

N/531.655

Université du 8 mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin D'études
Pour l'obtention du diplôme de Master

Option : Maintenance Industrielle

Présenté par : SAADAoui Nabil



=====

Titre du mémoire

Etude des performances stationnaires d'un palier aérodynamique de type MITI : prise en compte la déformation élastique des feuilles

=====

Sous la Direction de :

Dr. BENSOUILAH Hamza

Année universitaire 2013/2014

Remerciement

1413024

En préambule à ce mémoire je remercie ALLAH qui nous aide et nous donne la patience et le courage durant ces longues années d'étude.

J'avais envie d'adresser mes sincères remerciements aux membres de jury d'avoir accepté de juger mon travail

*La première personne que je tiens à remercier est mon encadrant **Dr. Bensouilah Hamza**, pour l'orientation, la confiance, la patience qui ont constitué un apport considérable sans lequel ce travail n'aurait pas pu être mené au bon port. Qu'il trouve dans ce travail un hommage vivant à sa haute personnalité.*

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à tous les professeurs qui m'a enseigné et qui par leurs compétences j'ai soutenu dans la poursuite de mes études.

Je souhaite adresser aussi mes remerciements les plus sincères aux personnes qui m'ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire ainsi qu'à la réussite de cette formidable année universitaire.

Je remercie enfin tous ceux qui, d'une manière ou d'une autre, ont contribué à la réussite de ce travail et qui n'ont pas pu être cités ici.

Merci 



Dédicace

Je dédie ce modeste travail à celle qui m'a donné la vie, le symbole de tendresse, qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et ma réussite, à ma mère...

A mon père, école de mon enfance, qui a été mon ombre durant toutes les années des études, et qui a veillé tout au long de ma vie à m'encourager, à me donner l'aide et à me protéger.

Que dieu les gardes et les protège.

A mes frères : ABDERAOUF, MOUHAMED AMIN et tout ma famille

A mes très chers amis et tous mes collègues d'université de Guelma

Table des matières

Introduction générale	1
<i>Chapitre I : Aperçu général sur les paliers aérodynamiques à feuilles</i>	
I.1. Introduction :	3
I.2. Travaux réalisés sur les paliers aérodynamiques :	3
I.3. Généralités sur les paliers à gaz :	4
I.4. Autres types de paliers à gaz :	5
I.5. Les profils déformables :	6
I.5.1. Les paliers à patins rigides montés sur éléments déformables :	7
I.5.2. Butées et Paliers à feuilles :	8
I.5.3. La technologie Garrett :	10
I.5.4. La technologie MITI :	11
I.5.5. Le modèle élastique des feuilles ondulées :	13
I.6. Etude de la technologie la plus prometteuse :	15
I.6.1. Profils de paliers :	15
I.6.1.1. Architecture et géométrie :	15
I.6.1.2. L'amortissement dans les paliers à feuilles :	17
I.7. Conclusion	17
<i>Chapitre II : Formulations mathématiques des équations régissant la lubrification aérodynamique</i>	
II.1. Introduction	18
II.2. Les lois générales de la lubrification aérodynamique par un fluide newtonien et compressible	18
II.3. application à un palier aérodynamique	21

Table des matières

a) Hypothèses liées à la géométrie du palier	21
b) Hypothèses liées au fluide lubrifiant	22
c) Hypothèses générales	22
II.4. Dérivation de l'équation de Reynolds pour un fluide newtonien et compressible	22
II.5. Equation géométrique du film aérodynamique	25
II.6. Performances statiques du palier	27
II. 6. 1. Composantes de la portance aérodynamique	27
II. 6.2. Angle de calage	28
II 7. Conclusion	28
<i>Chapitre III : Etude statique du palier aérodynamique à feuilles de longueur finie (2D) par la méthode de substitution successive</i>	
III 1. Introduction	29
III.2. Equation générale du film en régime stationnaire	30
III.3. Equations de Reynolds d'ordre zéro	31
III.4. Traitement numérique de l'équation de Reynolds dans le cas stationnaire	32
III.5. Solution de l'équation de Reynolds stationnaire d'ordre zéro	32
III.6. Principe de la méthode des éléments finis	33
III.7. Schéma de résolution du problème d'interaction fluide-structure	38
III.7.1. Algorithme de la méthode de substitution successive	38
III.8. Conclusion	39
<i>Chapitre IV : Etude paramétrique</i>	
IV.1. Introduction	40
IV.2. La Norme	40
IV.3. Effet du nombre de compliance sur la pression aérodynamique	42
IV.4. Effet du nombre de compliance sur l'épaisseur du film aérodynamique	43

Table des matières

IV.5. Effet du nombre de compressibilité (vitesse de rotation) sur la pression et l'épaisseur du film aérodynamique	45
IV.6. Etude de la portance aérodynamique	46
a) La portance aérodynamique \tilde{W} en fonction de l'excentricité ε	46
b) La portance aérodynamique \tilde{W} en fonction de la vitesse de rotation	47
IV.7. Présentation en 3D de la distribution de pression et l'épaisseur du film lubrifiant	49
IV.8. La distribution du champ de vitesse 2D	51
IV.9. Etude de l'angle de calage	52
a) Effet du nombre de compressibilité sur l'angle de calage	52
b) Effet de la compliance des feuilles sur l'angle de calage	53
IV.10. Conclusion	54

Liste des figures

Fig. I.1 : Les différents types d'architecture de paliers à air	6
Fig. I.2 : Schématisation d'un palier à patins oscillants sur ressorts	7
Fig. I.3 : Structure à feuilles et film d'air	8
Fig. I.4 : Butée à feuilles	9
Fig. I.5 : Paliers à feuilles de première et deuxième génération	9
Fig. I.6 : Schématisation d'un palier à feuilles Garrett	11
Fig. I.7 : Schématisation d'un palier à feuilles MITI	12
Fig. I.8 : Paliers à 3 feuilles montées sur raidisseurs	12
Fig. I.9 : Modélisation d'un palier à 8 feuilles	13
Fig. I.10 : Le modèle élastique des feuilles développé par <i>Heshmat</i>	14
Fig. I.11 : Schématisation d'un palier à feuilles MITI à trois lobes	16
Fig. II.1 : Schéma générale d'un contact entre deux surfaces en regard.	21
Fig. II.2 : Schématisation d'un palier aérodynamique à feuille.	22
Fig. II.3 : Schéma du contact aérodynamique selon la théorie de Reynolds	23
Fig. II.4 : Support compilant d'un palier à feuilles	26
Fig. III.1 : Géométrie du palier aérodynamique rigide	29
Fig. III.2 : Détails géométrique des déformations stationnaires dans un palier aérodynamique compliant	30
Fig. III.3 : Maillage en éléments finis pour la résolution de l'équation de Reynolds stationnaire d'ordre zéro dans le demi-palier	32
Fig. III.4 : Transformation géométrique	35

Fig. III.5 : Un élément rectangulaire montrant la relation entre les coordonnées locales et globales	36
Fig. III.6 : Représentation des points d'intégration de Gauss dans un élément de référence isoparamétrique	36
Fig. IV.1 : Processus itératif	41
Fig. IV.2 : Variation de la pression adimensionnelle	43
Fig. IV.3 : Variation de l'épaisseur du film pour	44
Fig. IV.4 : Variation de la pression adimensionnelle $\varepsilon = 0.5$, $\alpha = 0.5$	45
Fig. IV.5 : Variation de l'épaisseur du film pour $\varepsilon = 0.5$, $\alpha = 0.5$	46
Fig. IV.6 : Variation de la portance en fonction de l'excentricité pour $\Lambda = 0.62$	47
Fig. IV.7 : Variation de la portance en fonction de la vitesse de rotation pour $\varepsilon = 0,5$	48
Fig. IV.8 : Surfaces en 3D du champ de la pression et l'épaisseur du film	50
Fig. IV.9 : Champ de vitesse pour $\alpha = 0.0$, $\varepsilon = 0.8$, $\omega = 45000$ rpm	51
Fig. IV.10 : Variation de l'angle de calage en fonction de l'excentricité relative pour $\Lambda = 0.62$ et $\Lambda = 1.07$	52
Fig. IV.11 : Variation de l'angle de calage en fonction de l'excentricité relative pour $\alpha = 0.0$, $\alpha = 0.5$, $\alpha = 1.0$	53

Liste des tableaux

Tableau.I.1 : Caractéristiques géométriques du palier à feuilles et les caractéristiques physiques de l'air	14
Tableau II.1 : Caractéristiques géométriques du palier à feuilles	27
Tableau II.2 : Caractéristiques physiques du fluide lubrifiant (air).	27
Tableau IV.1 : les valeurs de la portance aérodynamique \tilde{W} , angle de calage ϕ° et du pic de pression maximale \tilde{P}_{max} pour des valeurs du nombre de compliance $\alpha = 0.0, \alpha = 0.5, \alpha = 1.0$ en fonction de l'excentricité relative ε	46
Tableau IV.2 : La portance aérodynamique \tilde{W} , pour des valeurs du nombre de compliance $\alpha = 0.0, \alpha = 0.5, \alpha = 1.0$ en fonction de la vitesse de rotation (nombre de compressibilité)	48

Résumé :

Dans cette étude, on se propose de résoudre par la méthode des éléments finis l'équation de Reynolds non linéaire compressible écrite pour un gaz (air) afin de calculer les performances aérodynamiques (pression, épaisseur de film, portance aérodynamique, angle de calage) d'un palier à feuilles. La méthode de substitution successive doit être appliquée à cause de non linéarité de l'équation de Reynolds. Les calculs seront effectués pour les deux cas faiblement et fortement chargé.

Mots clés :

Palier aérodynamique, Eléments finis, Méthode de substitution successive, Equation de Reynolds compressible.

Introduction générale

Les paliers à air ont reçu dans ces dernières décennies une attention considérable et trouvent des applications de plus en plus nombreuses dans le cas des vitesses élevées, de faibles charges et une grande précision sont nécessaires.

Les paliers aérodynamiques fonctionnent sur les mêmes principes que ceux lubrifiés avec de l'huile ou de l'eau leurs particularités vient de la très faible viscosité des gaz lubrifiants, à la fois avantage et inconvénient, à laquelle s'ajoutent les spécificités apportées par la compressibilité du fluide lubrifiant.

Ils sont donc utilisés dans des machines de grande précision et de petite taille où se trouvent réunis les grandes vitesses de rotation et les exigences de fabrication de ce type de palier (très faibles jeux, appareils de mesure, instruments de l'industrie médicale).

La lubrification à l'aide d'un gaz permet de limiter la puissance dissipée par frottement fluide. En effet, la viscosité dynamique de l'air est environ 100 fois plus faible qu'une huile peu visqueuse.

La surface déformable d'un palier radial est constituée de deux parties, une feuille supérieure lisse qui fournit la surface du palier (continuité de l'alésage) et une feuille ondulée flexible (bump) découpée en bandes dans le sens axial qui fournit un support déformable à cette surface.

Le but de la feuille est d'accommoder le champ de pression aérodynamique à l'intérieur du palier avec un jeu radial plus grand que celui que l'on aurait avec un palier lisse (rigide).

Les feuilles offrent un meilleur amortissement que les paliers rigides du fait des frottements de Coulomb feuille supérieure/bumps et bumps/stator. Cet amortissement leur donne une meilleure stabilité aux vitesses critiques.

De plus la déformabilité des paliers à feuilles les rend plus tolérants vis-à-vis des défauts d'alignement ainsi que des dilatations thermiques.

Le matériau le plus souvent utilisé pour les feuilles est l'inconel X-750. On trouve également l'inconel 713LC et le 718 pour le rotor.

Dans ce présent travail nous nous sommes intéressés à l'étude d'un palier à feuilles de type MITI de dimensions finies (2D) dans le cas d'un régime stationnaire, et cela pour déterminer les performances de fonctionnement dans les deux cas faiblement et fortement chargé.

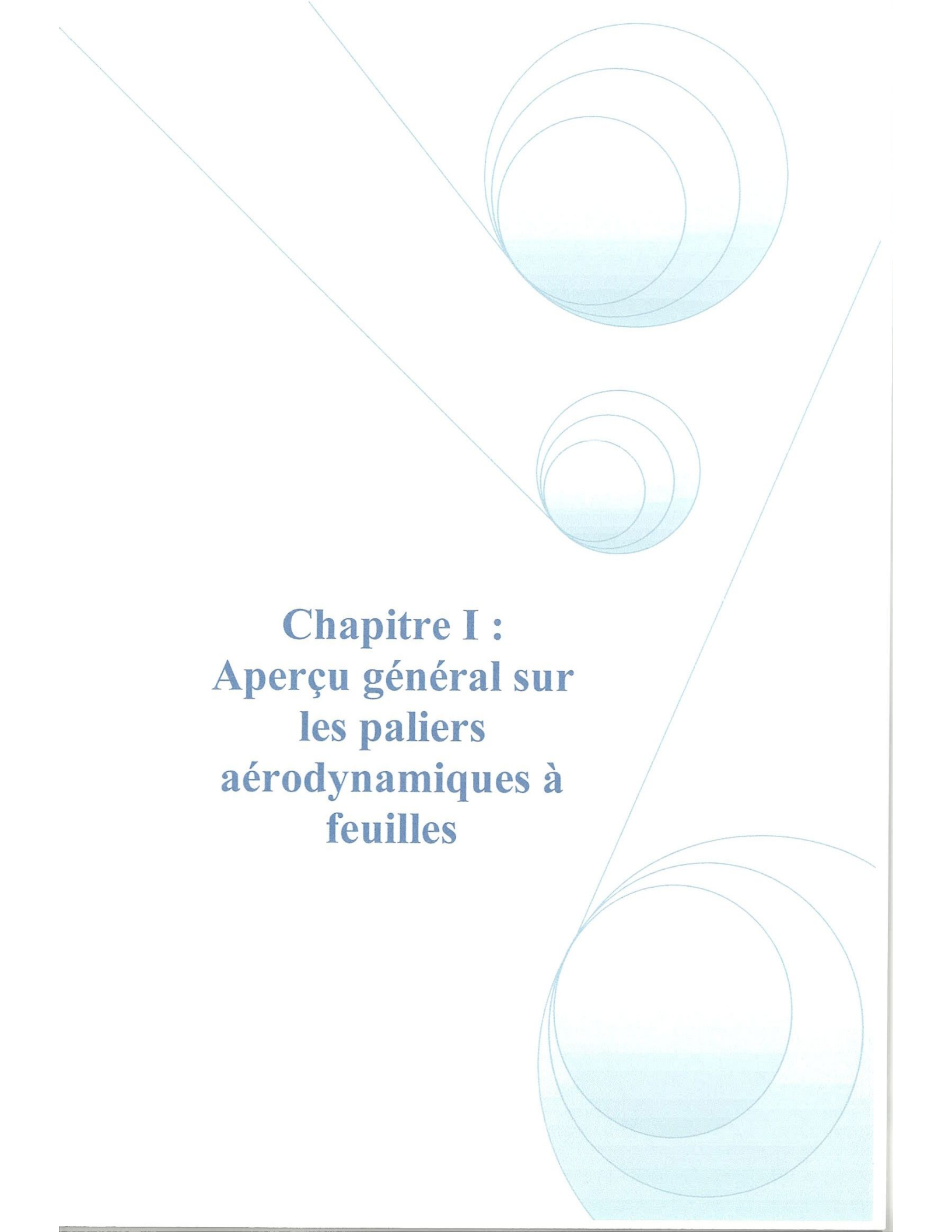
Ce travail est constitué de quatre chapitres qui sont respectivement :

Dans le premier chapitre on a fait une recherche bibliographique sur les travaux réalisés dans le domaine des paliers et aussi les différentes architectures rencontrés dans le monde industriel.

La formulation et la dérivation de l'équation de Reynolds est présentée dans le deuxième chapitre, l'écriture de cette équation nous permet d'étudier le phénomène de la lubrification aérodynamique, une autre partie consacrée dans ce chapitre au choix du modèle des feuilles.

On trouve dans le troisième chapitre deux parties, la première est une formulation de l'équation de Reynolds par la méthode des éléments finis, la deuxième partie est consacré à la résolution de cette équation qui est fortement non linéaire, c.-à-d., on a recours à des méthodes itératives, dans notre cas on a choisi la méthode de substitution successives.

Nos résultats sont rassemblés dans le quatrième chapitre à travers lequel on a mis l'accent sur les effets de la compliance des feuilles sur le champ de pression, le film lubrifiant, la portance aérodynamique et l'angle de calage.

The background features a decorative graphic consisting of several overlapping circles and lines. Two large circles are positioned at the top right and bottom right, with a smaller circle in the middle. A thin line runs diagonally from the top left towards the center, and another line runs from the top right towards the bottom right. The circles have a light blue gradient fill at the bottom. The text is centered in the middle of the page.

Chapitre I :
Aperçu général sur
les paliers
aérodynamiques à
feuilles

Chapitre I :

Aperçu général sur les paliers aérodynamiques à feuilles

1.1. Introduction :

De tout temps, un des soucis des concepteurs des machines tournantes a été l'augmentation de la puissance massique et donc des vitesses de rotation, cette recherche a été renforcée au cours de ces dernières années sous la pression de besoins industriels dans des domaines aussi diversifiés que l'énergie nucléaire, la fabrication des machines-outils et le domaine spatial. Ainsi, dans certains mécanismes, étant donné ces vitesses élevées, les éléments technologiques classiques de guidage ne permettent plus de répondre aux exigences de durée de vie, les roulements étant souvent victimes d'une usure superficielle anticipée.

1.2. Travaux réalisés sur les paliers aérodynamiques :

On doit préciser que Hirn en 1854 [1] a été le premier à proposer l'idée d'employer l'air et plus généralement les gaz comme lubrifiant, environ dix années avant la publication de la théorie de Reynolds de la lubrification des films minces par la Société Royale de Londres [2].

Pendant les dernières décennies, un nombre considérable d'études théoriques et expérimentales ont été faites sur les performances des paliers aérodynamiques par plusieurs chercheurs.

En 1959, Ausman [3] a appliqué une méthode en développement asymptotique à des excentricités données pour obtenir une solution analytique d'un palier à patin plan pour différents rapport entre le diamètre et la longueur.

Heshmat et autres [5] ont proposé une méthode pour calculer les coefficients dynamiques d'un palier aérodynamique à feuilles. Les équations d'équilibre ont été résolues pour des petites perturbations au voisinage de la position du point de fonctionnement. La différentiation numérique a été employée pour déterminer les coefficients de raideur directs et croisées, les coefficients d'amortissement n'ont pas été déterminés.

Peng et Carpino [6] ont développé la méthode de perturbation décrite par Lund [7] pour obtenir les huit coefficients dynamiques d'un palier aérodynamique avec un support élastique, on a assumé que le lubrifiant est un gaz parfait isotherme, et seulement les effets élastiques des feuilles ont été considérés. Une formulation en éléments finis a été employée pour résoudre

l'équation de Reynolds en régime stationnaire et la méthode des différences finis a été utilisée pour résoudre les équations perturbées.

Heshmat et al. [11] prévoient les performances statiques des butées aérodynamiques à feuilles, les auteurs ont utilisé un code commercial pour la modélisation de la structure des feuilles en éléments finis couplé avec le film aérodynamique obtenu par la méthode des différences finis, la feuille supérieure est considérée comme une plaque qui est supportée par la feuille ondulée qui est modélisée comme une simple fondation élastique.

La comparaison entre les valeurs obtenues de la capacité de charge statique et les valeurs réellement mesurées donnent une bonne concordance.

1.3. Généralités sur les paliers à gaz :

Dans le cas de mécanismes supportant de faibles charges ou demandant une très grande précision, le guidage des arbres par des paliers aérodynamiques semble être une solution satisfaisante et relativement économique.

En effet, lorsque la vitesse de rotation devient trop importante ($N > 50\,000$ tr/min), la puissance dissipée par frottement fluide ainsi que les problèmes thermiques qui en résultent ne sont plus négligeables. Il est alors possible de recourir à des fluides de viscosité beaucoup plus faible, c'est le cas des gaz et en particulier de l'air pour lequel la viscosité dynamique est 200 fois plus faible qu'une huile peu visqueuse.

