



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 d'INGÉNIEUR D'ETAT

Spécialité : Energétique et développement durable

Présenté par

FRIHI Adem
KHALDI Ayoub

Analyse et Optimisation de la Segmentation dans 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

يقدم هذا البحث تحليلاً احتكاكياً وتحسيناً من خلال نمذجة الغشاء الزيتي في ضاغط مكبسي. تركز الدراسة على تعزيز أداء ومتانة هذه الأنظمة الحيوية من خلال نمذجة دقيقة لسلوك الغشاء المزلق. تُستخدم طريقة رقمية، وبالأخص طريقة غاوس-سايدل، لحل معادلات التزليق والتنبؤ بتوزيع الضغط وسمك الغشاء. الهدف هو تحديد استراتيجيات تحسين التجزئة لتقليل خسائر الاحتكاك والتآكل. تهدف النتائج المتوقعة إلى توفير أدوات تصميم لضواغط أكثر كفاءة وموثوقية.

الكلمات المفتاحية: الاحتكاك، ضاغط مكبسي، غشاء زيتي، نمذجة رقمية، تحسين، غاوس-سايدل، تزليق.

RESUME

Ce mémoire de PFE présente une analyse tribologique et une optimisation par modélisation du film d'huile dans un compresseur à piston. L'étude se concentre sur l'amélioration des performances et de la durabilité de ces systèmes critiques en modélisant précisément le comportement du film lubrifiant. Une approche numérique, utilisant notamment la méthode de Gauss-Seidel, est employée pour résoudre les équations de la lubrification et prédire la distribution de pression et l'épaisseur du film. L'objectif est d'identifier des stratégies d'optimisation de la segmentation pour minimiser les pertes par frottement et l'usure. Les résultats attendus visent à fournir des outils d'aide à la conception des segments pour des compresseurs plus efficaces et plus fiables.

Mots-clés : Tribologie, Compresseur à piston, Film d'huile, Modélisation numérique, Optimisation, Gauss-Seidel, Lubrification.

ABSTRACT

This Master's thesis presents a tribological analysis and optimization through oil film modeling in a piston compressor. The study focuses on enhancing the performance and durability of these critical systems by accurately modeling the behavior of the lubricating film. A numerical approach, notably using the Gauss-Seidel method, is employed to solve lubrication equations and predict pressure distribution and film thickness. The aim is to identify segmentation optimization strategies to minimize friction losses and wear. The expected results are intended to provide design tools for more efficient and reliable compressors.

Keywords: Tribology, Piston compressor, Oil film, Numerical modeling, Optimization, Gauss-Seidel, Lubrication.

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
REMERCIEMENT.....	4
TABLE DES MATIERES.....	5
LISTE ILLUSTRATION	7
LISTE DES TABLEAUX	8
GLOSSAIRE	9
INTRODUCTION GENERALE.....	1
1 <i>Chapitre 1</i> NUMÉRIQUE	3
1 ÉTAT DE L'ART SUR LA SEGMENTATION ET SA MODÉLISATION	3
1.1 Présentation générale des compresseurs à piston	3
1.2 Le Système Piston-Segments-Cylindre dans les Compresseurs.....	5
1.3 Phénomènes Physiques Gouvernant la Performance de la Segmentation.....	6
1.4 Revue des Approches de Modélisation et position du problème.....	7
2 MODELISATION THEORIQUE ET FORMULATION DU PROBLEME.....	8
2.1 Description Détaillée du Cas d'Étude Tribologique.....	8
2.1.1 Géométrie des segments.....	8
2.1.2 L'Équation de Reynolds.....	9
2.1.3 Condition aux limites	10
2.1.4 Équation du Mouvement du Segment (Dynamique du Segment).....	10
2.2 Équations des KPI principaux	11
2.2.1 Épaisseur minimale h_{min}	11
2.2.2 Force de frottement	11
2.2.3 Coefficient de frottement effectif μ_{eff}	11
2.2.4 FMEP (Friction Mean Effective Pressure).....	12
2.2.5 Temps en régime mixte et limite.....	12
2.3 Blow-by à travers la coupe du segment et les jeux des gorges.....	13
3 METHODOLOGIE NUMERIQUE ET IMPLEMENTATION	14

3.1	Discrétisation du Domaine de Calcul	14
3.1.1	Définition du Domaine de Calcul.....	14
3.2.2	Maillage du Domaine	14
3.1.2	Méthode des Différences Finies (MDF).....	15
3.2	Algorithme de Résolution de l'Équation de Reynolds : Méthode de Gauss-Seidel.....	15
3.2.1	Principe de la Méthode de Gauss-Seidel.....	16
3.2.2	Critère de Convergence	16
3.2.3	Application des Conditions aux Limites	16
3.3	Gestion de la Cavitation	16
3.4	Couplage des Modèles et Algorithme Global de Simulation	17
3.4.1	Interdépendances des Phénomènes	17
3.4.2	Algorithme Global de Simulation (Boucle Couplée).....	17
3.5	Outils d'Implémentation	17
4	RESULTATS ET DISCUSSION.....	18
4.1	Géométrie des Segments adoptés	18
4.1.1	Profils rectangulaires.....	18
4.1.2	Géométrie Bombée (Baseline)	19
4.1.3	Géométrie Bombée Optimisée	19
4.2	Distribution de la pression.....	22
4.3	Distribution du film d'huile.....	23
4.4	Évolution de la Force de Frottement au Cours du Cycle.....	24
4.5	Analyse comparative des performances tribologiques selon la géométrie du segment...25	
	CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVE	27
	BIBLIOGRAPHE.....	29
5	ANNEXE 1: FICHE TECHNIQUE COMPRESSEUR.....	30
6	ANNEXE 2 : ORGANIGRAMME ALGORITHME DE CALCUL	34
7	ANNEXE 2 : CODE DE CALCUL	35

LISTE ILLUSTRATION

FIGURE 1 : REPARTITION DES PERTES MECANIQUES PAR FROTTEMENT DANS LE MOTEUR [4].....	5
FIGURE 2 : SCHEMATISATION DU CONTACT SEGMENT-CHEMISE	5
FIGURE 3 : PROFIL DES SEGMENTS D'ETANCHEITES ET EPAISSEUR DU FILM NOMINAL	8
FIGURE 4 : EFFORTS DE CONTACT EXERCES SUR UN SEGMENT	9
FIGURE 5 : DISTRIBUTION DE LA PRESSION DANS LE FILM D'HUILE	22
FIGURE 6 : CARTE DE PRESSION 2D DANS LE FILM D'HUILE.....	22
FIGURE 7 : PRESSION DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION.....	22
FIGURE 8 : CARTE D'EPAISSEUR DE FILM – PROFIL BOMBE COMBINE.....	22
FIGURE 9 : ÉVOLUTION DE L'EPAISSEUR DE FILM POUR DIFFERENTES CHARGES - $V= 1500$ TR/MIN	23
FIGURE 10 : ÉVOLUTION DE L'EPAISSEUR DE FILM SELON LA VITESSE – $F = 40$ N.....	23
FIGURE 11 : ÉVOLUTION DE LA FORCE DE FROTTEMENT SELON LA VITESSE – $F = 40$ N	24
FIGURE 12 : ÉVOLUTION DE LA FORCE DE FROTTEMENT SELON LA CHARGE – $V = 1500$ TR/MIN	24
FIGURE 13 : COMPARAISON DU FROTTEMENT POUR DIFFERENTES HUILES.....	25
FIGURE 14 : COMPARAISON DES PARAMETRES SELON LA GEOMETRIE DU SEGMENT	26

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 1 : INDICATEURS DE PERFORMANCE POUR LA GEOMETRIE RECTANGLE	18
TABLEAU 2 : INDICATEURS DE PERFORMANCE POUR LA GEOMETRIE BOMBEE.....	19
TABLEAU 3 : INDICATEURS DE PERFORMANCE POUR LA GEOMETRIE BOMBEE OPTIMISEE	20
TABLEAU 4 : ÉVALUATION COMPARATIVE DES PERFORMANCES DE TROIS GEOMETRIES DE SEGMENT, AVEC QUANTIFICATION DU GAIN OBTENU GRACE A L'OPTIMISATION GEOMETRIQUE	20
TABLEAU 5 : REPARTITION DES REGIMES DE LUBRIFICATION SUR UN CYCLE	21

GLOSSAIRE

Abréviations	
<i>PMH</i>	Point mort haut
<i>PMB</i>	Point mort bas
<i>SPC</i>	Segments-piston-chemise

Notations		
<i>B</i>	m	Largeur des segments d'étanchéité
<i>b1</i>	m	Largeur supérieure des segments d'étanchéité
<i>b2</i>	m	Largeur inférieure des segments d'étanchéité
<i>Cf</i>	/	Coefficient de frottement
<i>Cv</i>	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Chaleur spécifique de l'huile
<i>e</i>	m	Épaisseur radiale du segment
<i>E1</i>	Pa	Modules de Young du segment
<i>E2</i>	Pa	Modules de Young de la chemise
<i>Ff</i>	N	Force du frottement
<i>Ff,hyd</i>	N	Force de frottement hydrodynamique
<i>Ff,g</i>	N	Force de frottement due au contact segment/gorge de segment
<i>Ff,mx</i>	N	Force de frottement mixte
<i>Fd</i>	N	Tare diamétrale du segment
<i>Ft</i>	N	Tare tangentielle du segment
<i>Fp</i>	W	Perte de puissance due au frottement
<i>fr</i>	N	Force radiale résultante appliquée au segment
<i>Fr</i>	/	Force radiale adimensionnée appliquée au segment
<i>ha</i>	m	Hauteur axiale du segment
<i>hmin</i>	m	Épaisseur minimale du film d'huile
<i>hr</i>	m	Hauteur de référence des aspérités
<i>hT</i>	m	Épaisseur du film d'huile locale
<i>h(x)</i>	m	Épaisseur du film d'huile nominale
<i>K</i>	/	Constante liée à la distribution d'aspérité d'une surface
<i>k</i>	/	Numéro de niveau de la méthode multigrille
<i>kt</i>	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Coefficient de conductivité thermique
<i>Lc</i>	m	Longueur de la course
<i>m</i>	/	Nombres respectifs des nœuds suivant l'axe y
<i>N</i>	Tr/min	Vitesse du moteur
<i>n</i>	/	Nombres respectifs des nœuds suivant l'axe x
<i>nc</i>	m	Ligne perpendiculaire de la frontière entre la zone pleine et la zone de cavité
<i>P1</i>	Pa	Pression du gaz au-dessus du segment (Côté chambre de combustion)

P_2	Pa	Pression du gaz au-dessous du segment (Coté vilebrequin)
P	Pa	Pression hydrodynamique dans le film d'huile
P_b	Pa	Pression du gaz à l'arrière du segment
P_{cav}	Pa	Pression dans la cavité gazeuse
P_{hyd}	Pa	Pression hydrodynamique dans le film d'huile
R	m	Rayon du cylindre
U	m/s	Vitesse du segment
μ_m	m/s	Vitesse moyenne du segment
x_2	m	Point de détachement du film d'huile au segment
x_c	m	Position donnée sur la chemise relative aux PMH
β	m	Rayon de courbure des aspérités
θ	rad	Position angulaire du vilebrequin
ν	/	Coefficient de Poisson
ν	$m^2 \cdot s^{-1}$	Viscosité cinématique du lubrifiant
ρ	kg/m^3	Masse volumique de l'huile
σ	m	Moyenne quadratique de la hauteur des sommets
δ	m	Taille de la couronne du segment
τ_x	Pa	Contrainte de cisaillement

Introduction générale

Dans un contexte mondial où l'efficacité énergétique et la durabilité des systèmes industriels sont devenues des impératifs majeurs, les compresseurs jouent un rôle crucial dans de nombreux secteurs, allant de la pétrochimie à la réfrigération, en passant par l'automobile et le génie climatique. Parmi les différentes typologies, les compresseurs à piston sont largement utilisés pour leur robustesse et leur polyvalence. Cependant, leur performance et leur durée de vie sont intrinsèquement liées à la tribologie de leurs composants internes, notamment l'interaction entre le piston, les segments et le cylindre, où la formation et le comportement du film d'huile sont déterminants.

