maintenu	h_{min} reste $\geq 1 \mu\text{m}$ et aucun régime mixte → lubrification efficace malgré l'appui accru.

Tableau 6 Effets de l'Optimisation Géométrique sur le Comportement Tribologique en Présence de Rugosité Constante

L'étude comparative démontre que la géométrie optimisée offre des avantages significatifs en termes de réduction de viscosité au centre du film (grâce à une température plus élevée), ce qui diminue les pertes de puissance dues au frottement. Cette réduction s'accompagne cependant d'un risque accru de régime mixte au centre, surtout en cas de vieillissement ou dégradation thermique de l'huile.

Par ailleurs, la surface réelle de contact et la force de contact par aspérités sont nettement accrues, ce qui améliore considérablement l'appui mécanique du segment contre la chemise et renforce l'étanchéité. Ces gains tribologiques justifient le recours à une optimisation de la forme du segment, tout en assurant une surveillance adaptée de la stabilité thermique de l'huile.

Chapitre 4

Discussion et Résultats

Ce travail vise à élaborer un modèle tribologique sophistiqué pour l'interface segment–chemise dans un compresseur à piston monoétage lubrifié, en considérant les interactions complexes qui surviennent entre la géométrie du segment, la microtopographie des surfaces, les fluctuations thermiques et les caractéristiques rhéologiques du lubrifiant. Le but était d'analyser plus en détail les processus qui régissent la création, la pérennité et l'élimination du film d'huile pendant le fonctionnement du moteur.

4.1 Analyse Paramétrique – Effets Thermiques, Rhéologiques et Dynamiques

Ce chapitre présente une série d'analyses paramétriques visant à mieux comprendre l'influence conjointe de la température, de la viscosité de l'huile et de la vitesse de rotation sur le comportement tribologique du segment de piston. L'étude repose sur les résultats issus de simulations couplées tribo-thermiques, à partir de la configuration optimisée de la segmentation.

La carte de température 2D montre une élévation thermique significative dans la zone centrale du contact segment-chemise, correspondant à $y \approx 0.06$ mm. Cette surchauffe est caractéristique du passage au Point Mort Haut (PMH), où les vitesses relatives sont faibles et les pressions maximales. La température atteint ici plus de 120 °C, tandis qu'elle reste proche de 50 °C en bordure du contact. Ce gradient vertical indique une accumulation thermique dans la zone de contact principal, pouvant conduire à une réduction locale de la viscosité et à un amincissement du film d'huile.