Cependant, l'utilisation de l'air comme fluide sustentateur entraîne des modifications importantes dans l'étude théorique des lois d'écoulement ainsi que dans les principes de réalisation et les choix technologiques. L'utilisation de paliers aérodynamiques présente donc un certain nombre d'avantages par rapport à la lubrification à huile.

Elle permet de limiter les frottements fluides et donc les variations de température, d'où la possibilité d'atteindre de grandes vitesses de rotation (application aux gyroscopes, aux turbines cryogéniques, aux réacteurs et aux turbines de conditionnement d'avions, etc.).

Les paliers aérodynamiques donnent une plus grande précision de guidage en rotation et en translation (application en métrologie, aux tables de machines-outils faiblement chargées, aux supports d'antennes radars, aux capteurs sismiques à haute sensibilité, etc.), aussi une meilleure fiabilité (le mécanisme fonctionnant à lubrifiant perdu, les propriétés de celui-ci sont invariantes dans le temps).

Cependant, la faible viscosité des gaz présente également des inconvénients : ainsi, dans la conception d'un dispositif utilisant un palier à gaz, un certain nombre de problèmes doivent être pris en compte.

- Faible capacité de charge de ces mécanismes : les pressions maximales rencontrées dans le film fluide sont de 10 à 20 fois plus faibles que celles des paliers à huile.
- Problèmes technologiques liés à la fabrication : afin de conserver des charges portantes raisonnables, il est nécessaire de diminuer le jeu radial ce qui entraîne une qualité d'usinage très poussée, une stabilité dimensionnelle des matériaux utilisés ainsi qu'une bonne qualité de l'air.
- Problème des instabilités de ces dispositifs que l'on peut regrouper en deux grandes familles :
 - ✓ Les vibrations dues à une perturbation extérieure (vitesse critique d'ensemble) ;
 - ✓ Les vibrations auto-excitées (fouettement, *whirl*, plaquage).
- Lors des phases d'arrêt-démarrage, il y a contact entre les surfaces en regard avant la création du film fluide d'où la nécessité de prévoir un revêtement de surface.

1.4. Autres types de paliers à gaz :

Les problèmes cités dans le paragraphe précédent montrent la grande difficulté dans le cas des paliers à gaz à concilier de bonnes caractéristiques statiques et dynamiques et des contraintes de fabrication acceptables.

Cette difficulté est d'autant plus marquée qu'il faut lui associer les problèmes de dilatation thermique liés aux gradients de température.

Il est donc souvent nécessaire pour le concepteur de recourir, comme dans le cas des paliers hydrodynamiques, à d'autres types de paliers. La figure (I.1) présente les différents types de paliers aérodynamiques actuellement utilisés dans le milieu industriel, l'étude des caractéristiques statiques et dynamiques de ces paliers doit néanmoins dans le cas des paliers à alésage déformable intégrer les déplacements des éléments qui le constituent. Une étude structurale est alors couplée avec l'étude aérodynamique.

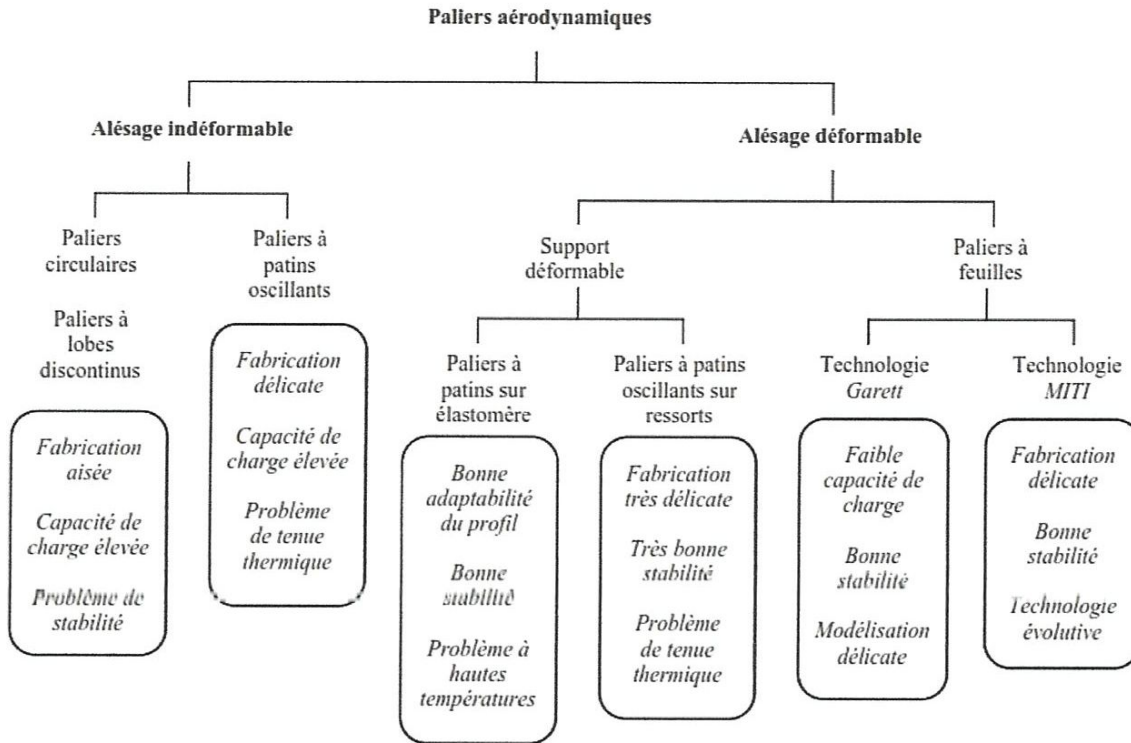


Fig. 1.1 : Les différents types d'architecture de paliers à air

I.5. Les profils déformables :

Les paliers à alésage déformable sont moins sensibles aux dommages causés par des particules étrangères du fait du jeu plus grand, mais aussi parce que la structure peut se déformer pour faciliter leur passage et leur évacuation du contact.

Deux grandes familles de paliers à profil déformable existent :

- les paliers à patins rigides montés sur des éléments déformables, [9], [8],
- les paliers à feuilles, constitués d'un fourreau et d'un ensemble de feuilles, [4], [5], [9].

Une des principales qualités que l'on accorde aux paliers à feuilles est de générer un champ de pression aérodynamique dans le film d'air avec un jeu radial plus grand que leurs homologues à profil rigide. Cette augmentation de jeu permet ainsi de réduire les contraintes de cisaillement dans le fluide et donc de limiter les pertes de puissance par dissipation thermique, [5].

1.5.1. Les paliers à patins rigides montés sur éléments déformables :

La structure déformable du palier peut être constituée soit d'une ou plusieurs portées en élastomère, soit de ressorts montés sur des pivots. Dans ce dernier cas, leur géométrie est identique à celle définie au paragraphe précédent, (Figure I.2). Les ressorts permettent aux patins de se déplacer lorsque la charge devient trop importante ou lorsque les variations de température modifient sensiblement les caractéristiques géométriques de l'arbre.

L'étude statique et dynamique des paliers à patins montés sur ressorts est complexe. Les paramètres géométriques évoluent en fonctionnement, en particulier la précharge et l'excentricité. De plus, aux paramètres géométriques des paliers à patins oscillants, il convient d'ajouter la raideur des ressorts montés au droit de chaque pivot.

Les calculs présentés dans la littérature soulignent l'importance du choix des différents paramètres, en particulier la précharge géométrique relative et la raideur des ressorts, [9], [10], en effet, les études des paliers à alésage fixe montrent la nécessité d'une précharge en fonctionnement suffisante pour assurer une bonne stabilité du palier. Parallèlement, pour conserver de bonnes caractéristiques de portance, il faut éviter que le patin, lorsqu'il est fortement chargé, ne s'écrase d'une distance trop importante.

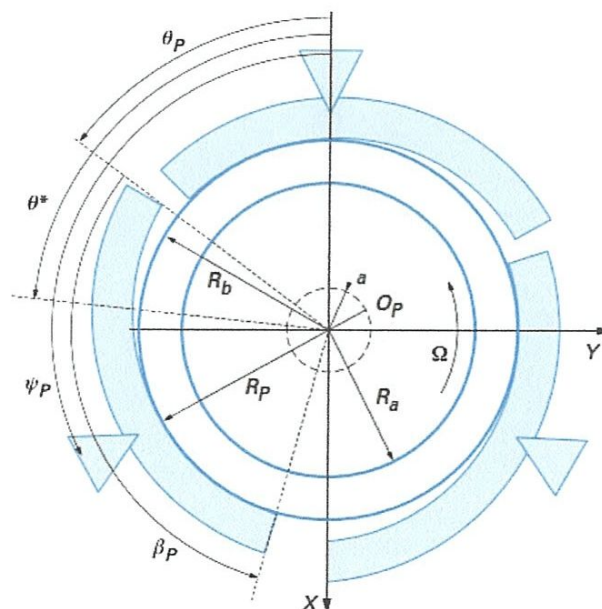


Fig. I.2 : Schématisation d'un palier à patins oscillants sur ressorts

Les résultats numériques montrent que, pour un palier à quatre patins oscillants, la raideur adimensionnelle des ressorts qui optimise la capacité de charge du palier doit être la plus élevée possible. Ainsi, le choix de la raideur dépend directement des conditions de fonctionnement, en particulier du coefficient de dilatation thermique et de l'élévation de température et bien entendu de la charge à soutenir.

1.5.2. Butées et Paliers à feuilles :

Le concept du palier à feuilles est apparu au milieu des années 1960 afin de dépasser les limites de fonctionnement des paliers rigides. Comme cela a été mentionné, les paliers à air rigides ont une capacité de charge limitée et, surtout, un faible amortissement. Les machines tournantes de faible et de moyenne puissance fonctionnent à des vitesses très élevées et nécessitent des Paliers capables d'assurer un fonctionnement stable (sans vibrations auto-entretenues) et de supporter des forces de balourd souvent plus importantes que la charge statique. Le palier à feuilles tend à répondre à ces besoins. Il consiste à ajouter une structure élastique et dissipative entre le fourreau du palier et l'arbre (Figure I.3).

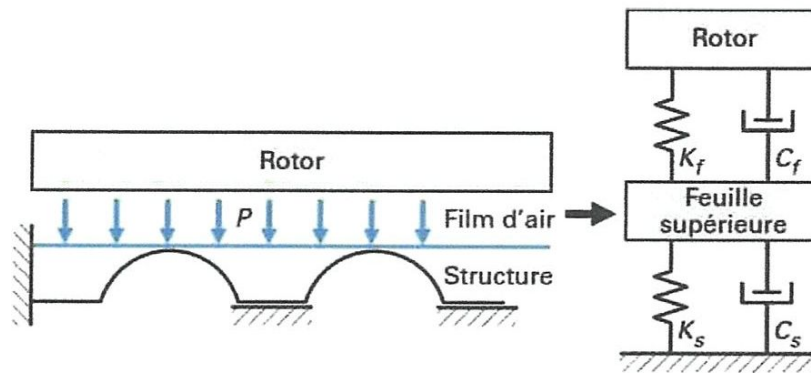


Fig. I.3 : Structure à feuilles et film d'air

Par rapport au palier rigide, la déformation de la structure va offrir une capacité de charge plus importante en permettant un champ de pression plus élevé pour une même hauteur de film minimale. L'amortissement structurel provient du frottement sec qui existe entre les feuilles de la structure et le fourreau, et entre les feuilles elles-mêmes. Son ordre de grandeur est largement supérieur à l'amortissement apporté par le film d'air.

De plus, l'amortissement structurel reste présent pour des fortes fréquences d'excitations quand l'amortissement du film d'air tend vers zéro. Le caractère dissipatif de la

structure permet alors au palier de fonctionner sans vibrations auto-entretenues et d'accommoder des balourds importants. D'autres avantages découlent de la présence de cette structure, tels qu'une meilleure tolérance aux mésalignements et aux dilatations thermiques (si le palier est destiné à fonctionner dans les zones chaudes d'une turbine). Cela permet, par ailleurs, des tolérances de fabrication légèrement plus larges. Durant les quelques décennies passées en recherche sur les paliers à feuilles, différents concepts ont vu le jour, quelques-uns ont été abandonnés, d'autres ne sont décrits que dans les brevets d'invention.

La butée et le palier à feuilles, qui font actuellement l'objet d'analyses intenses, sont représentés sur les figures (I.4) et (I.5).

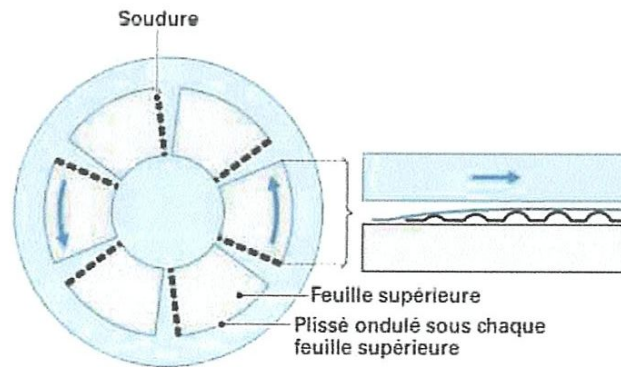


Fig. I.4 : Butée à feuilles

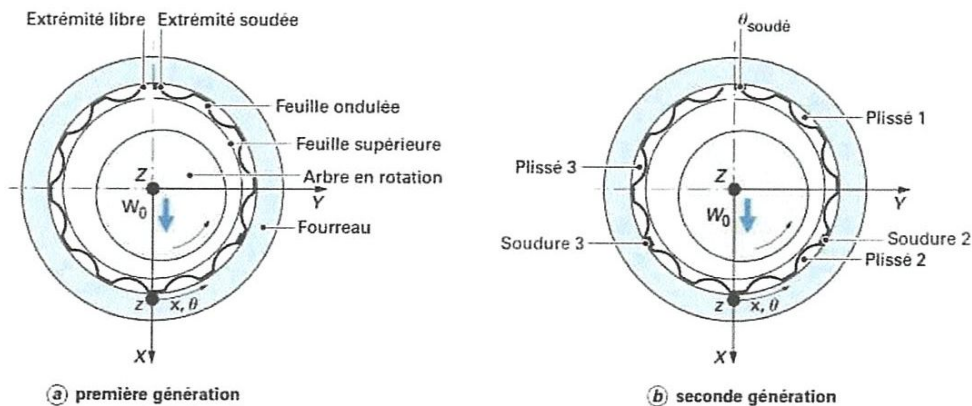


Fig. I.5 : Paliers à feuilles de première et deuxième génération

Un plissé ondulé est soudé au fourreau à une extrémité et reste libre à l'autre. Ce plissé est recouvert par une feuille lisse elle aussi soudée à une extrémité et libre à l'autre. Le palier ne fonctionne que pour un seul sens de rotation. Lors de la montée en vitesse de l'arbre (le sens

de la vitesse de rotation par rapport à la soudure est représenté sur la figure (I.5), un champ de pression aérodynamique se forme entre le rotor et la feuille lisse supérieure. Une fois celui-ci formé (généralement pour une vitesse de quelques milliers de tours par minute), l'arbre trouve sa position d'équilibre statique et n'a plus de contact avec la structure du palier.

Les efforts générés par le champ de pression s'exercent alors sur la feuille supérieure qui appuie à son tour sur le plissé ondulé. Ce dernier n'étant soudé qu'à une extrémité, les ondulations (ou « bumps ») se déplacent suivant la circonférence en frottant, à la fois avec le fourreau, et avec la feuille lisse. Ces déplacements relatifs, en présence de frottement sec, ont lieu pour tout déplacement statique ou dynamique de l'arbre, et contribuent à dissiper de l'énergie lors de vibrations (balourds, chocs, vibrations auto-entretenues, etc.).

On distingue dans cette catégorie de paliers à feuilles plusieurs variantes, qui peuvent être groupées en trois générations :

- la première possède un plissé régulier suivant la circonférence et une raideur axiale uniforme (Figure I.5a) ;

- la seconde possède, soit plusieurs plissés suivant la circonférence, soit plusieurs plissés suivant la longueur, soit un plissé unique avec un écartement variable des ondulations suivant la circonférence (Figure I.5b) ;

- la troisième peut posséder une structure non uniforme, à la fois, suivant les directions axiales, circonférentielles et radiales. La non uniformité en direction radiale est obtenue à partir des plissés dits « double couche ».

1.5.3. La technologie Garrett :

Le palier est constitué d'un fourreau sur lequel sont articulées huit à douze feuilles enroulées les unes sur les autres. L'ensemble constitue un feuillard déformable. L'ancrage de ces feuilles est assuré par l'intermédiaire d'une barrette soudée à l'extrémité de chaque feuille et logée dans une encoche sur le fourreau, (Figure I.6).

L'étude structurale permet dans un premier temps de déterminer la configuration de l'arbre au repos sur lequel les feuilles sont plaquées. Le calcul des efforts de serrage qu'exercent les feuilles permet notamment de calculer le couple de démarrage. Cette étape permet d'initialiser le processus itératif conduisant aux calculs des caractéristiques statiques.

Les modélisations proposées ne sont plus simples, car elles doivent tenir compte des frottements de Coulomb au niveau de : feuille – feuille, feuille – arbre et feuille – fourreau qui sont loin d’être négligeables.

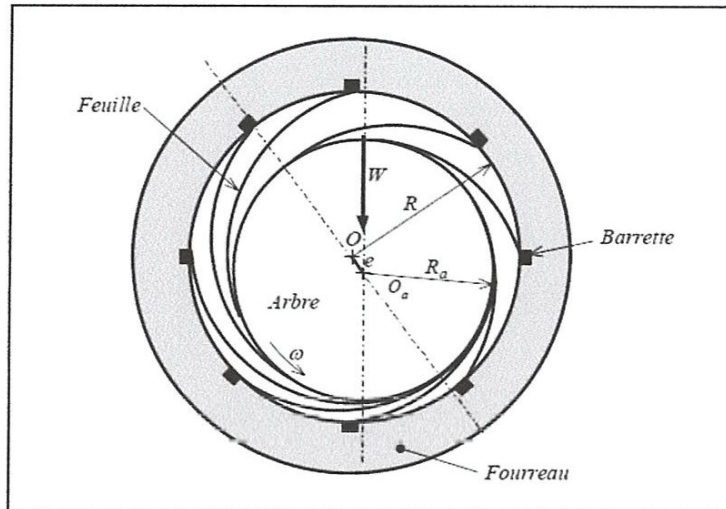


Fig. I.6 : Schématisation d'un palier à feuilles Garrett

Bien que cette technologie soit appliquée industriellement dans des turbomachines aéronautiques, elle est maintenant le plus souvent écartée au profit de la technologie *MITI* plus performante et plus simple à modéliser.

1.5.4. La technologie MITI :

La structure déformable du palier est constituée d'un empilage d'une feuille lisses et une autre feuille ondulées ou sous un autre nom raidisseurs, (Figure I.7). L'étude théorique de ce type de paliers à feuilles est beaucoup plus complexe que celle des paliers à ressorts dans la mesure où elle doit prendre en compte une analyse de mécanique des solides nécessaire pour déterminer la déformation du palier en fonctionnement.

Pourtant, les modèles proposés dans la référence [5], permettant de résoudre le problème structural sont généralement plus simples que ceux employés pour la technologie *Garrett*.

En effet, les comparaisons des résultats des modèles à des travaux expérimentaux [4], notamment sur la capacité de charge, montrent que l'on peut s'affranchir, en première approximation, des frottements feuilles – raidisseurs et raidisseurs – fourreau dans la résolution du problème élasto – aérodynamique.