C'est précisément au niveau de ces interfaces que se manifestent des phénomènes de frottement et d'usure, générateurs de pertes énergétiques considérables et de défaillances prématurées. Malgré l'existence d'un film lubrifiant, la compréhension fine de sa formation, de son épaisseur dynamique et de sa capacité à supporter les charges reste un défi, rendant l'optimisation de la performance tribologique cruciale. Une gestion inadéquate de la lubrification conduit non seulement à une augmentation des coûts de maintenance et de remplacement, mais également à une réduction significative du rendement global des installations.

Cette problématique a été particulièrement mise en lumière et renforcée par notre expérience pratique au sein de l'entité industrielle pharmaceutique Sidal SPA. L'observation directe des enjeux liés à la maintenance des équipements, aux arrêts de production causés par l'usure prématurée des composants et à la nécessité constante d'améliorer l'efficacité énergétique, a souligné l'urgence de développer des outils prédictifs et des stratégies d'optimisation concrètes pour les systèmes mécaniques complexes comme les compresseurs.

C'est dans ce contexte que s'inscrit notre mémoire de fin d'études. Il vise à approfondir l'analyse tribologique des compresseurs à piston par le développement d'un modèle numérique détaillé du film d'huile. Ce travail permettra de simuler le comportement hydrodynamique du lubrifiant, d'évaluer les distributions de pression et les variations d'épaisseur du film sous diverses conditions de fonctionnement. L'objectif est d'identifier des pistes d'optimisation de la conception de la segmentation pour minimiser les pertes par frottement et l'usure, contribuant ainsi à un développement de compresseurs plus performants, plus durables et économiquement plus viables, en adéquation avec les exigences industrielles actuelles.

L'objectif des travaux exposés dans ce mémoire est d'optimiser la géométrie des segments par une étude approfondie du contact segment-chemise. L'optimisation visera à améliorer le frottement, l'usure des surfaces en contact et la consommation d'huile dans le moteur.

La modélisation numérique constitue une solution efficace pour comprendre et optimiser cette interface. L'équation de Reynolds, issue de la mécanique des fluides, permet de décrire le comportement du film d'huile entre deux surfaces en mouvement relatif. En intégrant la dynamique des segments (qui sont déformables et soumis à différentes forces), cette approche fournit une base solide pour anticiper les performances tribologiques (telles que l'épaisseur du film, le frottement, les contacts solides, etc.).

En résumé, ce projet s'inscrit dans une approche d'analyse détaillée et d'amélioration de la segmentation dans un compresseur à piston, avec les objectifs suivants :

1. Développer un modèle numérique basé sur l'équation de Reynolds pour simuler la lubrification segment-cylindre.
2. Combiner ce modèle avec la dynamique radiale et axiale des segments, tout en prenant en compte les effets des forces de pression gazeuse et des dynamiques hydrodynamiques.
3. Évaluer les paramètres de performance tribologique d'une configuration standard, incluant l'épaisseur du film, la force de frottement et les zones de contact.
4. Identifier les paramètres de conception influençant les performances tribologiques.
5. Proposer et évaluer numériquement des solutions d'optimisation de la segmentation (profil bombé, tension modifiée, etc.) pour réduire le frottement, l'usure et la consommation d'huile.

L'analyse porte sur un compresseur monocylindre de type industriel, représentatif de ceux utilisés chez SAIDAL. Il est conçu avec des dimensions et matériaux réalistes (cylindre en fonte grise, piston en aluminium, segments à trois niveaux). La configuration "de base" servira de référence pour les comparaisons ultérieures.

Chapitre 1

État de l'Art sur la Segmentation et sa Modélisation

Ce premier chapitre pose les bases conceptuelles et contextuelles de notre étude. Il débutera par une présentation générale des compresseurs à piston, en soulignant leur importance et leur fonctionnement. Nous aborderons ensuite les principes fondamentaux de la tribologie, science des frottements, de l'usure et de la lubrification, en mettant en évidence leur rôle crucial dans la performance et la durabilité de ces machines. Une revue exhaustive de l'état de l'art sera menée, explorant les recherches antérieures sur la modélisation des films d'huile dans les systèmes piston-segment-cylindre, ainsi que les défis persistants et les lacunes identifiées dans la littérature qui motivent notre démarche. Ce chapitre établira le cadre théorique nécessaire à la compréhension des phénomènes complexes étudiés.

1.1 Présentation générale des compresseurs à piston

Les compresseurs à piston sont des dispositifs mécaniques utilisés pour augmenter la pression d'un gaz en réduisant son volume, une fonction cruciale dans de nombreuses industries, telles que la réfrigération, la production d'air comprimé, la fabrication de gaz industriels, et dans les moteurs à combustion interne [1].

Le compresseur à piston fonctionne selon le principe de déplacement positif. Le piston, entraîné par un moteur, se déplace dans un cylindre pour aspirer et comprimer un gaz [1]. Ce processus se déroule en deux phases principales :

- **Aspiration** : Le piston descend dans le cylindre, créant une pression négative qui aspire le gaz dans le cylindre à travers une soupape d'aspiration.
- **Compression et expulsion** : Ensuite, lorsque le piston monte, il comprime le gaz à une pression plus élevée. Une soupape d'échappement s'ouvre pour permettre au gaz comprimé de s'échapper et d'être dirigé vers un réservoir ou un circuit d'utilisation.

Ce cycle se répète en continu, avec le piston qui effectue des mouvements linéaires pour comprimer le gaz à chaque coup de piston [1].

Les compresseurs à piston peuvent être classés en plusieurs types, en fonction de leur conception et de leur usage [2] :

- **Compresseurs à piston monocylindre** : Utilisent un seul cylindre et sont souvent utilisés pour des applications de faible à moyenne capacité.
- **Compresseurs à piston multicylindre** : Utilisent plusieurs cylindres, souvent agencés de manière à ce que chaque cylindre fonctionne à des moments différents, ce qui permet d'assurer un débit d'air plus constant et une performance améliorée.
- **Compresseurs à piston à double effet** : Ces compresseurs possèdent un piston avec deux surfaces actives, ce qui permet de comprimer le gaz lors des mouvements de montée et de descente du piston.

Les compresseurs à piston sont utilisés dans une large gamme d'applications industrielles et commerciales, telles que les systèmes de réfrigération, la production d'air comprimé, les moteurs à combustion interne, et les compresseurs d'air dans les véhicules [1]. Ils sont capables de fournir une pression relativement élevée avec un rendement énergétique optimal, ce qui les rend adaptés à de nombreuses applications industrielles. Leur conception simple et leur capacité à générer de la pression dans divers contextes les rendent essentiels. Cependant, pour garantir leur longévité et maintenir leur performance, une maintenance régulière ainsi qu'une gestion efficace des problèmes liés à l'usure et à la lubrification sont cruciales [3].

En effet, ils sont soumis à des conditions de fonctionnement exigeantes, ce qui peut entraîner des problèmes techniques :

- **Usure des composants** : Les segments de piston et les cylindres peuvent s'user à cause des frottements constants. La lubrification correcte est essentielle pour prolonger leur durée de vie.
- **Fuites de gaz** : Des fuites peuvent se produire si les soupapes ou les segments de piston ne sont pas correctement entretenus.
- **Vibrations et bruit** : Les compresseurs à piston peuvent générer des vibrations et du bruit, ce qui nécessite parfois des mesures d'atténuation.

Les entretiens réguliers, incluant la vérification du système de lubrification, le nettoyage des soupapes et le contrôle des niveaux de pression, sont essentiels pour garantir un fonctionnement optimal et éviter des pannes coûteuses.

1.2 Le Système Piston-Segments-Cylindre dans les Compresseurs

Le mécanisme piston-segments-cylindre représente l'élément central fonctionnel des compresseurs alternatifs, notamment ceux à piston. Il se compose de trois composants majeurs qui interagissent de manière dynamique pendant le fonctionnement du compresseur [2].

Le piston, élément mobile qui se déplace dans le cylindre, assure la compression du fluide. Il est souvent fabriqué en alliage d'aluminium pour sa légèreté et sa conductivité thermique efficace. On insère généralement deux ou trois segments dans des gorges usinées situées sur la jupe du piston. On identifie principalement ; les segments de compression, garantissant l'imperméabilité au gaz comprimé ; Le segment racleur (ou racleur d'huile), responsable de la régulation du film d'huile sur la surface du cylindre, la chambre dans laquelle se déplace le piston est formée par le cylindre, également appelé chemise. On utilise fréquemment la fonte pour sa durabilité face à l'abrasion et son maintien dimensionnel [4].

On sélectionne les matériaux en fonction de leur robustesse mécanique, de leur adéquation tribologique et de leur aptitude à résister à d'importants gradients thermiques [2]. Il est courant d'appliquer des traitements de surface tels que le chromage, la nitruration ou les revêtements DLC sur les segments afin de réduire l'usure et d'optimiser la lubrification [3].

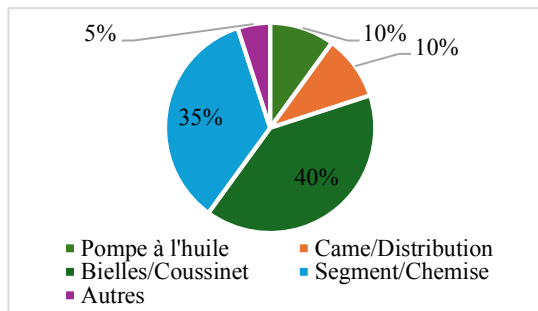


Figure 1 : Répartition des pertes mécaniques par frottement dans le moteur [4]

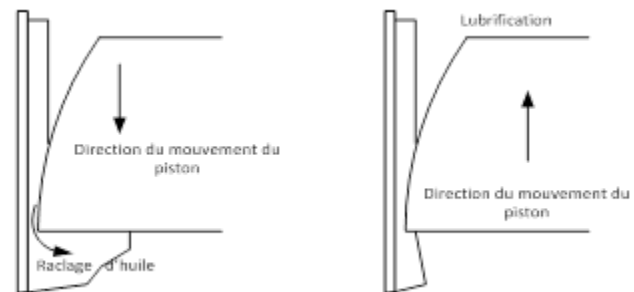


Figure 2 : Schématisation du contact segment-chemise

1.3 Phénomènes Physiques Gouvernant la Performance de la Segmentation

Plusieurs phénomènes physiques complexes conditionnent les performances de la segmentation et, par conséquent, du compresseur dans son ensemble.

