

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



PROJET DE FIN DE CYCLE MASTER

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Construction

Thème

Optimisation de la taille du maillage d'une butée hydrostatique par mixage de Programmation (Scripting en langage Python) et d'utilisation de logiciel commercial.

Préparé par :

SELMANI Yasmine et LARACHI Khadra

Soutenu publiquement le : 13 / 06 / 2023, devant le jury composé de :

M. CHAIB Khaled	Maître de Conférence "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. HAMMOU Mahmoud	Maître Conférence "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BOUZIDANE Ahmed	Professeur (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. ABOSHIGHIBA Hicham	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadrant
M. BENADDA Mohamed	Docteur vacataire (Univ. Ibn Khaldoun)	Co- Encadrant

Année universitaire : 2022 – 2023

REMERCIEMENTS

Nous tenons à exprimer nos remerciements avec un grand plaisir et un grand respect à notre encadrant Dr ABOSHIGHIBA Hicham pour ses conseils, sa disponibilité et ses encouragements qui nous ont permis de réaliser ce travail dans les meilleures conditions.

Nous remercions également Dr BENADDA Mohamed pour son aide et ses encouragements.

Nous tenons à exprimer toute notre gratitude à Monsieur Chaib Khaled Maître de conférences au département de génie mécanique d'avoir accepté de présider le jury de cette soutenance. Nos remerciements vont également à Monsieur Hammou Mahmoud Maître de conférences et Monsieur Bouzidane Ahmed Professeur au département de génie mécanique à l'université de Tiaret pour avoir accepté d'examiner et de juger notre travail.

Nous tenons à remercier aussi l'ensemble du staff pédagogique et administratif du département du génie mécanique de l'université de Tiaret.

DEDICACES

Nous avons le grand honneur de dédier ce modeste travail à :

Nos très chers parents

Tous les membres de nos familles

A tous nos amis

A tous nos camarades

A tous les amis d'études

A tous les enseignants et toutes les enseignantes qui ont contribué
à notre formation tout au long de nos vies d'étude

A tous ceux que nous aimons et qui nous aiment

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	ii
DEDICACES	iii
TABLE DES MATIERES	vi
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE	5
I.1. Les rotors.....	5
I.1.1. Éléments du rotor	5
I.1.2. Le rotor rigide et le rotor flexible	6
I.2. Différents types des paliers.....	7
I.2.3. Paliers à roulements.....	7
I.2.4. Les paliers fluides :.....	7
I.2.5 .Généralité sur les paliers hydrodynamiques :	8
I.2.5. Les paliers hydrostatiques :	9
I.3. Palier hydrostatique à quatre patins :	10
I.3.6. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques :.....	10
I.4. Film fluide amortisseur :	11
I.5. Les paliers fluides rugueux :	12
I.6. Conclusion :.....	14
CHAPITRE II : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODÈLE	
NUMÉRIQUE	17
II.1. Introduction :	17
II.2. Les hypothèses et les conditions aux limites:	22
II.3. Recherche du gradient de pression dans le film mince :	25
II.3.1. Gradient de la pression obtenu analytiquement :	26
II.4. Le modèle 3D :	29
II.1. Paliers à épaisseur variable :	30
II.1.1. Différentes configurations géométriques :	32
II.1. Les caractéristiques de la machine de calcul :	37
CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSIONS	39
III.1. Premier résultat	39
III.2. La validation du modèle numérique.....	40

III.3. Etude paramétrique des différentes configurations	41
III.3.2. Le patin à film fluide convergeant	41
III.3.3. Le patin à film fluide divergeant	42
III.3.4. Le film fluide à épaisseur périodique.....	43

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Arbres de rotor de turbine [1].....	5
Figure I.2 : Eléments de base d'un rotor	6
Figure I.3 : rotor flexible	6
Figure I.4 : Les roulements [3]	7
Figure I.5 : Paliers lisses (coussinet) [4]	8
Figure I.6 : Schéma d'un palier hydrodynamique typique.....	9
Figure I.7 : palier hydrostatique [6]	9
Figure I.8 : Exemples d'un palier hydrostatique [7]	10
Figure I.9 : Schématisation d'un palier hydrostatique à quatre patins [8]	10
Figure I.10 : Film fluide amortisseur (squeeze film damper) [9]	12
Figure I.11 Champ de pression de surface rugueuse.....	13
Figure I.12 Texture partielle parallèle à une butée hydrodynamique	14
Figure II.1 Maillage structuré du film mince périodique	17
Figure II.2 Transition progressive vers des zones de maillage dense	18
Figure II.3 Modèle 3D classique (a), Stratégie de notre étude (b).....	18
Figure II.4 L'optimisation du modèle 3D.....	19
Figure II.5 Maillage structuré de l'alvéole et du film mince.....	20
Figure II.6 Principaux types d'éléments	20
Figure II.7 Maillage du film mince (10 éléments dans l'épaisseur)	21
Figure II.8: Les démontions d'un patin.	23
Figure II.9 : Patin 3D en configuration infiniment longue [12].	24
Figure II.10: Patin 3D à épaisseur de film constante	31
Figure II.11: Représentation 2D de configuration constante.....	32
Figure II.12: : Représentation 3D de configuration convergente	33

Figure II.13 : Représentation 2D de configuration convergente	33
Figure II.14 : Représentation 2D de configuration divergente	34
Figure II.15 : Représentation 3D de configuration divergente	34
Figure II.16 : configuration géométrique à variation périodique complète	35
Figure II.17 : configuration géométrique à variation périodique complète en 3D	35
Figure II.18 : Description géométrique de la configuration périodique complète	36
Figure II.19 : Durée de convergence a film constant	38
Figure III.1 : Schématisation des configurations étudiées	40
Figure III.2 : Champs de pression analytique, numérique Reynolds et numérique 3D	41
Figure III.3 : champ de pression de différents rapports de convergence	42
Figure III.4 : champ de pression de différents rapports de divergence	42
Figure III.7 : Zone de diminution de pression en jaune, augmentation en bleu	43
Figure III.5 : Maillage de la configuration périodique totale	43
Figure III.6 : champ de pression de la variation périodique	44
Figure III.8 : Pression de la section périodique partielle près de la sortie du film mince	44
Figure III.9 : pression de la section périodique partielle à proximité de l'alvéole	45
Figure III.10 : Charges adimensionnelles des différentes configurations	46
Figure III.11 : Rgiditys équivalentes adimensionnelles des différentes configurations	47

LISTE DES TABLEAUX

Tableau II.1 : Paramètres du maillage	21
Tableau II.2 : Paramètres géométriques de la configuration périodique complète	36
Tableau 2.3 : Les paramètres du palier [1] (modifiés légèrement):	37

Nomenclature

A_{tot}	Longueur du patin [m]
$a/A=b/B$	Rapport de dimensions du l'alvéole
B	Largeur du patin [m]
W_{pi}	Force hydrostatique (Charge portante) relative à chaque p
h_0	Épaisseur du film à excentricité égale à zéro [m]
h_i	Épaisseur du film relatif à chaque patin [m]
P_i	Champ de pression hydrostatique relatif à chaque patin [Pa]
P_{alv}	Pression d'alvéole relatif à chaque patin [Pa]
P_s	Pression d'alimentation [Pa]
Q_{si}	Débit sortant de l'alvéole relative à chaque patin [m ³ /s]
$Q_{xi} ; Q_{zi}$	Débit sortant de l'alvéole dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m ³ /s]
\dot{m}	Débit massique [kg/ m ³]
Q_T	Débit de lubrifiant total [m ³ /s]
S_t	Surface du patin [m ²]
S_f	Surface du film mince [m ²]

S_{av}	Surface de l'alvéole [m ²]
u_{xi} ; u_{zi}	Vitesses de fluide dans les directions x et z respectivement pour chaque patin [m/s]
(x , y, z)	Système des coordonnées utilisé pour décrire le mouvement du rotor
\dot{h}_i	Vitesse d'écrasement du film pour chaque patin [m/s]
β_0	Rapport de pression pour excentricité égale à zéro
P	Pression
T	Temps
(U, v, w)	Composants de vitesse
ρ	Densité
N_c	Nombre de répétition
h_c	Profondeur
L_c	Longueur du cycle
l_1	Moitié de la longueur de la zone profonde
l_2	Longueur de la zone initiale

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

La tribologie c'est la science qui s'intéresse aux interactions entre surfaces en contact, à leurs effets et aux moyens de les réduire (lubrification) ou de les amplifier (freinage), elle traite principalement des problèmes de contact entre solides, ou solide et fluide, de frottement, d'usure et lubrification. Les frottements sont présents dans tous les mécanismes en mouvement, ce qui entraîne, avec le temps, l'usure de leurs composants en contact.

La lubrification reste le moyen le plus efficace afin de réduire le frottement et l'usure, mais aussi pour le control des vibrations.

Les mécanismes des machines tournantes sont supportés par des paliers. Ces éléments très actifs contribuent de façon significative au bon fonctionnement de la machine.

Les paliers sont les composantes mécaniques conçus pour soutenir les arbres. Le mot paliers est un nom générique qui désigne un montage mécanique destiné à accommoder le mouvement relatif entre un pièce en mouvement et un bâti immobile.

L'emploi des paliers fluides hydrostatique constitue l'une des solutions techniques les plus intéressantes pour contrôler les vibrations lors des passages des vitesses critiques. Ils ont été utilisés dans un nombre croissant d'applications, surtout dans les pompes, les turbines à vapeur, les compresseurs, les broches tournantes des machines-outils, spécialement ceux qui nécessitent la précision comme les rectifieuses, les aléseuses et les machines d'usinage à commandes numériques.

Les paliers hydrostatiques sont composés de patins positionnés face à face, composés à leur tour d'une résistance hydraulique (capillaire ou orifice) d'une alvéole et d'une zone étroite contenant un film de fluide d'épaisseur très faible. L'étude des paliers hydrostatiques se fait expérimentalement en banc d'essai ou théoriquement, souvent par simulation numérique. Dans le modèle numérique de la butée hydrostatique la pression dans l'alvéole est considérée constant. Cette hypothèse est valable tant que la profondeur de l'alvéole est suffisamment grande par rapport à l'épaisseur du film mince (100 fois). Dans les modèles 2D et 1D l'alvéole est simplement remplacée par une seule valeur de la pression notée P_a constante en espace. Cependant en 3D, jusqu'à maintenant, on n'a pas pu éviter sa modélisation ce qui fait souffrir le modèle 3D d'un lourd maillage d'une zone qui n'intervient quasiment pas dans les

calculs. L'idée de ce projet de fin d'étude est de remplacer l'alvéole par un «script» écrit en langage de programmation Python qui assure la conservation des débits massique (volumiques pour un fluide incompressible) et de ne modéliser, sous le logiciel Ansys-CFX que le capillaire et film mince. Cette solution réduit la taille du maillage d'une manière importante ce qui permettra d'étudier plus de configurations en moins de temps. La flexibilité de cette stratégie permet aussi d'étudier plus en détails les effets de la variation de l'épaisseur du film mince sur le comportement du rotor.

Afin de traiter tous ces points ; le mémoire est organisé en trois chapitres, plus une introduction générale et une conclusion.

Dans le premier chapitre, on présente une recherche bibliographique sur la dynamique du rotor en générale et les différents types de paliers.

Le deuxième chapitre est consacré à la formulation mathématique pour le calcul des performances des paliers hydrostatique à épaisseur de film constante, puis nous introduisons la variation de l'épaisseur h en 3D. La validation du modèle numérique est faite en comparant le champ de pression obtenu numériquement avec celui du palier à épaisseur constante obtenu analytiquement. On montre que le champ de pression dans le film mince est conforme aux cas 2D régi par l'équation de Reynolds. A la fin du chapitre les calculs des patins avec les différentes configurations sont analysés. La simulation est réalisée en utilisant le logiciel Ansys-CFX quant aux maillages c'est le logiciel Ansys-ICEM-CFD qui est utilisé.

Le dernier chapitre est consacré à la représentation et les discussions des différents résultats des différentes configurations: géométrie convergent, divergente et périodique

L'étude est finalisée par une section dédiée aux conclusions ou nous en tirons les plus importantes et nous proposons les perspectives à suivre pour un travail futur.

CHAPITRE I

RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

Dans ce chapitre, nous présentons une recherche bibliographique traitant le rotor en général et les paliers. La première partie est consacrée au rotor, quant à la deuxième, elle concerne les différents types de paliers.

I.1. Les rotors

Le rotor est composé d'un disque entraîné par un arbre qui, à son tour, est supporté par des paliers. L'arbre (figure 1) peut comprendre divers composants tels que les roues, les bobinages et les engrenages. Pour maintenir la stabilité, le rotor est fixé dans le stator par des liaisons tournantes, comprenant des paliers radiaux et/ou des butées axiales. Les paliers jouent un rôle crucial dans le mouvement et le fonctionnement du rotor.

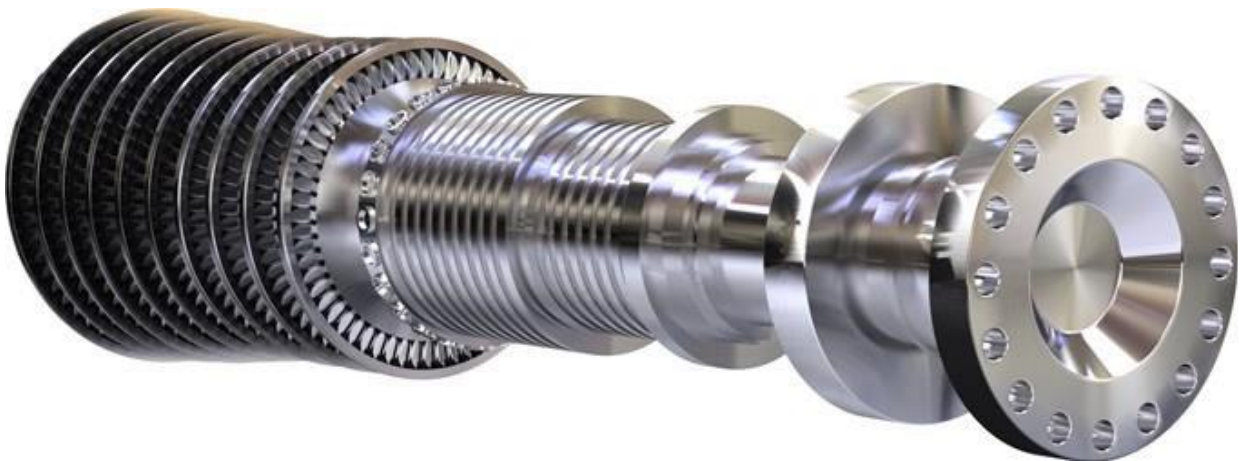


Figure I.1 : Arbres de rotor de turbine [1]

L'une des nombreuses forces agissant sur le rotor peuvent être statiques comme le poids ou dynamique (hydrodynamiques ou aérodynamiques) pour les turbomachines. Les roulements et le palier à butée contribuent également aux forces résultantes agissant sur le rotor [1].

I.1.1. Éléments du rotor

Un rotor comprend les composante fondamentales suivantes (figure I.2):

- le disque
- le balourd
- l'arbre,
- les paliers

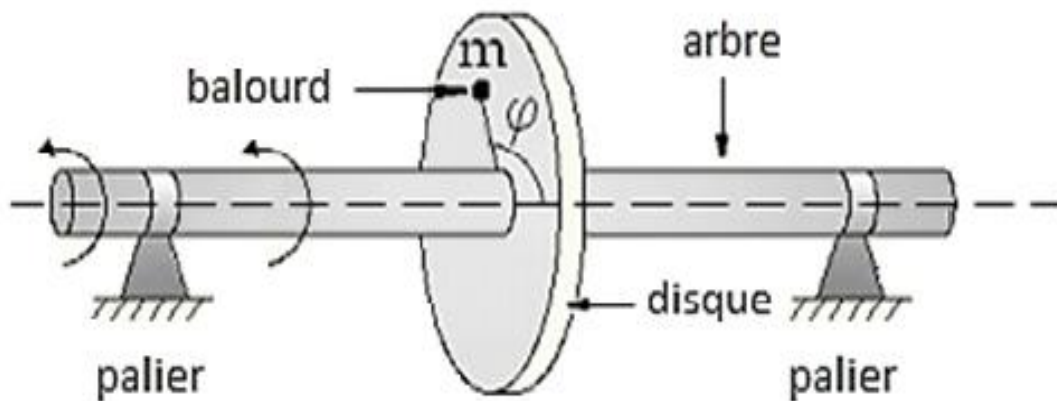


Figure I.2 : Eléments de base d'un rotor [2]

I.1.2. Le rotor rigide et le rotor flexible

Les rotors étant en principe symétriques, dans le cas idéal et parfait, leur centre de gravité devrait être confondu avec leur centre de rotation. Les sources de vibrations des machines sont multiples, mais la plus communes est certainement l'effort engendré par un déséquilibre massique (le balourd) lorsque le centre de gravité de rotor n'est pas sur l'axe de rotation.