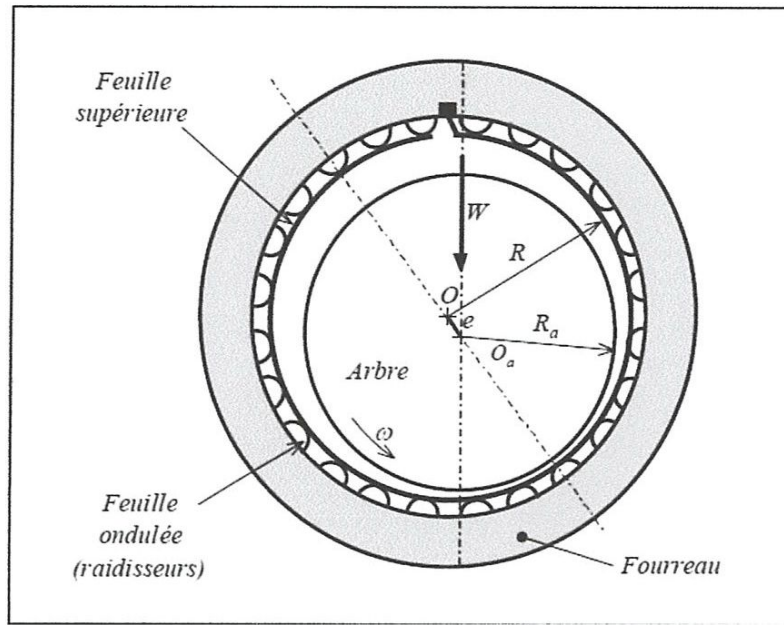


Fig. I.7 : Schématisation d'un palier à feuilles MITI

Dans la deuxième technologie rencontrée, une ou plusieurs feuilles sont montées sur des éléments déformables pouvant être constitués soit de raidisseurs (technologie *MITI*), soit d'un empilage de plusieurs autres feuilles, soit d'une combinaison des deux (Figure I.8).

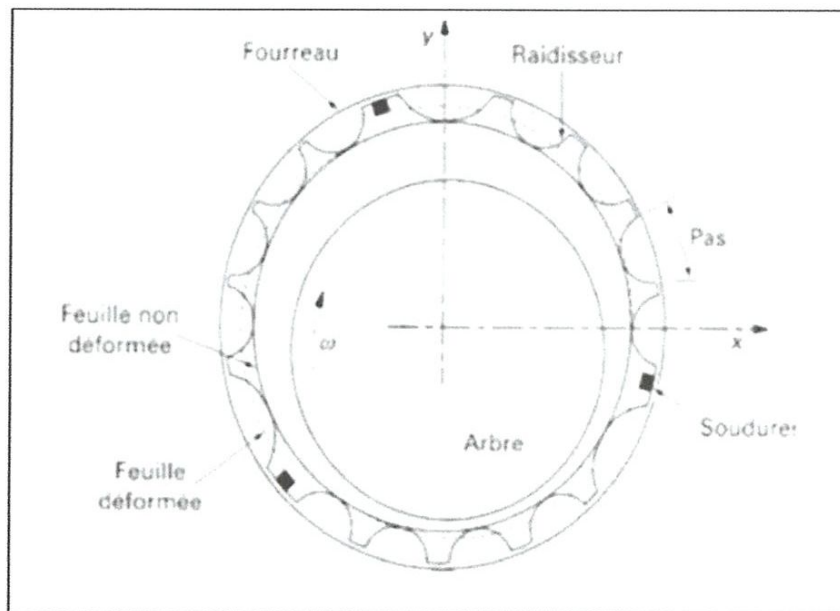


Fig. I.8 : Paliers à 3 feuilles montées sur raidisseurs

L'étude théorique des paliers à feuilles est beaucoup plus complexe que celle des paliers à ressorts dans la mesure où elle doit intégrer une partie structure nécessaire pour déterminer la

déformation du palier en fonctionnement alors, pour une configuration figée du feuillard, l'étude de l'écoulement par résolution de l'équation de Reynolds est similaire à celle présentée au début.

En ce qui concerne le premier type de palier à feuilles [12], (technologie *Garett*), l'étude structurale permet dans un premier temps de déterminer le couple de démarrage, l'arbre au repos étant en contact avec les feuilles (Figure I.9).

Elle permet d'autre part d'initialiser le processus itératif conduisant aux calculs des caractéristiques statiques du palier [12].

Les modélisations proposées ne sont plus simples, car elles tiennent compte des frottements de Coulomb feuille-feuille, feuille-arbre et feuille-fourreau qui sont loin d'être négligeables.

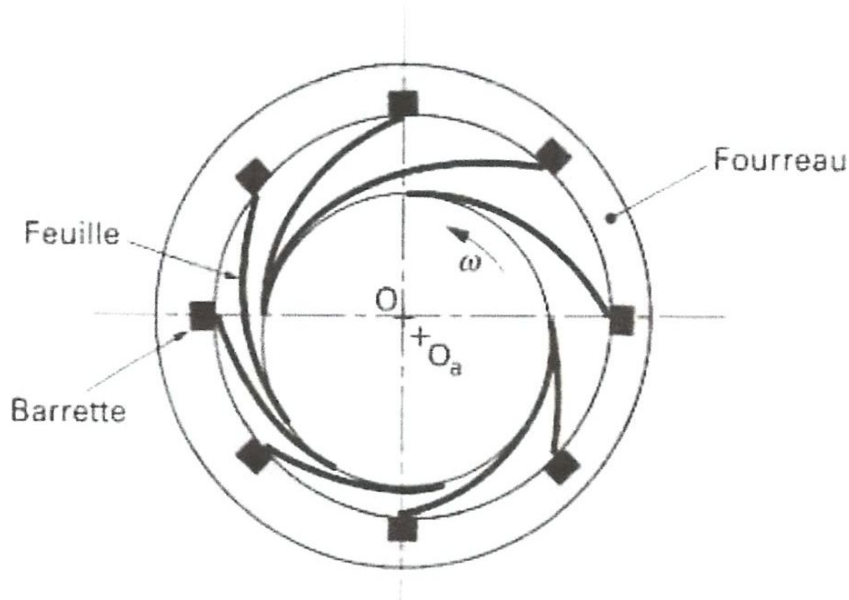


Fig. I.9 : Modélisation d'un palier à 8 feuilles

1.5.5. Le modèle élastique des feuilles ondulées :

Le modèle élastique des feuilles choisi est celui développé par *Heshmat* (Figure I.10), la simplicité de ce modèle nous permet de calculer avec une précision suffisante la déformation radiale des feuilles dues à la pression aérodynamique.

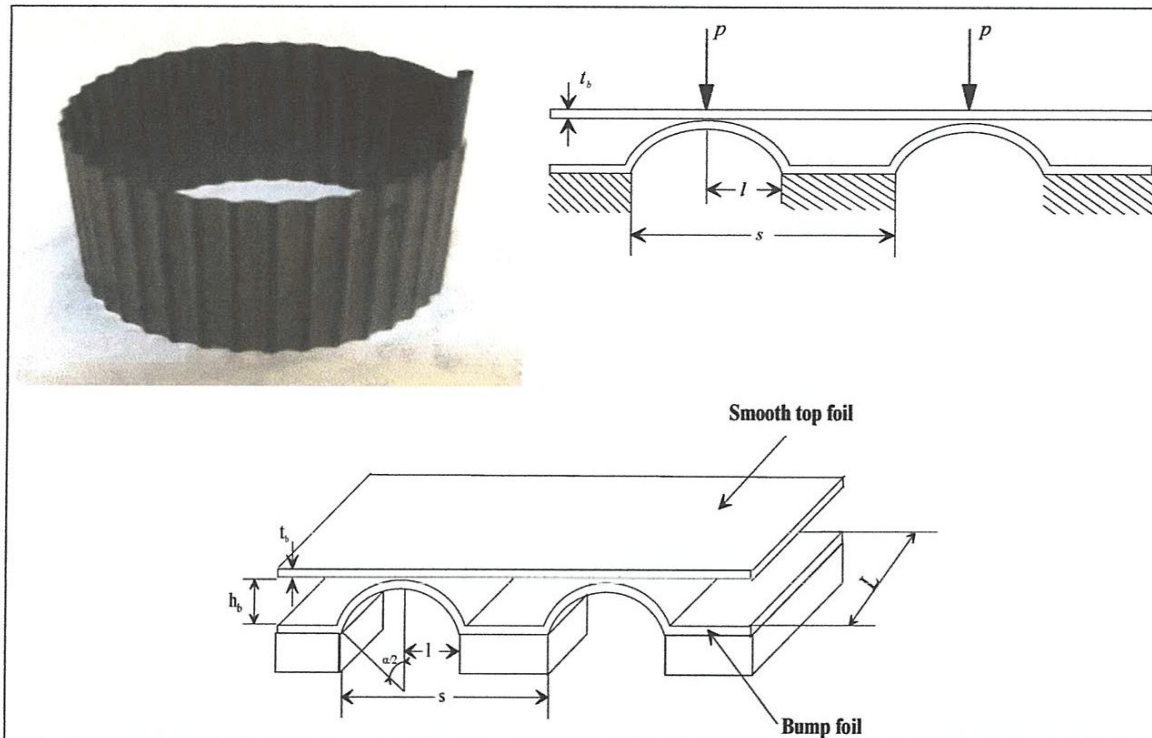


Fig. I.10 : Le modèle élastique des feuilles développé par Heshmat

Le tableau (I.1), rassemble respectivement les différentes caractéristiques géométriques du palier à feuilles et les caractéristiques physiques du lubrifiant qui est l'air nécessaires au calcul.

Tableau.I.1 : Caractéristiques géométriques du palier à feuilles et les caractéristiques physiques de l'air

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Jeu Radial	C	m	$50 * 10^{-6}$
Rayon du palier	R	m	$19.05 * 10^{-3}$
Epaisseur des feuilles	t_b	m	$0.1016 * 10^{-3}$
Longueur des bumps	$2l$	m	$3.556 * 10^{-3}$
Pas des bumps	S	m	$4.572 * 10^{-3}$
Module de young des feuilles	E	Pa	$200 * 10^9$
Coefficient de Poisson des feuilles	V		0.31
Pression atmosphérique	P_a	P_a	$1.013 * 10^5$
Viscosité dynamique de l'air	μ	$P_a \cdot s$	$184.6 * 10^{-7}$
Masse volumique de l'air	ρ	Kg/m^3	1.1614

1.6. Etude de la technologie la plus prometteuse :

Parmi les technologies employées avec succès, l'une d'elles se démarque par des résultats particulièrement intéressants et par une modélisation simple. Il s'agit de la technologie des paliers à empilage de feuilles de type *MITI*, [4].

De nombreuses études numériques et expérimentales s'intéressent aux caractéristiques statiques et dynamiques de ce type de paliers. Ces travaux portent sur deux domaines séparés :

- la recherche approfondie sur les phénomènes tribologiques liés aux arrêts – démarrages, le frottement sec qui intervient pendant ces phases est la principale cause de détérioration des paliers. L'état des surfaces et les matériaux en contact ont une influence déterminante dans les phénomènes mis en jeu,
- le développement d'un modèle théorique permettant une simulation précise des performances élasto-aérodynamique du palier, [5], [15].

Cette technologie permet, a priori, une étude structurale très simple. La feuille supérieure assure la continuité du profil. La géométrie du coussinet et le comportement structural sont régis par les ressorts sur lesquels la feuille supérieure est appuyée.

1.6.1. Profils de paliers :

Les paliers utilisant la technologie de type *MITI* ont connu plusieurs variantes. En effet, le nombre de lobes, de feuilles supérieures et de feuilles de raidisseurs peut être adapté en fonction des performances souhaitées.

1.6.1.1. Architecture et géométrie :

Le premier palier développé selon cette technologie était constitué d'un fourreau rigide sur lequel sont soudées une feuille ondulée (raidisseurs) et une feuille supérieure s'étendant sur toute la circonférence du palier. Cet assemblage de feuilles assure à la fois le profil du palier ainsi que sa déformabilité, (Figure I.6.)

La mise en œuvre propre de la fixation de la structure déformable du palier (feuillard) impose une variation de sa raideur structurale avec la position angulaire du point considéré, [16].

Les caractéristiques de ce type de paliers sont très proches de son homologue rigide (palier lisse) c'est à dire qu'il permet de soutenir des charges élevées, [11]. Par la suite, sont apparus les paliers à lobes, généralement trois secteurs, (Figure I.11)

De même que pour les paliers mono – lobe, la structure déformable a une raideur qui varie le long de la circonférence. Ce type de paliers présente de bonnes caractéristiques dynamiques.

Des études expérimentales, et particulièrement l'analyse des déplacements du rotor au niveau des paliers, a permis de mettre en évidence un sens de rotation privilégié, [4]. La meilleure stabilité est obtenue en choisissant un sens de rotation de la partie libre vers la partie fixe de la structure déformable.

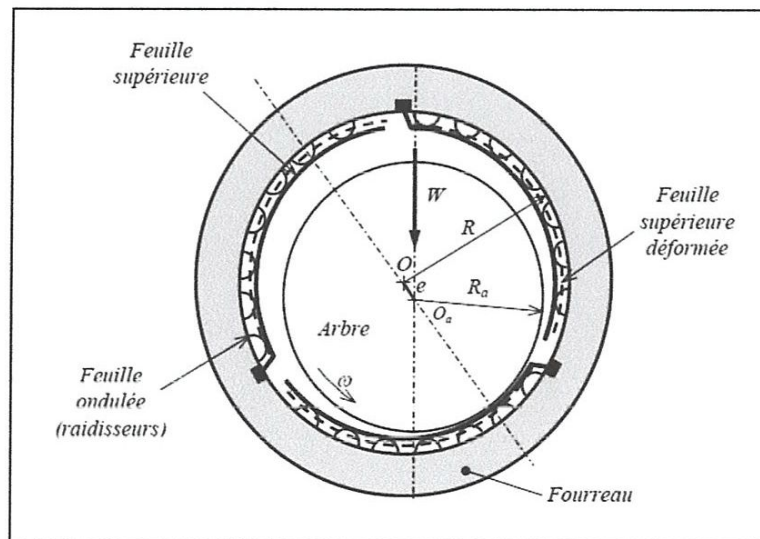


Fig. I.11 : Schématisation d'un palier à feuilles MITI à trois lobes

Le niveau de stabilité de ces paliers lobés est généralement élevé même pour des charges modérées. Deux explications peuvent être avancées :

- sous l'effet de la génération du champ de pression, les feuilles se déforment de façon à donner un profil de type asymétrique, ainsi, en fonctionnement le profil du palier est analogue à un profil avec précharge géométrique,
- les frottements internes à la structure déformable du palier peuvent générer de l'amortissement permettant de stabiliser le palier, ainsi, les paliers mono – lobe et à trois lobes sont utilisés dans des applications différentes.

Pour les cas où l'on a une charge statique élevée, de direction constante, le palier mono – lobe sera préféré. Par contre, les paliers à trois lobes sont appliqués à des mécanismes tournant à de très hautes vitesses et soumis à des efforts de balourd.

1.6.1.2. L'amortissement dans les paliers à feuilles :

Les phénomènes liés à l'amortissement au sein de la structure du palier font l'objet de nombreuses études numériques et surtout expérimentales. Une des hypothèses utilisées dans le passé pour expliquer l'amortissement supérieur des paliers à feuilles est basé sur la présence des frottements internes à la structure déformable. Dès lors, il était supposé que, pour ajouter de l'amortissement, il suffisait d'augmenter le coefficient de frottement entre les feuilles en utilisant différents types de revêtements.

Peng et Carpino, [13], ont réalisé une étude analytique dans laquelle ils ont montré que l'amortissement dans les paliers à air augmente lorsque le film d'air se raidit. Ils ont remarqué que lorsque le film d'air est souple, c'est-à-dire que la charge est faible ou la vitesse de rotation est peu élevée, les paliers rigides offrent plus d'amortissement que les paliers à feuilles. Par contre, pour des charges et des vitesses de rotation élevées, quand le film d'air est raide, les paliers à feuilles fournissent plus d'amortissement que leurs homologues rigides grâce à l'amortissement généré par le frottement entre les feuilles de la structure déformable.

L'amortissement peut principalement être considéré à l'aide d'un modèle de type visqueux (relation avec la vitesse d'écrasement) lorsque la charge est faible et la température est élevée.

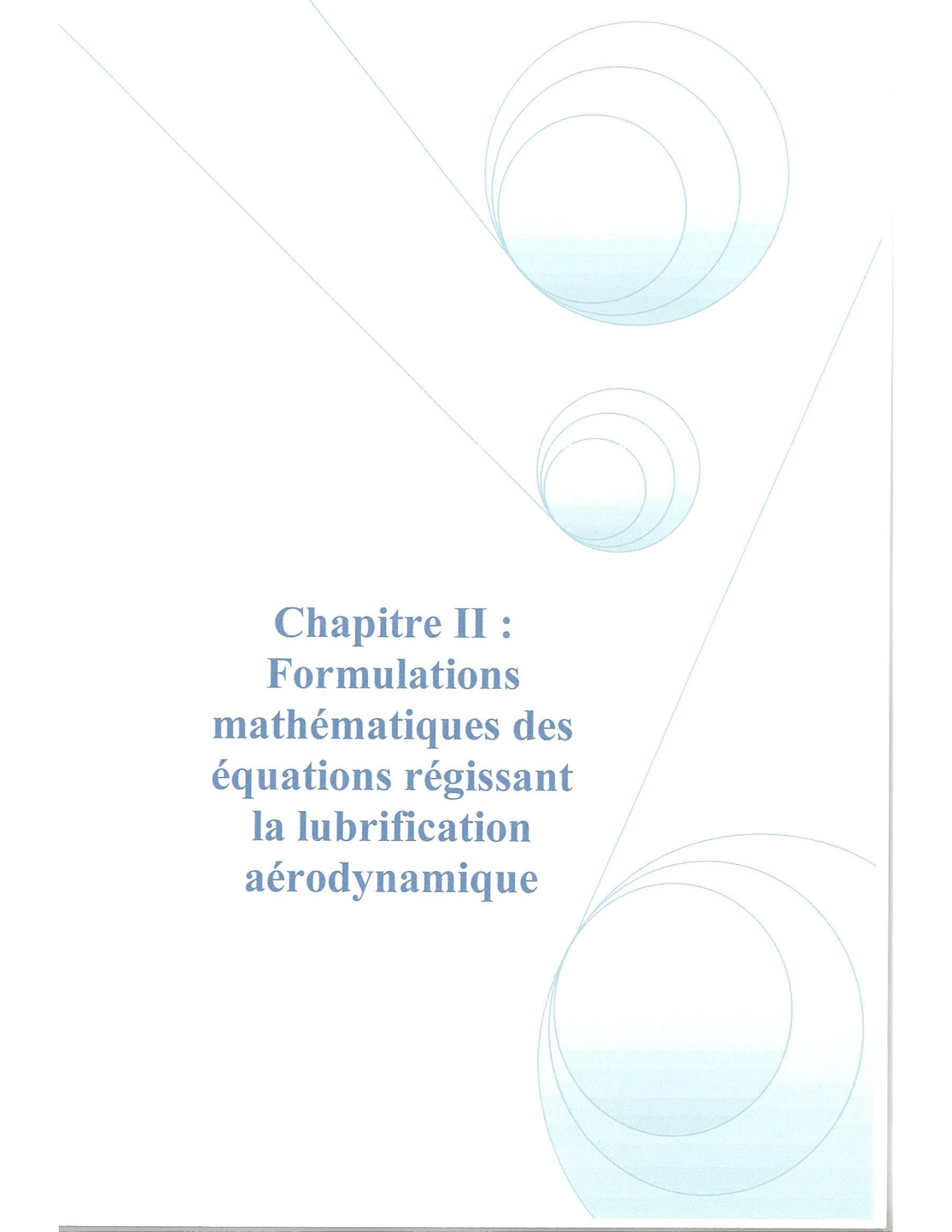
De fait, l'ajout de frottement interne n'a aucune influence notable, [14]. Par contre, si un surcroît d'amortissement dans le palier est nécessaire, il est préférable de charger encore plus le palier (en le rendant plus petit par exemple) de manière à activer plus efficacement les mécanismes de frottement entre les feuilles.