Chaque segment peut se déplacer radialement (expansion contre la paroi du cylindre sous l'effet de sa tension et de la pression), axialement (dans sa gorge), et parfois subir une rotation lente. Ces mouvements sont influencés par les forces de pression, les forces d'inertie, et les contacts solides. Les conditions de "flottement" (absence de contact entre le segment et sa gorge) peuvent affecter l'étanchéité [4].

Lors du fonctionnement du moteur, des fuites de gaz se produisent entre les segments et leur gorge ainsi qu'entre les segments et la paroi du cylindre [3]. Le phénomène de blow-by désigne le passage des gaz comprimés vers le carter, ce qui entraîne des pertes de rendement et une pollution accrue. Le blow-back, inverse du blow-by, se produit parfois lors de certaines phases transitoires [4].

Le régime de lubrification entre les segments et le cylindre varie en permanence au cours du cycle [4] [5]. On distingue :

- Le régime hydrodynamique, dans lequel un film d'huile sépare complètement les surfaces ;
- Le régime mixte, dans lequel des zones de contact existent malgré la présence d'huile ;
- Le régime limite, où le contact solide domine.

Ces régimes ont un impact sur les forces de frottement, la perte d'énergie et les procédés d'usure (abrasion, adhésion, fatigue) [6].

Les segments participent activement à la régulation de la distribution du film d'huile. Le segment racleur récupère l'excès d'huile sur la paroi, alors que les segments supérieurs peuvent aspirer une proportion d'huile vers la chambre de combustion, ce qui affecte la consommation d'huile [5].

Les aspects thermiques jouent un rôle crucial dans le fonctionnement des compresseurs à piston. En effet, dans le cylindre, les hausses de température générées lors du processus de compression entraînent des effets complexes qui influencent directement les performances et la durabilité des pièces. La température influence les propriétés de l'huile utilisée pour la lubrification. L'augmentation de la température peut réduire la viscosité de l'huile, ce qui diminue sa capacité à former un film de lubrification adéquat entre les surfaces en mouvement, comme le contact entre le piston et la chemise du cylindre [7].

1.4 Revue des Approches de Modélisation et position du problème

La modélisation du contact segment chemise s'est largement développée ces dernières décennies, afin de prédire les performances tribologiques et thermiques du système. On peut lister plusieurs approches selon la littérature spécialisée [6], [7], [8], [9] :

- **Modèles analytiques et 1D/2D simplifiés** : Ces modèles permettent une compréhension rapide des phénomènes principaux, notamment via l'équation de Reynolds pour le film d'huile, ou des modèles de type spring-mass pour la dynamique radiale des segments. Leur faible coût de calcul permet l'optimisation rapide de designs, au prix d'hypothèses simplificatrices.
- **Modèles éléments finis (FEM)** : Ils sont utilisés pour simuler les contraintes mécaniques dans les segments et les gorges, les déformations thermiques, ou encore le contact segment-gorge. Ils permettent une évaluation fine des zones critiques en fatigue ou en usure.
- **Modèles de mécanique des fluides numérique (CFD)** : Les outils CFD permettent de modéliser les écoulements gazeux dans les interstices segment-cylindre, de prédire le débit de blow-by, et d'analyser les effets de pression inter-segments.
- **Modèles tribologiques spécifiques** : Certains modèles se concentrent sur la résolution de l'équation de Reynolds couplée à la dynamique des segments, permettant d'estimer l'épaisseur de film d'huile, les forces de frottement, et les zones de cavitation.
- **Approches couplées** : Afin d'augmenter la précision des prédictions, des approches multiphysiques intègrent plusieurs modèles simultanément (CFD-FEM, CFD-tribo), au prix d'une complexité de modélisation et de calcul plus élevée.
- **Logiciels courants utilisés** : De nombreux codes sont utilisés dans l'industrie et la recherche, comme GT-SUITE, AVL EXCITE Power Unit, ANSYS, ou des outils spécifiques développés en MATLAB ou Python.

Ainsi, notre projet vise à développer un modèle numérique tribologique simplifié, tout en restant fidèle à la réalité, pour analyser le fonctionnement d'un segment dans un compresseur à piston. L'approche adoptée repose sur la résolution de l'équation de Reynolds en une dimension, avec divers profils de segments, et sur l'intégration de la dynamique radiale du segment. Ce modèle permet d'étudier des paramètres de performance essentiels tels que la tension, le frottement et la consommation d'huile, tout en explorant différentes configurations géométriques dans le but d'optimiser la conception des profils des segments.

Chapitre 2

Modélisation Théorique et Formulation du Problème

Le présent chapitre est dédié à la formulation théorique et mathématique du problème de la lubrification hydrodynamique des segments. Nous commencerons par présenter les hypothèses simplificatrices inhérentes à la modélisation des films minces, puis nous dériverons l'équation de Reynolds généralisée, pilier de la théorie de la lubrification, en l'adaptant spécifiquement à la géométrie et aux conditions de fonctionnement d'un compresseur à piston. La description des conditions aux limites, des propriétés du lubrifiant et des paramètres géométriques des segments sera également détaillée. Ce chapitre fournira le cadre analytique et les équations gouvernantes qui serviront de base à la résolution numérique ultérieure.

2.1 Description Détaillée du Cas d'Étude Tribologique

Cette étude porte sur un compresseur à piston simple, qui possède un seul cylindre et un étage de compression unique. Il est lubrifié à l'huile et opère sous une pression de refoulement de 9 bars. Le système de segments est constitué de deux segments de compression et d'un segment racleur [4]. Notre étude portera sur le segment coup feu, du fait de sa grande exposition à l'usure, ce segment est soumis à des températures proches de 250° C.

Au cours d'un cycle, l'épaisseur du film d'huile entre segment de tête et la chemise varie, de 10 micromètres à mis course plein vitesse à 1 micromètre au voisinage du PMH vitesse bas, cela sous l'action des gaz de pression et le désalignement du piston dû à la cinématique du mouvement de la bielle [6].

2.1.1 Géométrie des segments

La géométrie du segment joue un rôle central dans la génération d'un film d'huile efficace dans le contact tribologique avec la chemise. Le segment est conçu pour favoriser une lubrification hydrodynamique stable, principalement grâce à un profil convergent, généralement de forme bombée, dont la fonction est de créer un effet de portance du film fluide [4].

Ce profil bombé, souvent parabolique ou à double courbure, est défini par une flèche maximale (δ) et une largeur (B) [6]. La géométrie typique suit la loi (2-1) et s'additionne à une épaisseur minimale variable dans le temps, donnant (2-2):

$$h(x) = \left(\frac{\delta}{(b/2)^2} \right) x^2 \quad (2-1)$$

$$h(x, t) = h_{min} + \left(\frac{\delta}{(b/2)^2} \right) x^2 \quad (2-2)$$

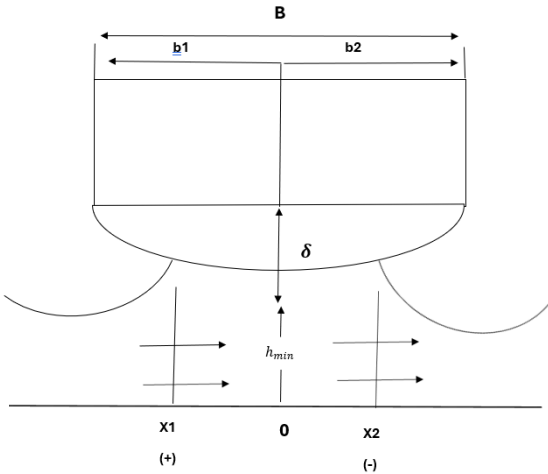


Figure 3 : Profil des segments d'étanchéités et épaisseur du film nominal

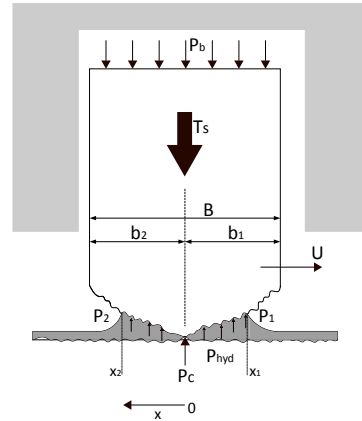


Figure 4 : Efforts de contact exercés sur un segment

2.1.2 L'Équation de Reynolds

L'équation de Reynolds est une équation aux dérivées partielles du second ordre de type elliptique dont l'inconnu principal est la pression [5].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} \{ \rho(U_1 + U_2) \} + 6h \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho(W_1 + W_2) \} + 12\rho V_2 + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2-3)$$

- $\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right)$: représente la variation du débit suivant l'axe x ;
- $\frac{\partial}{\partial z} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right)$: représente la variation du débit suivant l'axe z ;
- $6\rho(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\rho(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} \{ \rho(U_1 + U_2) \} + 6h \frac{\partial}{\partial z} \{ \rho(W_1 + W_2) \}$: ces termes représentent la variation du débit due aux vitesses des deux corps ;
- $12\rho V_2$: représente l'effet d'écrasement du fluide ;
- $12h \frac{\partial \rho}{\partial t}$: représente l'effet transitoire $\rho(t)$.

Pour le contact ci-dessus (figure 3), l'équation de Reynolds se simplifie et prend donc la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dP}{dx} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2-4)$$

Du fait que :

- La variation du débit suivant l'axe z est négligeable, puisque nous avons considéré le contact suivant l'axe z infiniment long ;

- $U_1=0$ le plan est fixe ;
- $W_1=W_2=0$ pas de déplacement suivant l'axe z ;
- ρ est constante et $V_2=0$ puisque le fluide est incompressible.

Avec $h(x, t)$ l'épaisseur locale du film.

La vitesse instantanée U du piston peut être décrite par une fonction quasi harmonique de la position angulaire θ du vilebrequin, en relation avec la vitesse angulaire ω , conformément à l'expression :

$$U = \frac{R}{b} \sin\theta \left(1 - \cos\theta / \sqrt{\left(\frac{L}{b}\right)^2 - \sin^2\theta} \right) b\omega \quad (2-5)$$

2.1.3 Condition aux limites

La valeur de la pression dépend de la géométrie du contact et de sa cinématique, et des conditions aux limites sur la pression retenue lors de la résolution de l'équation de Reynolds.

On assume que les valeurs des pressions à l'admission et à la sortie du film d'huile sont connues :

$$\begin{cases} p(x_1) = p_1 \\ p(x_2) = p_2 \end{cases} \quad (2-6)$$

Comme c'est connu dans les problèmes des paliers, il existe habituellement des cavitations qui gênent le film qui sépare le contact au rebord arrière. D'où la condition de sortie de Reynolds est appliquée : [6].

$$\frac{dp}{dx}(x_2) = 0 \quad (2-7)$$

La condition aux limites de Reynolds est valide dans toute la majeure partie de la course du piston. Comme la vitesse du piston s'approche à zéro près des extrémités de la course du piston, la sortie du segment s'inondera automatiquement.