Si la déformation de l'arbre de rotation est négligeable dans la plage de vitesse de fonctionnement comparée à la déformation des paliers, le rotor est dit rigide .

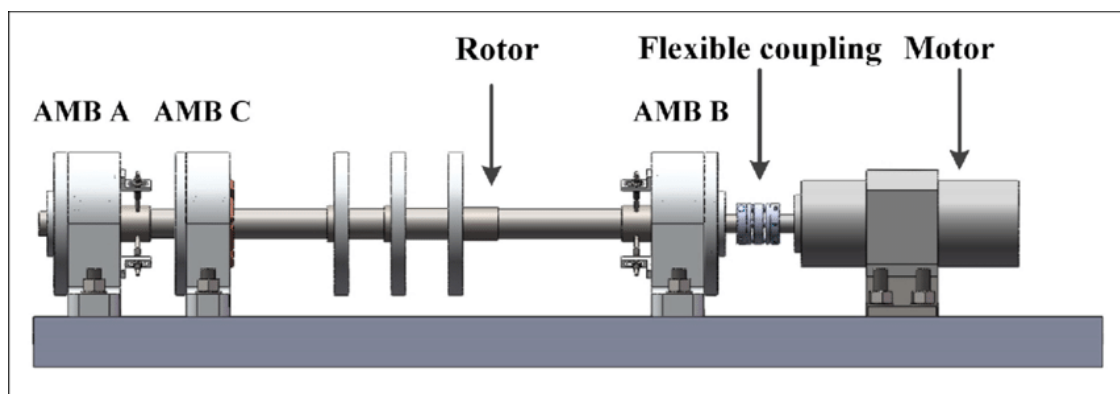


Figure I.3 : rotor flexible [3]

Contrairement au rotor rigide, un rotor est dit flexible si la rigidité de son arbre est beaucoup plus petite que celles des paliers qui le supportent (figure I.3). Le rotor à arbre élastique représente le rotor flexible le plus répandu dans la conception des machines tournantes [4].

I.2. Différentes types de paliers

I.2.3. Paliers à roulements

Entre l'arbre et l'alésage, on place des roulements à billes ou à rouleaux généralement de fabrication standard (Figure I.4). Ce mode de guidage en rotation est extrêmement répandu et très présente une excentricité très faible s'il est correctement étudié, réalisé et exploité ; il autorise également de grandes vitesses de rotation et peut supporter de fortes charges. Son emploi en milieu aquatique est délicat et doit être réservé à des applications exceptionnelles nécessitant des rendements élevés et pour lesquelles la maintenance devra être aisée [5].



Figure I.4 : Les roulements [5]

Pour une question de fiabilité et de sécurité, le guidage du rotor est généralement assuré par des roulements à billes ou à rouleaux. Cependant ces paliers ne fournissent qu'un amortissement extrêmement faible.

I.2.4. Les paliers fluides :

Les paliers fluides sont des paliers qui supportent leurs charges uniquement sur une mince couche de liquide ou de gaz (figure I.5). Ils peuvent être classés en deux types :

- Paliers hydrodynamiques.

- Paliers hydrostatiques.

Les paliers fluides utilisent une mince couche de fluide liquide ou de gaz entre les faces d'appui, typiquement scellé autour ou dans l'arbre rotatif.

Les paliers fluides peuvent être relativement pas chers par rapport à d'autres paliers avec une cote de charge similaire. Les paliers peut-être aussi simples que deux surfaces lisses avec joints pour maintenir dans le fluide de travail [6].

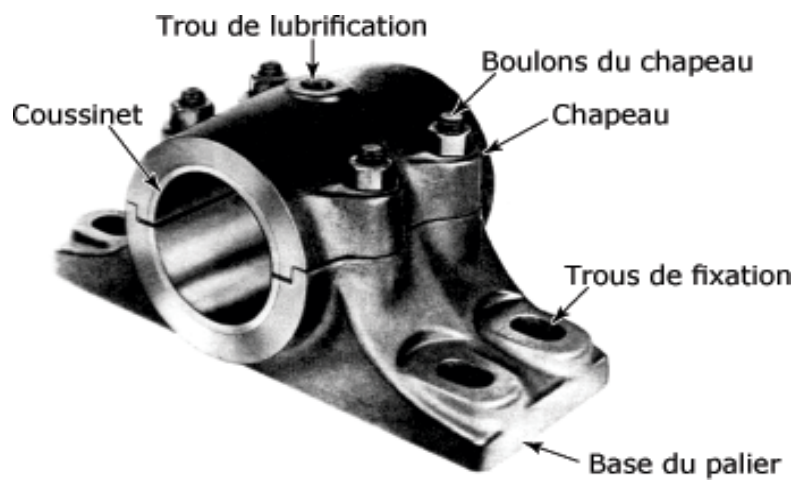


Figure I.5 : Paliers lisses (coussinet) [6]

I.2.5 .Généralité sur les paliers hydrodynamiques :

Les paliers hydrodynamiques (figure I.6) sont fréquemment utilisés pour supporter des charges radiales, pour le guidage des rotors de dimension importantes.

Ces paliers sont conçus pour fonctionner dans des conditions sévères (charges fréquences de rotations élevées).

Par conséquent, pour remplir leur fonction dans de parfaites condition, les paliers hydrodynamiques doivent être soigneusement conçus [7].

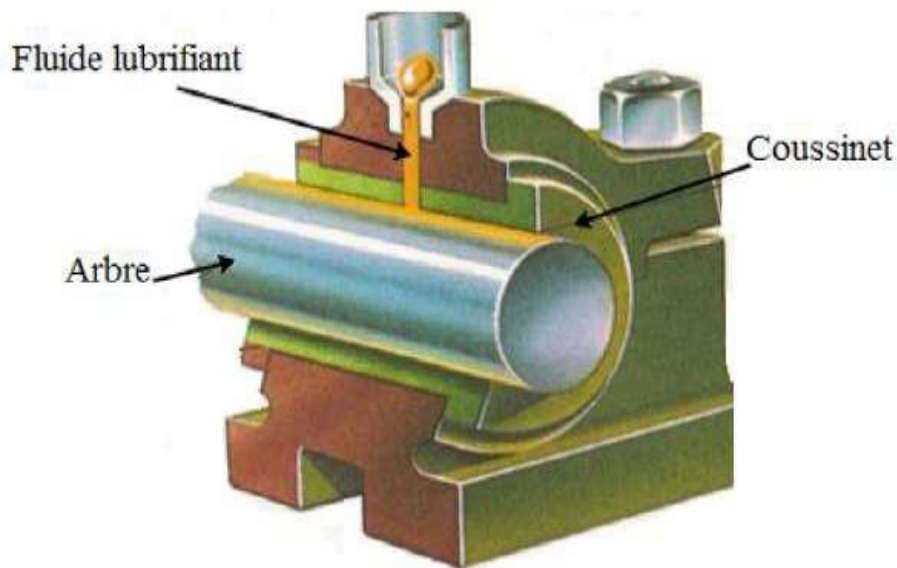


Figure I.6 : Schéma d'un palier hydrodynamique typique [8]

I.2.5. Les paliers hydrostatiques :

Les paliers hydrostatiques (figure I.7), sont utilisés avec succès dans un grand nombre de machines fonctionnant à faibles vitesses et supportant de fortes charges. Cependant, par rapport aux autres types de paliers l'utilisation des paliers hydrostatiques dans des machines fonctionnant aux hautes vitesses en tant que support n'est pas répandue. Depuis l'avènement du contrôle des vibrations des rotors, le palier hydrostatique est nettement plus étudié en tant que structure contrôlable.



Figure I.7 : palier hydrostatique [9]

Les systèmes hydrostatiques sont largement utilisés, et le circuit du lubrifiant est comme suit voir la figure I.8: à la sortie de la pompe (pression P_s) l'huile est filtrée, puis passe par

une restriction dont le rôle est d'abaisser la pression du fluide jusqu'à une pression établie selon la charge W . Cet étranglement permet d'ajuster la pression dans les paliers à plusieurs cavités [9]

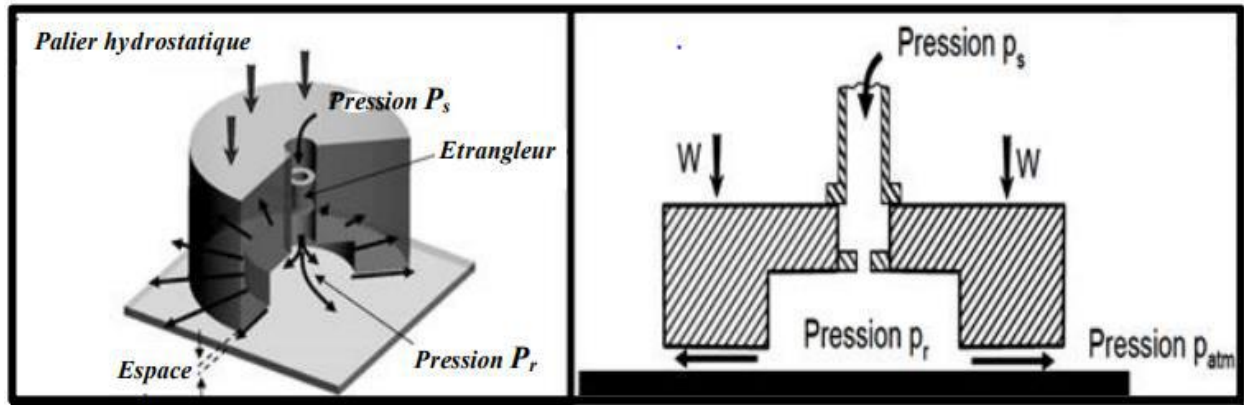


Figure I.8 : Exemples d'un palier hydrostatatique [10]

I.3. Palier hydrostatatique à quatre patins :

La figure I.9 montre une configuration hybride d'un palier à roulement supporté sur un palier hydrostatatique constitué de quatre patins.

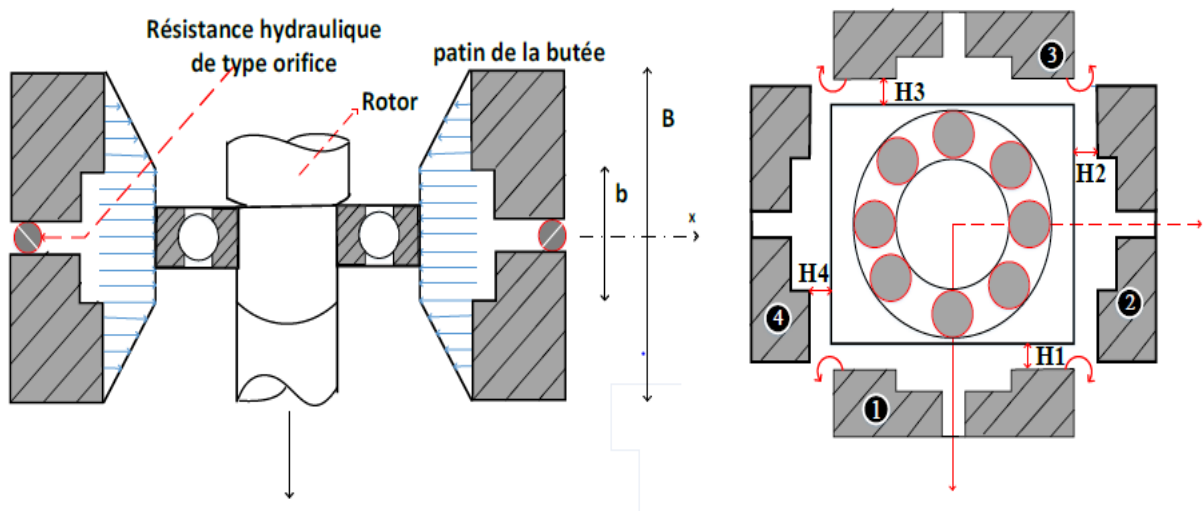


Figure I.9 : Schématisation d'un palier hydrostatatique à quatre patins [11]

I.3.6. Avantages et inconvénients des paliers hydrostatatiques :

- Avantage :
 - Une raideur importante même à vitesse nulle et un amortissement élevé.

- Un faible coefficient de frottement.
- Une grande précision de positionnement dans les applications de vitesses élevées et faibles charges.
- Non existence de concentration de pression, la pression est distribuée sur une grande surface.

Ces avantages montrent que les paliers hydrostatiques ont des nombreuses applications ; surtout les télescopes de très fortes charges et très faibles vitesses, et les machines-outils de grandes vitesses et de faibles charges.

- Inconvénients :
 - Le coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc.
 - La fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces.

Il existe une grande variété de géométries de paliers hydrostatiques et de stratégies potentielles pour contrôler les pressions...

I.4. Film fluide amortisseur :

Un film fluide amortisseur (squeeze film damper) s'intègre au niveau d'un ou plusieurs paliers de turbomachine, il a pour rôle de dissiper de l'énergie par écrasement d'un film fluide afin de réduire les vibrations (figure I.10).

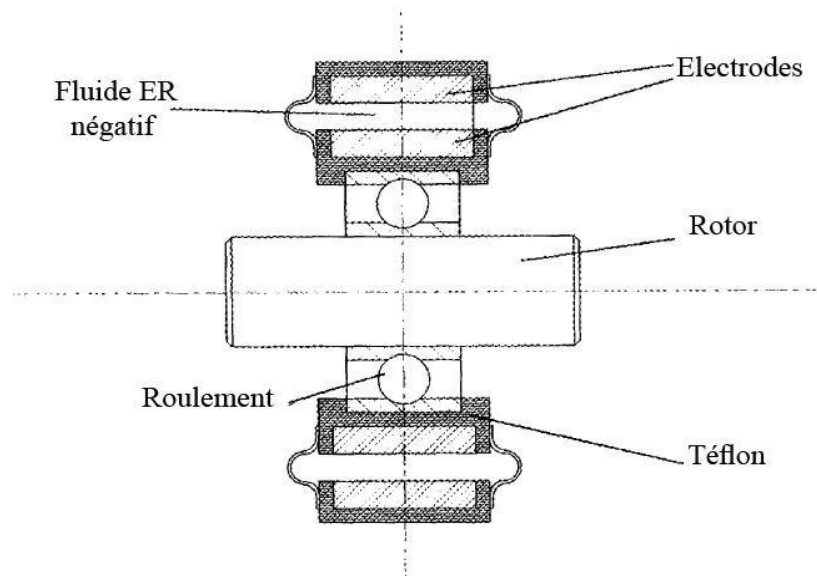


Figure I.10 : Film fluide amortisseur (squeeze film damper) [12]

I.5. Les paliers fluides rugueux :

L'obtention d'une finition de surface parfaite est impossible en raison de la présence de défauts ou de rugosité au cours du processus de fabrication. Ces défauts peuvent également être le résultat de la conception elle-même.

La rugosité de surface dans la section du film mince est généralement considérée comme aléatoire et mal caractérisée. Cependant, certaines des performances du roulement peuvent être liées à des surfaces rugueuses. Certaines études théoriques et expérimentales ont montré que l'épaisseur du film fluide affecte de manière significative les performances du roulement, y compris la capacité de charge, le frottement et la stabilité.

Dans [10], les auteurs utilisent une méthode des éléments finis pour résoudre l'équation de Reynolds. Ils présentent des résultats pour diverses géométries de roulement et formes d'épaisseur de film (Figure I.11), et ils analysent l'effet des paramètres de fonctionnement tels que l'excentricité du roulement, la pression d'entrée et la viscosité sur les performances du roulement. Ils ont constaté que pour les roulements sphériques, certains paramètres ont des effets significatifs sur la capacité de charge. Leur choix doit être optimal, par exemple l'augmentation continue de l'angle du cône peut conduire à une charge maximale, qui diminue à nouveau si cet angle critique est dépassé. La charge dans les roulements coniques dépend de facteurs géométriques, l'emplacement de l'alvéole ayant les effets les plus significatifs sur la charge calculée. Les positions optimales des poches pour une charge maximale se situent généralement près du plan médian.

Daniel et al ont développé un modèle numérique pour analyser les performances des butées à patins inclinés texturés (fig. 11) dans des conditions hydrodynamiques, en tenant compte de la cavitation et des effets thermiques [13].