1.7. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté brièvement les différents types de paliers aérodynamiques à feuilles rencontrés dans les systèmes mécaniques de rotations.

Il ressort de cette étude qu'ils peuvent être utilisés dans des conditions de fonctionnement strict comme vitesses de rotation et température de fonctionnement élevées. Ils sont plus utilisés que les paliers à profile indéformables car les vitesses de rotations qu'on peut atteindre avec les paliers à feuilles sont clairement plus importantes.

Parmi les paliers aérodynamiques à feuilles présentés dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés plus particulièrement à l'étude du palier à feuille ondulées, car celui-ci présente la géométrie la plus simple à réaliser et les performances les plus prometteuses.

The background features a decorative graphic consisting of several overlapping circles and lines. The circles are arranged in a vertical sequence, with the largest one at the top, a smaller one in the middle, and another large one at the bottom. The lines are thin and light blue, creating a sense of movement and depth. The overall color palette is light blue and white.

**Chapitre II :
Formulations
mathématiques des
équations régissant
la lubrification
aérodynamique**

Chapitre II : Formulations mathématiques des équations régissant la lubrification aérodynamique

II.1. Introduction :

Dans ce chapitre nous allons présenter les équations de base de la lubrification aérodynamique par un fluide newtonien et compressible qui est l'air. Pour cela nous rappelons les lois fondamentales de la mécanique des milieux continus, à savoir la loi de conservation de la masse, loi de conservation de la quantité de mouvement et la loi constitutive des gaz parfaits. L'utilisation de l'hypothèse d'un écoulement en film mince permettra de simplifier sensiblement les équations de mouvement du fluide.

Pour ce type d'écoulement le comportement du film fluide peut être décrit par une équation aux dérivées partielles de deuxième ordre appelée équation de *Reynolds*, la résolution de celle-ci dans le cas de la lubrification aérodynamique permettra de déterminer le champ de pression dans le film lubrifiant, ce dernier servira pour le calcul des performances aérodynamiques du contact lubrifié.

II.2. Les lois générales de la lubrification aérodynamique par un fluide newtonien et compressible :

Les équations générales de la lubrification aérodynamique permettent, compte tenu des conditions géométriques et cinématiques de déterminer les caractéristiques de l'écoulement de l'air en film mince et particulièrement sa portance aérodynamique.

Elles sont déduites à partir des équations de la mécanique des milieux continus, appliquées à des fluides newtoniens et compressibles.

Quand la température est supposée constante en tout point du milieu fluide ; c'est à dire régime d'écoulement isotherme, l'équation de l'énergie n'est plus à prendre en compte.

Dans le cas d'un fluide newtonien et compressible les équations générales sont les suivantes :

- Equation de conservation de la masse (équation de continuité) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad , i = 1, 2, 3 \quad (\text{II-1})$$

- Equation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad i, j = 1, 2, 3 \quad (\text{II.2})$$

- Loi de comportement rhéologique pour un fluide compressible et newtonien :

$$\sigma_{ij} = (-p + \lambda D_{kk}) \delta_{ij} + 2\mu D_{ij} \quad (\text{II-3})$$

$i, j, k = 1, 2, 3$ ou $D_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ est le tenseur des taux de déformation

Dans ces équations :

x_i, t : Variables d'espace et de temps ;

u_i : Composante de la vitesse d'écoulement ;

f_i : Forces massiques extérieures ;

ρ : Masse volumique du fluide ;

σ_{ij} : Tenseur des contraintes

p : Pression dans le fluide ;

λ : Coefficient de viscosité de dilatation du fluide

μ : Constantes de *Navier* ou viscosité dynamique du fluide.

δ_{ij} : Symbole de Kronecker $\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{si } i \neq j \\ 1 & \text{si } i = j \end{cases}$

En reportant l'équation (II-3) dans l'équation (II-2), on obtient les équations de *Navier - Stokes* :

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \rho f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_j} \right) + \frac{\partial \mu}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \lambda \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \frac{\partial \lambda}{\partial x_i} \quad (\text{II-4})$$

$$i, j = 1, 2, 3 \text{ Avec } \frac{D(\cdot)}{Dt} = \frac{\partial(\cdot)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\cdot)}{\partial x_j} \quad (\text{dérivée totale ou } \textit{particulaire})$$

Les équations de *Navier Stokes* (II-4) et de conservation de la masse ou de continuité (II-1) permettent, après application des conditions limites de déterminer la répartition de pression dans le fluide visqueux étudié

Pour un écoulement en film mince $\frac{h}{L} \ll 1$ (Fig. II-1), les équations (II-4) se simplifient sensiblement et deviennent [2] :

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x_1} = \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\mu \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \right) \\ \frac{\partial p}{\partial x_2} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial x_3} = \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\mu \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \right) \end{cases} \quad (\text{II-5.a})$$

Ou encore en faisant un changement de variables pour passer de la notation indicielle à la notation classique :

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{cases} \quad (\text{II-5.b})$$

Avec $(x, y, z) \equiv (x_1, x_2, x_3)$ et $(u, v, w) \equiv (u_1, u_2, u_3)$

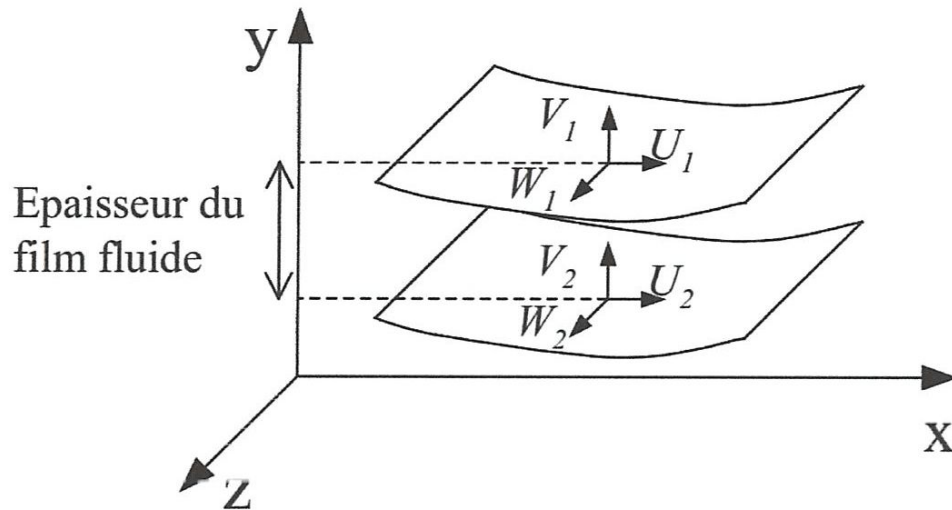


Fig. II.1 : Schéma général d'un contact entre deux surfaces en regard.

II.3. application à un palier aérodynamique :

Dans le cadre de la lubrification des paliers aérodynamiques, certaines hypothèses simplificatrices sont adoptées.

Ces hypothèses peuvent se répartir en trois groupes :

- Hypothèses liées à la géométrie du palier ;
- Hypothèses liées au fluide ;
- Hypothèses générales indépendantes du milieu fluide,

a) Hypothèses liées à la géométrie du palier

Dans un palier aérodynamique à feuilles, (Figure II. 2), l'épaisseur du film lubrifiant h est très petite par rapport aux autres dimensions du palier (longueur et diamètre), on est en régime de lubrification par film mince visqueux.

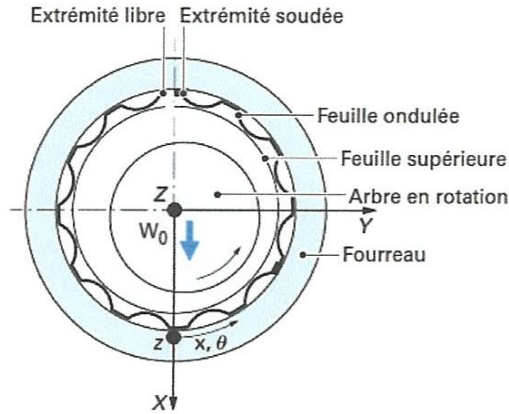


Fig. II.2 : Schématisation d'un palier aérodynamique à feuille.

b) Hypothèses liées au fluide lubrifiant :

Le fluide est assimilable à un gaz parfait et l'écoulement est isotherme, c'est-à-dire ($T=cte$), la viscosité du fluide ne varie pas suivant l'épaisseur du contact.

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0$$

c) Hypothèses générales :

- Les forces massiques et les couples de volume sont négligés ;
- L'écoulement est laminaire et les forces d'inertie ne sont pas prises en considération ;
- Il n'y a pas de glissement au niveau du contact fluide-parois, cette hypothèse permet d'écrire les conditions de non glissement des particules de fluide au niveau des parois qui servent comme conditions aux limites sur les vitesses lors de l'intégration des équations (II-5)
- Les surfaces de l'arbre et du coussinet sont supposées lisses (non rugueuses et non poreuse).

II.4. Dérivation de l'équation de Reynolds pour un fluide newtonien et compressible :

Pour un écoulement permanent ($\partial/\partial t = 0$) plan (x-y) figure (II-3), l'équation de continuité et les équations de mouvement du fluide se réduisent à :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{II-6}$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{II-7}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (\text{II-8})$$

Les conditions aux limites sur la vitesse sont :

$$y = 0 \text{ (Surface du coussinet) : } u = U_1, v = V_1 = 0, w = W_1 \quad (\text{II-9})$$

$$y = h \text{ (Surface de l'arbre) : } u = U_2, v = V_2 = \frac{Dh(x,z,t)}{Dt} = \frac{\partial h}{\partial t} + U_2 \frac{Dh}{dx} + W_2 \frac{Dh}{dz} \text{ et } w = W_2$$

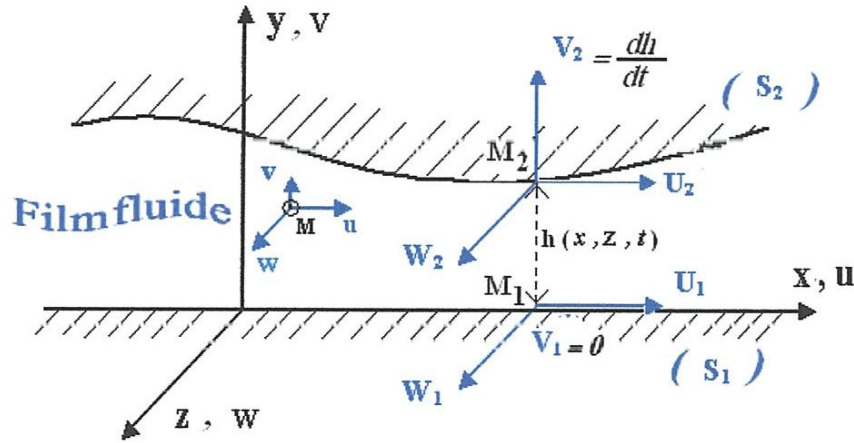


Fig. II.3 : Schéma du contact aérodynamique selon la théorie de Reynolds

Après deux intégrations par rapport à y des équations (II-7) et (II-8), on obtient l'expression de la composante de la vitesse suivant la direction x :

$$\begin{cases} u = \frac{\partial p}{\partial x} \int \frac{y}{\mu} dy + A(x, z) \int \frac{dy}{\mu} + C(x, z) \\ w = \frac{\partial p}{\partial z} \int \frac{y}{\mu} dy + B(x, z) \int \frac{dy}{\mu} + D(x, z) \end{cases} \quad (\text{II-10})$$

Si par hypothèse, la viscosité est indépendante de y, $(\frac{\partial \mu}{\partial y}) = 0$, l'expression des composantes de la vitesse devient :

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + \frac{A}{\mu} y + C \\ w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y^2 + \frac{B}{\mu} y + D \end{cases} \quad (\text{II-11})$$

En utilisant les conditions aux limites (II-9) les deux composantes de la vitesse d'écoulement s'expriment :

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - yh) + \frac{y}{\mu} U_2 + U_1 \left(1 - \frac{y}{h}\right) \\ w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - yh) + \frac{y}{\mu} W_2 + W_1 \left(1 - \frac{y}{h}\right) \end{cases} \quad (\text{II-12})$$

Les premiers termes des deux équations (II-12), représentent l'écoulement de Hagen-Poiseuille (dû au gradient de pression) et les seconds termes représentent l'écoulement de Couette (dû au déplacement des parois).

L'équation de *Reynolds* est obtenue en introduisant l'équation (II-12) dans l'équation de continuité (II 6) et en intégrant à travers l'épaisseur du film :

$$\int_0^{h(x,z,t)} \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) dy + \int_0^{h(x,z,t)} \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) dy + \int_0^{h(x,z,t)} \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) dy = 0$$

L'intégration de cette équation à travers l'épaisseur du film donne :

$$I_1 + I_2 + I_3 = 0$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} I_1 = \int_0^{h(x,z,t)} \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) dy \\ I_2 = \int_0^{h(x,z,t)} \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) dy = [\rho v]_0^h = \rho V_2 \\ I_3 = \int_0^{h(x,z,t)} \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) dy \end{cases} \quad (\text{II-13})$$

Le calcul des intégrales I_1 et I_2 seffectue à l'aide du théorème de *Leibnitz* :

$$\int_{h_1(x,z,t)}^{h_2(x,z,t)} \frac{\partial F(x,y,z,t)}{\partial x_i} dy = \frac{\partial}{\partial x_i} \int_{h_1}^{h_2} F(x,y,z,t) dy - F(x, h_2, z, t) \frac{\partial h_2}{\partial x_i} + F(x, h_1, z, t) \frac{\partial h_1}{\partial x_i} \quad (\text{II-14})$$

L'équation de *Reynolds* dans le cas général s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h}{2\mu} (U_1 + U_2) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h}{2\mu} (W_1 + W_2) \right) + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (\text{II-15})$$

Dans le cas d'un palier (cylindrique), l'équation de *Reynolds* (II-15) se simplifie sensiblement et prend la forme suivante pour un écoulement permanent ($\partial/\partial t = 0$):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U_2 \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (\text{II-16})$$

Soit en remplaçant x par $R\theta$, on obtient l'équation suivante :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{6U_2}{R} \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} \quad (\text{II-17})$$

En remplaçant U_2 par ωR , on obtient :

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} \quad (\text{II-18})$$

En remplaçant ρ par $\frac{p}{\mathfrak{R}T}$, d'où $T = \text{cte}$, \mathfrak{R} : est la constante des gaz parfait; on trouve l'équation suivante :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} R^2 \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\omega R^2 \frac{\partial(p h)}{\partial \theta} \quad (\text{II-19})$$

Les conditions aux limites nécessaires au calcul du champ de pression sont :

$$\begin{cases} p(\theta = 0, z) = p_a \\ p(\theta = 2\pi, z) = p_a \end{cases}; \quad \begin{cases} p\left(\theta, z = -\frac{L}{2}\right) = p_a \\ p\left(\theta, z = +\frac{L}{2}\right) = p_a \end{cases}$$

Sous la forme (II-19), l'équation de *Reynolds* est fortement non linéaire, sa résolution ne peut pas être effectuée analytiquement, pour cela, nous avons recours aux méthodes numériques tels que la méthode des différences finies ou des éléments finis.

II.5. Equation géométrique du film aérodynamique :

Dans ce paragraphe, nous donnons l'expression de l'épaisseur du film lubrifiant dans le cas de palier rigide et compilant.

La compliance des feuilles ondulées peut être calculé en utilisant le modèle de *Heshmat* [4,7] figure (II.4) :

$$K = \frac{2s}{E} \left(\frac{l}{t_b}\right)^3 (1 - \nu^2) \quad (\text{II-20})$$

Où E et ν sont respectivement le module de Young et le coefficient de Poisson du matériau constituant les feuilles.

Dans le cas d'un palier aligné, l'épaisseur du film aérodynamique est calculée par la relation suivante :

$$h = C + e \cos\theta + K (p - p_a) \quad (\text{II-21})$$

Ou:

e : est l'excentration tel que $e = |\overline{O_c O_a}|$

C : est le jeu radial du palier,

θ : La coordonnée circonférentielle mesurée à partir de la ligne des centres,

Sous forme adimensionnelle l'équation (II-21) devient,

$$\tilde{h} = 1 + \varepsilon \cos\theta + a (\tilde{p} - 1) \quad (\text{II-22})$$

Où $\varepsilon = \frac{e}{c}$ l'excentricité relative de fonctionnement variant de 0 à 1

$$\text{Et } \alpha = \frac{2p_a s}{E C} \left(\frac{l}{t_b}\right)^3 (1 - \nu^2) \quad (\text{II-23})$$

α étant le nombre de compliance ou le facteur d'élasticité adimensionné.

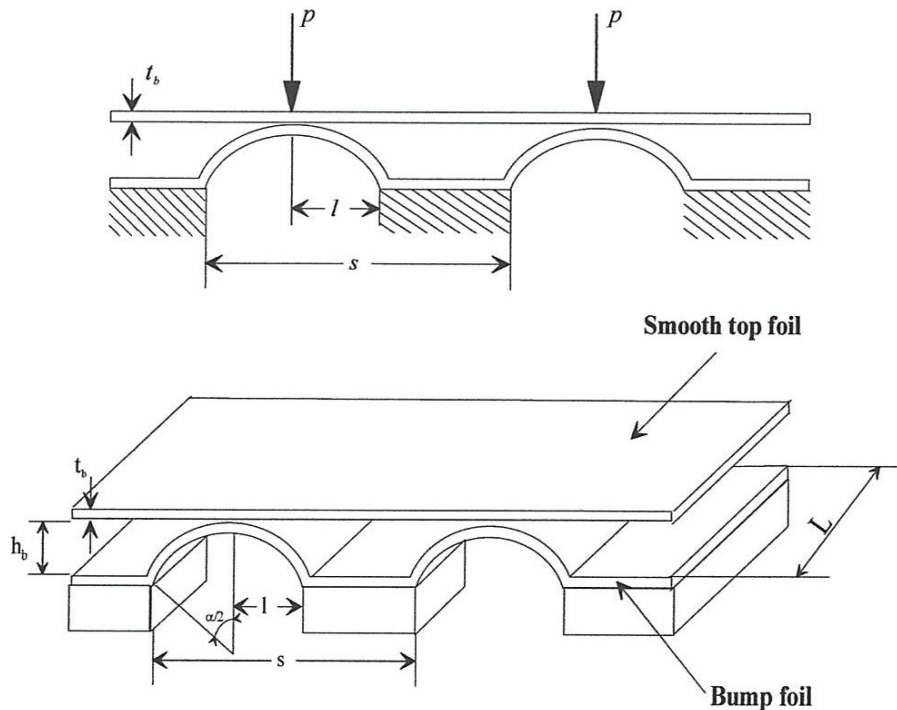


Fig. II.4 : Support compliant d'un palier à feuilles

Les tableaux (II.1) et (II.2), rassemblent respectivement les différentes caractéristiques géométriques du palier à feuilles et les caractéristiques physiques du fluide lubrifiant qui est l'air nécessaires au calcul.

Tableau II.1 : Caractéristiques géométriques du palier à feuilles

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Jeu radial	C	m	50×10^{-6}
Rayon du palier	R	m	19.05×10^{-3}
Epaisseur des feuilles	t_b	m	0.1016×10^{-3}
Longueur des bumps	$2l$	m	3.556×10^{-3}
Pas des bumps	s	m	4.572×10^{-3}
Module de Young des feuilles	E	Pa	200×10^9
Coefficient de Poisson des feuilles	ν		0.31

Tableau II.2 : Caractéristiques physiques du fluide lubrifiant (air).