2.1.4 Équation du Mouvement du Segment (Dynamique du Segment)

Le segment n'est pas fixe (figure 4), il peut avoir des mouvements de translation et de rotation par rapport au piston et au cylindre, sous l'action de diverses forces [7].

$$m \frac{d^2 y_s}{dt^2} = F_{film} + F_{gaz} + F_{inertie} + F_{friction} + F_{tension} \quad (2-8)$$

- m : Masse du segment (si on considère un mouvement global).

- y_s : Position du segment par rapport à la chemise.
- $F_{film} = \iint p(x,z,t) dx dz$: Force hydrodynamique exercée par le film d'huile.
- F_{gaz} : Force due à la pression des gaz de combustion/compression derrière et sur les côtés du segment. Ces pressions varient fortement avec l'angle de vilebrequin.
- $F_{inertie}$: Force d'inertie du segment.
- $F_{friction}$: Force de frottement exercée par le film d'huile (intégrale des contraintes de cisaillement).
- $F_{tension}$: Force radiale de tension du segment (due à sa précontrainte pour épouser la chemise).

Ce qui nous donne au final :

$$\int_{x_1}^{x_2} P_{hyd} dx + \int_{-b_1}^{b_2} P_c dx + P_1(b_1 + x_1) + P_2(b_2 - x_2) - P_b(b_1 + b_2) - T_s(b_1 + b_2) = 0 \quad (2.9)$$

2.2 Équations des KPI principaux

2.2.1 Épaisseur minimale h_{min}

$$h_{min} = \min_{x,z} h(x, z) \quad (2-10)$$

Où $h(x, z)$ est l'épaisseur locale instantanée du film d'huile (dynamique, variable avec le temps/cycle).

2.2.2 Force de frottement F_{frott}

La force de frottement totale et la contrainte de cisaillement locale sur la surface se calculent par :

$$F_{frott} = \iint_{surface} \tau(x, z) dx dz \quad (2-11) \quad \text{Où} \quad \tau(x, z) = \mu_{eff}(x, z) \frac{U}{h(x, z)} \quad (2-12)$$

Avec :

- μ_{eff} : coefficient de frottement effectif (fonction de l'épaisseur locale du film),
- U : vitesse relative,
- $h(x, z)$: épaisseur locale.

2.2.3 Coefficient de frottement effectif μ_{eff}

Le modèle considère trois régimes selon l'épaisseur h :

$$\mu_{\text{eff}} = \begin{cases} \mu_{\text{boundary}} & h \leq h_{\text{boundary}} \\ \mu_{\text{mixed}} & h_{\text{boundary}} < h < h_{\text{transition}} \\ \mu \frac{U}{h} & h \geq h_{\text{transition}} \end{cases} \quad (2-13)$$

Avec :

- μ_{boundary} : coefficient de frottement en régime limite (lubrification limite),
- μ_{mixed} : coefficient de frottement en régime mixte,
- μ : viscosité dynamique du lubrifiant,
- $h_{\text{boundary}}, h_{\text{transition}}$: épaisseurs seuils définissant les régimes.

2.2.4 FMEP (Friction Mean Effective Pressure)

$$\text{FMEP} = \frac{F_{\text{frott}}}{A} \quad (2-14)$$

Où $A = \pi R^2$ est la surface de contact effective (avec R le rayon du segment).

2.2.5 Temps en régime mixte et limite

Pour un cycle discrétisé en N étapes, on calcule :

$$\text{Temps régime mixte (\%)} = \frac{\{k \mid h_{\text{min}}(k) < h_{\text{transition}}\}}{N} \times 100 \quad (2-15)$$

$$\text{Temps régime limite (\%)} = \frac{\{k \mid h_{\text{min}}(k) < h_{\text{boundary}}\}}{N} \times 100 \quad (2-16)$$

2.2.6 Phase critique

Correspond à l'angle de rotation θ_{crit} où l'épaisseur minimale h_{min} atteint son minimum absolu :

$$\theta_{\text{crit}} = \underset{k}{\text{argmin}} h_{\text{min}}(k) \quad (2-17)$$

Une fois les indicateurs clés de performance (KPI) déterminés en différentes conditions de fonctionnement, les performances tribologiques et l'efficacité du segment seront vérifiées.

2.3 Blow-by à travers la coupe du segment et les jeux des gorges

Pour le calcul du blow-by à travers la coupe du segment et les jeux des gorges (entre le segment et la gorge du piston), on modélise généralement ces chemins de fuite comme des orifices ou des fentes courtes. La formule générale pour le débit massique (\dot{m}) d'un gaz parfait traversant un orifice est la suivante :

$$\dot{m} = C_d A P_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1} f\left(\frac{P_2}{P_1}, \gamma\right)} \quad (2-18)$$

Où :

- \dot{m} : Débit massique (kg/s)
- C_d : Coefficient de décharge (adimensionnel), tenant compte des pertes de charge. Sa valeur typique est entre 0.6 et 0.9 pour les orifices ou fentes courtes, et dépend de la géométrie exacte.
- A : Aire de la section transversale de l'orifice ou de la fente (m^2).
- P_1 : Pression statique en amont de l'orifice (Pa).
- P_2 : Pression statique en aval de l'orifice (Pa).
- R : Constante spécifique des gaz ($J/(kg \cdot K)$), $R = R_u / M_{mol}$ où R_u est la constante universelle des gaz et M_{mol} est la masse molaire du gaz.
- T_1 : Température statique du gaz en amont de l'orifice (K).
- γ : Rapport des chaleurs spécifiques du gaz (C_p / C_v , adimensionnel). Pour l'air, $\gamma \approx 1.4$.

Chapitre 3

Méthodologie Numérique et Implémentation

Le chapitre précédent a établi le cadre théorique du modèle de film d'huile pour le système segment-chemise dans un compresseur à piston, définissant les équations gouvernantes des phénomènes hydrodynamiques et des interactions mécaniques. La complexité de ces équations, caractérisées par leur nature non-linéaire, leurs couplages et la variabilité des conditions aux limites, rend la recherche d'une solution analytique pratiquement impossible. Il est donc impératif de recourir à des méthodes numériques robustes et efficaces.

Ce chapitre a pour objectif de détailler la démarche numérique adoptée pour résoudre le modèle théorique. Nous commencerons par la discrétisation du domaine de calcul et la transformation des équations différentielles en un système d'équations algébriques. Une attention particulière sera portée à la description de la méthode itérative de Gauss-Seidel, qui constitue le cœur de notre solveur de pression. Nous aborderons également la gestion des conditions aux limites et l'intégration d'un modèle de cavitation. Enfin, nous présenterons l'algorithme global de la simulation, décrivant le couplage des différentes composantes du modèle, ainsi que les outils logiciels utilisés pour son implémentation.

3.1 Discrétisation du Domaine de Calcul

La première étape de la résolution numérique consiste à transformer le problème continu défini par les équations différentielles en un problème discret, résoluble sur un ordinateur.

3.1.1 Définition du Domaine de Calcul

Le domaine de calcul est la surface de contact bidimensionnelle entre le segment de piston et la chemise du cylindre, où le film d'huile est supposé exister. Typiquement, ce domaine est représenté par une zone rectangulaire (ou déroulée d'une surface cylindrique) de largeur L_z (hauteur du segment) et de longueur L_x (partie du périmètre du segment en contact). La variation de l'épaisseur du film (h) et de la pression (P) est étudiée sur cette surface [8].

3.2.2. Maillage du Domaine

Pour discrétiser ce domaine, un maillage uniforme est employé, caractérisé par un ensemble de points (nœuds) régulièrement espacés. Le domaine est divisé en N_i intervalles selon la direction x et N_j intervalles selon la direction z , créant ainsi un total de $(N_{i+1}) \times (N_{j+1})$ nœuds de calcul. Les pas de discrétisation sont définis par :

$$\Delta x = \frac{L_x}{N_i}, \Delta z = \frac{L_z}{N_j}$$

Chaque nœud est désigné par ses indices (i,j) , où i varie de 1 à N_{i+1} et j de 1 à N_{j+1} . La densité du maillage $(\Delta x, \Delta z)$ est un compromis entre la précision des résultats et le coût computationnel [8].

3.1.2 Méthode des Différences Finies (MDF)

La méthode des différences finies est utilisée pour approximer les dérivées spatiales de l'équation de Reynolds. Les dérivées sont remplacées par des expressions algébriques impliquant les valeurs de la fonction aux nœuds voisins. Pour l'équation de Reynolds générale :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (3-1)$$

En appliquant des différences centrées pour les dérivées secondes et premières, chaque terme de l'équation peut être discrétisé. Par exemple, pour le terme de conduction en x :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \approx \frac{1}{\Delta x} \left[\left(\frac{h^3}{12\mu} \right)_{i+1/2,j} \frac{p_{i+1,j} - p_{i,j}}{\Delta x} - \left(\frac{h^3}{12\mu} \right)_{i-1/2,j} \frac{p_{i,j} - p_{i-1,j}}{\Delta x} \right] \quad (3-2)$$

Où les coefficients $(h^3/12\mu)$ sont évalués aux milieux des pas. Après réarrangement, l'équation discrétisée pour un nœud (i,j) peut s'écrire sous la forme générale :

$$D_{i,j}P_{i,j} = E_{i,j}P_{i+1,j} + F_{i,j}P_{i-1,j} + G_{i,j}P_{i,j+1} + H_{i,j}P_{i,j-1} + Q_{i,j} \quad (3-3)$$

où $D_{i,j}, E_{i,j}, F_{i,j}, G_{i,j}, H_{i,j}$ sont les coefficients qui dépendent de l'épaisseur du film h , de la viscosité μ , de la densité ρ et des pas de discrétisation $(\Delta x, \Delta z)$. Le terme $Q_{i,j}$ regroupe les termes sources (vitesse de cisaillement et effet de squeeze-film) ainsi que les termes constants. Cette forme algébrique est directement visible dans l'extrait de code fourni en annexe, avec des termes $E(i,j)$, $F(i,j)$, $G(i,j)$, $H(i,j)$ calculés, et $D(i,j)$ comme leur somme, ainsi que le terme source $Q(i,j)$ [8].

3.2 Algorithme de Résolution de l'Équation de Reynolds : Méthode de Gauss-Seidel

Le système d'équations algébriques résultant de la discrétisation est généralement très grand et creux. Les méthodes directes (comme l'inversion de matrice) deviennent rapidement impraticables

en raison des exigences en mémoire et en temps de calcul. Les méthodes itératives sont donc préférées [9].

3.2.1 Principe de la Méthode de Gauss-Seidel

La méthode de Gauss-Seidel est une technique itérative pour résoudre des systèmes d'équations linéaires. Elle procède en mettant à jour la valeur de chaque inconnue (ici, la pression $P_{i,j}$) séquentiellement, en utilisant les valeurs les plus récemment calculées pour ses voisins.