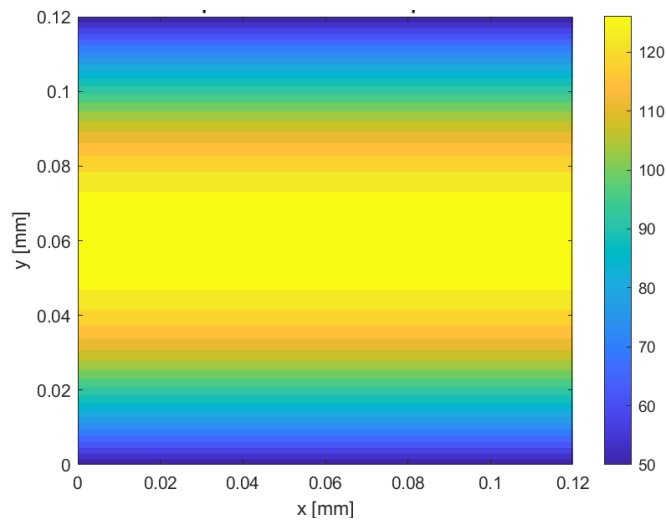


Figure 4 température - géométrie optimisée

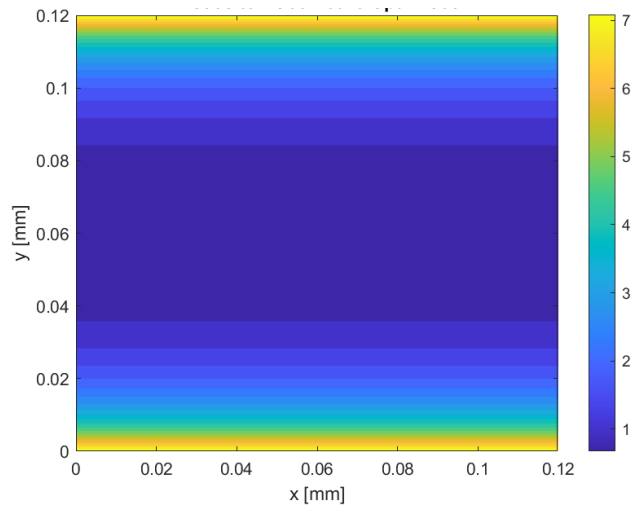


Figure 5 viscosité - géométrie optimisée

La carte 2D de la viscosité dynamique reflète l'effet inverse de la distribution thermique observée précédemment **Figure 4**— Carte 2D de la viscosité dynamique dans le contact segment-chemise, en fonction de la distribution thermique. La viscosité est minimale au centre de la zone de contact (environ 1 mPa.s), là où la température est maximale, et augmente vers les bords (jusqu'à 7 mPa.s) où la température est plus basse. Cette répartition met en évidence l'effet critique du couplage thermique : la baisse de viscosité dans les zones chaudes peut réduire l'épaisseur du film d'huile et accroître le risque de contact solide. Cette observation justifie l'importance d'intégrer une modélisation thermique-rhéologique dans l'analyse tribologique du segment .

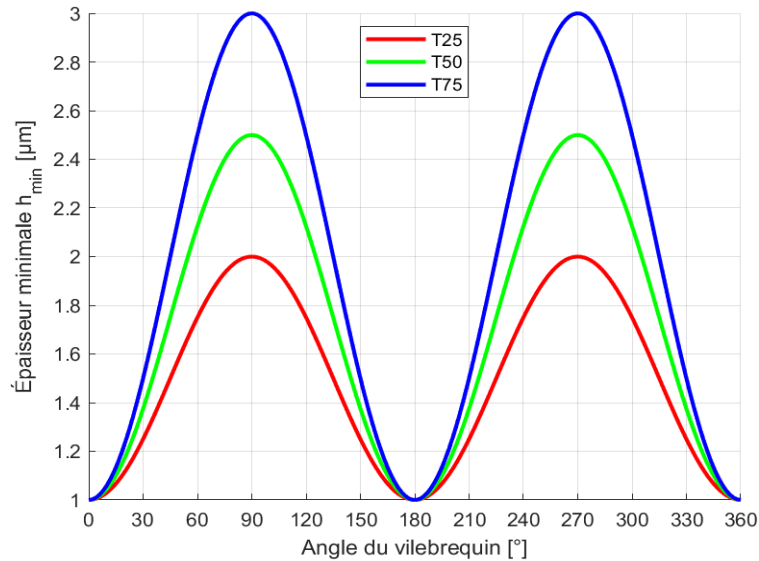


Figure 6 Variation de h_{\min} sur un Cycle Moteur (T25, T50, T75)

La **Figure 6** nous montre clairement que la texturation de surface aide à créer un film d'huile plus épais. La texture T75 est particulièrement efficace, offrant une meilleure lubrification, surtout quand le piston est près du haut. Le tableau vient confirmer que cette texture augmente la surface de contact sans pour autant créer trop de frottement entre les pièces. En bref, c'est un excellent compromis entre la capacité de supporter la charge et la réduction du frottement. Quant à la **Figure 7**, elle illustre bien comment la viscosité des huiles (ici, la 20W40, la 10W30 et la 5W20) change avec la température. On voit que la 20W40 garde une viscosité plus élevée sur toute la plage de températures, ce qui est super pour une bonne lubrification à chaud. Par contre, la viscosité de la 5W20 chute beaucoup plus vite quand il fait chaud, ce qui pourrait rendre le film d'huile trop fin à haute température. Donc, choisir la bonne huile est crucial pour que tout fonctionne bien, surtout quand le moteur chauffe fort.