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur
Pression atmosphérique	P_a	Pa	1.013×10^5
Viscosité de l'air	μ	$Pa.s$	184.6×10^{-7}
Masse volumique de l'air	ρ	kg/m^3	1.1614

II.6. Performances statiques du palier :

II. 6. 1. Composantes de la portance aérodynamique :

Les composantes de la portance aérodynamique dans le repère lié (ε, ϕ) sont obtenues par l'intégration du champ de pression aérodynamique après résolution de l'équation (II-19) sur la surface de l'arbre :

$$F_\varepsilon = R \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} p \cos \theta \, d\theta \, dz \quad (II-24)$$

$$F_\phi = R \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} p \sin \theta \, d\theta \, dz$$

II. 6.2. Angle de calage :

L'angle de calage du palier est calculé par la relation suivante :

$$\Phi = \arctg \left(-\frac{F_{\Phi}}{F_{\varepsilon}} \right) \text{ tel que : } 0 < \Phi < \frac{\pi}{2} \quad (\text{II-25})$$

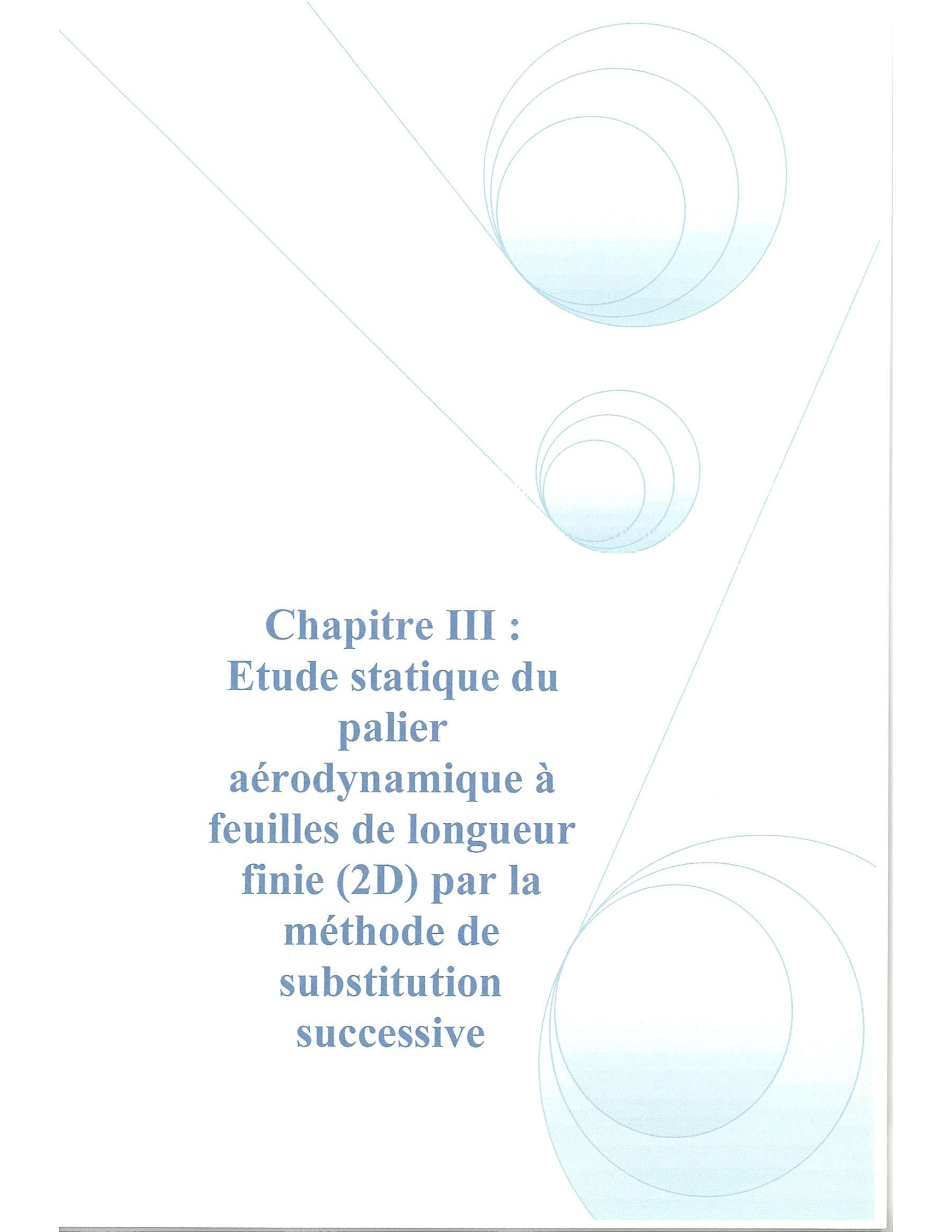
II 7. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons rappelé les lois fondamentales des milieux continus écrites pour un fluide newtonien et compressible.

L'utilisation des hypothèses liées à la géométrie du palier, hypothèses liées au fluide, hypothèses générales indépendantes des milieux fluides permettra de simplifier sensiblement les équations de mouvement du fluide.

La dérivation de l'équation de *Reynolds* à partir des équations de mouvement et de continuité a nécessité l'emploi de plusieurs hypothèses simplificatrices.

Le modèle élastique des feuilles qui a été choisi est celui développé par *Heshmat*, la simplicité de ce modèle nous a permis de calculer avec une précision suffisante la déformation radiale des feuilles dues à la pression aérodynamique.

The background features a decorative graphic consisting of several overlapping circles and lines. The circles are light blue with a gradient, and the lines are thin and light blue. The overall design is clean and modern.

Chapitre III :
Etude statique du
palier
aérodynamique à
feuilles de longueur
finie (2D) par la
méthode de
substitution
successive

Chapitre III : Etude statique du palier aérodynamique à feuilles de longueur finie (2D) par la méthode de substitution successive

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre, le cas du palier aérodynamique circulaire de longueur finie est étudié en régime de fonctionnement stationnaire, figure (III.1). Cette étude a pour objectif principal de présenter et de valider la modélisation stationnaire de la pression et du film fluide compressible.

L'équation de *Reynolds* est une équation différentielle partielle (*EDP*) du second ordre de type elliptique à caractère *non linéaire* dont l'inconnue est la pression p

En outre, les géométries souvent complexes des paliers ainsi que les conditions aux limites ne permettent pas toujours d'envisager une solution analytique à cette équation.

Pour ce type de paliers, les méthodes actuelles utilisées sont pour la plupart des méthodes numériques telles que les différences finies (*MDF*), les éléments finis (*MEF*) ou les volumes finis (*MVF*).

La méthode de discrétisation présentée dans ce chapitre est celle des éléments finis.

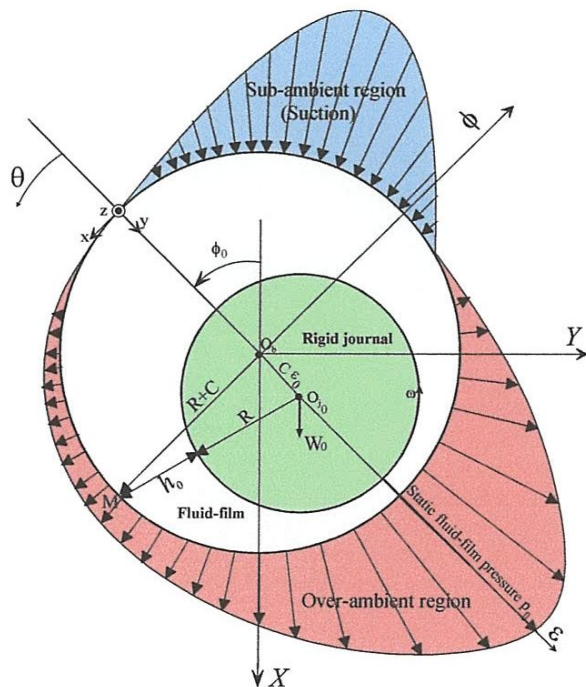


Fig. III.1 : Géométrie du palier aérodynamique rigide

Les problèmes d'interaction fluide-structure dans les paliers aérodynamiques ont fait l'objet de nombreuses études tant théoriques qu'expérimentales ces problèmes, qui sont fortement non linéaires, interviennent dès que les déformations des solides principalement l'alésage deviennent importantes de l'ordre de grandeur des épaisseurs du film lubrifiant

Le problème d'interaction fluide-structure dans un palier aérodynamique à feuilles en régime isotherme est gouverné par les équations de la lubrification et de l'élasticité linéaire ces équations permettent de calculer le champ de pression dans le fluide lubrifiant et déformations élastiques de la structure du palier.

III.2. Equation générale du film en régime stationnaire :

La figure (III.2) montre schématiquement un palier aérodynamique compliant à la position d'équilibre stationnaire avec la déformation élastique du palier, la représentation du palier rigide est défini par le rayon $(R+C)$. L'origine de la position statique X, Y, Z est localisée au centre du palier rigide (indéformable) O_b .

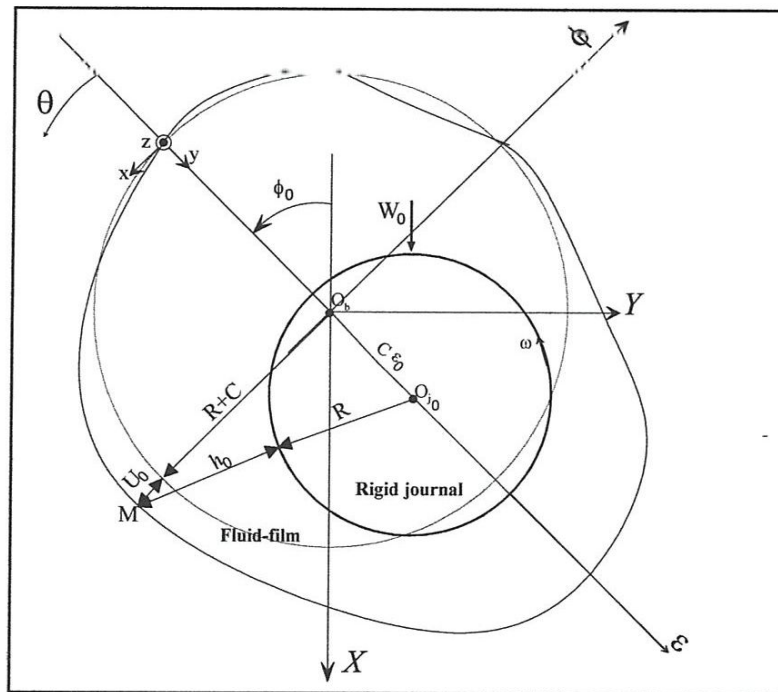


Fig. III.2 : Détails géométrique des déformations stationnaires dans un palier aérodynamique compliant

La coordonnée circonférentielle θ est mesurée à partir de la lignes des centres, l'axe de ε . L'arbre de rayon R est considéré comme rigide est animé d'une vitesse de rotation angulaire constante ω suivant l'axe Z . La position stationnaire du centre géométrique du palier est définit par l'excentricité de fonctionnement statique $e_0 = C\varepsilon_0$ et de l'angle de calage stationnaire ϕ_0 .

Le jeu radial du palier lorsque l'arbre et le coussinet sont coaxiaux dans le cas d'un palier rigide est définit par C , et l'épaisseur du film statique dans le cas de la déformation stationnaire radiale seule de la feuille supérieure U_0 est représentée par h_0 .

La déformation statique des feuilles est obtenue en appliquant la règle des cosinus au triangle $(O_b - O_{j_0} - M)$.

$$(R + h_0)^2 = (R + C + U_0)^2 + e_0^2 + 2(R + C + U_0)e_0 \cos \theta \quad (\text{III.1})$$

En développant cette équation, et en divisant par R^2 , et en négligeant les termes du second ordre des rapports h_0/R , C/R , e_0/R , and U_0/R on a alors :

$$h_0 = C(1 + \varepsilon_0 \cos \theta) + U_0 \quad (\text{III.2})$$

où $\tilde{h}_0 = \frac{h_0}{C}$ est l'épaisseur du film stationnaire incluant la déformation stationnaire de la couche élastique \tilde{U}_0 ,

L'utilisation du modèle de *Heshmat* permet de calculer avec une précision suffisante les déformations stationnaires.

III.3. Equations de Reynolds d'ordre zéro :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\tilde{p}_0 \tilde{h}_0^3 \frac{\partial \tilde{p}_0}{\partial \theta} \right) + \lambda \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\tilde{p}_0 \tilde{h}_0^3 \frac{\partial \tilde{p}_0}{\partial \tilde{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\tilde{p}_0 \tilde{h}_0) \quad (\text{III.3})$$

On note aussi que l'équation (III.3) est *non linéaire* et sa résolution est obtenue en utilisant la méthode de substitution successive.

On fait les transformations sur les conditions aux limites suivantes :

$$\tilde{p}_0 = 1 \text{ atm} \quad , \tilde{z} = \pm \frac{1}{2} \quad (\text{III.4a})$$

$$\tilde{p}_0(\theta = 0, \tilde{z}) = \tilde{p}_0(\theta = 2\pi, \tilde{z}) = 1 \quad (\text{III.4b})$$

$$\tilde{p}_0(\theta = \theta_2, \tilde{z}) = 1, \text{ et } \frac{\partial \tilde{p}_0}{\partial \theta}(\theta = \theta_2, \tilde{z}) = 0 \quad (\text{III.4c})$$

III.4. Traitement numérique de l'équation de Reynolds dans le cas stationnaire :

L'équation de Reynolds d'ordre zéro est numériquement résolue en utilisant la méthode de substitution successive en adoptant la formulation en éléments finis.

A cause de la symétrie axiale, les calculs sont effectués sur le demi palier qui est divisé en éléments rectangulaires $N_\theta \times N_z$ d'une surface égale à $\Delta\theta \times \Delta\tilde{z}$,

Avec $\Delta\theta = \frac{2\pi}{N_\theta}$ and $\Delta\tilde{z} = \frac{1/2}{N_z}$ sont les maillages du domaine dans la direction circonférentielle axiale respectivement. (Figure III.3).

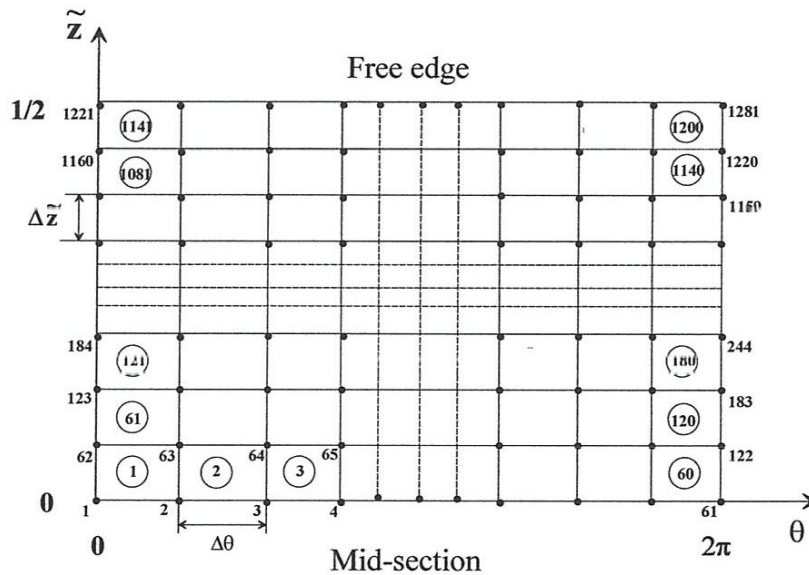


Fig. III.3 : Maillage en éléments finis pour la résolution de l'équation de Reynolds stationnaire d'ordre zéro dans le demi-palier

III.5. Solution de l'équation de Reynolds stationnaire d'ordre zéro :

L'équation de Reynolds qui est une équation, aux dérivées partielles, non linéaire du second ordre de type elliptique qui n'admet pas de solution analytique sauf pour des configurations simples.

Pour trouver une solution approchée, nous devons remplacer le problème continu, dont le nombre de degrés de liberté est infini par un système discret ayant un nombre fini de degrés de liberté et représenté par un système d'équations algébriques qui seront ensuite résolues par les méthodes numériques.

Cette tâche de discrétisation peut être remplie par la méthode des éléments finis. Cependant, cette dernière utilise une formulation intégrale (ou variationnelle) plutôt que des équations aux dérivées partielles.

Cette formulation intégrale sera effectuée par la méthode de *Galerkin*, qui est l'une des approches des résidus pondérés, et qui constitue la meilleure technique pour obtenir des solutions approchées des équations différentielles linéaires et non linéaires.

Une fois la variable du domaine, qui est la distribution de la pression aérodynamique dans le fluide, connue nous pourrions calculer les performances stationnaires du palier par intégration du champ de pression, ces performances sont : l'angle de calage, la portance aérodynamique, l'épaisseur du film lubrifiant.

III.6. Principe de la méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis est une technique qui remplace un problème continu au nombre de degrés de liberté infini par un problème discret dont le nombre de degrés de liberté est fini.

Les étapes de base dans l'analyse du problème par éléments finis sont :

- (i) Discrétisation du domaine (milieu fluide) ;
- (ii) Approximation de la pression sur un élément ;
- (iii) Formation des matrices et vecteurs caractéristiques élémentaires ;
- (iv) Assemblage des matrices et vecteurs élémentaires pour obtenir le système global ;
- (v) Introduction des conditions aux limites essentielles sur la pression ;
- (vi) Calcul du champ de la pression en tout point du fluide.

La formulation de *Galerkin* nous permet d'écrire l'équation (III.3) en un résidu faible :

$$\tilde{W}(\tilde{p}_0) = \iint_{\tilde{D}} \delta \tilde{p}_0 \left(\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\tilde{p}_0 \tilde{h}_0^3 \frac{\partial \tilde{p}_0}{\partial \theta} \right) + \lambda \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\tilde{p}_0 \tilde{h}_0^3 \frac{\partial \tilde{p}_0}{\partial \tilde{z}} \right) - \Lambda \frac{\partial (\tilde{p}_0 \tilde{h}_0)}{\partial \theta} \right) d\tilde{D} = 0 \quad (\text{III.5})$$

Où $\delta \tilde{p}_0$ est la première variation de \tilde{p}_0 ,

$\tilde{D} = (0, 2\pi) \times (0, \frac{1}{2}) \subset R^2$ est le domaine de calcul (demi palier), et $d\tilde{D} = d\theta d\tilde{z}$.

En utilisant le théorème de *Green* (intégration par partie), la forme affaiblie de l'équation (III.5) prend une autre forme.

Comme résultat, la forme affaiblie diminue le degré de dérivées par rapport à \tilde{p}_0 et fait introduire deux types d'intégration.

$$\tilde{W}(\tilde{p}_0) = \iint_{\tilde{D}} \left(\tilde{p}_0 \tilde{h}_0^3 \left(\frac{\partial \delta \tilde{p}_0}{\partial \theta} \frac{\partial \tilde{p}_0}{\partial \theta} + \lambda \frac{\partial \delta \tilde{p}_0}{\partial \tilde{z}} \frac{\partial \tilde{p}_0}{\partial \tilde{z}} \right) - \Lambda \tilde{p}_0 \tilde{h}_0 \frac{\partial \delta \tilde{p}_0}{\partial \theta} \right) d\tilde{D} = 0 \quad (\text{III.6})$$

L'élément *isoparamétrique* rectangulaire à 4 nœuds de cotés parallèles aux axes de référence est utilisé pour la discrétisation du domaine de calcul \tilde{D} sous forme (Figure. III.4.) :

$$\tilde{D} = \bigcup_{e \geq 1} \tilde{D}^{(e)}.$$

Dans un domaine élémentaire $\tilde{D}^{(e)}$, on peut écrire l'équation (III.6) comme :

$$\tilde{W}^{(e)}(\tilde{p}_0^{(e)}) = \iint_{\tilde{D}^{(e)}} \left(\tilde{p}_0^{(e)}(\tilde{h}_0^{(e)})^3 \left(\frac{\partial \tilde{\sigma}_{p_0}^{(e)}}{\partial \theta} \frac{\partial \tilde{p}_0^{(e)}}{\partial \theta} + \lambda \frac{\partial \tilde{\sigma}_{p_0}^{(e)}}{\partial \tilde{z}} \frac{\partial \tilde{p}_0^{(e)}}{\partial \tilde{z}} \right) - \Lambda \tilde{p}_0^{(e)} \tilde{h}_0^{(e)} \frac{\partial \tilde{\sigma}_{p_0}^{(e)}}{\partial \theta} \right) d\tilde{D} \quad (\text{III.7})$$

$$\text{Avec : } \tilde{W} = \sum_{e \geq 1} \tilde{W}^{(e)} = 0.$$

Où :

$$\begin{aligned} \tilde{p}_0^{(e)}(\theta, \tilde{z}) &= \sum_{i=1}^4 N_i(\theta, \tilde{z}) \tilde{p}_{0_i}, \quad \tilde{\sigma}_{p_0}^{(e)}(\theta, \tilde{z}) = \sum_{i=1}^4 N_i(\theta, \tilde{z}) \tilde{\sigma}_{p_{0_i}}, \quad \tilde{h}_0^{(e)}(\theta, \tilde{z}) = \sum_{i=1}^4 N_i(\theta, \tilde{z}) \tilde{h}_{0_i}, \\ \frac{\partial \tilde{p}_0^{(e)}}{\partial \theta} &= \sum_{i=1}^4 \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \tilde{p}_{0_i}, \text{ etc.} \end{aligned} \quad (\text{III.8})$$

Dans l'équation (III.8), les N_i sont les *fonctions de forme*, p_{0_i} et h_{0_i} sont les valeurs nodales (degré de liberté) de la pression aérodynamique stationnaire et du film lubrifiant s dans un élément (e) respectivement.