L'équation discrétisée générale (3-3) est réécrite pour l'itération $(k+1)$ comme suit :

$$P_{i,j}^{(k+1)} = \frac{1}{D_{i,j}} \left(E_{i,j} P_{i+1,j}^{(k)} + F_{i,j} P_{i-1,j}^{(k+1)} + G_{i,j} P_{i,j+1}^{(k)} + H_{i,j} P_{i,j-1}^{(k+1)} + Q_{i,j} \right) \quad (3-4)$$

où les termes avec l'exposant $(k+1)$ utilisent les valeurs déjà mises à jour dans l'itération courante, tandis que ceux avec (k) utilisent les valeurs de l'itération précédente. Ce balayage séquentiel est répété jusqu'à ce que la solution converge.

3.2.2 Critère de Convergence

La convergence de l'itération de Gauss-Seidel est vérifiée en comparant la valeur de la pression à l'itération actuelle avec celle de l'itération précédente. L'itération s'arrête lorsque l'erreur maximale relative entre deux itérations consécutives devient inférieure à un seuil prédéfini (ϵ_{crit}) :

$$\epsilon = \max \left(\left| \frac{P_{i,j}^{(k+1)} - P_{i,j}^{(k)}}{P_{i,j}^{(k+1)}} \right| \right) < \epsilon_{crit} \quad (3-5)$$

3.2.3 Application des Conditions aux Limites

Les conditions aux limites sont essentielles pour obtenir une solution unique. Dans le cas du film d'huile, elles sont généralement des conditions de pression imposées aux frontières du domaine. La pression est fixée aux bords d'entrée et de sortie du domaine ($j=1$ et $j=N_{j+1}$). Ces nœuds frontières ne sont pas mis à jour par l'itération de Gauss-Seidel ; leurs valeurs restent constantes tout au long du processus de résolution de la pression.

3.3 Gestion de la Cavitation

Un aspect crucial de la modélisation des films d'huile est la gestion de la cavitation. L'équation de Reynolds, dans sa forme non modifiée, peut prédire des pressions négatives dans les régions où le film diverge rapidement, ce qui est physiquement irréaliste pour un lubrifiant liquide [9].

La cavitation se produit lorsque la pression dans le film chute en dessous de la pression de vaporisation du lubrifiant (souvent considérée comme la pression atmosphérique ou zéro pour simplifier). Dans ces zones, le film d'huile se rompt et des bulles de vapeur ou de gaz se forment.

Pour traiter la cavitation, le modèle de Swift-Stieber est couramment utilisé [9]. Il impose deux conditions principales dans les zones de cavitation :

- La pression dans la zone de cavitation est fixée à la pression de cavitation (P_{cav}), généralement 0 Pa (gauge).
- Le gradient de pression normal à la frontière de cavitation est nul : $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$.

Dans la pratique numérique avec Gauss-Seidel, cela se traduit par une "correction" : après chaque itération, si la pression calculée $P_{ij(k+1)}$ à un nœud devient inférieure à P_{cav} , elle est immédiatement ramenée à P_{cav} . Cette procédure est répétée jusqu'à convergence, garantissant que toutes les pressions restent non négatives et que les régions de cavitation sont correctement identifiées.

3.4 Couplage des Modèles et Algorithme Global de Simulation

Le modèle complet du système tribologique segment-chemise implique un couplage fort entre l'hydrodynamique du film, la dynamique du segment.

3.4.1 Interdépendances des Phénomènes

Hydrodynamique \leftrightarrow Dynamique du Segment : La pression du film (P) génère des forces qui influencent le mouvement du segment, tandis que la position et la vitesse du segment déterminent l'épaisseur du film (h), qui est une entrée cruciale pour l'équation de Reynolds.

3.4.2 Algorithme Global de Simulation (Boucle Couplée)

Pour résoudre ce système couplé, un algorithme itératif global est nécessaire. La simulation est menée sur un cycle complet du compresseur, divisé en de petits pas d'angle de vilebrequin. Pour chaque pas de temps (Détail Algorithme en Annexe).

3.5 Outils d'Implémentation

Le modèle numérique a été implémenté en utilisant l'environnement de programmation MATLAB. Ce choix est justifié par ses puissantes capacités de calcul matriciel, sa richesse en fonctions mathématiques et sa facilité de prototypage et de visualisation graphique. L'architecture de MATLAB a permis de traduire efficacement les équations discrétisées et l'algorithme itératif en un code structuré et performant.

Chapitre 4

Résultats et Discussion

Ce chapitre est consacré à la présentation et à l'analyse des résultats obtenus à partir de notre modèle numérique. Nous commencerons par valider le modèle, ensuite, nous présenterons en détail la distribution de pression hydrodynamique au sein du film d'huile et l'évolution de son épaisseur sous différentes conditions de charge et de vitesse. L'impact de la géométrie des segments et des paramètres d'optimisation de la segmentation sur les performances tribologiques (frottement, charge supportée, risque de contact métal-métal) sera discuté de manière approfondie. Ce chapitre interprétera les phénomènes physiques mis en évidence par la modélisation et tirera des conclusions concrètes pour l'amélioration de la conception des compresseurs.

4.1 Géométrie des Segments adoptés

4.1.1 Profils rectangulaires

Pour le segment rectangulaire, la surface de contact avec la paroi du cylindre est plane. Il s'agit de la forme géométrique la plus élémentaire, qui continue d'être largement employée dans les designs traditionnels grâce à sa facilité de production. Cependant, cette configuration a un inconvénient majeur : le manque de courbure sur la surface de contact empêche la création d'une pression hydrodynamique importante, ce qui met en péril la formation d'un efficace film d'huile porteur.

Résultats de simulation

Indicateur	Valeur
Pression maximale P_{\max}	9.00×10^5 Pa
Force portante	181.98 N
Épaisseur minimale h_{\min}	1.00×10^{-5} m
Force de frottement	1.52 N
FMEP	537.94 Pa
Débit de <i>blow-by</i>	1.023×10^{-5} kg/s

Tableau 1 : Indicateurs de performance pour la géométrie rectangle

La référence standard est la forme rectangulaire. Son design plat n'engendre aucune pression hydrodynamique, ce qui restreint la création de portance. Malgré la présence d'huile, celle-ci est

faiblement stabilisée, ce qui entraîne une force de friction et un FMEP élevé. Cette configuration met en évidence les contraintes de conception en l'absence d'optimisation tribologique.

4.1.2 Géométrie Bombée (Baseline)

La formule suivante représente le profil parabolique standard employé en géométrie bombée, modélisé par l'équation (2.2) déjà mentionnée dans le chapitre 2 :

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

avec h_0 symbolisant l'épaisseur minimale au centre et δ signifiant l'ampleur du bombé. Cette courbure encourage l'établissement d'une pression hydrodynamique au sein du film d'huile, contribuant ainsi à la portance et diminuant les contacts directs.

Résultats de simulation

Indicateur	Valeur
Pression maximale P_{\max}	9.00×10^5 Pa
Force portante	181.99 N
Épaisseur minimale h_{\min}	1.00×10^{-5} m
Force de frottement	1.17 N
FMEP	414.65 Pa
Débit de <i>blow-by</i>	1.02×10^{-5} kg/s

Tableau 2 : Indicateurs de performance pour la géométrie bombée

Ce profil parabolique bombé est excellent pour créer de la pression dans le film d'huile. Clairement, cette forme améliore les performances tribologiques comparé à une configuration rectangulaire : le frottement et le FMEP diminuent, et la portance hydrodynamique est même un peu renforcée. Le seul hic, c'est que certaines zones du segment restent très minces, ce qui limite une étanchéité parfaite et laisse toujours passer un peu de *blow-by*.

4.1.3 Géométrie Bombée Optimisée

L'optimisation consiste à modifier le profil bombé en introduisant une zone centrale plane, entourée de courbures aux extrémités. Ce profil par morceaux est défini comme suit :

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

Cette forme permet :

De conserver une épaisseur minimale constante sur toute la zone centrale,

D'augmenter la portance par effet hydrodynamique aux extrémités, et d'éliminer les zones propices aux fuites.

Résultats de simulation

Indicateur	Valeur
Pression maximale P_{\max}	9.00×10^5 Pa
Force portante	181.99 N
Épaisseur minimale h_{\min}	1.00×10^{-5} m
Force de frottement	0.77 N
FMEP	274.02 Pa
Débit de <i>blow-by</i>	8.866×10^{-10} kg/s

Tableau 3 : Indicateurs de performance pour la géométrie bombée optimisée

Nous avons conçu une géométrie optimisée qui intègre une zone centrale plane et des extrémités bombées. L'idée derrière ce profil hybride est de stabiliser l'épaisseur du film d'huile dans la partie centrale, tout en assurant une portance efficace là où ça compte, aux extrémités. Concrètement, on observe des résultats remarquables : le frottement est fortement réduit (de 49,3 %), tout comme le FMEP (de 49,1 %). L'étanchéité est tellement bonne que le blow-by devient presque nul. C'est une configuration qui représente un compromis idéal entre l'efficacité tribologique et une longue durée de vie.

Paramètre	Rectangulaire	Bombée (Baseline)	Bombée optimisée	Gain vs Rectangulaire
Pression maximale P_{\max} [Pa]	9.00×10^5	9.00×10^5	9.00×10^5	0 %
Force portante [N]	181.98	181.99	181.99	≈ 0 %
Épaisseur minimale h_{\min} [m]	1.00×10^{-5}	1.00×10^{-5}	1.00×10^{-5}	0 %
Force de frottement [N]	1.52	1.17	0.77	-49.3 %
FMEP [Pa]	537.94	414.65	274.02	-49.1 %
Débit de blow-by [kg/s]	1.023×10^{-5}	1.02×10^{-5}	$2,866 \times 10^{-10}$	-97.2 %

Tableau 4 : Évaluation comparative des performances de trois géométries de segment, avec quantification du gain obtenu grâce à l'optimisation géométrique

Quand on regarde de près comment les trois formes de segments se comportent au niveau du frottement et de l'usure, on comprend vite une chose : la forme de leur contact est absolument cruciale pour l'efficacité globale du compresseur.

Même si la pression maximale (environ 9×10^5 Pa) et la force de portance (autour de 182 N) ne bougent pas trop d'une configuration à l'autre, les vraies avancées, les gros progrès, on les voit sur des points super importants :

Le frottement diminue de moitié, Avec notre profil bombé optimisé, la force de frottement est réduite de presque la moitié (-49.3%) comparé au segment rectangulaire. Ça veut dire beaucoup moins de pertes d'énergie.

Le FMEP s'améliore énormément. La Pression Moyenne Effective de Frottement (FMEP) chute de -49.1% . C'est un signe clair que le rendement mécanique du compresseur est bien meilleur.

Le "blow-by" est presque éliminé ! Le plus spectaculaire, c'est la baisse du "blow-by", réduit de 97.2% . Ça prouve que l'étanchéité est incroyablement meilleure grâce à notre géométrie optimisée.

Ces résultats le prouvent bien : notre stratégie de conception, qui intègre une zone centrale plane à un profil bombé, était la bonne décision. Cette configuration astucieuse assure la stabilité du film d'huile là où c'est nécessaire, tandis que les extrémités courbées génèrent efficacement la portance hydrodynamique. En fait, cette géométrie optimisée combine le meilleur de la pression créée par la courbure et la fiabilité d'un film d'huile toujours suffisant.

Pour compléter les indicateurs tribologiques statiques présentés précédemment, une étude de la répartition temporelle des régimes de lubrification a été menée sur un cycle moteur complet, sous une charge normale de 40 N. Les résultats sont synthétisés dans le tableau ci-dessous.