Le modèle utilise une méthode de volume fini non uniforme et adaptative, compare deux méthodes de traitement des discontinuités et est validé en comparant les résultats avec les données d'un logiciel CFD commercial.

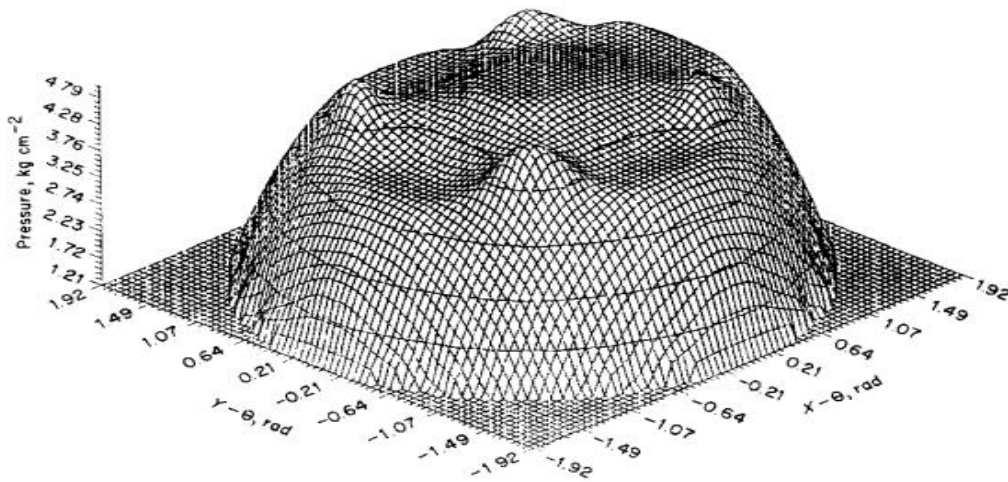


Figure I.11 Champ de pression de surface rugueuse [13]

Daniel et al [14] ont démontré que la texturation de surface a le potentiel d'améliorer les performances de contact tribologique de diverses applications.

Cependant, les paramètres de texturation optimaux dépendent du type de contact spécifique et des conditions de fonctionnement, ce qui pose un défi important. De plus, des phénomènes complexes tels que la cavitation et les effets liés à l'inertie ont un impact significatif sur les performances de la texturation de surface.

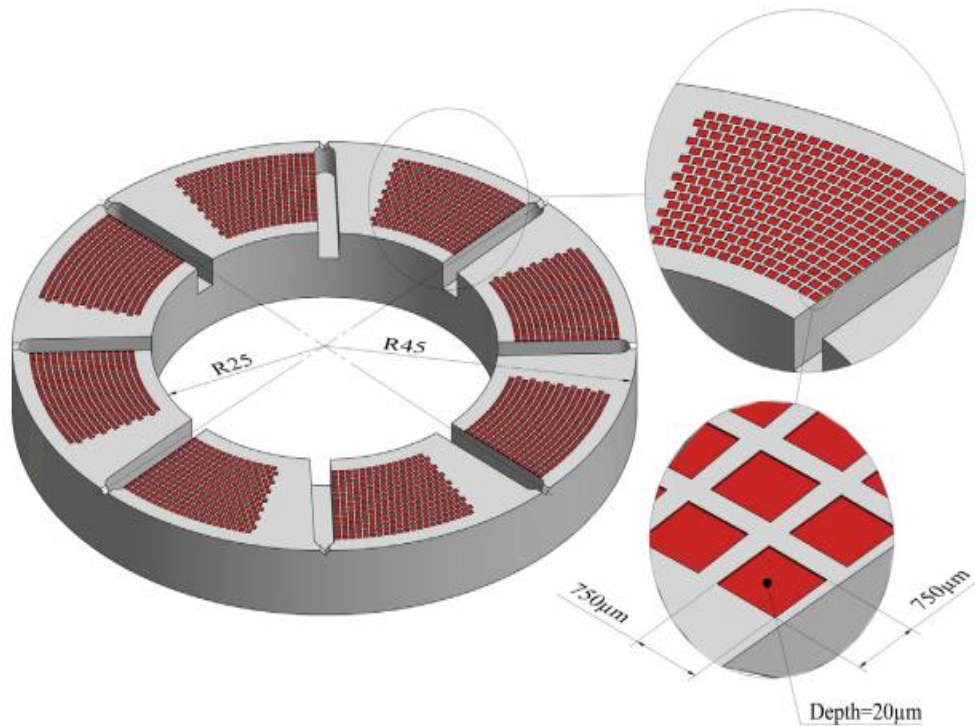


Figure I.12 Texture partielle parallèle à une butée hydrodynamique [14]

I.6. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté les rotors et leurs composantes les plus importantes, nous avons parlé de paliers hydrodynamiques et hydrostatiques et nous avons conclu par souligner l'importance de l'effet de la variation de l'épaisseur du film mince dans la littérature.

Dans le deuxième chapitre nous allons présenter la théorie de la modélisation des paliers fluides lisses et rugueux.

CHAPITRE II
FORMULATION MATHÉMATIQUE
ET MODÈLE NUMÉRIQUE

CHAPITRE II : FORMULATION MATHÉMATIQUE ET MODELE NUMERIQUE

II.1. Introduction :

L'objectif de cette étude est de présenter la technique de modélisation développée et de l'exploiter pour étudier l'impact de l'épaisseur du film lubrifiant sur les performances des amortisseurs hydrostatiques à film compressible, à l'aide d'un modèle 3D optimisé. Le modèle mathématique utilisé dans cette étude est basé sur les équations 3D de Navier Stokes et utilise une technique d'optimisation couramment utilisée dans la théorie classique basée sur l'équation de Reynolds.

II.1.1. Le Modèle 3D optimisé :

Pour étudier les phénomènes se produisant au sein de la couche mince variable, la formulation classique par l'équation de Reynolds s'avère insuffisante. Par conséquent, revenir à la formulation plus générale par les équations de Navier –Stokes est donc inévitable. Cependant, la résolution de ces équations est réalisée en utilisant la méthode des volumes finis en 3D qui est très coûteuse en ressources de calculs (voir Figure II.1-II.2)

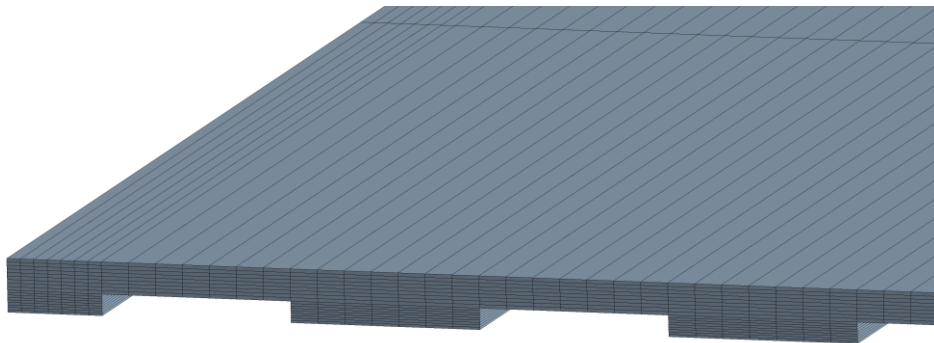


Figure II.1 Maillage structuré du film mince périodique

Comme mentionné dans l'introduction, lorsque l'alvéole est relativement profonde la pression à l'intérieur de celui-ci est considérée constante. Aussi, dans la formulation classique la résolution du problème est obtenue en recherchant la pression d'alvéole assurant la conservation du débit massique à travers le capillaire et la section couche mince, comme si l'alvéole était inexistante.

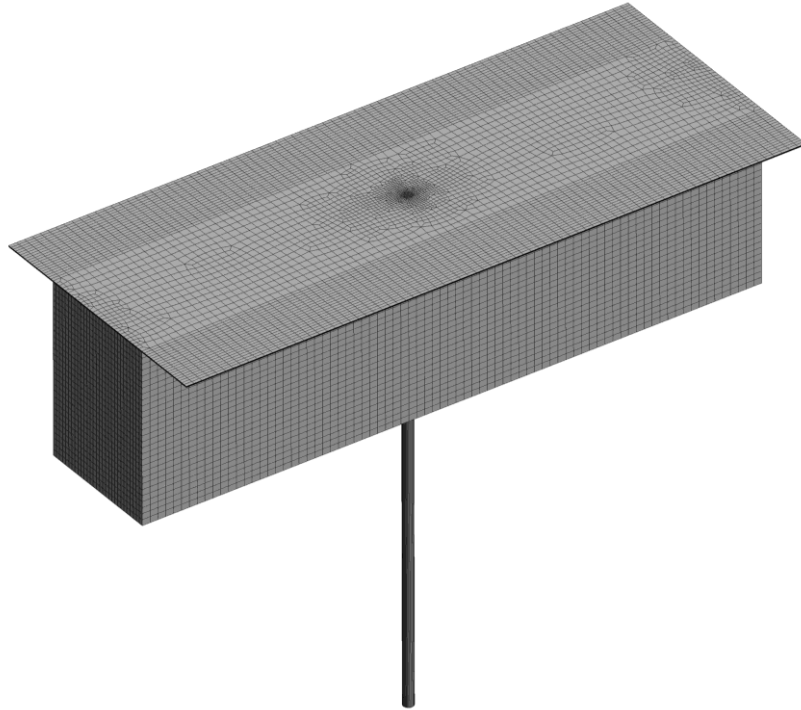


Figure **II.2** Transition progressive vers des zones de maillage dense

L'idée est d'utiliser cette stratégie dans le cas 3D en considérant deux modèles distincts un pour la résistance de type capillaire et le second pour la section couche mince (figure II.3). En utilisant les paramètres d'entrée d'Ansys-Workbench la pression à la sortie du premier modèle 3D et celle à l'entrée du second sont définies avec la même valeur arbitraire choisie parmi $]P_0 P_s[$.

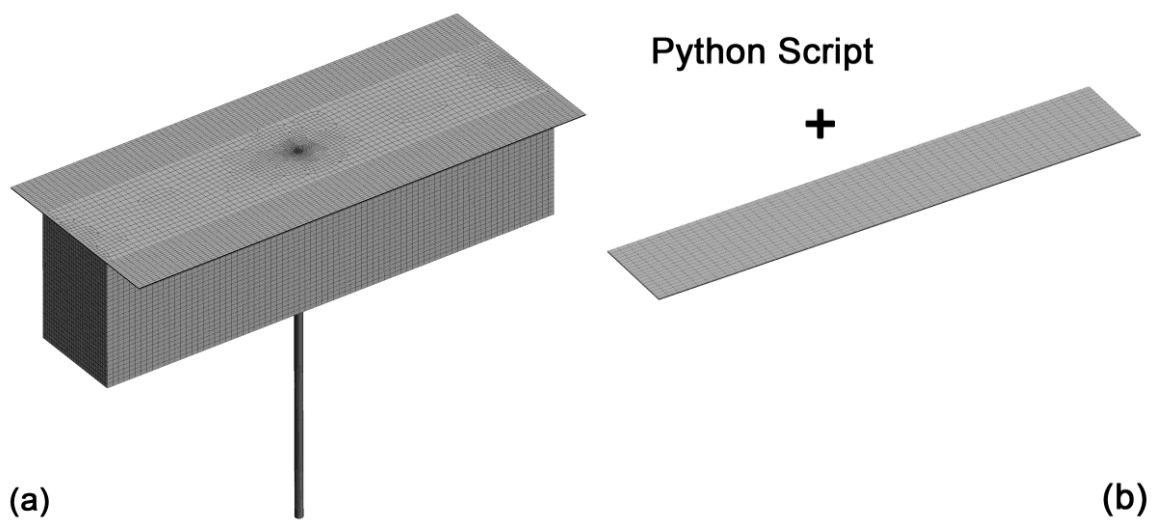


Figure **II.3** Modèle 3D classique (a), Stratégie de notre étude (b)

Un script Python peut être utilisé pour automatiser l'entrée de cette pression en fonction des débits massique obtenus à partir des paramètres de résultats de sortie de Workbench.

Un algorithme de recherche de racine est implémenté dans le script pour définir la pression d'alvéole qui assure la conservation du débit massique.

Le modèle peut être encore plus simplifié car le débit à travers le capillaire peut être calculé analytiquement et intégré dans le programme Python. Aussi, la géométrie de la section du film fluide présente de multiples plans de symétrie permettant de réduire le modèle plusieurs fois (Figure II.4).

Ansys Workbench utilise une plateforme Python spéciale appelée Iron Python. Il est à noter que cette plateforme n'est pas compatible avec de nombreuses bibliothèques comme Scipy et Numpy, ce qui limite malheureusement la flexibilité des programmes.

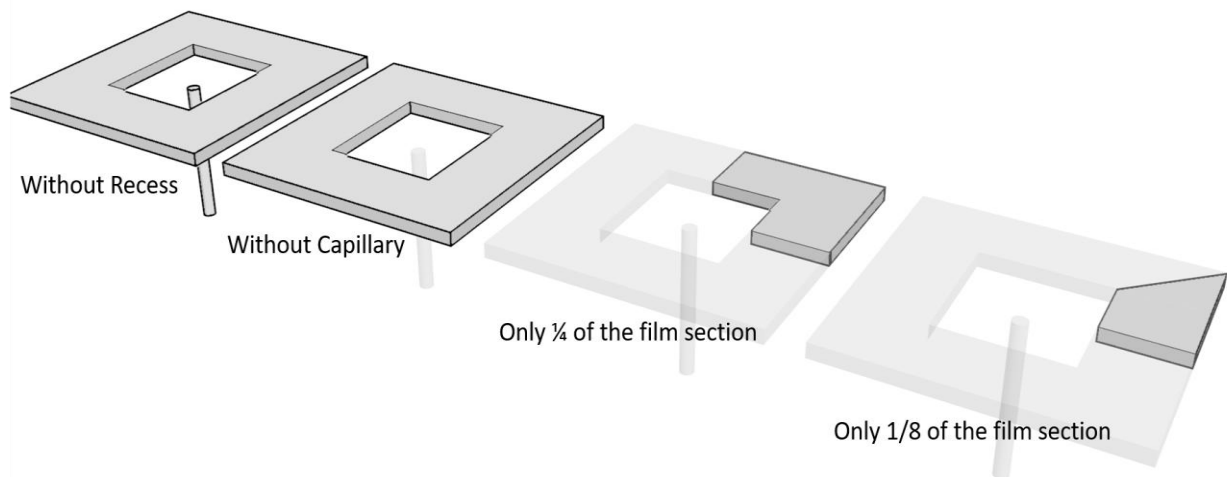


Figure II.4 L'optimisation du modèle 3D

II.6.définition d'un maillage :

La méthode des volumes finis est une méthode numérique qui sert à résoudre des équations différentielles. Ces équations sont résolues de manière approchée à l'aide d'un maillage. Ce maillage est constitué de volumes finis, qui sont de petits volumes disjoints en 3D (des surfaces en 2D, des segments en 1D) dont la réunion approche le domaine d'étude. L'objet d'un maillage est de procéder à une simplification d'un système par un modèle représentant ce système et éventuellement son environnement (le milieu) dans l'optique de simulations de calculs ou de représentations graphiques.

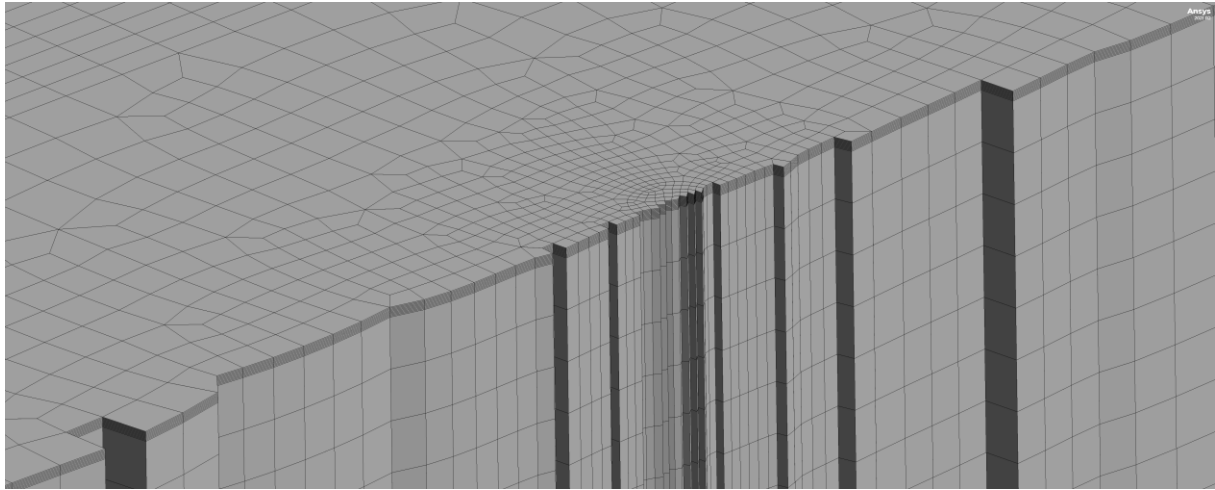


Figure II.5 Maillage structuré de l'alvéole et du film mince

II.7. Les types de maillage

EN termes de structure globale, le maillage peut être classé en deux catégories principales: les maillages structurés et les maillages non structurés.