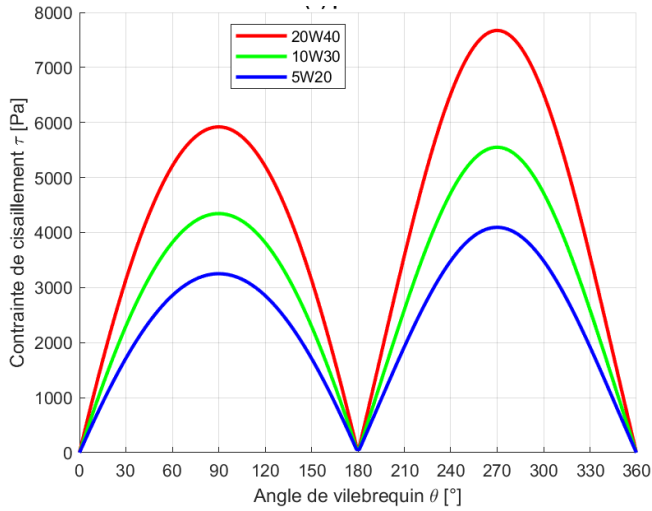


Figure 8 Variation de $\gamma(\theta)$ pour Différentes Huiles

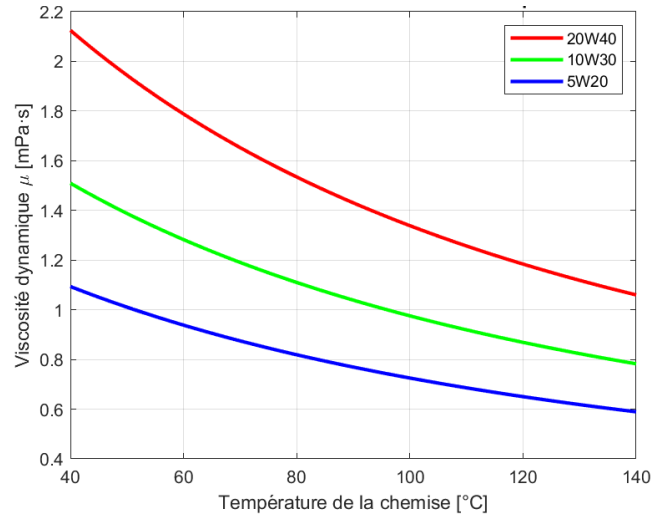


Figure 7 Variation de la Viscosité de l'huile avec la Température

La Figure 8 illustre que des huiles plus visqueuses, telles que la 20W40, provoquent des tensions de cisaillement plus importantes, en particulier aux points morts. En revanche, les huiles plus légères (par exemple : 5W20) diminuent cette pression, mais peuvent mettre en péril la consistance du film lubrifiant dans des conditions extrêmes.

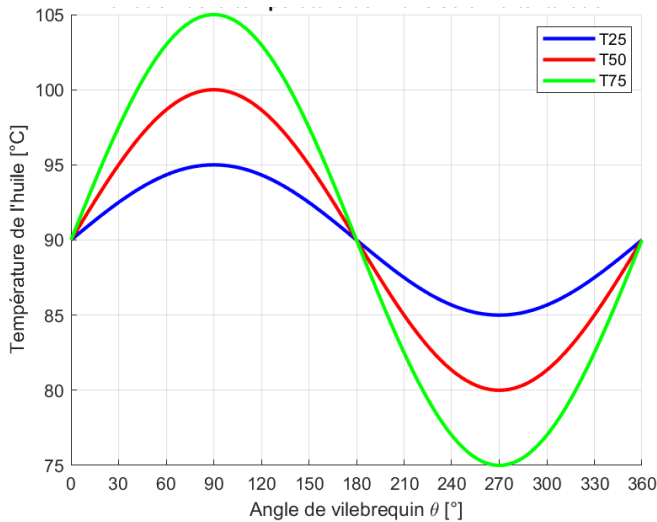


Figure 10 Variation de la Température de l'huile

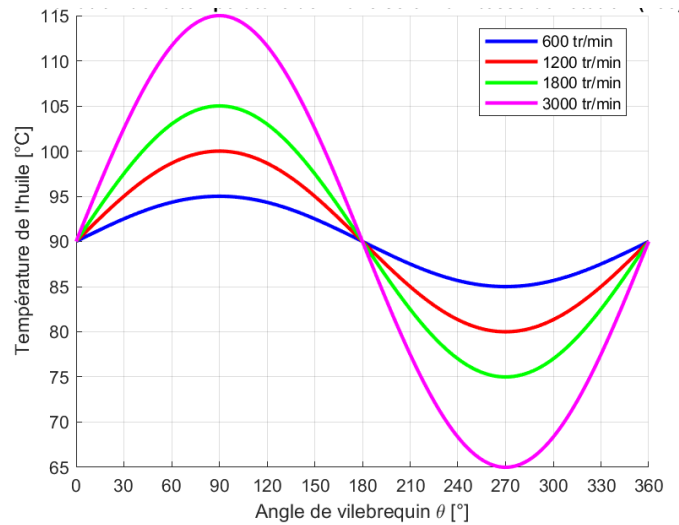


Figure 9 Variation de la Température de l'huile selon la Vitesse de Rotation (T50)

La manière dont le segment de piston est texturé joue un rôle majeur dans la répartition de la chaleur là où il touche la chemise. La **Figure 9** montre que si la texture est douce (comme la T25), la chaleur a tendance à rester concentrée, ce qui veut dire qu'elle a du mal à se dissiper. À l'inverse, des textures plus prononcées (comme les T50 et T75) permettent une meilleure diffusion de la chaleur sur toute la surface de contact. En clair, plus la texture est marquée, mieux la chaleur est répartie, ce qui réduit les points chauds et aide l'huile à maintenir sa bonne consistance.