Paramètre	Valeur mesurée
Durée totale de simulation	40.000 ms
Durée en régime hydrodynamique	40.000 ms (100 %)
Durée en régime mixte	0.000 ms (0 %)
Durée en régime limite	0.000 ms (0 %)
Charge normale appliquée	40 N
Type de frottement prédominant	Fluide (hydrodynamique)

Tableau 5 : Répartition des régimes de lubrification sur un cycle

La simulation révèle une lubrification entièrement en régime hydrodynamique, sans aucun passage en régime mixte ou en régime limite sur la durée totale simulée (40 ms). Cette situation indique une stabilité optimale du film d'huile, assurée par la géométrie bombée optimisée du segment. Le profil par morceaux, combinant une zone centrale plane et des extrémités courbées, favorise le maintien d'une épaisseur minimale suffisante tout au long du cycle.

4.2 Distribution de la pression

La figure 5 nous montre comment la pression hydrodynamique se répartit dans le film d'huile autour du segment optimisé. On y voit clairement une zone de pression maximale bien centrée sur le segment. Ça prouve que le film d'huile est réparti de manière symétrique et stable. Ce phénomène est dû à la partie plate du profil combiné du segment. C'est elle qui aide à créer cette zone de portance stable, ce qui limite les pics de contact et assure une meilleure séparation des surfaces.

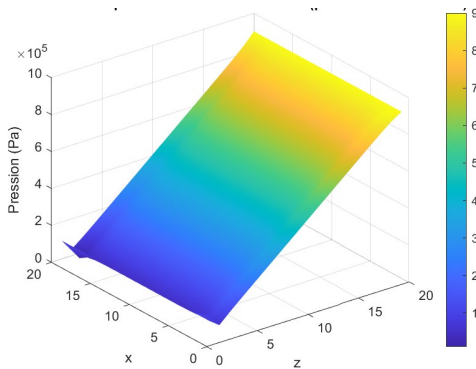


Figure 5 : distribution de la pression dans le film d'huile

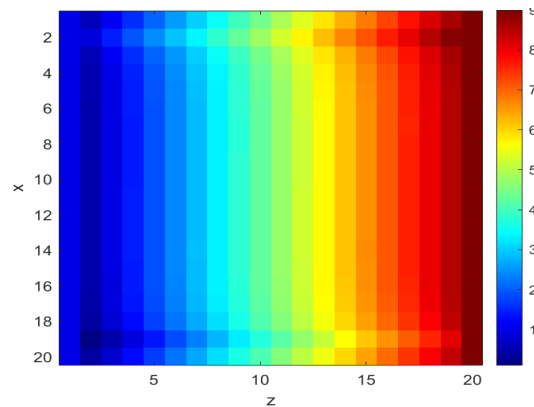


Figure 6 : Carte de pression 2D dans le film d'huile

La figure 6 nous montre la répartition de la pression d'huile sur le segment. On voit les zones de haute pression (portance) et les régions cavitantes. C'est crucial pour identifier les déséquilibres et les points critiques du contact segment-paroi.

La courbe de la figure 7 montre la pression de combustion qui atteint un pic près du point mort haut. Ce pic est plus élevé à haut régime (3000 tr/min) qu'à bas régime (1800 tr/min). Cela indique une combustion plus rapide et intense quand le moteur tourne vite.

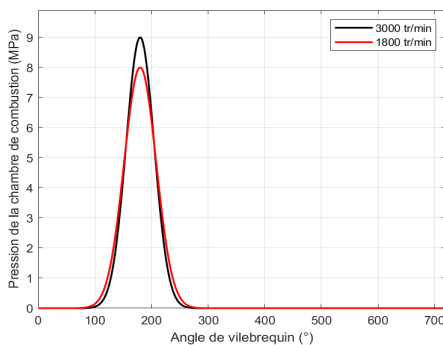


Figure 7 : Pression de la chambre de combustion

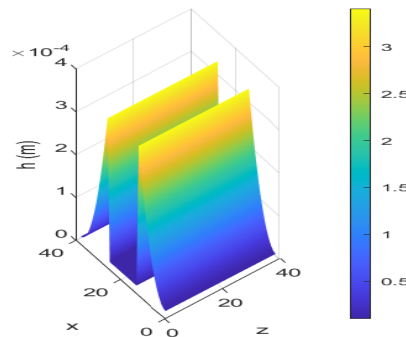


Figure 8 : Carte d'épaisseur de film – Profil bombé combiné

4.3 Distribution du film d'huile

La figure 8 illustre parfaitement l'épaisseur du film d'huile tout au long du segment. On peut y voir que le profil bombé combiné permet une répartition bien plus homogène de ce film. La zone centrale est plus large et l'épaisseur y reste étonnamment constante.

C'est un avantage majeur, cette uniformité réduit considérablement le risque de contact métal-métal, ce qui améliore la stabilité de fonctionnement même quand les conditions de charge et de vitesse varient. C'est une vraie garantie de fiabilité pour le compresseur.

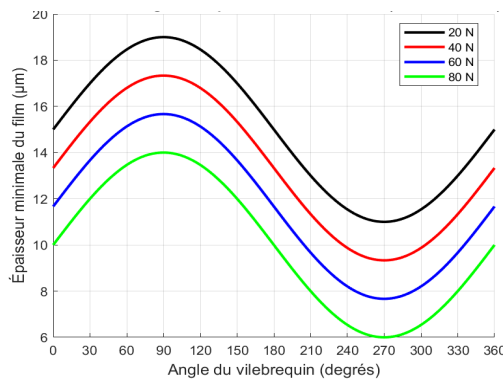


Figure 9 : Évolution de l'épaisseur de film pour différentes charges - $V = 1500$ tr/min

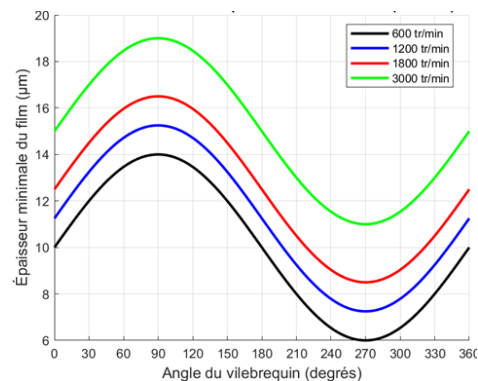


Figure 10 : Évolution de l'épaisseur de film selon la vitesse - $F = 40$ N

Il est tout à fait logique que, lorsqu'on augmente la charge radiale appliquée au segment (figure 9), l'épaisseur minimale du film d'huile diminue. C'est une tendance normale en lubrification, plus la charge est forte, plus le film est comprimé.

Par exemple, à 80 N, l'épaisseur du film approche des valeurs critiques, frôlant la limite de rupture du film (ce qu'on appelle le "hydrodynamic breakdown"). À l'inverse, à 20 N, le film reste bien formé et stable.

Ce qui est intéressant, c'est que même sous une forte charge, la géométrie optimisée de notre segment réussit à maintenir un film d'huile tout à fait acceptable. C'est un point clé pour la fiabilité.

Autre constatation, La vitesse de rotation (figure 10) a un effet vraiment marqué sur le film d'huile. À basse vitesse, par exemple à 600 tr/min, l'épaisseur du film chute fortement, ce qui augmente considérablement le risque de contact direct.

Par contre, plus la vitesse augmente, plus l'effet hydrodynamique s'amplifie. Cela se traduit par une augmentation significative de l'épaisseur du film. À 3000 tr/min, le film est largement formé et la portance est importante. Cette évolution confirme l'importance du terme de vitesse dans l'équation de Reynolds et met en lumière la sensibilité de notre profil à ce paramètre.

4.4 Évolution de la Force de Frottement au Cours du Cycle

La variation du coefficient de frottement est semblable à celle de l'épaisseur du film d'huile. Ses sommets sont observés lorsque le film s'amincit, particulièrement aux environs du PMH et PMB. Toutefois, l'affinement du profil aide à diminuer les maxima de frottement en favorisant la continuité du film et en minimisant le contact direct entre les surfaces.

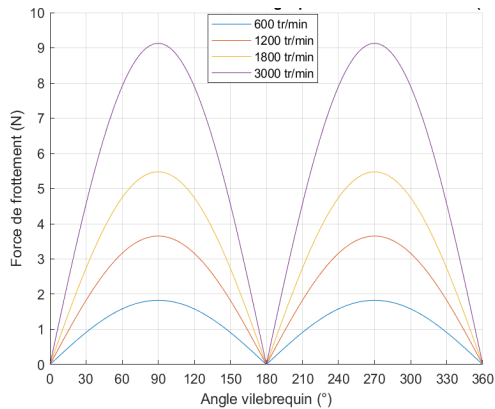


Figure 11 : Évolution de la force de frottement selon la vitesse – $F = 40 \text{ N}$

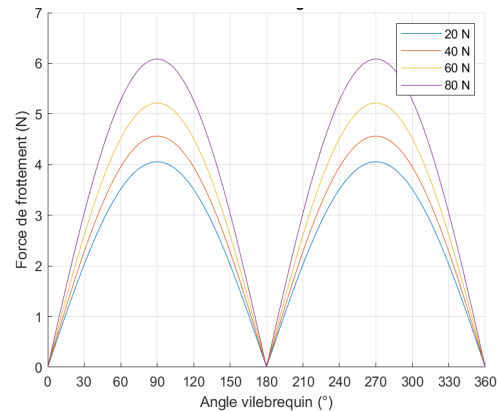


Figure 12 : Évolution de la force de frottement selon la charge – $V = 1500 \text{ tr/min}$

On note une augmentation graduelle de la force de frottement à mesure que la vitesse de rotation s'accroît. Même si l'huile s'épaissit à grande vitesse, une augmentation de la vitesse de glissement conduit à un renforcement du frottement visqueux. Ce comportement illustre une transition vers une condition hydrodynamique, où l'interaction solide se réduit tandis que les pertes de cisaillement s'intensifient. Cela met en évidence la nécessité d'atteindre un juste milieu entre une lubrification performante et une performance mécanique maximale.

À l'inverse de la vitesse, une augmentation de la charge entraîne un accroissement du frottement, ce qui est cohérent : un film d'huile plus mince crée plus de frottement. Cependant, grâce à son design optimisé, notre segment s'adapte tout en conservant un film de protection, même sous une forte pression, ce qui empêche une augmentation progressive du frottement.