Un maillage structuré est caractérisé par une régularité géométrique dans sa construction. Il est généralement constitué d'une série de cellules régulières, telles que des quadrilatères en 2D ou des hexaèdres en 3D (figure II.5), qui sont alignées de manière régulière. Les cellules voisines ont des formes et des tailles similaires, ce qui facilite la formulation des équations discrétisées sur le maillage. Les nœuds (ou sommets) du maillage sont également disposés de manière régulière.

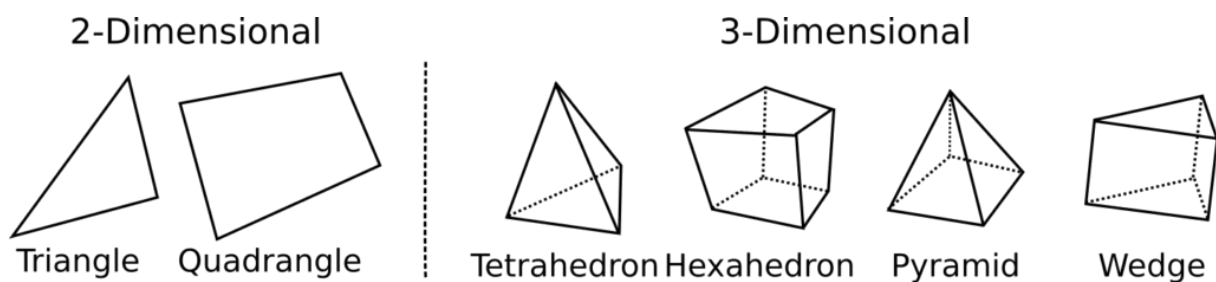


Figure II.6 Principaux types d'éléments

En revanche, un maillage non structuré présente une irrégularité géométrique dans sa construction. Les cellules ne suivent pas de motif régulier et peuvent avoir des formes variées, telles que des triangles en 2D ou des tétraèdres en 3D. Les nœuds du maillage ne sont pas alignés de manière régulière et ne peuvent pas être identifiés par des indices structurés. Au lieu de cela, ils sont généralement définis par leurs coordonnées spatiales. Les maillages non

structurés permettent une plus grande flexibilité dans la représentation de géométries complexes et peuvent être utilisés pour modéliser des domaines avec des frontières courbes ou des régions raffinées localement.

En termes de forme d'élément ils existent plusieurs types d'éléments (figure II.6) comme les éléments triangulaires en 2D, les éléments hexaédriques en 3D ...

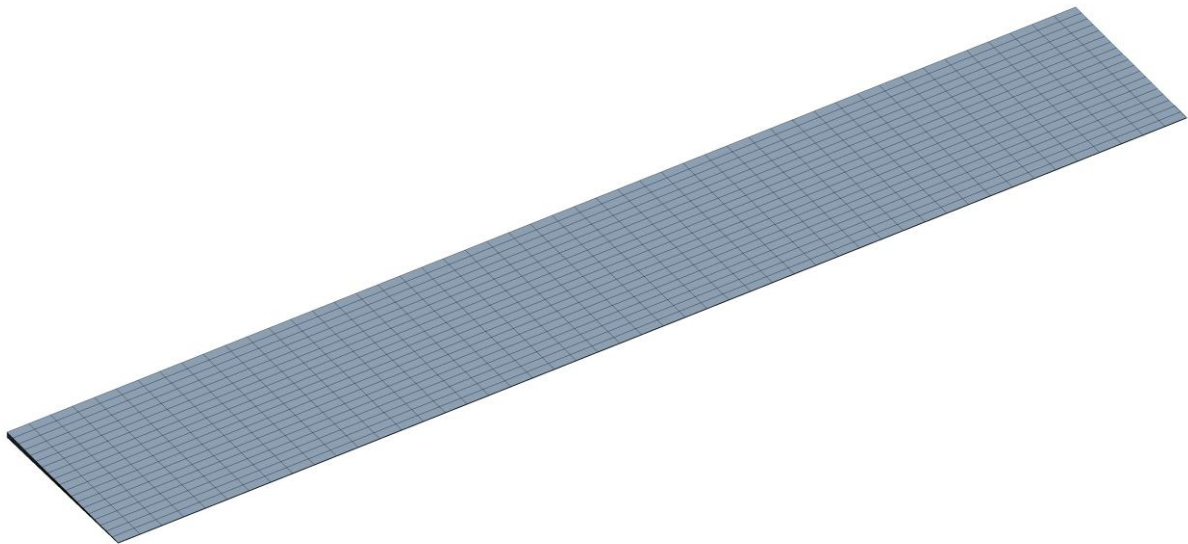


Figure II.7 Maillage du film mince (10 éléments dans l'épaisseur)

Dans notre étude, vu que le film mince est la seule partie modélisée en 3D et ayant une géométrie simple (figure II.7), un maillage hexaédrique structuré est adopté.

Une étude de sensibilité de la simulation à la densité du maillage a conduit à la densité représentée dans le tableau II.1.

Tableau II.1 : Paramètres du maillage

Direction	Nombre de nœuds
Epaisseur	10
Largeur	20
Longueur	50

II.2. Les hypothèses et les conditions aux limites:

Dans cette section nous allons étudier les performances d'un seul patin. La formulation mathématique se fait les hypothèses suivantes :

- Le palier est infiniment long.
- La profondeur de l'alvéole est suffisante pour que la pression soit constante (dans l'espace).
- Nous considérons le lubrifiant Newtonien et incompressible.
- L'épaisseur constante ne dépend pas de x ou de z : $\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial h}{\partial z} = 0$.
- L'écoulement est laminaire, permanent et sans apport de chaleur.
- Seul l'écoulement de Poiseuille existe.

En supposant un palier infiniment long, les gradients dans la direction (z) doivent être ignorés. Conservation de la masse (débit massique) nous permet de l'écrire comme ça :

$$\dot{m}_{\text{entre}} = \dot{m}_{\text{sortie}} + \frac{\partial m}{\partial t} = \dot{m}_{\text{sortie}} + \frac{\partial(\rho V_{\text{alv}})}{\partial t} \tag{II.1}$$

Réécrire la relation en termes de débit volumétrique :

$$\rho Q_{\text{capillaire}} = \rho Q_{\text{sortie}} + \frac{\partial V_{\text{alv}}}{\partial t} + V_{\text{alv}} \frac{\partial \rho}{\partial t} \tag{II.2}$$

Q capillaire, Q sortie : Les débits volumiques entrant à travers le capillaire et sortant de la région du film.

$\frac{\partial V_{\text{alv}}}{\partial t}$: Variation du volume de l'alvéole induite par le mouvement du grain mobile.

$$\frac{\partial V_{\text{alv}}}{\partial t} = \iint_{\text{R}} \frac{\partial h}{\partial t} n \cdot ds \tag{II.3}$$

Pour obtenir un calcul par unité de longueur. En considérant une largeur L_z d'une unité, on a :

$$\frac{\partial V_{\text{alv}}}{\partial t} = \int_0^{L_x} \frac{\partial h}{\partial t} n \cdot dx \tag{II.4}$$

L'indépendance de l'épaisseur du film par rapport aux variables spatiales (x et z) :

$$\frac{\partial V_{\text{alv}}}{\partial t} = L_z L_{\text{alv}} \frac{\partial h}{\partial t} = L_z L_{\text{alv}} \frac{\partial h}{\partial t} \tag{II.5}$$

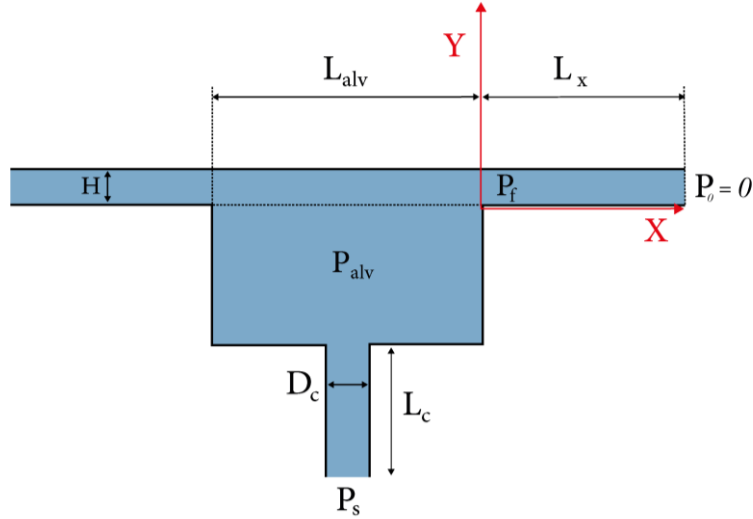


Figure II.8: Les démontions d'un patin.

Il faut prendre en compte le sens de vitesse, Il prend un signal négatif en cas l'écrasement.

Le coefficient de compressibilité est donné par : $\beta_{comp} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial P_{alv}}$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial P_{alv}} \frac{\partial P_{alv}}{\partial t} = \rho \beta_{comp} \frac{\partial P_{alv}}{\partial t} \quad \Longrightarrow \quad \rho Q_{capillaire} = \rho Q_{sortie} + \rho \frac{\partial V_{alv}}{\partial t} - V_{alv} \rho \beta_{comp} \frac{\partial P_{alv}}{\partial t}$$

On simplifie la densité :

$$Q_{capillaire} = Q_{sortie} + \frac{\partial V_{alv}}{\partial t} - V_{alv} \beta_{comp} \frac{\partial P_{alv}}{\partial t} \quad (II.6)$$

Puisque nous avons considéré le fluide incompressible, la viscosité ne change pas avec le temps, donc : $\beta_{comp} = 0$

L'équation (II.6) devient :

$$Q_{capillaire} = Q_{sortie} + \frac{\partial V_{alv}}{\partial t} \quad (II.7)$$

Le débit volumique entrant par le capillaire :

$$Q_{capillaire} = \frac{\pi D_{cap}^4}{128 \mu L_c} (P_s - P_{alv}) \quad (II.8)$$

En notant : $K_C = \frac{\pi D_{cap}^4}{128 L_c}$

$$Q_{capillaire} = \frac{K_C}{\mu} (P_s - P_{abv}) \quad (II.9)$$

Puisque nous avons considéré palier infiniment long (dans la direction z), nous pouvons négliger l'écoulement dans la direction axiale (z) devant le débit dans la direction x :

$$Q_x \gg Q_z$$

En raison de la symétrie, nous ne prenons en compte que la partie du débit dans la direction positive + x et la multiplions par deux. Le débit volumique sortant de la zone du film mince devient donc :

$$Q_{sortie} = 2U_{xm} S_{sortie} = 2L_z h U_{xm} \quad (II.10)$$

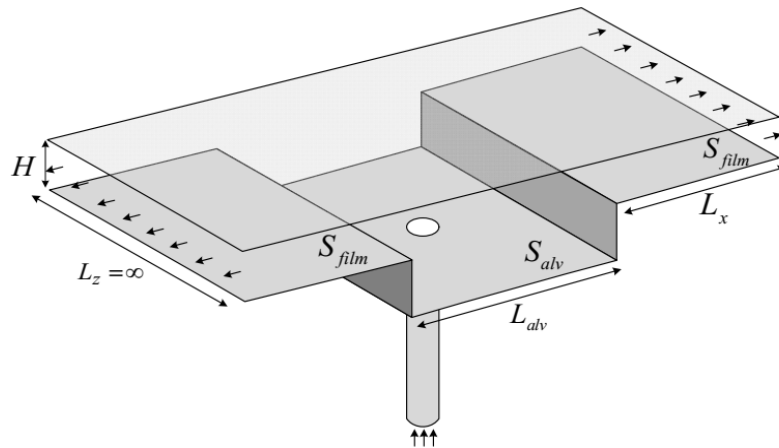


Figure II.9 : Patin 3D en configuration infiniment longue [15].

$$U_{xm} = \frac{\int_0^h U_x dy}{h} \quad (II.11)$$

La relation suivante expliquée la vitesse de l'écoulement du fluide newtonien entre deux plaques parallèles :

$$U_x = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y-h)y \quad \Longrightarrow \quad U_{xm} = \frac{\int_0^h \left(\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y-h)y \right) dy}{h}$$

Avec l'hypothèse de la pression constante dans la direction de l'épaisseur du film mince :

$$\Longrightarrow \int_0^h (y^2 - hy) dy = -\frac{1}{6} h^3 \quad (\text{II.12})$$

Avec :

$$U_{xm} = \frac{1}{2\mu h} \frac{\partial P}{\partial x} \int_0^h ((y-h)y) dy \quad (\text{II.13})$$

Et :

$$Q_{sortie} = 2L_z h U_{xm} \quad (\text{II.14})$$

On obtient :

$$U_{xm} = -\frac{h^2}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=L_x} \quad (\text{II.15})$$

Et :

$$Q_{sortie} = -\frac{L_z h^3}{6\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=L_x} \quad (\text{II.16})$$

Et :

$$\frac{\pi d_{cap}^4}{128 L_c \mu} (P_s - P_{alv}) = -\frac{L_z h^3}{6\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \Big|_{x=L_x} + L_z L_{alv} \dot{h} \quad (\text{II.17})$$

$$Q_{sortie} = 2L_z h U_{xm} \quad (\text{II.18})$$

II.3. Recherche du gradient de pression dans le film mince :

L'hypothèse du palier infiniment long implique que toute dérivée par rapport à z est nulle

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II.19})$$

$\frac{\partial}{\partial z} = 0$, celle de l'absence de l'écoulement de Couette implique : $U = 0$

Cela permet de simplifier l'équation (II.19) :

$$\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (\text{II.20})$$

II.3.1. Gradient de la pression obtenu analytiquement :

L'intégration deux fois de l'équation (II.20) sur x données :

$$P(x) = \frac{6\mu h^2}{h^3} x^2 + C_a x + C_b \quad (\text{II.21})$$

Avec les conditions aux limites : $\begin{cases} P(0) = P_f \\ P(L_x) = P_0 \end{cases}$

$$P(0) = P_f \Rightarrow C_b = P_f$$

$$P(L_x) = P_0 \Rightarrow \frac{6\mu h^2}{h^3} L_x^2 + C_a L_x + P_f = P_0$$

On trouve $\begin{cases} C_a = \frac{1}{L_x} \left(P_0 - P_f - \frac{6\mu h^2}{h^3} L_x^2 \right) \\ C_b = P_f \end{cases}$

L'expression de pression dans le film mince sera :

$$P(x) = \frac{6\mu h^2}{h^3} x^2 + \left(\frac{(P_0 - P_f)}{L_x} - \frac{6\mu h^2 L_x}{h^3} \right) x + P_f \quad (\text{II.22})$$

Le gradient spatial est :

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{12\mu h^2}{h^3} x + \left(\frac{(P_0 - P_f)}{L_x} - \frac{6\mu h^2 L_x}{h^3} \right) \quad (\text{II.23})$$

A l'entrée de la zone du film mince ($x=0$) :

$$\frac{\partial P(0)}{\partial x} = \left(\frac{(P_0 - P_f)}{L_x} - \frac{6\mu h^2 L_x}{h^3} \right) \quad (\text{II.24})$$

Et à la sortie $x = L_x$:

$$\frac{\partial P(L_x)}{\partial x} = \left(\frac{(P_0 - P_f)}{L_x} + \frac{6\mu h^2 L_x}{h^3} \right) \quad (\text{II.25})$$

L'équation (II.16) exprimant le débit sortant s'écrit après remplacement du gradient par l'équation (II.25) comme suit :

$$Q_{sortie} = \frac{h^3 L_z}{6\mu L_x} \left((P_f - P_0) - \frac{6\mu h L_x^2}{h^3} \right) \quad (II.26)$$