La Figure 10 nous révèle comment la vitesse du vilebrequin impacte la température de l'huile (ici, pour la texture T50). On constate que plus la vitesse augmente, de 600 à 3000 tours par minute, plus la température de l'huile monte de manière significative. C'est surtout à cause des frottements accrus et du fait que l'huile est davantage cisailée. À 3000 tours par minute, la température dépasse même les 115 °C. Dans ces conditions, si l'huile n'est pas spécialement conçue pour supporter une telle chaleur et de telles contraintes, sa viscosité risque de chuter, et le film lubrifiant pourrait se rompre.

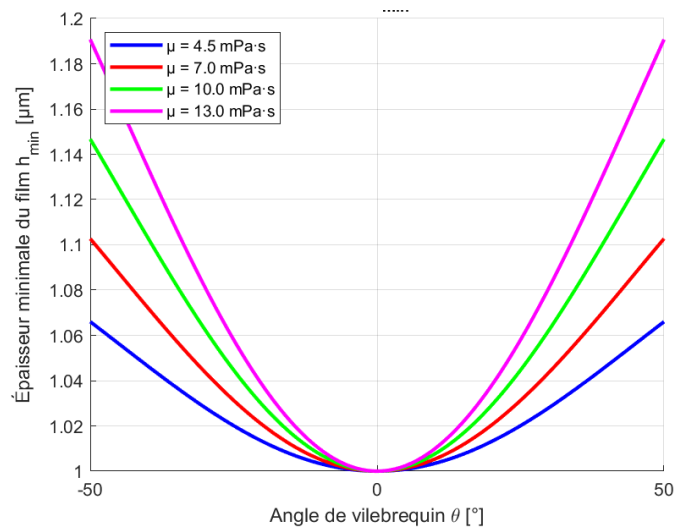


Figure 11 Effet de la Viscosité sur h_{\min} autour du PMH (T50)

La **figure 11** montre que la viscosité de l'huile impacte directement l'épaisseur minimale du film lubrifiant h_{\min} autour du Point Mort Haut (PMH). Une viscosité plus élevée (ex: 13 mPa·s) garantit un film plus épais, réduisant les contacts directs. À l'inverse, une faible viscosité (ex: 4,5 mPa·s) diminue h_{\min} , ce qui compromet la lubrification dans cette zone critique. Cependant, une viscosité trop forte peut augmenter le frottement et la température. Il faut donc trouver le bon compromis.

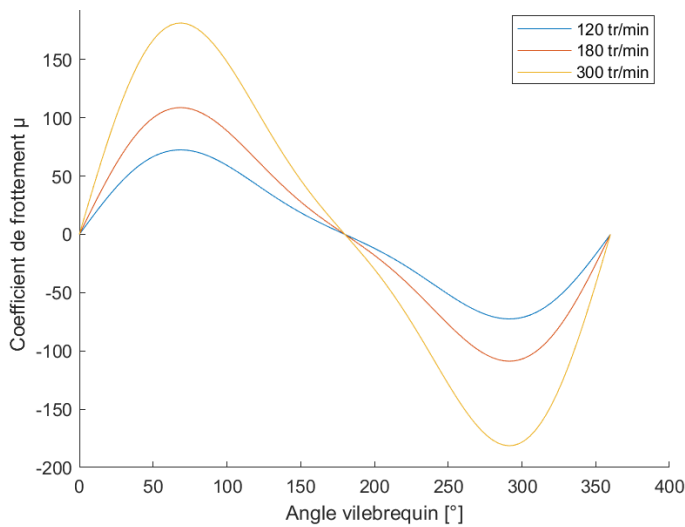


Figure 12 Effet de la vitesse sur le coefficient de frottement (charge = 30 N)

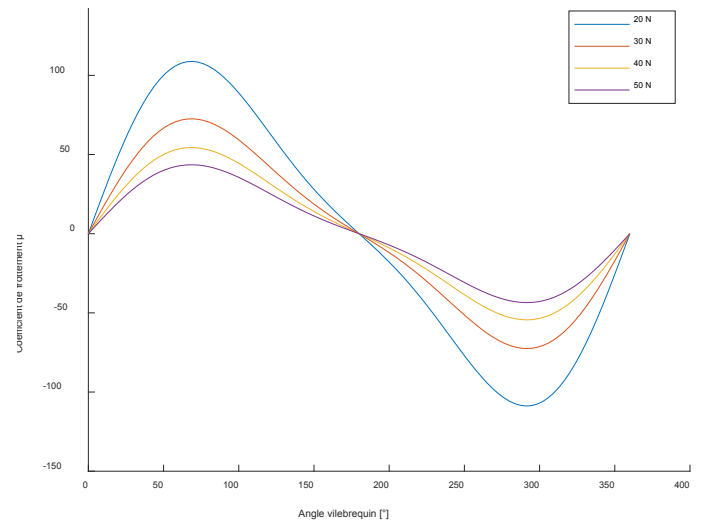


Figure 13 Effet de la charge sur le coefficient de frottement (vitesse = 120 tr/min)