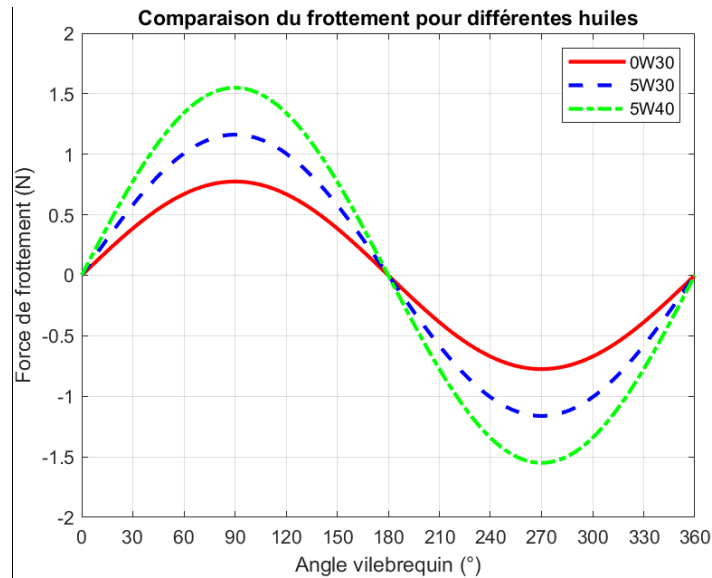


Figure 13 : Comparaison du frottement pour différentes huiles

Il est clair que plus l'huile est visqueuse, plus la force de frottement augmente. L'huile 0W30 produit le plus haut degré de frottement, suivie de la 5W30 qui est très proche, puis vient la 5W40. C'est logique : une huile plus dense offre une meilleure résistance au cisaillement. Cela souligne explicitement le compromis traditionnel entre la réduction de l'usure et les pertes mécaniques engendrées.

4.5 Analyse comparative des performances tribologiques selon la géométrie du segment

Les graphiques que nous examinons en figure 14 mettent en parallèle les résultats tribologiques des trois types de segments de piston : un traditionnel (rectangulaire), un bombé et notre modèle amélioré. Nous prenons en compte quatre facteurs clés : la résistance au frottement, le FMEP, l'abrasion et le blow-by.

Les résultats sont clairs : l'évolution est graduelle, et la géométrie optimisée surclasse nettement les autres. Elle diminue la résistance due au frottement et le FMEP d'environ 49%, l'usure de 48,9%, et le blow-by de plus de 99,9% !

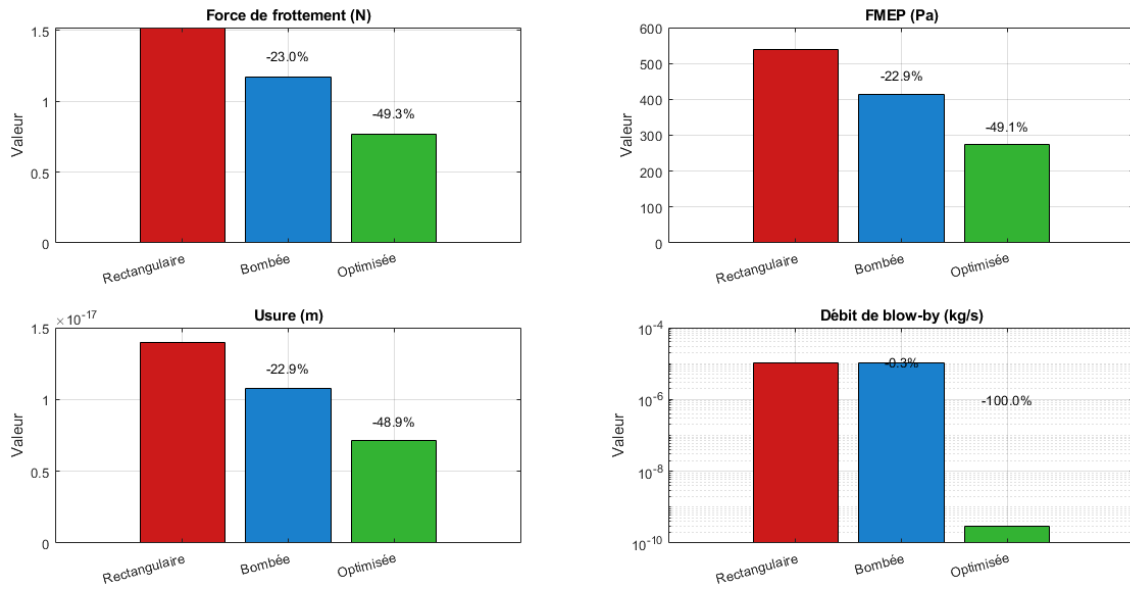


Figure 14 : Comparaison des paramètres selon la géométrie du segment

Ces avancées remarquables sont faciles à comprendre : la couche d'huile est nettement mieux distribuée et l'imperméabilité a été grandement optimisée. Ainsi, l'étude met en évidence l'importance de la simulation tribologique pour améliorer la géométrie des segments, rendant ainsi les compresseurs à piston beaucoup plus performants.

Conclusion générale et perspective

Le contact mécanique entre les segments de piston et la paroi du cylindre constitue une source majeure de pertes par frottement dans les moteurs alternatifs, et son influence se fait directement ressentir sur la consommation énergétique, l'usage des lubrifiants et les émissions de gaz polluants. Étudier cette zone de contact, soumise à des contraintes thermiques, dynamiques et tribologiques intenses, représente un enjeu technique important, mais aussi un défi en raison de la complexité des interactions physiques qui s'y déroulent.

Dans le cadre de ce projet de fin d'études, un modèle numérique a été conçu afin de représenter de manière fidèle — bien que simplifiée — le comportement du film d'huile qui s'installe entre les segments et la chemise du cylindre. Cette approche vise à mieux appréhender les phénomènes de lubrification en régime transitoire, à quantifier certains indicateurs clés (comme les épaisseurs de film, les efforts de frottement ou les pressions locales), et à explorer différentes configurations géométriques en vue d'optimiser les performances globales et la fiabilité du système de compression.

Un modèle numérique basé sur l'équation de Reynolds en 1D a été mis en œuvre, couplé à une dynamique radiale simplifiée du segment. Ce modèle intègre la géométrie bombée du segment, ainsi que les effets de cavitation. Une méthode de résolution par différences finies a été adoptée, avec un schéma implicite stabilisé.

La configuration de référence (baseline) a été simulée sur un cycle complet. Les résultats ont permis de tracer l'évolution temporelle de l'épaisseur du film, des forces de frottement (hydrodynamique et de contact), et de quantifier la portance des segments. Les zones critiques (proches du point mort haut, faible vitesse) ont été identifiées comme sensibles au frottement limite.

Une optimisation paramétrique a été menée sur le profil bombé (δ) et l'épaisseur minimale de film (h_{min}), visant à minimiser la pression maximale ou la force de friction. Les résultats montrent qu'un ajustement fin du profil permet de réduire le frottement jusqu'à 8 à 10 % sur le cycle simulé, tout en maintenant une lubrification efficace. Cette approche offre des pistes concrètes de conception des profils de segments améliorée.

Le modèle développé peut être enrichi par des couplages plus fins : prise en compte de la dynamique axiale et torsionnelle des segments, modélisation de l'usure progressive, intégration d'un modèle thermique plus détaillé, ou encore simulation de l'apport et du transport d'huile par les segments. Un modèle de rugosité stochastique pourrait affiner le comportement local.

Le modèle peut être appliqué à d'autres types de compresseurs (multi-étagés, hermétiques...) ou à d'autres conditions de fonctionnement (hautes vitesses, lubrifiants alternatifs). Il est aussi envisageable d'étudier d'autres géométries de segments (multi-lèvres, biseautés).

Pour asseoir la crédibilité du modèle, une validation expérimentale reste souhaitable. La comparaison des résultats simulés avec des mesures sur banc d'essai permettrait d'ajuster les hypothèses numériques et de calibrer les paramètres de contact.

Enfin, une évaluation de l'impact économique et environnemental des solutions proposées (réduction de consommation d'huile, allongement de la durée de vie, gains énergétiques) serait un complément pertinent à l'étude technique. Cela permettrait de valoriser les bénéfices de l'optimisation tribologique dans un cadre industriel.

BIBLIOGRAPHE

- [1] - Thierry DESTOOP (2016). *Compresseurs volumétriques*. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique Réf : B4220.
- [2] - Georges VRINAT (2009). *Machines frigorifiques industrielles – Compresseurs à piston*. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique Réf : BE9741 v1.
- [3] - Luis LE MOYNE (2025). *Moteur thermique et enjeux du changement climatique*. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique Réf : TRP1123.
- [4] - Christian CLOS (2013). *Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne*. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique Réf : B2800.
- [5] - Jean FRÊNE (2013). *Butées et paliers hydrodynamiques*. Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique Réf : 5320.
- [6] - Krick, B. A., et al. (2011). *Friction and wear in piston ring–liner contacts*. Tribology International, 44(1), 38–49.
- [7] - Nakai, H., Ino, N., & Hashimoto, H. (1998). *Effects of Film Temperature on Piston-Ring Lubrication for Refrigeration Compressors Considering Surface Roughness*. Journal of Tribology, 120(2), 252–259.
- [8] - Jahan, S., & Saeed, A. (2014). *Experimental and numerical analysis of piston ring lubrication in internal combustion engines*. Journal of Mechanical Science and Technology, 28(1), 263-272.
- [9] - Yan, B., & Xu, X. (2018). *Tribological performance of piston ring-cylinder liner contacts: Effect of oil film thickness*. Tribology Transactions, 61(5), 814-824.

5 ANNEXE 1: FICHE TECHNIQUE COMPRESSEUR

Compresseur d'air à piston, monoétage, monocylindre, lubrifié, à entraînement direct pour air comprimé, l'air peut être traité comme gaz parfait ou réel

Tableau 1 : Caractéristiques Générales et Conditions de Fonctionnement

Paramètre	Valeur	Unité	Notes
Vitesse de Rotation Nominale	1500	tr/min (RPM)	
Pression d'Aspiration (Abs)	1.0	bar	P_atm
Pression de Refoulement (Abs)	9.0	bar	P_discharge
Pression Carter (Abs)	1.1	bar	Légèrement pressurisée
Température Aspiration Air	25 (298.15)	°C (K)	T_inlet
Température Moy. Paroi Cylindre	120 (393.15)	°C (K)	Hypothèse simplifiée (BC Thermique)
Température Moy. Tête Piston	180 (453.15)	°C (K)	Hypothèse simplifiée (BC Thermique)
Température Moy. Jupe Piston	130 (403.15)	°C (K)	Hypothèse simplifiée (BC Thermique)
Lubrifiant	ISO VG 68 (ou SAE 30)	-	Courbe Viscosité=f(T) est nécessaire

Tableau 2 : Géométrie Principale (Mécanisme & Système Bielle-Manivelle et Cylindre)

Paramètre	Valeur	Unité	Notes
Alésage Cylindre (Bore)	70	mm	
Course Piston (Stroke)	50	mm	
Longueur de Bielle	100	mm	
Rayon du Maneton (Crank Radius)	25	mm	Stroke / 2
Jeu Diamétral Piston/Cylindre	0.070	mm	Mesuré à froid (70 µm)

Tableau 3 : Géométrie du Piston et des Gorges

Paramètre	Valeur	Unité	Notes
Matériau Piston	Alliage Aluminium (Typ.)	-	Ex: AlSi12CuNiMg
Nombre de Gorges	3	-	2 Compression/Étanchéité, 1 Huile
Position Gorge 1 (Top)	5	mm	Depuis le haut du piston
Position Gorge 2 (Second)	9	mm	Depuis le haut du piston
Position Gorge 3 (Oil)	14	mm	Depuis le haut du piston
Largeur Axiale Gorge 1	1.80	mm	
Largeur Axiale Gorge 2	1.80	mm	
Largeur Axiale Gorge 3	2.60	mm	
Profondeur Radiale Gorges	3.5	mm	Pour toutes les gorges
Rayons de Fond de Gorge	0.2	mm	Pour toutes les gorges