Si $P_0 = 0$ (La pression relative à la sortie du patin est la pression atmosphérique) et on adopte

la notation suivante : $K_Q = \frac{L_z}{6L_x}$

$$Q_{sortie} = \frac{h^3}{\mu} K_Q \left((P_f - P_0) - \frac{6\mu h L_x^2}{h^3} \right) \quad (II.27)$$

Ça devient le débit sortant :

$$Q_{sortie} = \frac{K_Q}{\mu} P_f h^3 - 6K_Q L_x^2 h \quad (II.28)$$

Et l'équation (II.28) ça devient :

$$K_C (P_s - P_{alv}) = K_Q P_f h^3 + \mu (S_{alv} - S_{film}) h \quad (II.29)$$

La surface totale du patin :

$$S_{totale} = S_{alv} + 2S_{film} \quad (II.30)$$

En absence de l'effet d'inertie $P_{alv} = P_f$, l'équation (II.30) devenir :

$$K_C (P_s - P_{alv}) = K_Q P_{alv} h^3 + \mu (S_{alv} - S_{film}) h \quad (II.31)$$

Et de ce dernier, on extrait l'expression de P_{alv} (la pression relative dans l'alvéole) :

$$P_{alv} = \left(P_s - \mu (S_{alv} - S_{film}) \frac{h}{K_C} \right) \left(1 + \frac{K_Q}{K_C} h^3 \right)^{-1} \quad (II.32)$$

La force générée par le champ de pression dans les deux sections du film mince peut être calculée comme :

$$W_{film} = 2L_z \int_0^{L_x} P(x) dx = 2L_z \int_0^{L_x} \left(\frac{6\mu h^2}{h^3} x^2 - \left(\frac{P_{alv}}{L_x} + \frac{6\mu h^2}{h^3} \right) x + P_{alv} \right) dx \quad (II.33)$$

$$W_{film} = 2L_z \left[\frac{6\mu h^2}{3h^3} x^3 - \frac{1}{2} \left(\frac{P_{alv}}{L_x} + \frac{6\mu h^2}{h^3} \right) x^2 + P_{alv} x \right]_0^{L_x} \quad (II.34)$$

$$W_{film} = \frac{4\mu h^2}{h^3} L_z L_x^3 - \left(\frac{P_{alv}}{L_x} + \frac{6\mu h^2}{h^3} \right) L_z L_x^2 + 2P_{alv} L_z L_x \quad (II.35)$$

$$W_{film} = P_{alv} L_z L_x - \frac{2\mu h^2}{h^3} L_z L_x^3 \quad (II.36)$$

On peut calculer la force générée par la pression dans l'alvéole comme suit :

$$W_{alvéole} = P_{alv} L_z L_{alvéole} \quad (II.37)$$

Et donc la résultante de la force générée par le patin est :

$$W = W_{fluide} = W_{alvéole} + W_{film} \quad (II.38)$$

$$W = P_{alv} L_z L_{alvéole} + P_{alv} L_z L_x - \frac{2\mu h^2}{h^3} L_z L_x^3 \quad (II.39)$$

$$W = (S_{alv} + S_{film}) P_{alv} - \frac{2\mu h^2}{h^3} L_z L_x^3 \quad (II.40)$$

A l'équilibre statique : $\dot{h} = 0$

$$P_{alv}^{statique} = P_s \left(1 + \frac{K_Q}{K_C} h^3 \right)^{-1} \quad (II.41)$$

$$P^{statique}(x) = -\frac{P_{alv}^{statique}}{L_x} x + P_{alv}^{statique} \quad (II.42)$$

La force statique générée est donc :

$$W^{statique} = (S_{alv} + S_{film}) P_{alv}^{statique} \quad (II.43)$$

On prend en compte l'expression (II.41) la charge statique devient :

$$W^{statique} = P_s (S_{alv} + S_{film}) \frac{K_C}{K_C + K_Q h_{statique}^3} \quad (\text{II.44})$$

A l'équilibre statique pour un seul patin :

$$P_{alv}^{statique} = P_s \left(1 + \frac{K_Q}{K_C} h^3 \right)^{-1} \quad (\text{II.45})$$

En introduisant le rapport des pressions : $\beta_0 = P_{alv} / P_s$

$$\beta_0 = \frac{P_{alv}}{P_s} = \left(1 + \frac{K_Q}{K_C} h_0^3 \right)^{-1} \quad (\text{II.46})$$

Plus de détails sur la théorie peuvent être trouvés dans [11]

II.4. Le modèle 3D :

Pour prendre en compte les variations qui règnent au sein du film mince la formulation classique par l'équation de Reynolds s'avère inadéquate. Le retour vers la formulation globale et plus générale exprimées par les équations de Navier-Stokes est donc inévitable.

$$\text{Equation de Continuité :} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$$

Conservation de quantité de mouvement dans les directions X, Y et Z :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\text{Re}_f} \left[\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\text{Re}_f} \left[\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\text{Re}_f} \left[\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right]$$

La résolution de ces équations est achevée en utilisant la méthode des volumes finis qui est une méthode numérique puissante pour la modélisation des géométries non régulières et complexes.

II.1. Paliers à épaisseur variable :

L'objet de ce chapitre est de déterminer le champ de pression régnant dans les butées hydrostatiques ayons une variation spatiale de l'épaisseur du film fluide.

En absence de la solution analytique et des données expérimentales pour la résolution de l'équation de Navier Stokes le passage par les méthodes numériques est obligatoire.

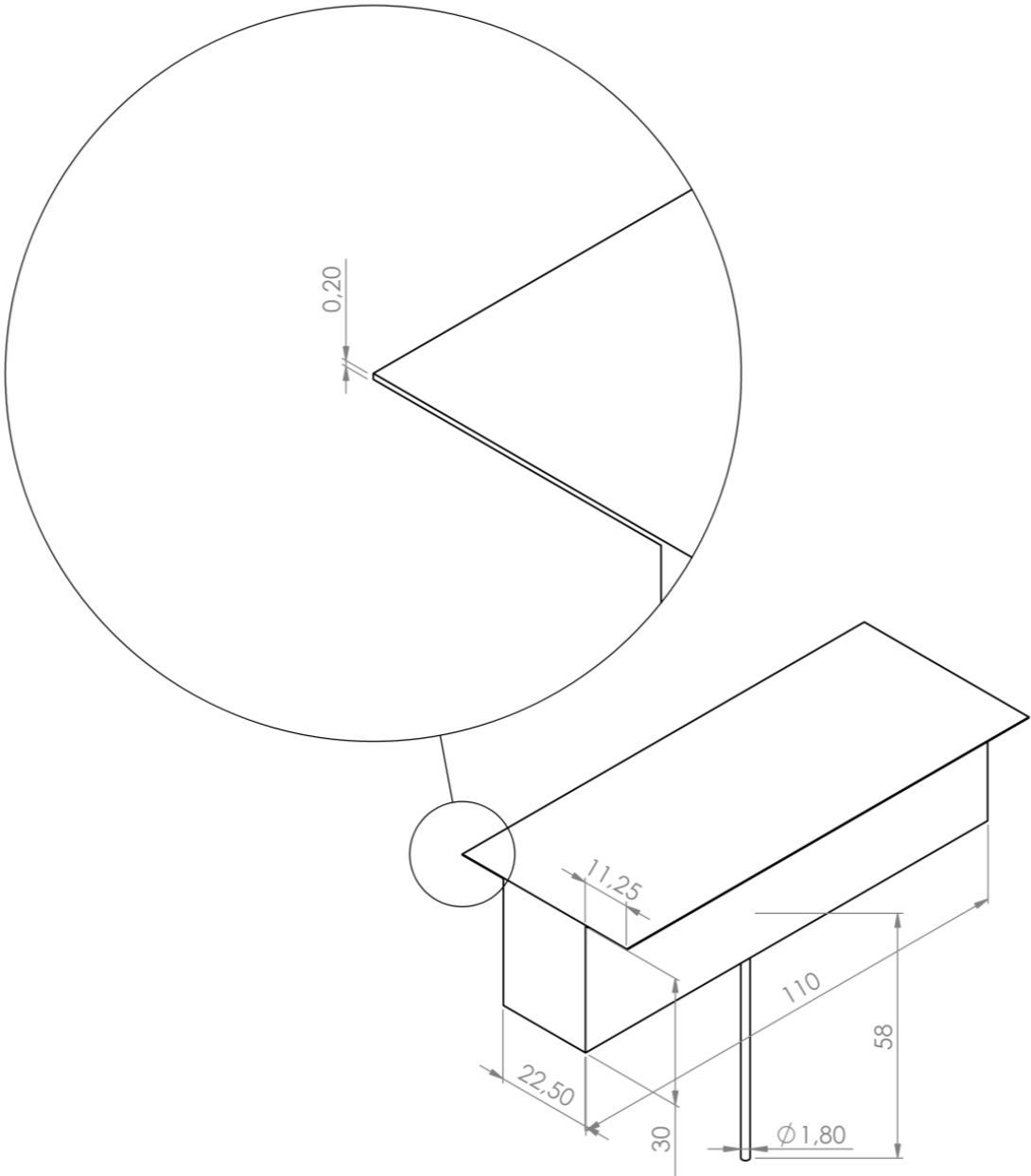


Figure II.10: Patin 3D à épaisseur de film constante

II.1.1. Différentes configurations géométriques :

Dans cette partie de chapitre nous allons présenter les différentes configurations géométriques que nous avons étudiées.

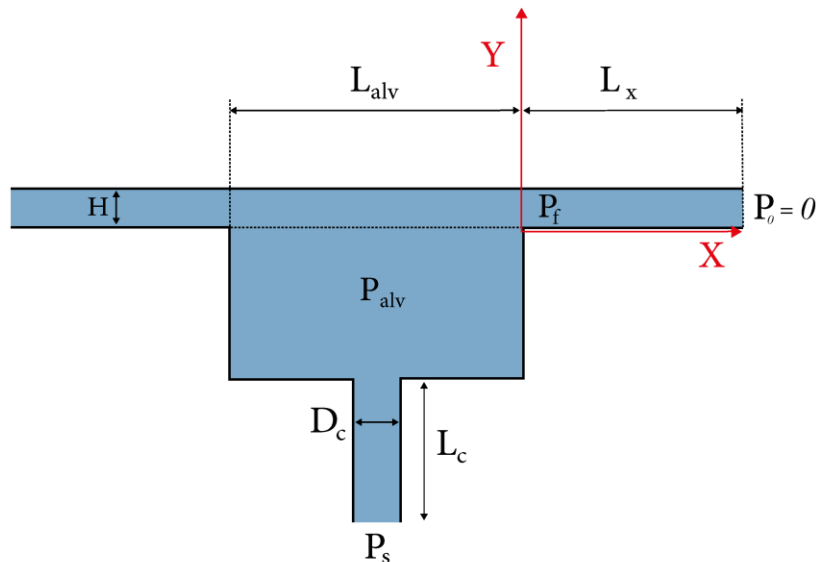


Figure II.11: Représentation 2D de configuration constante

a) Configuration convergente à la sortie :

Le premier modèle est celui du film mince horizontalement symétrique convergent vers

La sortie. L'épaisseur du film mince peut être définie par trois paramètres sa longueur L_x ,

L'épaisseur à l'entrée h_a et l'épaisseur à la sortie h_b (voir Figure III.1). Elle peut être

Exprimée sous la forme :

$$h(x) = h_b + \frac{(h_a - h_b)(L_x - x)}{L_x}$$

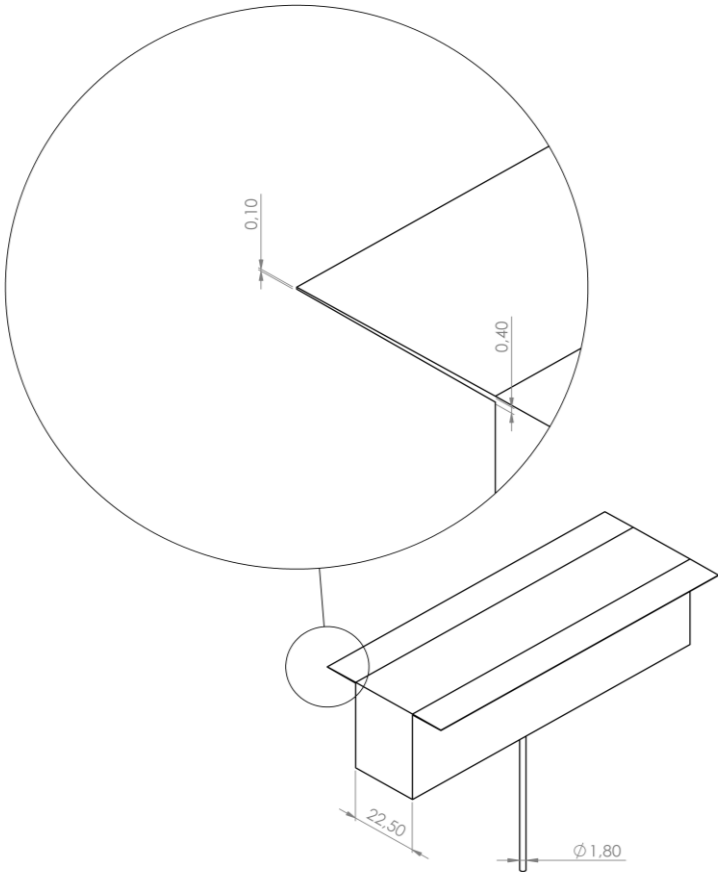


Figure II.12: : Représentation 3D de configuration convergente

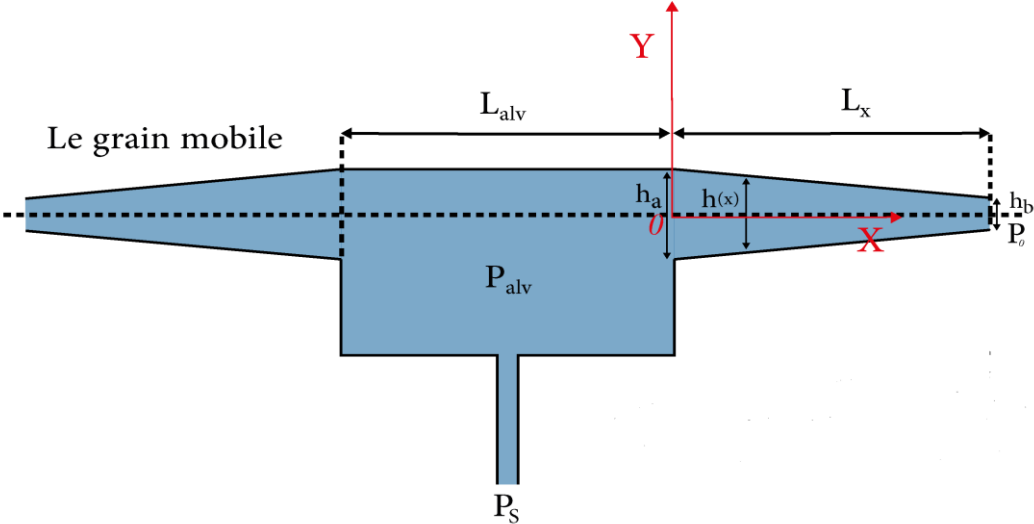


Figure II.13: Représentation 2D de configuration convergente

b) Configuration divergente à la sortie :

La deuxième configuration avec un film mince horizontal **symétrique divergent** vers la sortie. L'épaisseur du film mince peut être définie par les mêmes paramètres (L_x, h_a, h_b) (Figure III.2). Elle peut être représentée par la figure :