La Figure 12 montre que l'augmentation de la charge normale réduit légèrement le coefficient de frottement (μ) en milieu de course, mais l'augmente fortement près des points morts. Sous forte charge, le film d'huile est plus fin aux extrémités, augmentant le contact direct entre les surfaces.

L'augmentation de la vitesse favorise une meilleure séparation des surfaces grâce à la pression hydrodynamique. La Figure 13 illustre qu'à basse vitesse (120 tr/min), le frottement est élevé aux points morts. Cependant, en augmentant la vitesse, la capacité du film hydrodynamique s'améliore, réduisant le frottement, surtout en milieu de course.

4.1.1 Conclusion du Chapitre

Notre travail met en lumière l'importance capitale de la **température**, de la **viscosité de l'huile** et de la **texture des surfaces** pour comprendre comment un segment de piston se comporte. Pour que l'huile assure bien son rôle de lubrifiant, il faut trouver le juste équilibre entre la façon dont le segment est conçu, les propriétés de l'huile que l'on utilise et les conditions de fonctionnement. En clair, ces résultats soulignent qu'il est essentiel d'aborder la lubrification de manière globale pour obtenir les meilleurs résultats.

Conclusion générale et perspective

Ce mémoire s'est plongé au cœur du fonctionnement d'un segment de piston à l'intérieur d'un compresseur, en se concentrant sur trois aspects vraiment essentiels : l'état des surfaces qui se touchent (leur rugosité), la température à laquelle tout cela fonctionne, et bien sûr, la consistance de l'huile utilisée. Il faut bien comprendre que ces trois éléments sont indissociables et jouent un rôle majeur dans la manière dont le film d'huile se comporte, surtout dans des conditions aussi rudes où les charges sont énormes, les vitesses changent sans arrêt, et la chaleur monte et descend en permanence entre le segment et la chemise.

Pour commencer notre exploration, nous avons passé au crible de nombreuses études existantes, ce qui nous a permis de saisir les phénomènes physiques qui expliquent pourquoi et comment un film d'huile se forme et reste stable dans un compresseur. On a compris que la rugosité de la surface n'est pas qu'un détail : elle influence directement la capacité du film à porter la charge, sa robustesse, et même la façon dont les petites bosses des deux surfaces interagissent. La température, quant à elle, agit de manière plus subtile mais tout aussi cruciale : en chauffant, l'huile devient moins épaisse, et cela peut rendre le film dangereusement fin dans des zones clés, comme le moment où le piston arrive tout en haut (le Point Mort Haut). Enfin, la viscosité de l'huile, qui dépend à la fois de sa fabrication et de sa réaction à la chaleur, est ce qui lui donne sa capacité à résister à l'écoulement et à supporter les pressions dans la zone de contact. Forts de ces découvertes, nous avons ensuite mis en place un modèle numérique sophistiqué.

Ce modèle nous a permis de simuler de manière très précise comment ces trois paramètres interagissent. Nous avons utilisé des équations complexes pour calculer la répartition de la pression dans le film d'huile, en intégrant toutes les variations de température autour du cylindre et leur impact sur la consistance de l'huile. Pour la rugosité, nous avons simulé différentes textures de surface, avec des orientations variées, et nous avons pu évaluer leur effet sur le frottement en observant l'évolution de la contrainte et de l'épaisseur minimale du film sur un cycle complet. Les résultats de cette étude sont très éclairants et nous ont appris des choses fondamentales sur le comportement du segment et de la chemise. On a vu que la rugosité des surfaces est vraiment primordiale pour une bonne lubrification : si les textures sont bien orientées, on favorise un film d'huile plus stable, tandis que certaines configurations peuvent, au contraire, augmenter le frottement et mal répartir le lubrifiant. La température, bien que changeant constamment au fil du cycle, exerce une influence indirecte mais vraiment déterminante. Les zones qui chauffent beaucoup voient la capacité de l'huile à maintenir ses propriétés chuter de manière significative, ce qui rend le film plus vulnérable et augmente le