Sous forme matricielle, l'équation (III.7) prend la forme de l'expression suivante :

$$\tilde{W}^{(e)}(\tilde{p}_0^{(e)}) = \langle \tilde{\sigma}_{p_n} \rangle \left([k_e(\tilde{p}_0^{(e)})] \{ \tilde{p}_n \} - \{ f_e(\tilde{p}_0^{(e)}) \} \right) \quad (\text{III.9})$$

Où $[k_e]$ et $\{ f_e \}$ sont des matrices élémentaires définies par :

$$\begin{aligned} k_{e_{ij}} &= \iint_{\tilde{D}^{(e)}} \tilde{p}_0^{(e)}(\tilde{h}_0^{(e)})^3 \left(\frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + \lambda \frac{\partial N_i}{\partial \tilde{z}} \frac{\partial N_j}{\partial \tilde{z}} \right) d\theta d\tilde{z}, \\ \text{et } f_{e_i} &= \iint_{\tilde{D}^{(e)}} \Lambda \tilde{p}_0^{(e)} \tilde{h}_0^{(e)} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} d\theta d\tilde{z} \end{aligned} \quad (\text{III.10})$$

En utilisant le concept de *l'élément de référence* (Figure III.4), on transforme les équations précédentes à :

$$k_{e_{ij}} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \tilde{p}_0^{(e)}(\xi, \eta) (\tilde{h}_0^{(e)}(\xi, \eta))^3 \left(j_{11}^2 \frac{\partial N_i(\xi, \eta)}{\partial \xi} \frac{\partial N_j(\xi, \eta)}{\partial \xi} + \lambda j_{22}^2 \frac{\partial N_i(\xi, \eta)}{\partial \eta} \frac{\partial N_j(\xi, \eta)}{\partial \eta} \right) J_{11} J_{22} d\xi d\eta$$

$$\text{et } f_{e_i} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \Lambda \tilde{p}_0^{(e)}(\xi, \eta) \tilde{h}_0^{(e)}(\xi, \eta) j_{11} \frac{\partial N_i(\xi, \eta)}{\partial \xi} J_{11} J_{22} d\xi d\eta$$

Où J_{11} et J_{22} sont les coefficients de la matrice *Jacobienne* de la transformation géométrique :

$$[J] = \begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} \\ J_{21} & J_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a & 0 \\ 0 & b \end{bmatrix}, \text{ et } j_{11} = J_{11}^{-1} = \frac{1}{a} \text{ et } j_{22} = J_{22}^{-1} = \frac{1}{b} .$$

Le produit $J_{11} J_{22}$ donne le déterminant de la matrice *Jacobienne*.

Sur l'élément de référence (Figure III.4), la fonction de forme bilinéaire (polynôme de Lagrange) est exprimée comme :

$$N_i(\xi, \eta) = \frac{1}{4} (1 + \xi_i \xi) (1 + \eta_i \eta) \quad ; \quad i = 1, 2, 3, 4$$

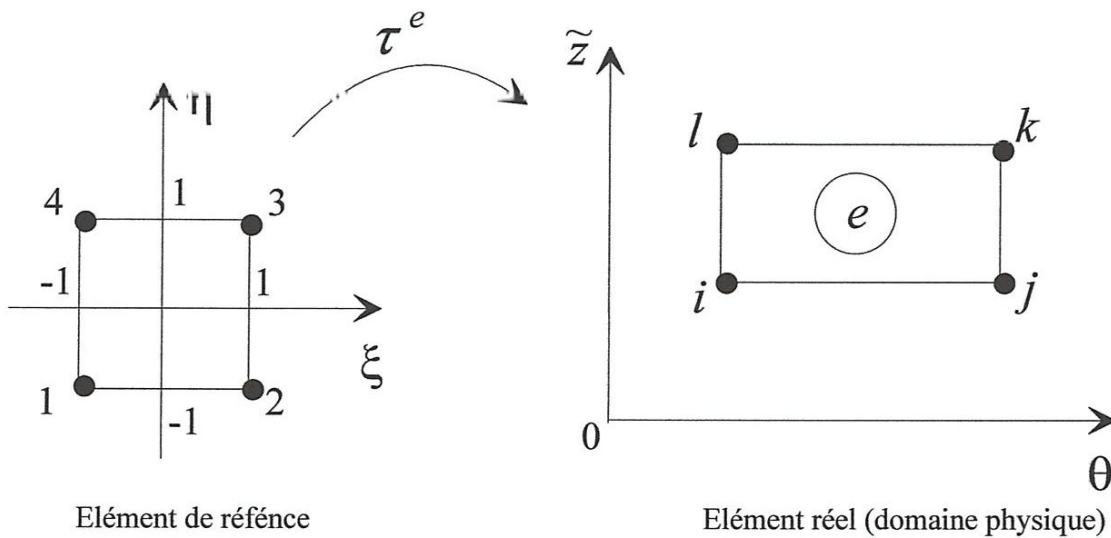


Fig. III.4 : Transformation géométrique

Où ξ et η sont les coordonnées locales d'un élément de référence. Les relations entre les coordonnées locales (ξ, η) et les coordonnées globales (θ, \tilde{z}) satisfaisaient (Figure. III.5)

$$\xi = \frac{2}{a} (\theta - \theta_c), \quad \eta = \frac{2}{b} (\tilde{z} - \tilde{z}_c)$$

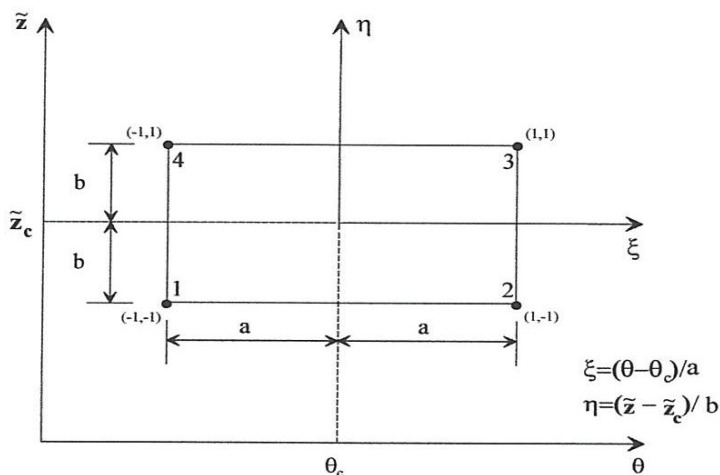


Fig. III.5 : Un élément rectangulaire montrant la relation entre les coordonnées locales et globales

Où $a = \Delta\theta/2$ et $b = \Delta z/2$ sont la longueur et la largeur d'un élément $D^{(e)}$ dans le domaine physique, respectivement, et (θ_c, \tilde{z}_c) est le centre géométrique de l'élément.

La pression aérodynamique statique et l'épaisseur du film lubrifiant statique

Dans un élément de référence sont approchés par $\tilde{p}_0^{(e)}(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) p_i$ et

$\tilde{h}_0^{(e)}(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) h_i$, respectivement.

Les coefficients $k_{e_{ij}}$ et f_{e_i} sont numériquement évalués dans l'élément de référence en utilisant la quadrature de Gauss-Legendre avec 2×2 points d'intégration comme le montre la figure (III.6)

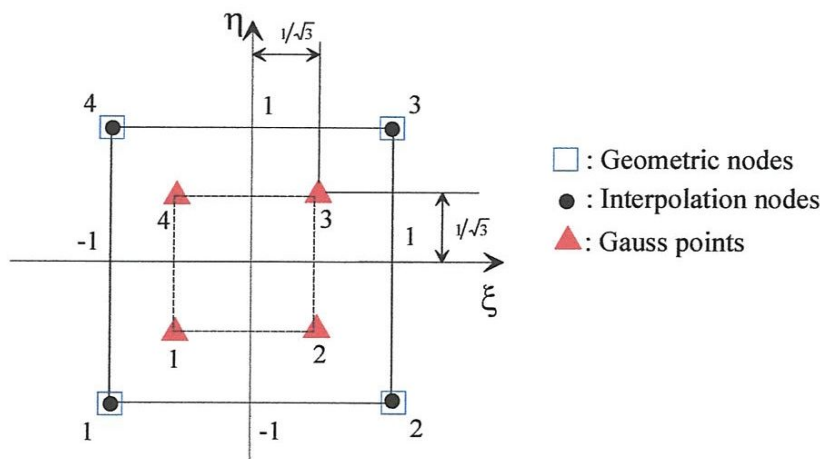


Fig. III.6 : Représentation des points d'intégration de Gauss dans un élément de référence isoparamétrique

Après l'assemblage des matrices élémentaires, l'approximation par éléments finis nous ramène au système non linéaire suivant :

$$\tilde{W} = \langle \delta P_0 \rangle \left([K(P_0)] \{P_0\} - \{F(P_0)\} \right) = 0 \quad (\text{III.11a})$$

$$\text{Ou : } [K(P_0)] \{P_0\} = \{F(P_0)\} \quad \forall \langle \delta P_0 \rangle \quad (\text{III.11b})$$

Où $[K] = A_{e \geq 1} [k_e]$ est la matrice de *fluidité globale*, $\{P_0\}$ est le vecteur de pression nodal dans le domaine (D) , et $\{F\} = A_{e \geq 1} \{f_e\}$ est un vecteur global qui rassemble les termes d'entraînement et d'écrasement figurant dans le second membre de l'équation de Reynolds d'ordre zéro, équation (III.3).

$A_{e \geq 1}$: étant l'opérateur d'assemblage.

L'intégration du champ de pression aérodynamique stationnaire sur le domaine d'un élément nous donne les composantes de la force adimensionnée :

$$\begin{Bmatrix} \tilde{F}_{\varepsilon_0} \\ \tilde{F}_{\phi_0} \end{Bmatrix} = 2 \sum_{n \geq 1} \iint_{\mathcal{D}^{(e)}} (\tilde{p}_0^{(e)} - 1) \begin{Bmatrix} \cos \theta^{(e)} \\ \sin \theta^{(e)} \end{Bmatrix} d\theta d\tilde{z} \quad (\text{III.12a})$$

Ou :

$$\begin{Bmatrix} \tilde{F}_{\varepsilon_0} \\ \tilde{F}_{\phi_0} \end{Bmatrix} = 2 \sum_{e \geq 1} \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 (\tilde{p}_0^{(e)} - 1) \begin{Bmatrix} \cos \theta^{(e)} \\ \sin \theta^{(e)} \end{Bmatrix} J_{11} J_{22} d\xi d\eta \quad (\text{III.12b})$$

$$\text{avec } \theta^{(e)} = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) \theta_i,$$

L'élément choisis pour la résolution du problème aérodynamique est l'élément quadrilatéral à 4 nœuds (Q4), cet élément est *isoparamétrique* pour lequel les nœuds géométriques et les nœuds d'interpolation sont identiques.

Les composantes de la force (équation. III.12.b) sont calculées par la quadrature de Gauss-Legendre avec 2×2 points d'intégration.

La capacité de charge et l'angle de calage statique sont déterminés en utilisant les relations suivantes :

$$\tilde{W}_0 = \left(\tilde{F}_{\varepsilon_0}^2 + \tilde{F}_{\phi_0}^2 \right)^{1/2} \quad (\text{III.13})$$

$$\phi_0 = \text{Tan}^{-1} \left(- \frac{\tilde{F}_{\phi_0}}{\tilde{F}_{\varepsilon_0}} \right) \quad (\text{III.14})$$

III.7. Schéma de résolution du problème d'interaction fluide-structure :

III.7.1. Algorithme de la méthode de substitution successive :

Dans le cas d'un palier compliant lubrifié avec un fluide qui est l'air, l'équation de Reynolds d'ordre est discrétisée par la méthode des éléments finis dans un domaine 2 dimensions. Le système d'équations algébriques obtenu après discrétisation est résolu à l'aide d'un processus itératif.

La solution du problème élasto-aérodynamique en régime stationnaire qui est considérée comme un problème d'interaction fluide-structure *fortement non linéaire* est obtenue par la méthode de *substitution successive*, cette méthode consiste à construire une série de solutions $\{P_0^{(0)}\}, \{P_0^{(1)}\}, \dots, \{P_0^{(k-1)}\}, \{P_0^{(k)}\}; \{P_0^{(k)}\}$, en résolvant à chaque itération le système d'équation linéaire suivant .

$$[K(P_0^{(k-1)})]\{P_0^{(k)}\} = \{F(P_0^{(k-1)})\} ; k=1, 2, \dots, k_{max} \quad (III.15)$$

On peut écrire ce système sous la forme d'un résidu $\{R^{(k)}\}$:

$$\begin{aligned} \{R^{(k)}\} &= \{R(P_0^{(k-1)})\} = \{F(P_0^{(k-1)})\} - [K(P_0^{(k-1)})]\{P_0^{(k-1)}\} \\ [K(P_0^{(k-1)})]\{\Delta P_0^{(k)}\} &= \{R^{(k)}\} \\ \{P_0^{(k)}\} &= \{P_0^{(k-1)}\} + \Omega_0 \{\Delta P_0^{(k)}\} \end{aligned} \quad (III.16)$$

Avec Ω_0 est le facteur de *relaxation* qui assure et accélère la convergence du processus itératif.

L'algorithme de résolution est comme suit :

1. Lecture des données du problème $\varepsilon_0, R, L, C, t_b, s, l, E, \sigma, \omega, p_a, \mu$, facteur de relaxation Ω_0 , critère de convergence ε_p et le nombre maximal d'itération k_{max}
2. Initialisation du nombre d'itération $k=0$, la norme $\|n\|$ à 1 et le vecteur nodal global qui contient l'estimé initial de la pression statique $\{P_0^{(k)}\}=1$.
3. Tant que $(\|n\| > \varepsilon_p)$ and $(k < k_{max})$, faire:
 - 3.1 Affecter $k \leftarrow k + 1$
 - 3.2 Calcul de l'épaisseur du film adimensionnée pour chaque élément en utilisant le maillage en éléments finis.
 - 3.3 Initialisation de la matrice globale $[K]$ et $\{F\}$ à 0
 - 3.4 Pour chaque élément, faire

- 3.4.1 Extraction du vecteur élémentaire $\{p_0^{(k-1)}\}$ du vecteur global $\{P_0^{(k-1)}\}$ au moyen de la table de connectivité
- 3.4.2 Calcul des matrices élémentaires $[k_e(p_0^{(k-1)})]$ et $\{f_e(p_0^{(k-1)})\}$ en utilisant la quadrature de *Gauss-Legendre*
- 3.4.3 Assemblage des $[k_e]$ en $[K]$, $\{f_e\}$ et en $\{F\}$
- 3.5 Construire les matrices réduites $[K_r]$ et $\{F_r\}$, en introduisant les conditions aux limites essentiels.
- 3.6 Résolution du système linéaire réduit $[K_r]\{P_{0r}^{(k)}\} = \{F_r\}$ pour le vecteur de pression global réduit $\{P_{0r}^{(k)}\}$ en utilisant la méthode de sur-relaxation successive (SOR) en prenant en considération les conditions aux limites.
- 3.7 Construction du vecteur de pression global $\{P_0^{(k)}\}$ à partir de $\{P_{0r}^{(k)}\}$ et les valeurs des conditions aux limites
- 3.8 Calculer $\{\Delta P_0^{(k)}\} = \{P_0^{(k)}\} - \{P_0^{(k-1)}\}$ et la norme relative minimisée $\{\Delta P_0^{(k)}\}$ c'est-à-dire

$$\|r\| = \frac{\sqrt{\langle \Delta P_0^{(k)} \rangle \langle \Delta P_0^{(k)} \rangle}}{\sqrt{\langle P_0^{(k)} \rangle \langle P_0^{(k)} \rangle}}$$
- 3.9 Actualisation du vecteur de pression global : $\{P_0^{(k)}\} = \{P_0^{(k-1)}\} + \Omega_0 \{\Delta P_0^{(k)}\}$
4. Fin de la boucle tant que
5. Calculer les forces d'équilibre statique et l'angle de calage statique.
6. Coder les nœuds dans lesquelles la pression est supérieure à la pression ambiante.

III.8. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons donné dans la première partie la formulation variationnelle de l'équation de Reynolds compressible par la méthode des éléments finis, le choix de cette méthode est dû à la robustesse sur les calculs et à la bonne convergence de cette dernière (rapidité et fiabilité).

Dans la deuxième partie, un aperçu rapide a été consacré pour la méthode de résolution du problème non linéaire, la méthode de substitution successive semble la mieux adaptée pour notre cas, car notre calcul est itératif et aussi le processus de convergence est délicat surtout à des forte excentricités.

The background features a large, light blue 'V' shape formed by two thin lines meeting at a point. Within the upper and lower arms of this 'V', there are clusters of overlapping circles. The circles are drawn with thin blue outlines and have a light blue gradient fill. The top cluster consists of four overlapping circles, the middle cluster has three, and the bottom cluster has four. The overall aesthetic is clean and modern.

Chapitre IV : Etude paramétrique

Chapitre IV : Etude paramétrique

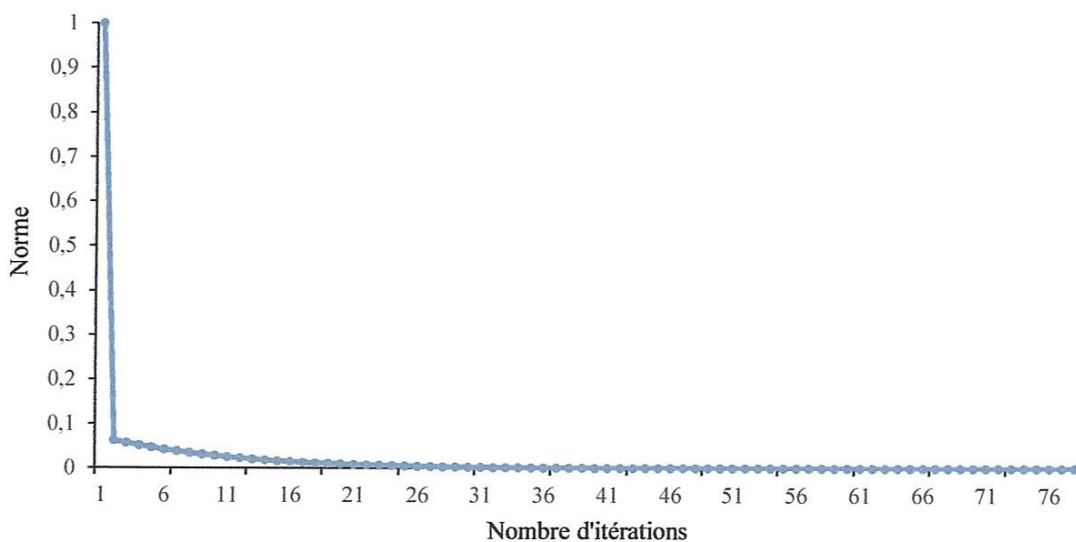
IV.1. Introduction

Basé sur l'analyse décrite précédemment, un code de calcul en langage évolué MS-Fortran a été développé pour transformer l'ensemble des équations décrites dans le chapitre précédent en un listing exécutable par le compilateur, on présente à travers ce chapitre les effets des déformations élastiques des feuilles dans le cas de fonctionnement en régime stationnaire et cela pour déterminer les performances de fonctionnement du palier qui sont : le champ de pression, le film lubrifiant aérodynamique, la portance et l'angle de calage statique.