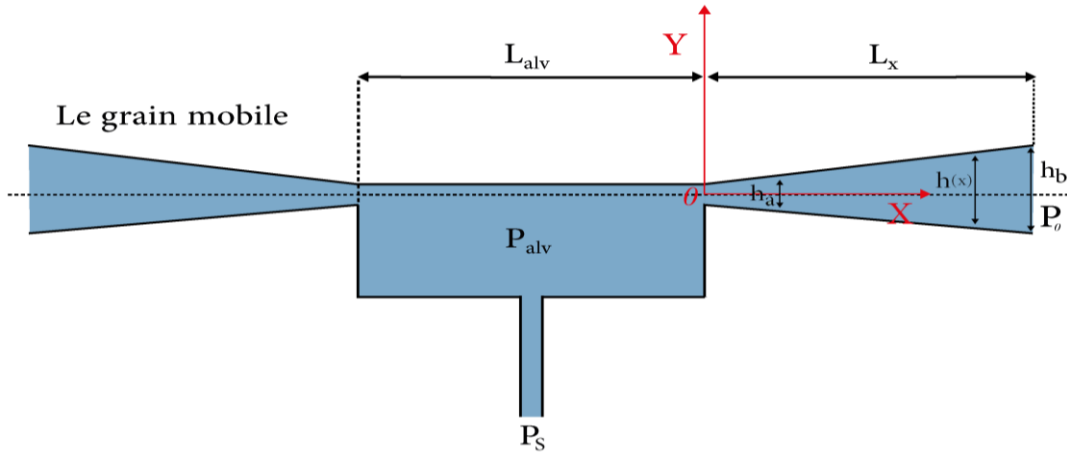


Figure II.14: Représentation 2D de configuration divergente

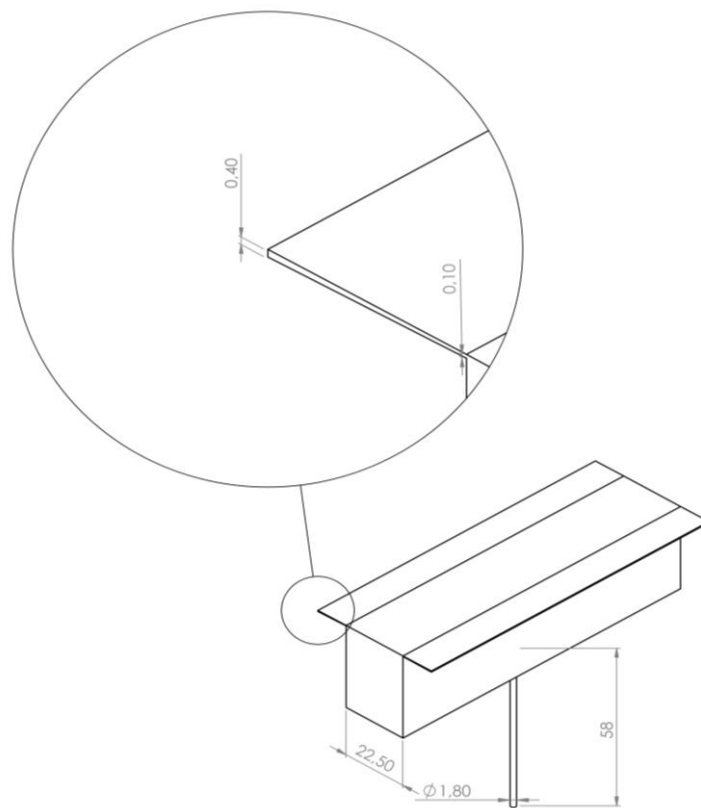


Figure II.15: Représentation 3D de configuration divergente

c) Configuration périodique complète :

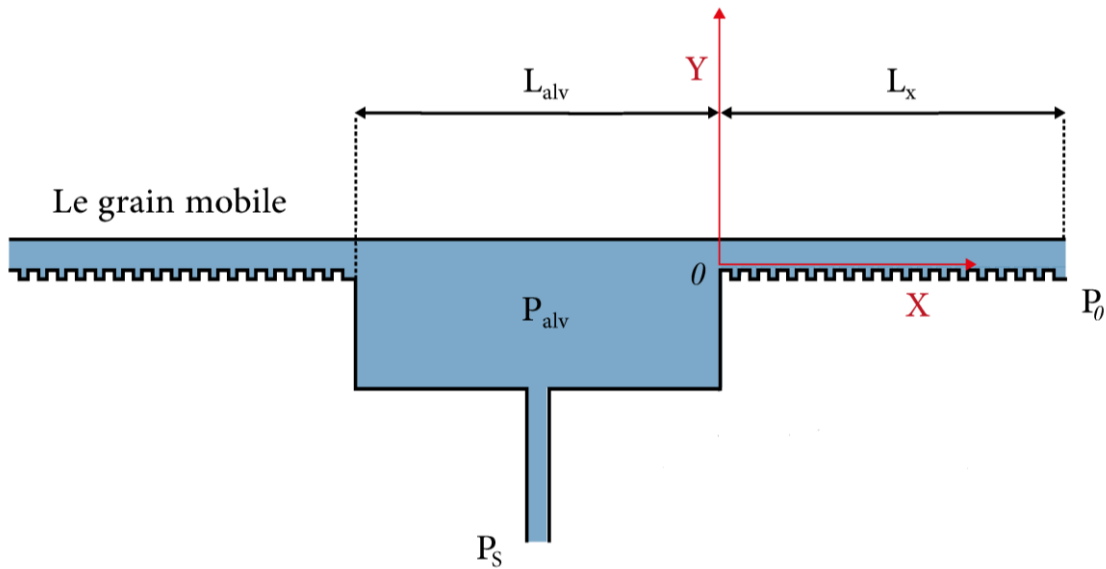


Figure II.16: configuration géométrique à variation périodique complète

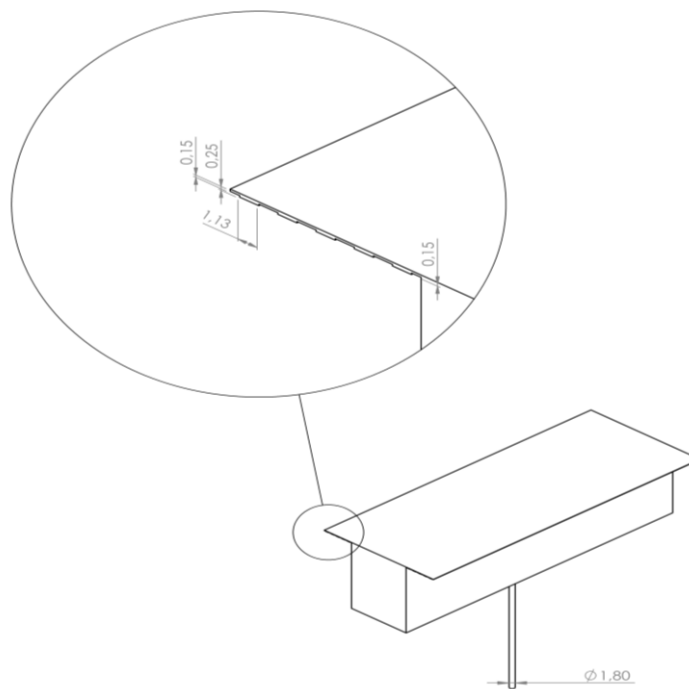


Figure II.17: configuration géométrique à variation périodique complète en 3D

Cette configuration (Figure III.17). Contient une variation d'épaisseur de forme échelon périodique sur toute la distance du film mince. La description détaillée de la géométrie est donnée sur la (Figure III.18).

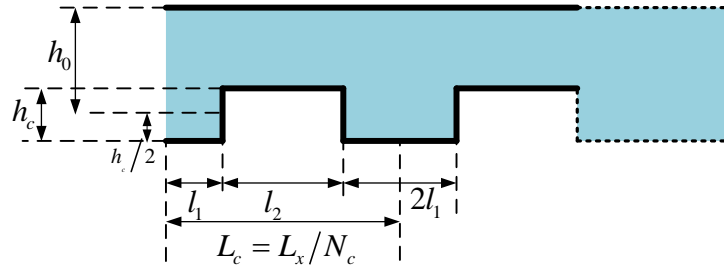


Figure **II.18**: Description géométrique de la configuration périodique complète

L'épaisseur du film mince peut être exprimée sous la forme :

$$\begin{cases} 0 \leq x < l_1 : & h(x) = h_0 + h_c/2 \\ l_1 \leq x < (l_1 + l_2) : & h(x) = h_0 - h_c/2 \\ (l_1 + l_2) \leq x < (2l_1 + l_2) & h(x) = h_0 + h_c/2 \end{cases}$$

Tableau II.2 : Paramètres géométriques de la configuration périodique complète

Paramètre	Expression	Description
N_c	valeur entrée	Nombre de répétition
h_c	valeur entrée	Profondeur
L_c	$L_c = L_x / N_c$	Longueur du cycle
l_1	$l_1 = L_c / 4$	Moitié de la longueur de la zone profonde
l_2	$l_2 = 2 \times l_1$	Longueur de la zone initiale

Tableau II.3 : Les paramètres du palier [1] (modifiés légèrement):

Le paramètre	Valeur	Définition
A_{tot}	$45 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$	Longueur totale du patin
L_x	$11.25 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$	Longueur de film mince (un côté)
$L_{alv} = A_{tot} - 2L_x$	$22.5 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$	Longueur de l'alvéole
$L_z = B_{tot}$	$110 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$	Largeur du film mince (cas infiniment long)
D_c	$1.8 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$	Diamètre du capillaire
L_c	$58 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$	Longueur du capillaire
P_s	0.5 bar	Pression (Relative) de l'alimentation
P_0	0 bar	La pression (Relative) à la sortie du patin
μ	$6.7 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s}$	Viscosité
h_0	$0.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	Épaisseur de film d'huile
ρ	400 kg/m^3	La densité du fluide

II.1. Les caractéristiques de la machine de calcul :

La machine sur laquelle les calculs ont été effectués est caractérisée par les paramètres suivants :

- CPU: Intel(R) Core (TM) i5-3230M CPU@2.6 GHz(4CPU)
- GPU : Intel(R) HD Graphics 4000f
- RAM: 4GB DDR3

On peut remarquer que la machine utilisée pour les calculs est très simple en termes de performances. Cela est devenu possible grâce à l'optimisation que nous avons faite et qui a réduit la taille du maillage à moins de 1% du maillage initial.

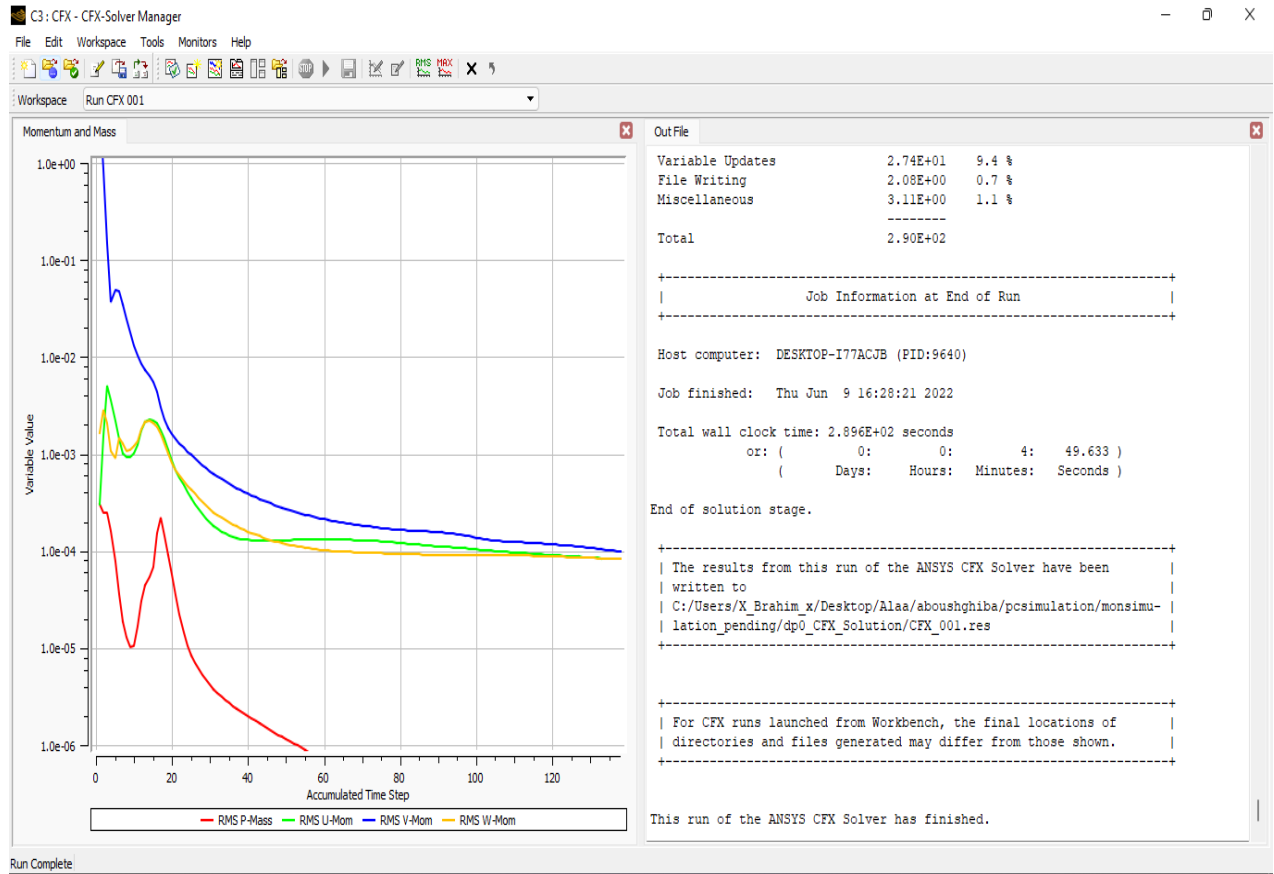


Figure II.19: Durée de convergence a film constant

CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSIONS

La réduction de la taille du maillage grâce à la stratégie développée dans cette étude nous a permis de considérer les configurations de variation de film mince suivantes :

- Le film mince à épaisseur constante (servi pour la validation)
- Le film mince Convergeant
- Le film mince Divergeant
- Le film mince Asymétrique Convergeant
- Le film mince Asymétrique Divergeant
- Le film mince à variation Périodique Totale
- Le film mince à variation Périodique Partielle

La schématisation des cas est représentée dans la figure III. Il est à rappeler que la figure est schématique seulement car la modélisation 3D n'est effectuée que sur le film mince seulement.

III.1. Premier résultat

Le premier résultat obtenu par la présente étude est la réduction énorme de la taille du maillage. En effet, comme le montre le tableau, le nombre de nœuds du modèle optimisé ne représente que 0.5 % du modèle classique d'origine.

Tableau III.1 : comparaison entre le maillage 3D classique et celui optimisé

Des modèles	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Classique	332339	77093
Optimisé	16000	13338

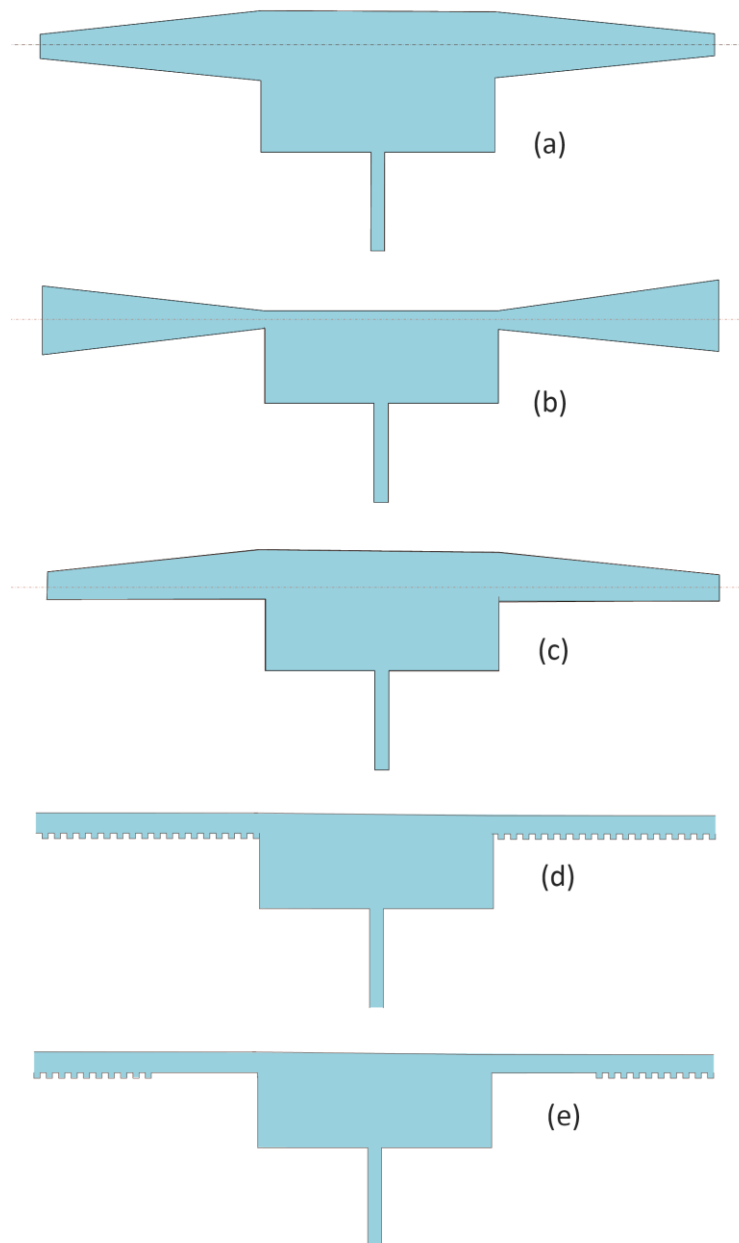


Figure III.1: Schématisation des configurations étudiées

III.2. La validation du modèle numérique

Pour les calculs proprement dits, nous commençons par valider le modèle numérique. La validation se fait en comparant les champs de pression obtenus analytiquement et numériquement en supposant un film mince d'épaisseur constant.