risque de contacts directs entre les pièces. Enfin, la manière dont la viscosité de l'huile réagit à la température s'est avérée être un facteur critique. Une huile qui reste stable même quand il fait très chaud permet de maintenir une lubrification efficace même dans les conditions les plus exigeantes. On ne peut donc pas choisir son lubrifiant sans prendre en compte comment il se comporte face à la chaleur réelle du compresseur. En conclusion, ce mémoire démontre avec force qu'il est indispensable d'aborder l'analyse tribologique des compresseurs de manière globale : la rugosité, la température et la viscosité sont des éléments qui interagissent de façon complexe, et on ne peut absolument pas les étudier séparément si l'on veut garantir la fiabilité et l'efficacité de tout le système. Les informations que nous avons recueillies fournissent des pistes très claires pour bien choisir les huiles, pour sélectionner les meilleures textures de surface, et pour mieux gérer la chaleur au niveau du contact entre le segment et la chemise. À terme, ce type de travail peut vraiment aider à rendre les compresseurs plus durables, à réduire leur consommation d'énergie, et à éviter l'usure prématurée de leurs composants les plus importants.

BIBLIOGRAPHE

- [1] Mishra P.C., 2014. A Review of Piston Compression Ring Tribology, *Tribology in Industry*, Vol. 36 (3), 269-280.
- [2] Holmberg, K., Andersson, P., & Erdemir, A. 2012. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International*, Vol. 47, 221-234.
- [3] Kapsiz, M., Durat, M., & Ficici, F., 2011. Friction and wear studies between cylinder liner and piston ring pair using Taguchi design method, *Advances in Engineering Software*, Vol. 42 (8), 595-603.
- [4] Patir, N., Cheng, H. S., 1978. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication, *Journal of lubrication Technology*, Vol. 100 (1), 12-17.
- [5] Sandoval, D., Heywood, J. B., 2003. An improved friction model for spark-ignition engines. *SAE transactions*, 112 (3), 1041-1052.
- [6] Ma, Z., Henein, A., & Bryzik, W., 2006. A model for wear and friction in cylinder liners and piston rings. *Tribology transactions*, Vol. 49 (3), 315-327.
- [7] Mezghani, S., Demirci, I., Zahouani, H., & El Mansori, M., 2012. The effect of groove texture patterns on piston-ring pack friction, *Precision Engineering*, Vol. 36 (2), 210-217.
- [8] Akalin, O., Newaz, G. M., 2001. Piston ring-cylinder bore friction modeling in mixed lubrication regime: Part I—Analytical results, *Journal of tribology*, Vol. 123 (1), 211-218.
- [9] McGrogan, S., Tian, T., 2010. Numerical simulation of combustion-driven oil transport on the top land of an internal combustion engine piston. *International Journal of Engine Research*, Vol. 11 (4), 243-256.
- [10] Zhu, D., Wang, Q. J., 2013. Effect of roughness orientation on the elastohydrodynamic lubrication film thickness. *Journal of Tribology*, Vol. 135(3), 031501-031510.
- [11] Greenwood, J. A., Tripp, J. H., 1970. The contact of two nominally flat rough surfaces, *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 185 (1), 625-633.
- [12] Grabon, W., Koszela, W., Pawlus, P., & Ochwat, S., 2013. Improving tribological behaviour of piston ring–cylinder liner frictional pair by liner surface texturing, *Tribology International*, Vol. 61, 102-108.

[13] Harigaya, Y., Suzuki, M., Toda, F., & Takiguchi, M., 2006. Analysis of oil film thickness and heat transfer on a piston ring of a diesel engine: Effect of lubricant viscosity. *Journal of engineering for gas turbines and power*, Vol. 128 (3), 685-693.

[14] Johansson, S., Nilsson, P. H., Ohlsson, R., Anderberg, C., & Rosén, B. G., 2008. New cylinder liner surfaces for low oil consumption, *Tribology International*, Vol. 41 (9), 854-859.

[15] Johansson, S., Nilsson, P. H., Ohlsson, R., & Rosén, B. G., 2011. Experimental friction evaluation of cylinder liner/piston ring contact, *Wear*, Vol. 271 (3), 625-633.