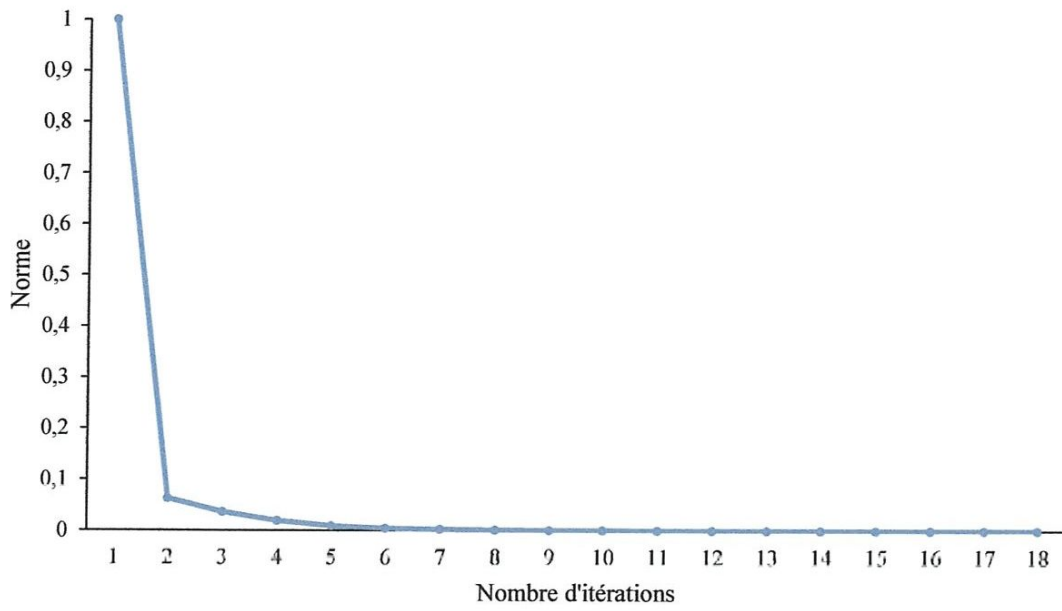
IV.2. La Norme :

La figure (IV.1) présente le processus itératif sur les calculs, on a tracé la norme commençant par une valeur égale à 1 en fonction du nombre d'itérations et cela pour différentes valeurs de facteur de sous relaxation ($\Omega_0=0.1$, $\Omega_0=0.5$, $\Omega_0=0.7$) pour une précision sur les calculs (test d'arrêt) égale à 10^{-5} .

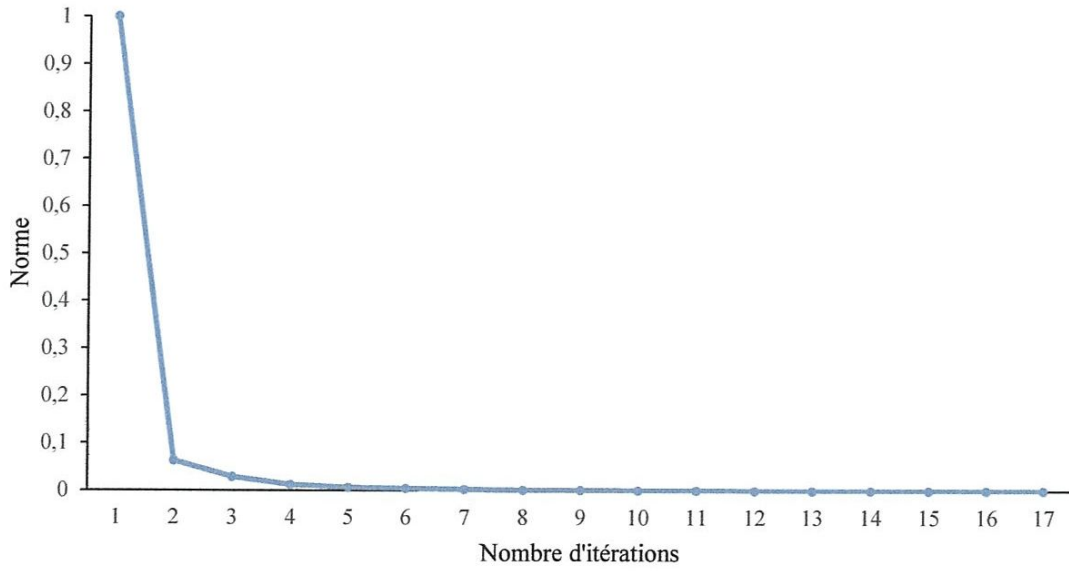
On observe que pour un $\Omega_0=0.1$, on a une convergence après 76 itérations, pour un $\Omega_0=0.5$, on a une convergence après 18 itérations et pour un $\Omega_0=0.7$, on a une convergence après 17 itérations, c.-à-d., que mieux le facteur de sous relaxation est grand et pour un maillage adéquat plus que le nombre d'itérations diminue.



a) $\Omega_0=0,1$



b) $\Omega_0=0,5$



c) $\Omega_0=0,7$

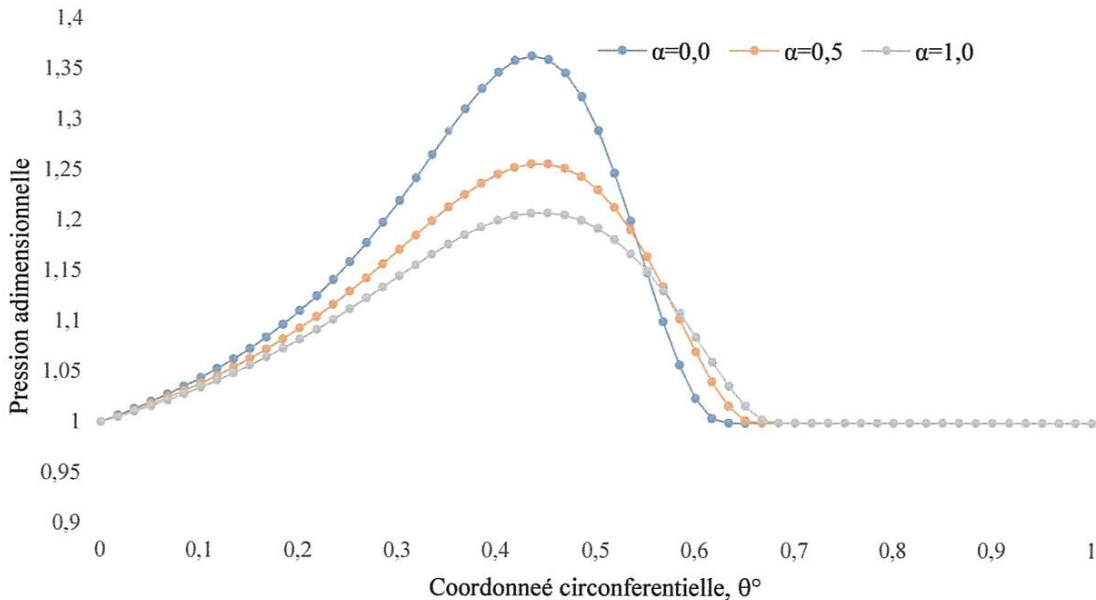
Fig. IV.1 : Processus itératif

IV.3. Effet du nombre de compliance sur la pression aérodynamique :

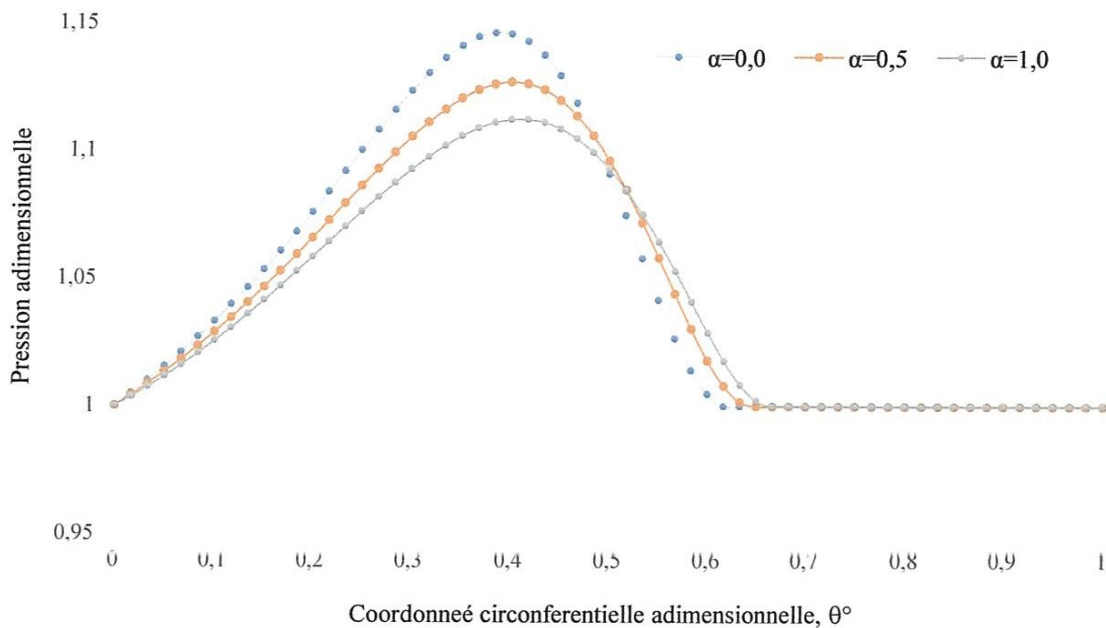
La figure (IV.2) montre le profil de la pression aérodynamique stationnaire en fonction de la coordonnée circonférentielle (θ°) dans le demi palier (section médiane) à deux valeurs de l'excentricité relative $\varepsilon_0=0.50$ (palier modérément chargé) et $\varepsilon_0=0.30$ (palier faiblement chargé) respectivement et à un nombre de compressibilité $\Lambda=1.07$, et cela pour trois valeurs du nombre de compliance α , ($\alpha=0.0$, $\alpha=0.5$, $\alpha=1.0$).

On observe que l'augmentation du nombre de compliance (élasticité des feuilles) produit une diminution de la distribution de la pression aérodynamique adimensionnelle le long de la direction circonférentielle du palier c.-à-d., une réduction importante du pic de pression, allant de ($\bar{P}_0 = 1.20, 1.25, 1.36$) pour des nombres de compliances ($\alpha = 1.0, 0.5, 0.0$) respectivement (Fig.IV.2.a), qui génère, par conséquent une diminution de la capacité de charge développée par le palier, c.-à-d., qu'on peut atteindre des vitesses importantes dans le cas compliant.

Il faut noter que, lors des calculs itérative, on a tronqué les dépressions ($\bar{P}_0 < 1$), car dans la littérature on élimine toujours les pressions au-dessous de la pression atmosphérique.



a) $\varepsilon=0.5$



b) $\varepsilon=0.3$

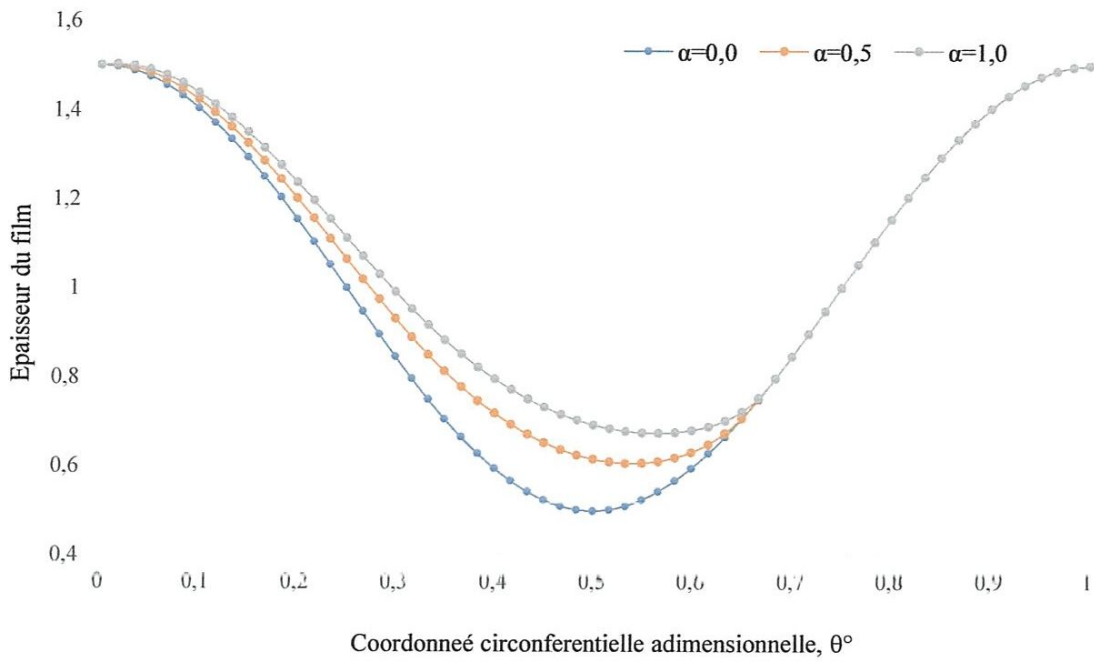
Fig. IV.2 : Variation de la pression adimensionnelle

IV.4. Effet du nombre de compliance sur l'épaisseur du film aérodynamique :

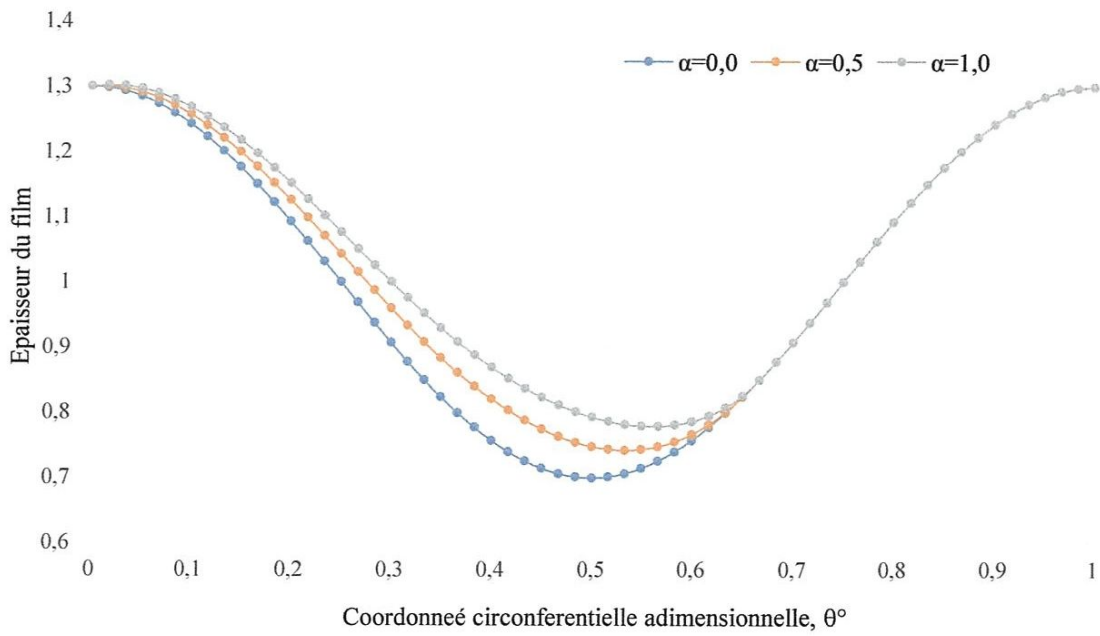
La figure (IV.3) montre le profil du film aérodynamique stationnaire en fonction de la coordonnée circonférentielle (θ°) dans le demi palier (section médiane) à deux valeurs de l'excentricité relative $\varepsilon_0=0.50$ (palier modérément chargé) et $\varepsilon_0=0.30$ (palier faiblement chargé) respectivement et à un nombre de compressibilité $\Lambda=1.07$, et cela pour trois valeurs du nombre de compliance α , ($\alpha=0.0$, $\alpha=0.5$, $\alpha=1.0$).

On observe que l'augmentation du nombre de compliance (élasticité des feuilles) produit une augmentation dans la distribution du film lubrifiant (air ambiant) le long de la direction circonférentielle du palier c.-à-d., une augmentation remarquable de l'épaisseur minimale du film à la coordonnées circonférentielle adimensionnelle allant de $\theta^\circ = 0.5$ jusqu'à $\theta^\circ = 0.6$.

Les valeurs du film correspondantes pour des nombres de compliances ($\alpha = 0.0, 0.5, 1.0$) sont ($\tilde{h}_0 = 0.50, 0.60, 0.67$) respectivement (Fig.b), cette augmentation de l'épaisseur assure par conséquent un bon fonctionnement du palier en toute sécurité (régime aérodynamique, pas de contact).



a) $\epsilon=0.5$



b) $\epsilon=0.3$

Fig. IV.3 : Variation de l'épaisseur du film

IV.5. Effet du nombre de compressibilité (vitesse de rotation) sur la pression et l'épaisseur du film aérodynamique :

Les figures (IV.4 et IV.5) montrent les profils de la pression et du film aérodynamique stationnaire en fonction de la coordonnée circonférentielle (θ°) dans le demi palier (section médiane), les calculs ont été effectués pour $\varepsilon = 0.5$, $\alpha = 0.5$, et différentes valeurs du nombre de compressibilité ($\Lambda = 0.62$, $\Lambda = 1.07$, $\Lambda = 1.26$) correspondant à des vitesses de rotations ($\omega = 22000$, $\omega = 38000$, $\omega = 45000$).

Pour le cas de la pression aérodynamique, on a constaté que l'augmentation du nombre de compressibilité (Λ) provoque une amélioration du champ de pression, c.-à-d., à des grandes vitesses de rotations et pour le même type de palier on peut atteindre des portances aérodynamiques nettement importantes que celles à des petites vitesses.