La pression analytique est obtenue en utilisant l'Equation (22) et Equation (32). Celui du premier modèle numérique est calculé en résolvant l'équation (40), et le deuxième modèle numérique 3D est réalisé en utilisant Ansys-CFX avec le modèle optimisé.

Les comparaisons des champs de pression calculés sont présentées dans la (Figure III.2). On constate une concordance presque parfaite entre les deux premiers modèles : analytique et numérique 2D. Ceci est dû à la précision du schéma numérique adopté ainsi qu'au caractère linéaire du champ de pression dans les couches minces d'épaisseur constante

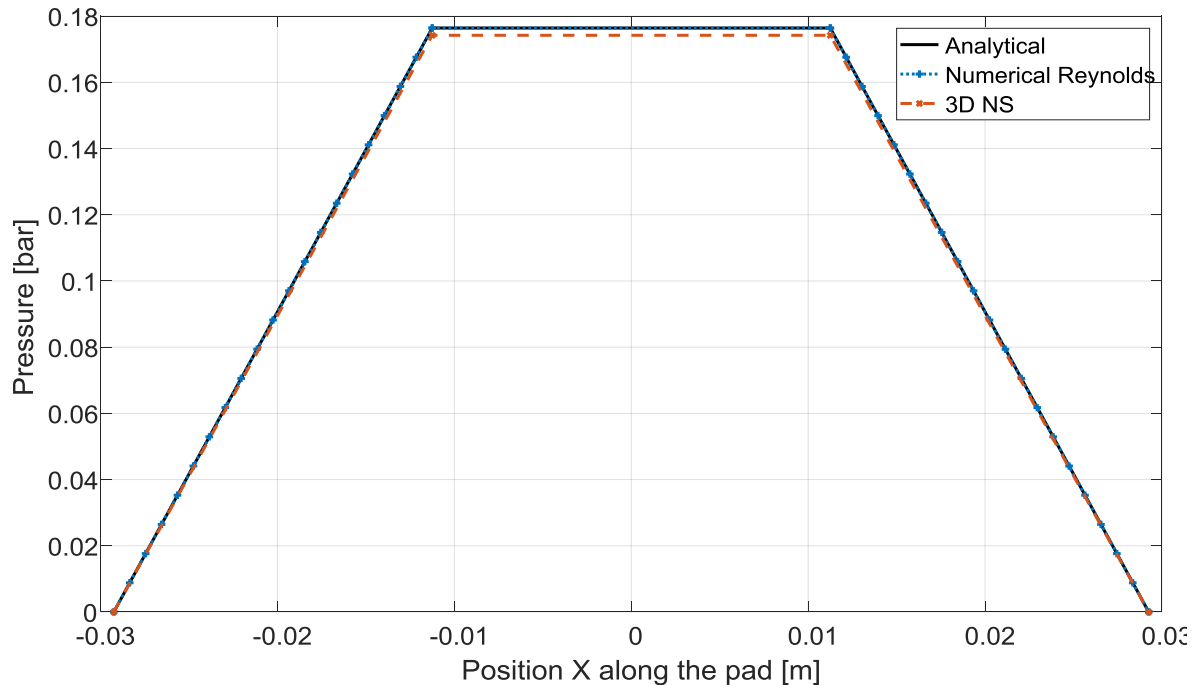


Figure III.2: Champs de pression analytique, numérique Reynolds et numérique 3D

Une légère différence entre les champs de pression des modèles analytique et numériques 3D est remarquée. L'écart entre les calculs des charges est égal à 0.14%, ce qui est largement satisfaisant.

III.3. Etude paramétrique des différentes configurations

III.3.2. Le patin à film fluide convergent

Sur la (figure III.3), il est clair que l'intensité de la convergence (augmentée en augmentant le rapport de convergence n) est proportionnelle au champ de pression à travers le patin. Une augmentation dans la charge portante est également attendue.

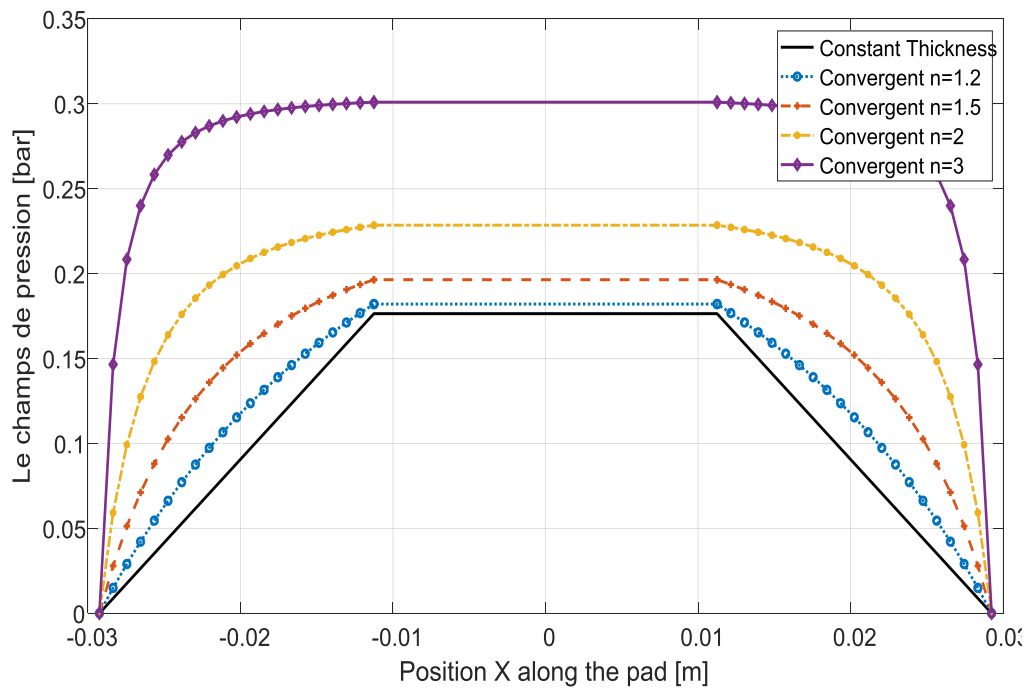


Figure III.3: champ de pression de différents rapports de convergence

III.3.3. Le patin à film fluide divergent

On peut noter sur la (figure III.3) qu'une influence moins nette a lieu dans la configuration divergente.

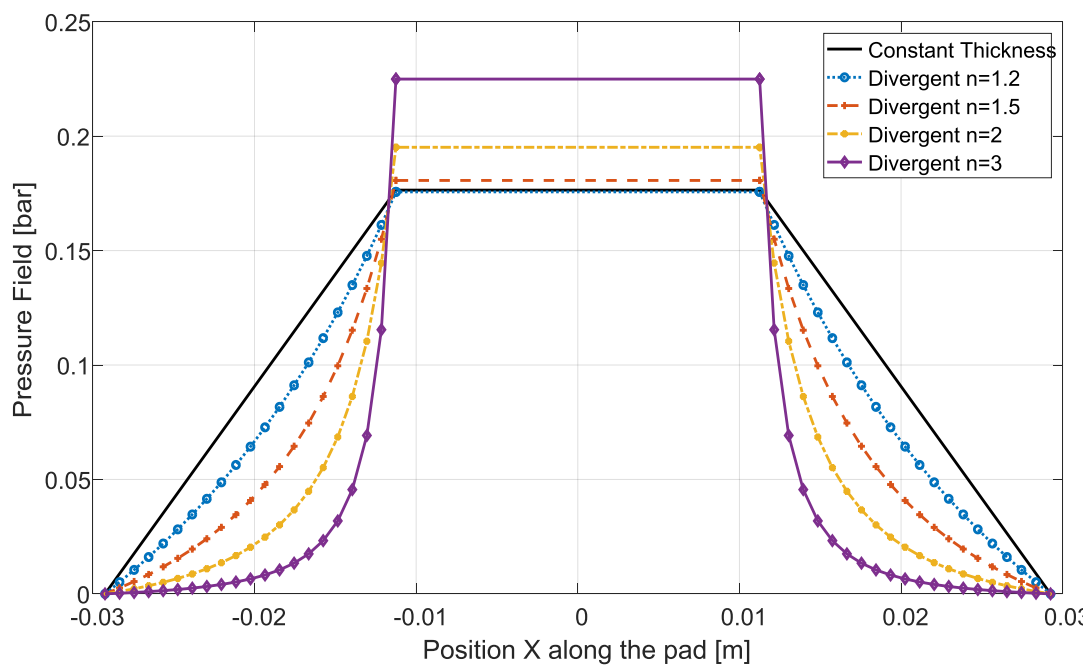


Figure III.4: champ de pression de différents rapports de divergence

Bien que la pression d'alvéole soit également proportionnelle à l'intensité de la divergence, une partie des côtés latéraux de la courbe se situe sous le film à épaisseur constant (figure III.5), ce qui rend incertaine la conclusion de l'effet de la divergence sur la charge portante.

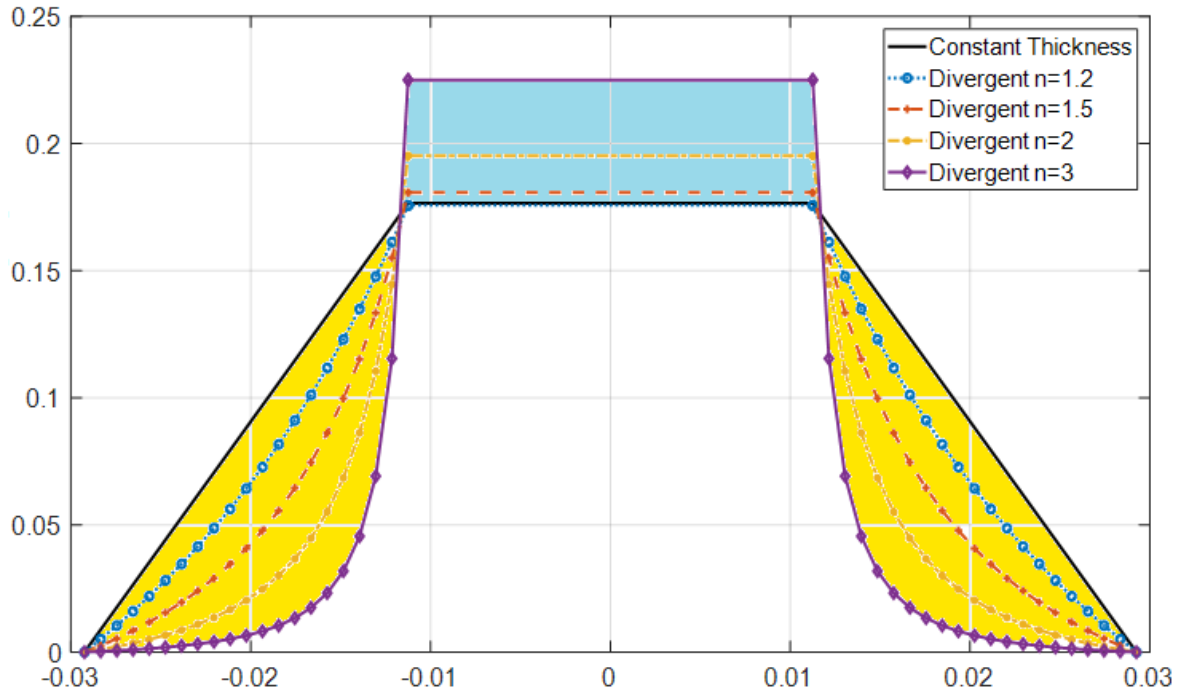


Figure III.5: Zone de diminution de pression en jaune, augmentation en bleu

III.3.4. Le film fluide à épaisseur périodique

Pour la configuration périodique, une étude de sensibilité (variation de densité de maille et suivi de réponse) a conduit à un maillage optimal de 71 nœuds de chaque côté du film mince.



Figure III.6: Maillage de la configuration périodique totale

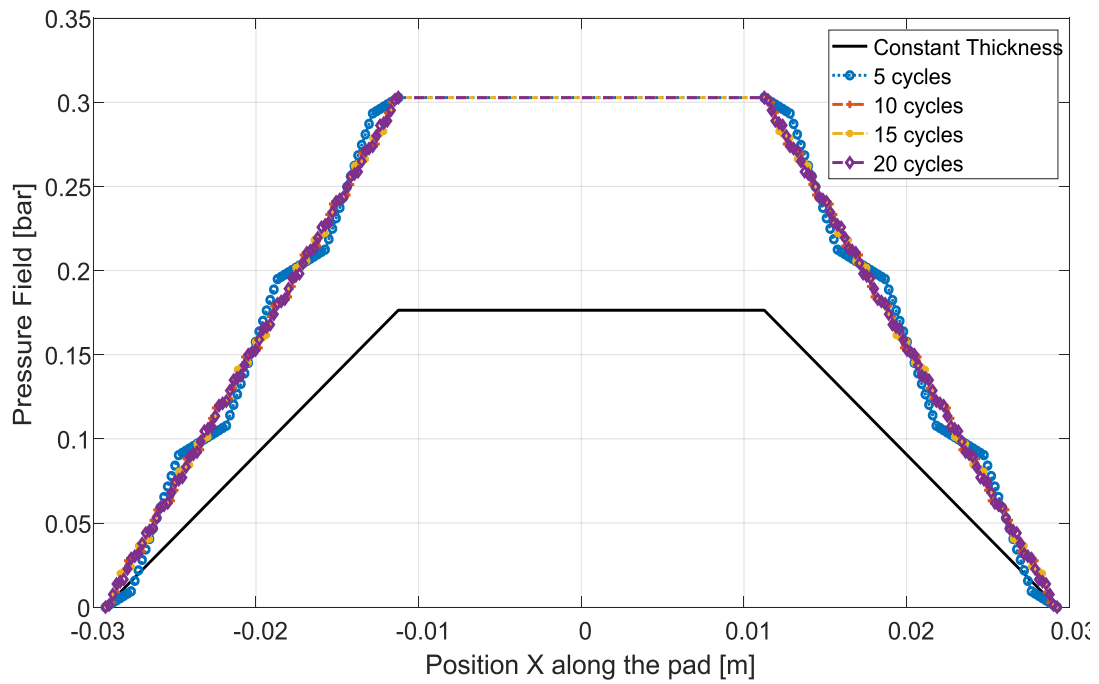


Figure III.7: champ de pression de la variation périodique

Pour le palier périodique partiel, deux cas sont étudiés ici : le premier pour une variation proche de l'entrée du film mince, c'est à dire proche de l'alvéole, et le second lorsqu'il est du côté de la sortie du film.

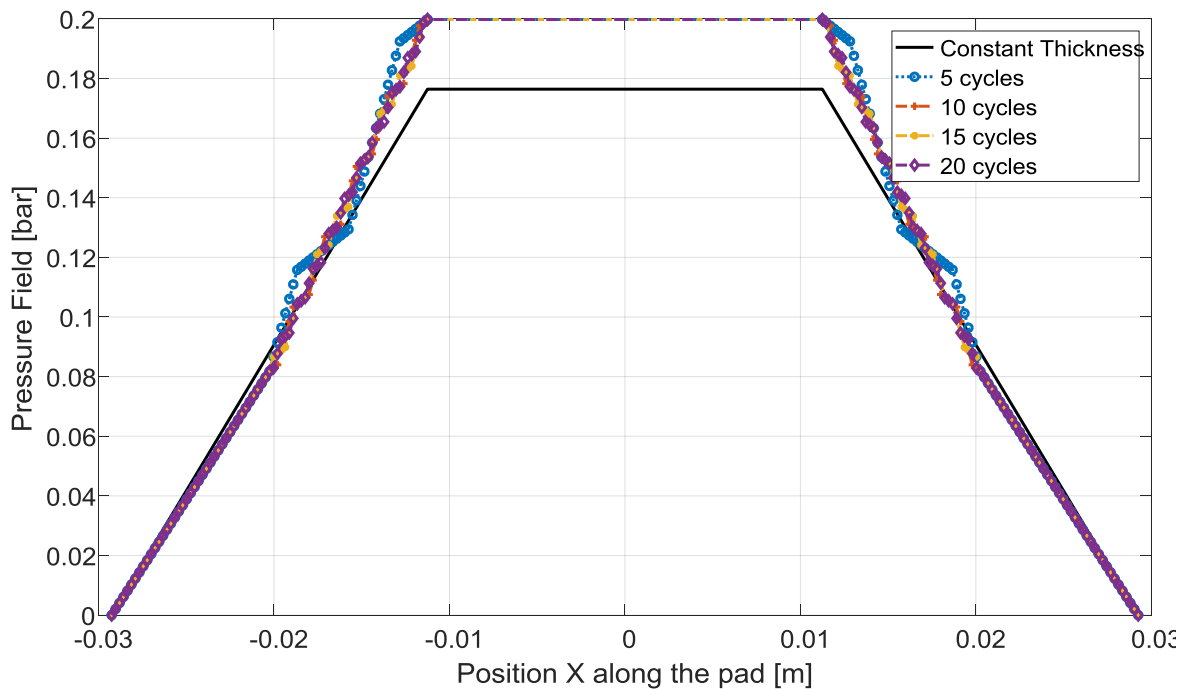


Figure III.8: Pression de la section périodique partielle près de la sortie du film mince

Sur la (figure III.8), nous remarquons une augmentation du champ de pression de la première configuration périodique partielle par rapport à celle d'épaisseur constant.