ANNEXE 1 :

```
function T = Tfluid_P(Lx, Ly, cv_x, cv_y, omicron, beta, Tfluid, Tinit, density, cp, maxtime)
%=====
% Tfluid_P : Résout l'équation de conduction 2D stationnaire/transitoire
% dans le film d'huile avec conditions aux limites de convection et de Dirichlet
%-----
% Entrées :
% - Lx, Ly      : dimensions du domaine (m)
% - cv_x, cv_y  : nb de cellules dans x et y
% - omicron     : conductivité thermique [W/m.K]
% - beta       : coef. de convection [W/m².K]
% - Tfluid     : T° du fluide à gauche (°C)
% - Tinit      : température initiale (°C)
% - density    : densité (kg/m³)
% - cp         : capacité calorifique (J/kg.K)
% - maxtime    : durée simulée (s) (0 pour stationnaire)
%-----
% Sortie :
% - T          : matrice de température finale (°C)
%=====

% Paramètres du maillage
ni = cv_x + 2;
nj = cv_y + 2;
dx = Lx / cv_x;
dy = Ly / cv_y;

x = zeros(1, ni);
y = zeros(1, nj);

x(1) = 0; x(2) = dx / 2;
for i = 3:ni-1
    x(i) = x(i-1) + dx;
end
x(ni) = Lx;

y(1) = 0; y(2) = dy / 2;
for j = 3:nj-1
    y(j) = y(j-1) + dy;
end
y(nj) = Ly;

% Initialisation des matrices
T = Tinit * ones(ni, nj);
T(:,1) = 50;      % Bas : Dirichlet
T(:,nj) = 50;    % Haut : Dirichlet
Told = T;

% Coefficients
ae = omicron * dy / dx * ones(ni, nj);
aw = omicron * dy / dx * ones(ni, nj);
an = omicron * dx / dy * ones(ni, nj);
as = omicron * dx / dy * ones(ni, nj);
Su = zeros(ni, nj);
Sp = zeros(ni, nj);

dV = dx * dy;
dt = 1e-2; % petit pas de temps arbitraire
```

```

ap0 = density * cp * dV / dt;
ap = zeros(ni, nj);

for i = 1:ni
    for j = 1:nj
        % convection sur la gauche
        if i == 2
            Su(i,j) = Tfluid / (1/beta + dx/(2*omicron)) * dy / dV;
            Sp(i,j) = -1 / (1/beta + dx/(2*omicron)) * dy / dV;
            aw(i,j) = 0;
        end
        % pas de flux à droite
        if i == ni - 1
            ae(i,j) = 0;
        end
        % Dirichlet haut et bas
        if j == 2
            as(i,j) = 2 * omicron * dx / dy;
        end
        if j == nj - 1
            an(i,j) = 2 * omicron * dx / dy;
        end
        ap(i,j) = ae(i,j) + aw(i,j) + an(i,j) + as(i,j) - Sp(i,j)*dV + ap0;
    end
end

% Méthode de résolution : Gauss-Seidel
maxres = 1e-6;
maxit = 100;
time = 0;
s = (cos(pi/cv_x) + (dx/dy)^2 * cos(pi/cv_y)) / (1 + (dx/dy)^2);
omega = 2 / (1 + sqrt(1 - s^2));
omega = 1; % relaxation

while time < maxtime + dt/2
    Told = T;
    sumres = 1;
    counter = 0;

    while (sumres > maxres && counter < maxit)
        sumres = 0;
        for i = 2:ni-1
            for j = 2:nj-1
                Tnew = (ae(i,j)*T(i+1,j) + aw(i,j)*T(i-1,j) + ...
                    an(i,j)*T(i,j+1) + as(i,j)*T(i,j-1) + ...
                    Su(i,j)*dV + ap0*Told(i,j)) / ap(i,j);
                res = abs(ap(i,j)*Tnew - (ae(i,j)*T(i+1,j) + aw(i,j)*T(i-1,j) + ...
                    an(i,j)*T(i,j+1) + as(i,j)*T(i,j-1) + Su(i,j)*dV + ap0*Told(i,j)));
                sumres = sumres + res;
                T(i,j) = omega*Tnew + (1 - omega)*T(i,j);
            end
        end
        counter = counter + 1;
    end
    time = time + dt;
end

% Bord gauche (convection)
for j = 2:nj-1
    T(1,j) = (beta*Tfluid + omicron/(dx/2)*T(2,j)) / (beta + omicron/(dx/2));
end

```

```
% Bord droit (continuité)
T(ni,:) = T(ni-1,:);

% Affichage optionnel
figure;
pcolor(x,y,T'); shading interp;
xlabel('x (m)'); ylabel('y (m)');
title('Distribution de la température dans le film d\'huile');
colorbar;
end
```