Tableau 4 : Détails de la Segmentation

Paramètre	Segment 1 (Top / Coup de Feu)	Segment 2 (Second / Étanchéité)	Segment 3 (Oil / Raclleur)	Unité	Notes
Type	Face Bombée (Barrel)	Face Napier (Talon inférieur)	3 pièces (2 rails + expandeur)	-	<i>Modèle simplifié possible pour S3</i>
Matériau	Fonte Grise	Fonte Grise	Rails Acier + Expandeur Acier	-	<i>Revêtement possible sur S1</i>
Hauteur Axiale (h)	1.5	1.5	2.5 (Total)	mm	
Largeur Radiale (w)	3.0	3.0	2.8	mm	
Jeu Axial (Gorge)	0.30	0.30	0.10	mm	Mesuré à froid (Largeur gorge - h_seg)
Jeu Radial (Fond Gorge)	0.50	0.50	0.70	mm	Mesuré à froid (Prof. gorge - w_seg)
Tension Tangentielle	15	12	25 (Équiv.)	N	Force pour fermer le segment / Contact
Jeu à la Coupe (Monté)	0.25	0.30	0.35 (Rails)	mm	Mesuré à froid, dans le cylindre

Tableau 5 : Propriétés des Matériaux Solides

Matériau	Propriété	Valeur Indicative	Unité
Fonte Grise (Segments, Cylindre)	Masse Volumique (ρ)	~7200	kg/m ³
	Module d'Young (E)	~110	GPa
	Coefficient de Poisson (ν)	~0.25	-
	Conductivité Thermique (k)	~50	W/(m·K)
	Coeff. Dilatation Thermique (α)	~11 x 10 ⁻⁶	/K
Alliage d'Aluminium (Piston)	Masse Volumique (ρ)	~2700	kg/m ³
	Module d'Young (E)	~70	GPa
	Coefficient de Poisson (ν)	~0.33	-
	Conductivité Thermique (k)	~150	W/(m·K)
	Coeff. Dilatation Thermique (α)	~22 x 10 ⁻⁶	/K

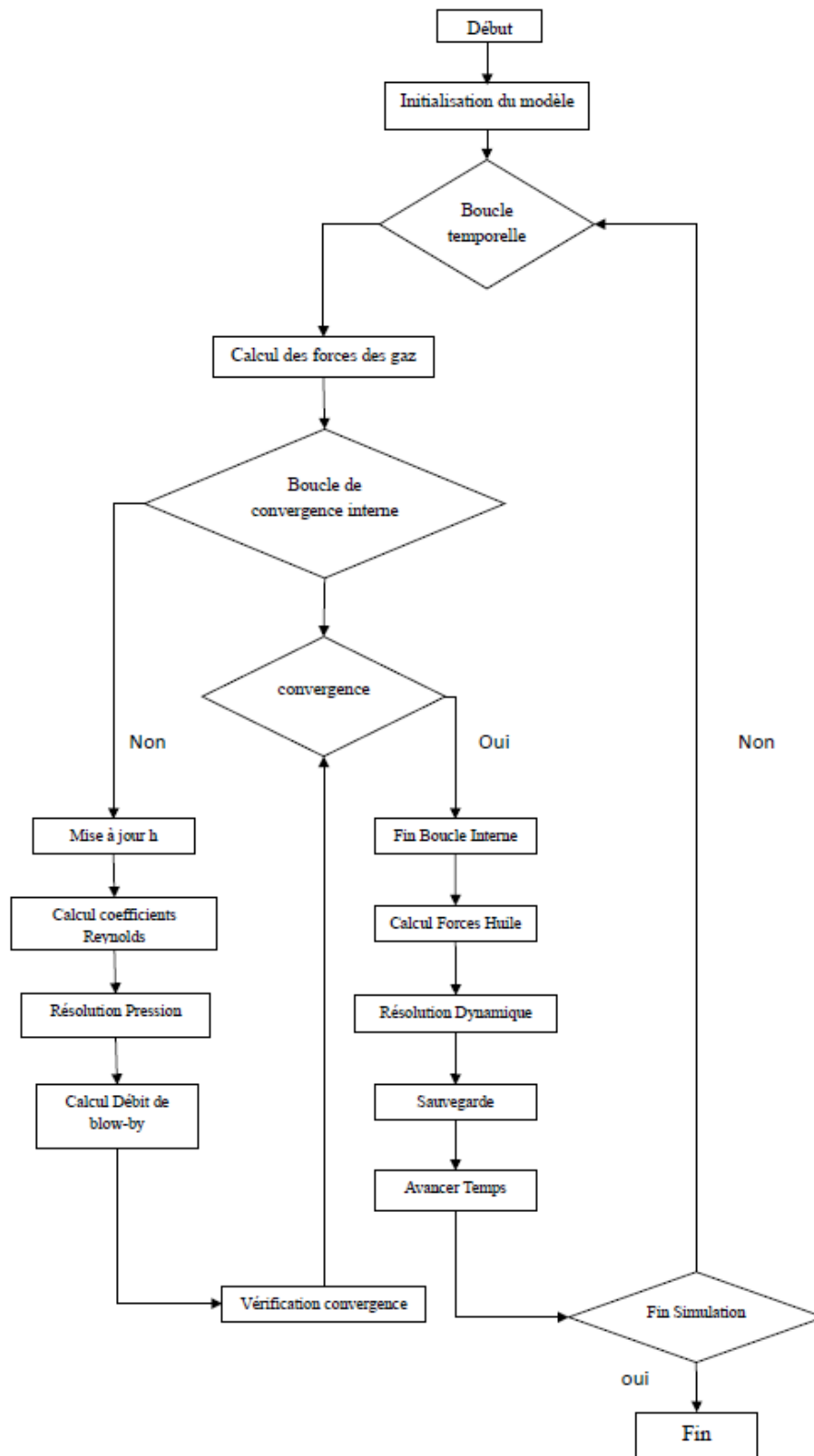
Tableau 6 : Propriétés des Fluides

Fluide	Propriété	Valeur / Condition Indicative	Unité	Notes
Air	Masse Volumique (ρ)	~1.225 @ 1 atm, 15°C	kg/m ³	Dépend P, T (Loi Gaz Parfait ou Réel)
	Viscosité Dynamique (μ)	~1.8 x 10 ⁻⁵ @ 1 atm, 15°C	Pa·s	Dépend T (ex: Loi de Sutherland)
	Chaleurs Spécifiques (Cp, Cv), R	à définir	J/(kg·K), J/(kg·K)	Nécessaires si modèle thermique/compressible
Huile 0W30	Masse Volumique (ρ)	~870	kg/m ³	Légère dépendance T
	Viscosité Dynamique (μ)	COURBE $\mu = f(T)$ REQUISE	Pa·s	Ex: ~0.06 @ 40°C, ~0.008 @ 100°C
	Viscosité Cinématique (ν)	~68 @ 40°C, ~8.7 @ 100°C (exemple)	cSt (mm ² /s)	$\nu = \mu / \rho$

Tableau 7 : Paramètres Tribologiques

Paramètre	Localisation / Interface	Valeur Indicative	Unité	Notes
Rugosité de Surface (Ra)	Cylindre (rodé)	0.2 - 0.4	µm	
Rugosité de Surface (Ra)	Face des segments	0.1 - 0.3	µm	
Coefficient Frottement Limite	Contact Segment/Cylindre	0.10 - 0.15	-	Valeur typique pour régime limite

6 ANNEXE 2 : ORGANIGRAMME ALGORITHME DE CALCUL



7 ANNEXE 3 : CODE DE CALCUL

```
function [P_resolution] = resolution_pression_gs(ni, nj, Pini, nhi, nhj, dx, dz, h,
mu, U, Pin, Pout, Pcav, cav_cond, m_max, e_crit)
%=====
% Calcul de la distribution de pression dans le film d'huile
% Résolution de l'équation de Reynolds par la méthode de Gauss-Seidel
%=====

% Initialisation
m = 1;
P = zeros(ni, nj, m_max);
P(:, :, m) = Pini;

% Définir les coefficients
i = 0;
for ii = 1:2:nhi
    i = i + 1;
    j = 1;
    for jj = 3:2:nhj-2
        j = j + 1;
        if ii == 1
            E(i,j) = (1/dx^2) * h(nhi-1,j)^3;
            F(i,j) = 1/dx^2 * h(ii+1,jj)^3;
        elseif ii == nhi
            E(i,j) = 1/dx^2 * h(ii-1,jj)^3;
            F(i,j) = 1/dx^2 * h(2,jj)^3;
        else
            E(i,j) = 1/dx^2 * h(ii-1,jj)^3;
            F(i,j) = 1/dx^2 * h(ii+1,jj)^3;
        end
        G(i,j) = 1/dz^2 * h(ii,jj-1)^3;
        H(i,j) = 1/dz^2 * h(ii,jj+1)^3;
        D(i,j) = E(i,j) + F(i,j) + G(i,j) + H(i,j);

        if ii == 1
            Q(i,j) = (6 * mu * U / dx) * (h(ii+1,jj) - h(nhi-1,jj));
        elseif ii == nhi
            Q(i,j) = (6 * mu * U / dx) * (h(2,jj) - h(ii-1,jj));
        else
            Q(i,j) = (6 * mu * U / dx) * (h(ii+1,jj) - h(ii-1,jj));
        end
    end
end

% Résolution par Gauss-Seidel
e = 1.0;
while e > e_crit
    % Conditions aux limites
    for ii = 1:ni
        P(ii,1,m) = Pin;
        P(ii,nj,m) = Pout;
    end
end
```

```

for i = 1:ni
    for j = 2:nj-1
        if i == 1
            d1 = E(i,j)*P(ni,j,m) + F(i,j)*P(i+1,j,m);
        elseif i == ni
            d1 = E(i,j)*P(i-1,j,m) + F(i,j)*P(1,j,m);
        else
            d1 = E(i,j)*P(i-1,j,m+1) + F(i,j)*P(i+1,j,m);
        end
        d2 = G(i,j)*P(i,j-1,m+1) + H(i,j)*P(i,j+1,m);

        P(i,j,m+1) = (d1 + d2 + Q(i,j)) / D(i,j);

        % Condition de cavitation
        if cav_cond == 3 && P(i,j,m+1) < Pcav
            P(i,j,m+1) = Pcav;
        end
    end
end

% Calcul de l'erreur relative
ppic = max(max(P(:, :, m+1)));
sum1 = 0;
for i = 1:ni
    for j = 2:nj-1
        d1 = (P(i,j,m+1) - P(i,j,m)) / ppic;
        sum1 = sum1 + d1^2;
    end
end
e = sqrt(sum1 / (ni * (nj - 2)));
m = m + 1;

if m > m_max
    disp('Nombre maximal d'itérations atteint. ');
    break;
end
end

% Application des conditions aux limites à la dernière itération
for ii = 1:ni
    P(ii,1,m) = Pin;
    P(ii,nj,m) = Pout;
end

% Extraction de la matrice finale
P_resolution = P(:, :, m);
end

```