Pour la deuxième configuration (épaisseur de film périodique partielle loin de l'alvéole), un effet plus prononcé est observé (figure III.9).

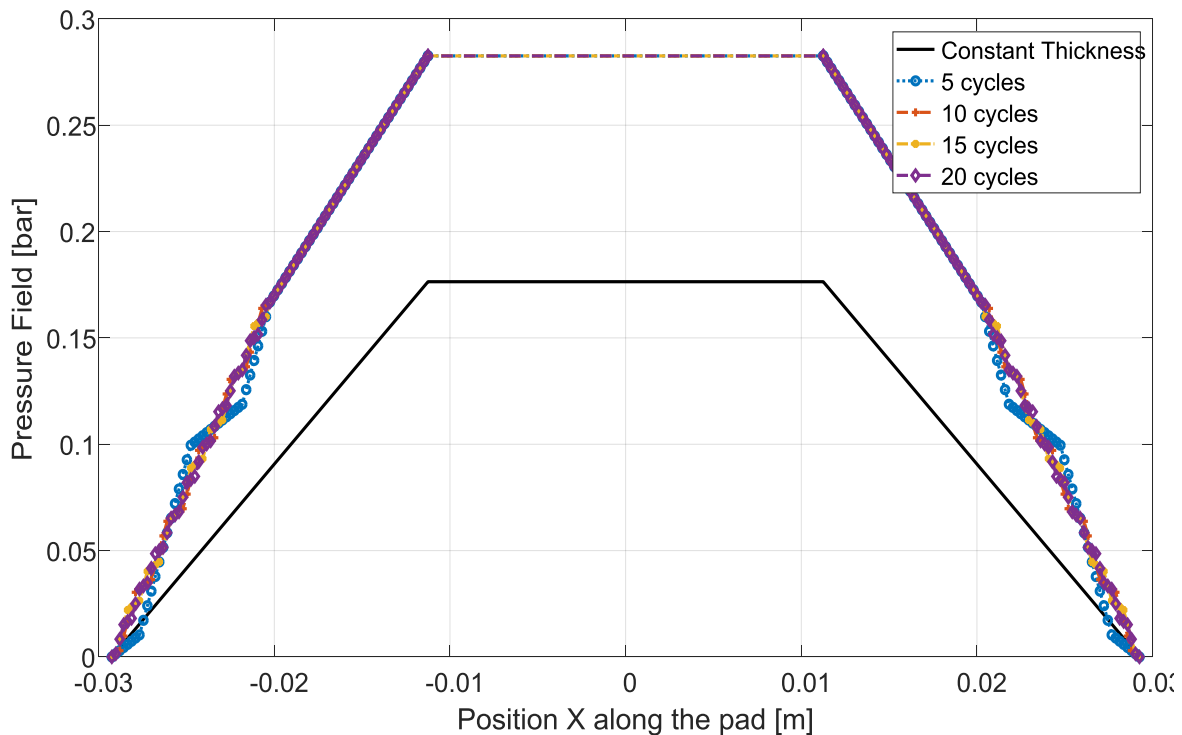


Figure III.9: pression de la section périodique partielle à proximité de l'alvéole

La configuration périodique complète offre une amélioration considérablement supérieure du champ de pression. Cependant, étrangement le nombre de cycles n'a pas d'influence (figure III.7). D'autres études peuvent être menées sur les autres paramètres géométriques tels que : la profondeur, la longueur du cycle, la régularité du cycle mais nous nous limitons au nombre de cycles uniquement pour cette étude.

III.4. Calcul de la charge et de la raideur équivalente :

Pour clarifier davantage l'effet de la géométrie du film mince sur les performances du patin, en particulier pour les cas incertains comme le cas du film divergent, nous allons représenter une

comparaison entre les différentes charges et rigidités adimensionnelles de toutes les configurations

Sur la (figure III.10) il est noté que la charge s'améliore pour tous les cas sauf les cas divergents (symétriques et asymétriques).

La plus forte augmentation (presque le double) est obtenue par la configuration convergente symétrique et asymétrique. Ensuite, les configurations : périodique totale et périodique à l'entrée de la section film avec une amélioration d'environ 70 %.

En dernière position vient le patin avec une épaisseur périodique à la sortie du film avec seulement une légère amélioration.

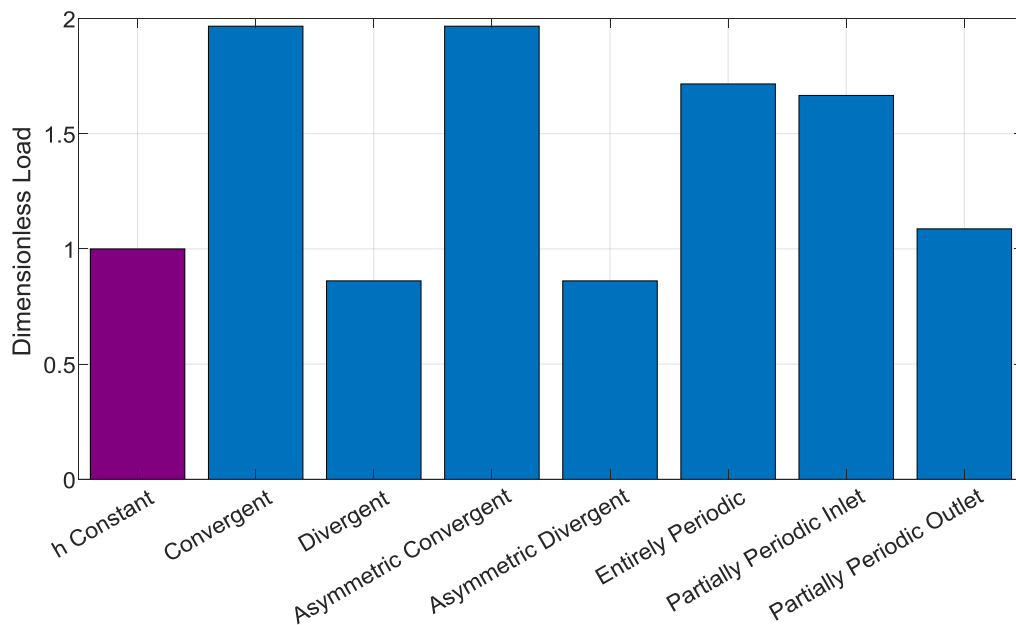


Figure III.10: Charges adimensionnelles des différentes configurations

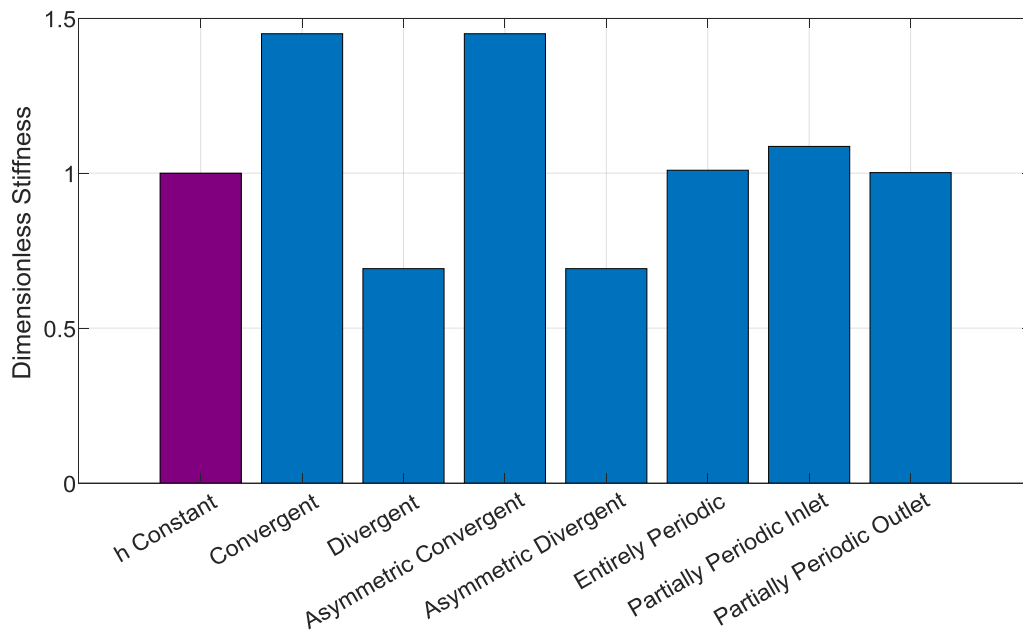


Figure III.11: Rigidités équivalentes adimensionnelles des différentes configurations

Les performances des différents cas en termes de raideur équivalente sont similaires à la charge (Figure III.11) sauf pour les configurations périodiques.

Les configurations convergentes gardent également la tête par une augmentation d'environ 50% suivies des périodiques au voisinage de l'alvéole avec légère augmentation. Alors que la rigidité du reste des configurations périodiques reste la même, celle des divergentes est réduite de près de 30%.

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de ce projet de fin d'étude est de remplacer l'alvéole dans le modèle d'un palier hydrostatique par un «script» écrit en langage de programmation Python qui assure la conservation des débits volumiques (fluide incompressible) et de ne modéliser, sous le logiciel Ansys-CFX que le capillaire et le film mince. On a trouvé qu'effectivement cette solution réduit la taille du maillage d'une manière importante. Le maillage du nouveau modèle ne représente que 0.5% du maillage initial. Ceci a permis d'étudier plus de configurations en moins de temps. La flexibilité de cette stratégie a permis aussi d'étudier plus en détails les effets de la variation de l'épaisseur du film mince sur le comportement du rotor.

La formulation mathématique pour le calcul des performances des paliers hydrostatique à épaisseur de film constante, a été abordée et la variation de l'épaisseur h en 3D introduite. La validation du modèle numérique est faite en comparant le champ de pression obtenu numériquement avec celui du palier à épaisseur constante obtenu analytiquement. On a montré que le champ de pression dans le film mince est conforme aux cas 2D régi par l'équation de Reynolds.

Les simulations réalisées utilisant le logiciel Ansys-CFX (les maillages par Ansys-ICEM-CFD) nous ont permis d'obtenir les résultats suivants :

La configuration convergente offre une amélioration considérable du champ de pression et de la charge du patin ainsi que de sa rigidité équivalente.

Les configurations divergentes, à la fois symétriques et asymétriques, diminuent ces performances.

Les modèles périodiques offrent une augmentation moyenne à la fois de la capacité de charge et de la rigidité équivalente. Des études futures pourront être menées sur les autres paramètres géométriques tels que : la profondeur, la longueur du cycle, la régularité du cycle pour les configurations périodiques.

Une autre piste intéressante serait une conception pouvant modifier la forme du film fluide et contrôler l'intensité de la convergence dynamiquement pour contrôler le comportement du rotor supporté.

REFERENCES

- [1] Ulbrich « Control of FLEXIBLE Rotors by Active Elements», ASME Design Technology Conferences, 11th Biennial Conference on Mechanical vibration and Noise, Boston, 1987
- [2] PUGNET, Jean-Marc Equilibrage des rotors rigides et flexibles. Ed. Techniques ingénieur ,1997
- [3] https://www.researchgate.net/figure/Flexible-rotor-test-rig_fig3_323214038 , consulté le 7 Mai 202
- [4] Shaolin Ran et al « Active vibration control of the flexible high-speed rotor with magnetic bearings via phase compensation to pass critical speed», Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active, December 2018.
- [5] <https://www.cadfem.net/>, consulté le 7 Mai 2023.
- [6] Il'ina T.E., Prodan N.V. « Element design for an inkjet system of hydrostatic gas bearing control », Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics, 2015, vol. 15, no. 5, pp. 921–929
- [7] Zerrouni Nassim, « Etude de l'interaction fluide visqueux –structure d'un paliers fluide soumis à des sollicitations temporelles », Thèse de Magister, université de Mohamed Bougera Boumerdes, 2009.
- [8] CHRAI Bilal, Réduction de modèle par PGD dans problèmes D Elasto Hydrodynamique lies au palier lisse, Thèse De Doctorat, Université M'Hamed Bougora –Boumerdes, 2017
- [9] FRENE J, « Butées et paliers hydrodynamiques », Techniques de l'Ingénieur, B 5320.
- [10] A. Bouzidane et M. Thomas, « An electrorheological hydrostatic journal bearing for controlling rotor vibration », Comput. Struct., vol. 86, no 3- 5, p. 463- 472, févr. 2008, doi: 10.1016/j.compstruc.2007.02.006.
- [11] San Andrés, Luis. "Squeeze Film Dampers." Encyclopedia of Tribology. Springer US, 2013.3252-3263.

- [12] J.-F. Lin, J.-C. Jou and G.-S. Lu, Two-dimensional flows in gas hydrostatic bearings in thin films of variable thickness analyzed by finite element method, *Tribology International*, 1990.
- [13] Daniel G, Terry J. H and Ling W, A numerical model for design and optimization of surface textures for tilting pad thrust bearings, *Tribology International* 119 (2018) 190–207
- [14] H. ABOSHIGHIBA, « Etude de comportement dynamique non linéaire d'une ligne d'arbre supportée par des patins hydrostatiques: influence des forces d'inertie sur la réponse dynamique », PhD Thesis, USTO 2019
- [15] J. Frene, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, et M. Godet, *Hydrodynamic Lubrication: Bearings and Thrust Bearings*. Elsevier, 1997.
- [16] W. M. DMOCHOWSKI, A. DADOUCHE, *Finite Difference Method for Fluid-Film Bearings*, *Encyclopedia of Tribology*. New York, Springer, 2013.
- [17] L. J. Randall, « Finite Difference Methods for Ordinary and Partial Differential Equations. Steady-State and Time-Dependent Problems », *SIAM the Society for Industrial and Applied Mathematics*, Philadelphia, 2007.

ملخص

في نمذجة محمل الدفع الهيدروستاتيكي ؛ غالبًا ما يُعتبر الضغط في الحويصلة ثابتًا. يتسبب هذا الافتراض في أن النموذج ثلاثي الأبعاد يعاني من شبكة ثقيلة لمنطقة لا تكاد تشارك في الحسابات. تتمثل فكرة مشروع نهاية الدراسة هذا في استبدال الخلية ببرنامج مكتوب بلغة Python ونمذجة فقط الشعيرات والغشاء الرقيق ثلاثي الأبعاد. سيؤدي هذا الحل إلى تقليل حجم الشبكة بشكل كبير ، مما سيسمح بدراسة المزيد من التكوينات في وقت أقل.

Résumé

Dans la modélisation de la butée hydrostatique ; la pression dans l'alvéole est souvent considérée constante. Cette hypothèse fait souffrir le modèle 3D d'un lourd maillage d'une zone qui n'intervient quasiment pas dans les calculs. L'idée de ce projet de fin d'étude et de remplacer l'alvéole par un « script » écrit en Python et de ne modéliser que le capillaire et le film mince en 3D. cette solution réduira la taille du maillage d'une manière importante ce qui permettra d'étudier plus de configurations en moins de temps.

Abstract

In the modeling of the hydrostatic thrust bearing, the pressure in the alveolus is often considered constant. This assumption causes the 3D model to suffer from a heavy mesh of an area which is hardly involved in the calculations. The idea of this end-of-study project is to replace the cell with a "script" written in Python and to model only the capillary and the thin film in 3D. this solution will significantly reduce the size of the mesh, which will allow more configurations to be studied in less time.