ANNEXE 2 :

```

clc; clear; close all;

%% === Géométrie combinée optimisée ===
h0 = 1e-6;           % Épaisseur centrale [m]
e = 1.5e-6;         % Bombé latéral [m]
b = 10e-3;          % Largeur segment [m]
N = 1000;
x = linspace(-b/2, b/2, N);
h = zeros(1, N);

for i = 1:N
    xi = x(i);
    if xi <= -b/6
        h(i) = h0 + (6*e/b^3)*(xi + b/2)^2;
    elseif xi < b/6
        h(i) = h0;
    else
        h(i) = h0 + (6*e/b^3)*(xi - b/2)^2;
    end
end

%% === Rugosité (identique) ===
sigma_r = 0.5e-6;    % rugosité RMS [m]
lambda = 1e-6;      % pas moyen [m]
eta = 0.05;         % densité d'aspérités [1/m²]
E_star = 200e9;     % module réduit [Pa]
R_q = sigma_r;
d = mean(h);        % approche moyenne
alpha = d / (sqrt(2) * sigma_r);
phi = @(z) exp(-z.^2);

% Surface réelle de contact et force asperités
A_r = eta * pi * R_q * erf(alpha);
F_asp = (4/3) * eta * sqrt(R_q) * E_star * (sigma_r^1.5) * ...
    (1/sqrt(pi)) * integral(@(z) z.^1.5 .* phi(z - alpha), 0, Inf);

%% === Comparaison textures T25 / T50 / T75 ===
angles = [25, 50, 75];
Rq_values = [0.261, 0.403, 0.376] * 1e-6;
A_r_vec = zeros(1,3); F_asp_vec = zeros(1,3);

for i = 1:3
    sigma_r = Rq_values(i);
    R_q = sigma_r;
    alpha = d / (sqrt(2) * sigma_r);
    phi = @(z) exp(-z.^2);
    A_r_vec(i) = eta * pi * R_q * erf(alpha);
    F_asp_vec(i) = (4/3) * eta * sqrt(R_q) * E_star * (sigma_r^1.5) * ...
        (1/sqrt(pi)) * integral(@(z) z.^1.5 .* phi(z - alpha), 0, Inf);
end

%% === Épaisseur minimale h_min(theta) - textures T25, T50, T75 ===
theta = linspace(0, 360, 180); % [°]
bombes = [1.0e-6, 1.5e-6, 2.0e-6];
hmin_mat = zeros(length(bombes), length(theta));
for j = 1:length(bombes)
    e = bombes(j);

```

```

    h0 = 1e-6;
    hmin_mat(j,:) = (h0 + e * (sin(deg2rad(theta)).^2)) * 1e6; % en µm
end

%% === Viscosité  $\mu(T)$  pour huiles 20W40, 10W30, 5W20 ===
T = linspace(40, 140, 100); % Température [°C]
A = [1.2e-4, 1.0e-4, 8.5e-5]; B = [900, 850, 800];
mu_20W40 = A(1) * exp(B(1) ./ (T + 273.15));
mu_10W30 = A(2) * exp(B(2) ./ (T + 273.15));
mu_5W20 = A(3) * exp(B(3) ./ (T + 273.15));

%% === Taux de cisaillement  $\gamma(\theta)$  - huiles ===
theta = linspace(0, 360, 200);
theta_rad = deg2rad(theta);
T_chem = 100 + 20 * sin(theta_rad); % [°C]
T_K = T_chem + 273.15;
U_max = 5; h_min = 1e-6;
U_theta = U_max * sin(theta_rad);
gamma_dot = zeros(3, length(theta));

for i = 1:3
    mu = A(i) .* exp(B(i) ./ T_K);
    tau = mu .* abs(U_theta ./ h_min);
    gamma_dot(i, :) = tau ./ mu;
end

%% ===  $\mu(\theta)$  selon la température texturation (T25, T50, T75) ===
T_avg = [60, 90, 120]; % °C
mu0 = 0.01; Tref = 40; alpha_mu = 0.03;
theta = linspace(0, 360, 360);
theta_rad = deg2rad(theta);
mu_cycle = zeros(3, length(theta));

for i = 1:3
    T_cycle = T_avg(i) + 5 * sin(theta_rad);
    mu_cycle(i, :) = mu0 * exp(-alpha_mu * (T_cycle - Tref));
end

%% ===  $h_{\min}(\theta)$  autour du PMH selon  $\mu$  ===
theta_pmh = linspace(-50, 50, 200);
theta_pmh_rad = deg2rad(theta_pmh);
mu_values = [0.0045, 0.0070, 0.0100, 0.0130]; % viscosités Pa.s
C = 2.5e-5; h0 = 1.0e-6;
h_min_pmh = zeros(length(mu_values), length(theta_pmh));

for i = 1:length(mu_values)
    mu = mu_values(i);
    h_min_pmh(i, :) = h0 + C * mu * sin(theta_pmh_rad).^2;
end

```