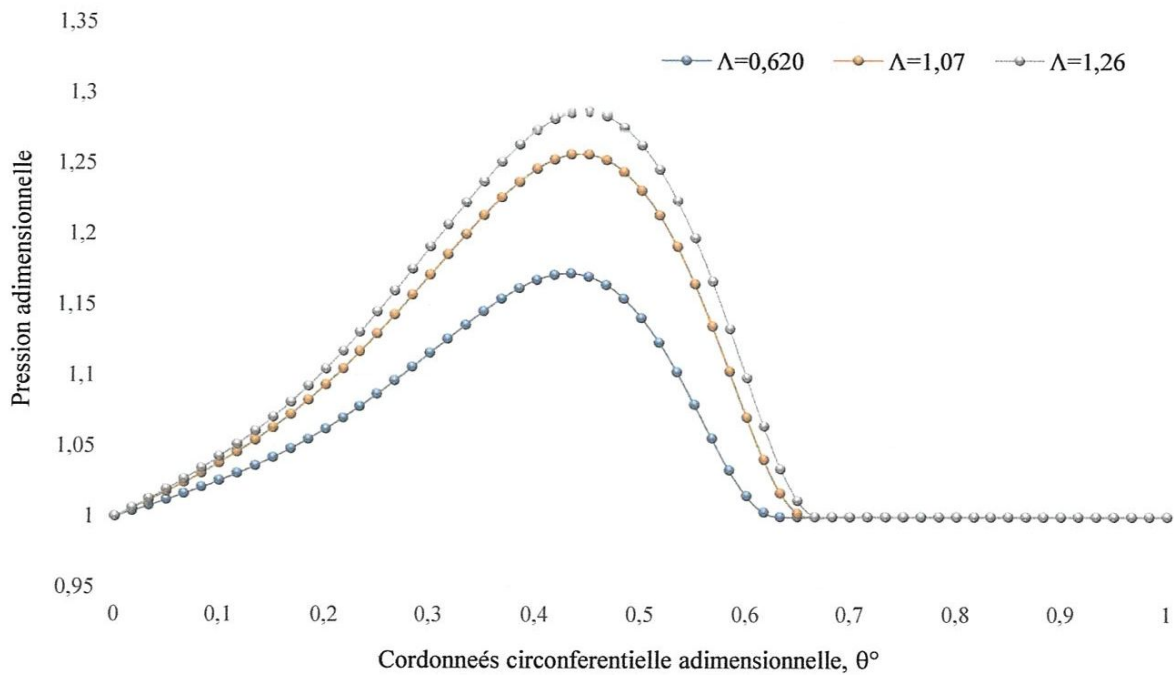


Fig. IV.4 : Variation de la pression adimensionnelle pour $\varepsilon = 0.5$, $\alpha = 0.5$

Même constatation a été enregistrée pour le cas de l'épaisseur du film lubrifiant, c.-à-d., que l'augmentation du nombre de compressibilité (Λ) augmente l'épaisseur minimal du film et cela pour les mêmes valeurs de $\varepsilon = 0.5$, $\alpha = 0.5$ (cas d'un palier compliant), et différentes valeurs du nombre de compressibilité ($\Lambda = 0.62$, $\Lambda = 1.07$, $\Lambda = 1.26$).

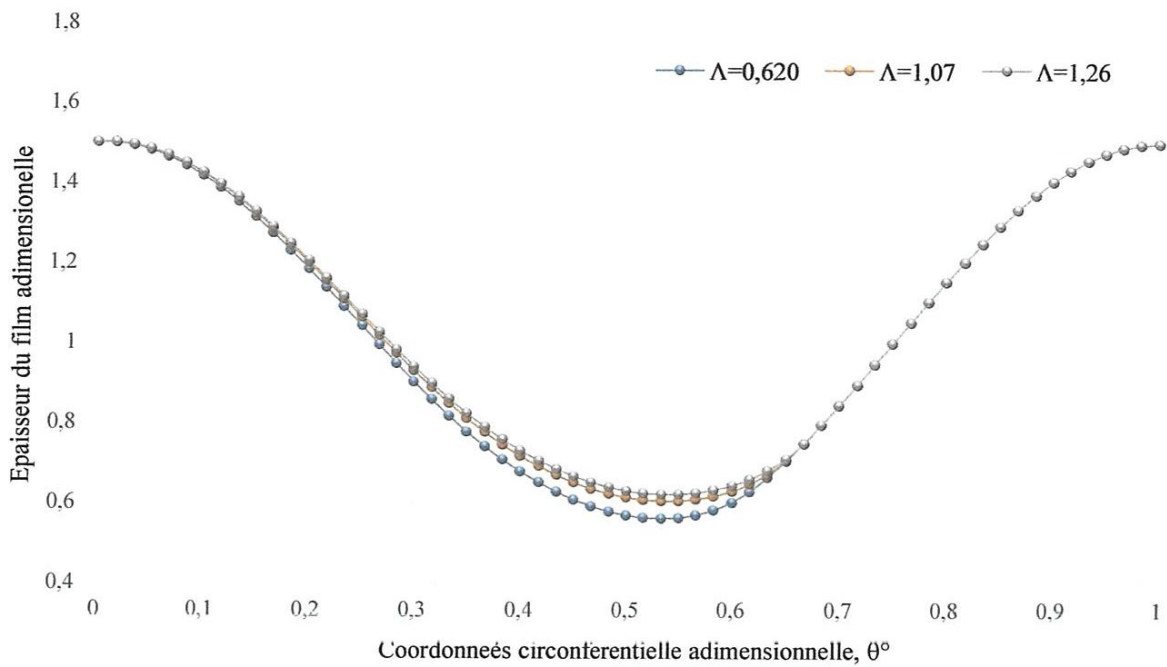


Fig. IV.5 : Variation de l'épaisseur du film pour $\varepsilon = 0.5$, $\alpha = 0.5$

IV.6. Etude de la portance aérodynamique :

a) La portance aérodynamique \tilde{W} en fonction de l'excentricité ε :

Tableau IV.1 les valeurs de la portance aérodynamique \tilde{W} , angle de calage ϕ° et du pic de pression maximale \tilde{P}_{max} pour des valeurs du nombre de compliance $\alpha = 0.0$, $\alpha = 0.5$, $\alpha = 1.0$ en fonction de l'excentricité relative ε

$\varepsilon \backslash$	$\alpha=0.0$			$\alpha=0.5$			$\alpha=1.0$		
	\tilde{W}	ϕ°	\tilde{P}_{max}	\tilde{W}	ϕ°	\tilde{P}_{max}	\tilde{W}	ϕ°	\tilde{P}_{max}
$\varepsilon=0.1$	0.02	74.03	1.02	0.02	71.05	1.02	0.02	68.24	1.02
$\varepsilon=0.2$	0.05	67.54	1.04	0.05	64.37	1.04	0.04	61.54	1.04
$\varepsilon=0.3$	0.08	61.18	1.08	0.08	57.78	1.07	0.07	55.04	1.07
$\varepsilon=0.4$	0.13	54.59	1.13	0.12	51.08	1.11	0.14	48.57	1.10
$\varepsilon=0.5$	0.19	47.62	1.21	0.17	44.24	1.17	0.15	42.27	1.14
$\varepsilon=0.6$	0.29	40.14	1.34	0.24	37.52	1.23	0.20	36.34	1.19
$\varepsilon=0.7$	0.47	32.07	1.58	0.32	31.23	1.32	0.26	30.97	1.24
$\varepsilon=0.8$	0.82	23.45	2.11	0.43	25.63	1.41	0.34	26.26	1.30
$\varepsilon=0.9$	1.77	14.30	3.72	0.56	20.88	1.52	0.41	22.28	1.36

Sur le tableau (IV.1) on a présenté les résultats en valeurs numériques de la portance aérodynamique, angle de calage et du pic de pression maximale pour des valeurs du nombre de compressibilité $\alpha = 0.0$, $\alpha = 0.5$, $\alpha = 1.0$ en fonction de l'excentricité relative allant de $\varepsilon=0.1$ (palier faiblement chargé) à $\varepsilon=0.9$ (palier fortement chargé) et une vitesse de rotation $\omega = 22000rpm$.

On remarque que le pic de pression et la portance aérodynamique tous les deux augmentent avec l'augmentation de l'excentricité relative de fonctionnement (ε) et cela pour les trois valeurs de (α), par contre, l'angle de calage présente un aspect inverse, c.-à-d., que ce dernier diminue avec l'augmentation de (ε).

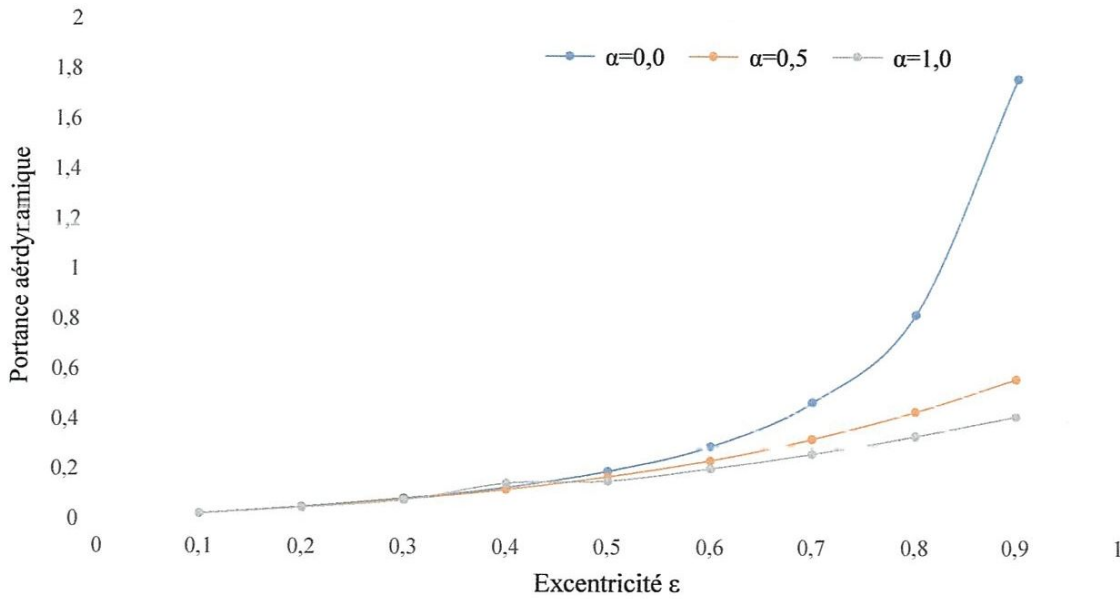


Fig. IV.6 : Variation de la portance en fonction de l'excentricité pour $\Lambda=0.62$

Sur la figure (IV.6) on a présenté la variation de la portance aérodynamique \tilde{W} en fonction de l'excentricité relative (ε) pour un nombre de compressibilité $\Lambda=0.62$ ($\omega = 22000$), les valeurs des trois tracés sont mentionnés sur le tableau (IV.1) et à un nombre de compressibilité $\alpha = 0.0$ (palier rigide), $\alpha = 0.5$, $\alpha = 1.0$ (palier compliant).

b) La portance aérodynamique \tilde{W} en fonction de la vitesse de rotation :

Dans le tableau (IV.2) on a présenté les résultats en valeurs numériques de la portance aérodynamique adimensionnelle pour des valeurs du nombre de compressibilité $\alpha = 0.0$, $\alpha = 0.5$, $\alpha = 1.0$ en fonction de nombre de compressibilité allant de $\Lambda=0.42$ à $\Lambda=1.26$ qui correspond à des vitesses de rotations $\omega = 15000 \sim 45000 rpm$.

On remarque que la portance aérodynamique augmente avec l'augmentation du nombre de compressibilité (vitesse de rotation), en plus, pour une valeur de nombre de compressibilité

donnée on observe que la charge portante diminue avec l'amélioration du nombre de compliance α ($\alpha = 0.0, \alpha = 0.5, \alpha = 1.0$).

Tableau IV.2 La portance aérodynamique \tilde{W} , pour des valeurs du nombre de compliance $\alpha = 0.0, \alpha = 0.5, \alpha = 1.0$ en fonction de la vitesse de rotation (nombre de compressibilité)

ω	Λ	\tilde{W}		
		$\alpha=0.0$	$\alpha=0.5$	$\alpha=1.0$
15000	0.42	0.19625	0.1836	0.1711
18000	0.50	0.2340	0.2147	0.1972
21000	0.59	0.2711	0.2438	0.2212
24000	0.67	0.3074	0.2713	0.2433
27000	0.76	0.3430	0.2971	0.2637
30000	0.84	0.3778	0.3215	0.2827
33000	0.93	0.4117	0.3445	0.3003
36000	1.01	0.4449	0.3663	0.3168
39000	1.10	0.4773	0.3869	0.3322
42000	1.18	0.5090	0.4065	0.3467
45000	1.26	0.5399	0.4251	0.3602

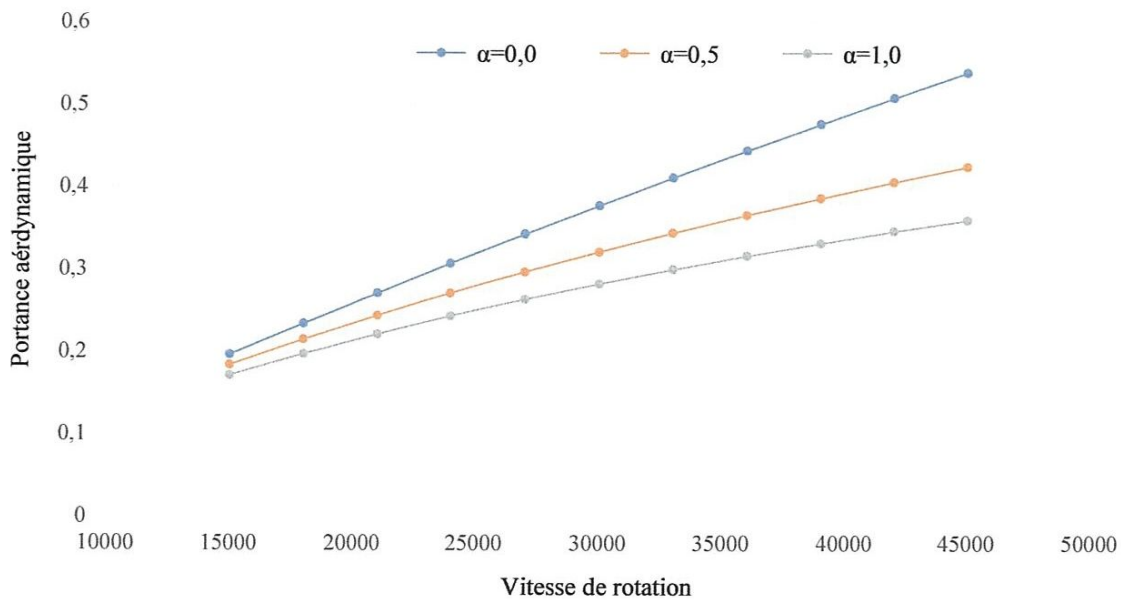


Fig. IV.7 : Variation de la portance en fonction de la vitesse de rotation pour $\varepsilon=0,5$

Les courbes sur la figure (IV.7) représentent la variation de la portance aérodynamique \tilde{W} en fonction de la vitesse de rotation (ω) pour une excentricité $\varepsilon=0,5$ et pour des valeurs du nombre de compliance $\alpha = 0.0, \alpha = 0.5, \alpha = 1.0$

On observe que la portance aérodynamique augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation, par exemple, pour une vitesse de rotation fixée à $\omega = 24000$ rpm la portance adimensionnelle diminue de $\tilde{W} = 0.30$ pour $\alpha=0$ (palier rigide) vers une valeur de $\tilde{W} = 0.24$ pour $\alpha=1.0$ (palier compliant), c.-à-d. elle diminue avec l'augmentation du nombre de compliance, même constatation a été enregistrée concernant la distribution du champ de pression.

IV.7. Présentation en 3D de la distribution de pression et l'épaisseur du film lubrifiant :

Sur la figure (IV.8) le profil de la pression aérodynamique stationnaire et l'épaisseur du film correspondante dans le demi-palier développé pour quatre cas comparables deux à deux.

Dans la première comparaison on a fait varier le nombre de compliance α , pour les deux cas, palier rigide ($\alpha = 0.0$) et déformable ($\alpha = 0.5$), avec le maintien des valeurs de ($\varepsilon = 0.7$) et du nombre de compressibilité $\Lambda = 0.62$.

On voit bien claire que la distribution de la pression aérodynamique adimensionnelle (\tilde{P}) dans le cas d'un palier compliant est moins importante que celle du palier rigide, avec l'augmentation dans l'épaisseur minimale du film lubrifiant dans le cas compliant.

Dans la deuxième comparaison on a fait varier le nombre de compliance α , ($\alpha = 0.0$ et $\alpha = 0.5$), avec le maintien de la valeur de ($\varepsilon = 0.7$) cette fois ci on a pris le nombre de compressibilité $\Lambda = 1.07$.

Même observation enregistrée dans le premier cas, c.-à-d., on a constaté que l'effet de l'élasticité (compliance) des feuilles produit une propagation de la distribution de la pression dans la direction circonférentielle du demi palier avec une diminution du pic de pression qui produit par conséquence une diminution de la capacité de charge développée par le palier.

L'augmentation de l'épaisseur minimale du film aérodynamique dans la région étroite du palier développé explique bien la diminution du champ de pression, c.-à-d., l'élasticité des feuilles joue un rôle d'amortissement de pression (absorption de l'énergie développée par la rotation du rotor).

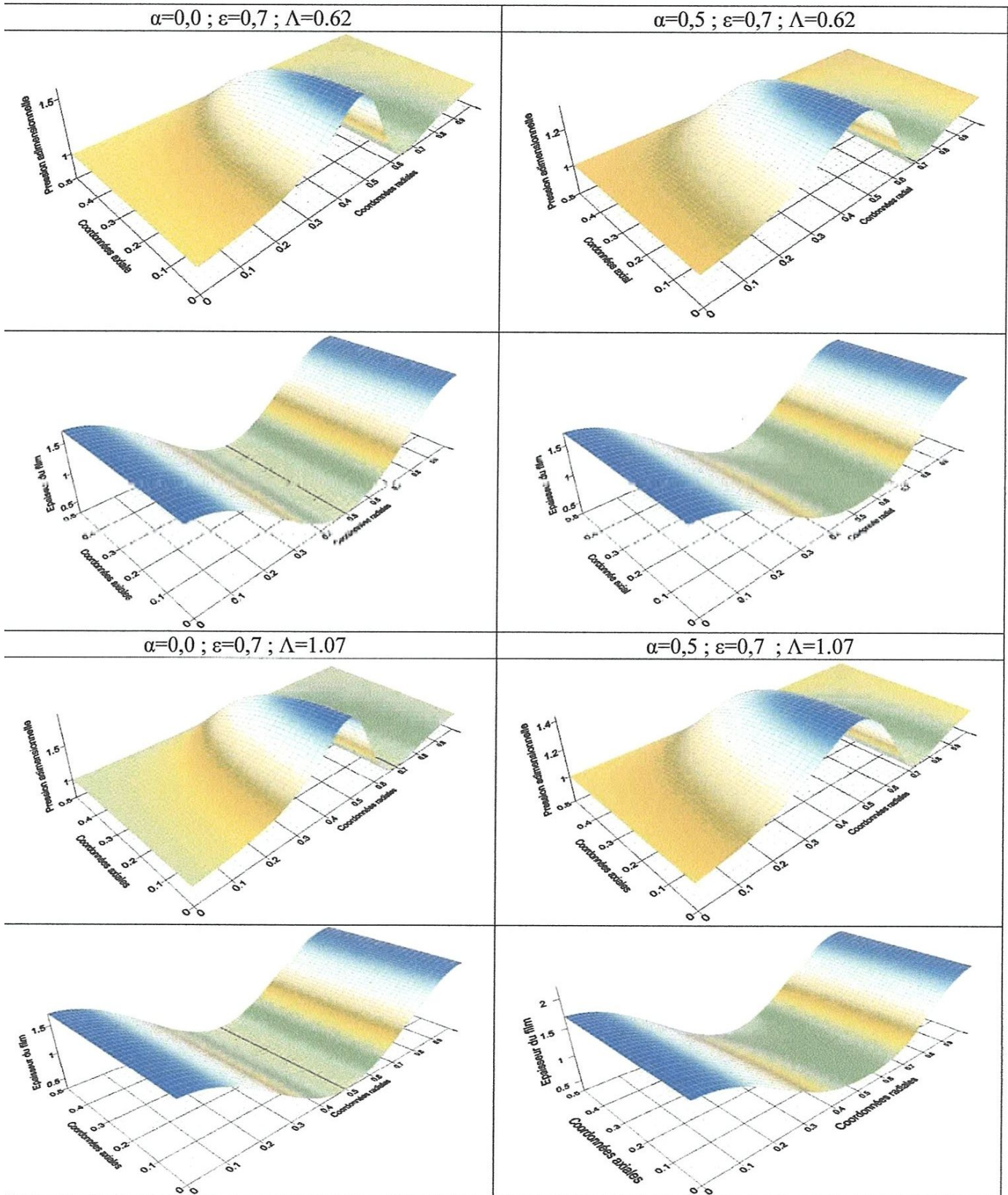


Fig.IV.8. : Surfaces en 3D du champ de la pression et l'épaisseur du film

IV.8. La distribution du champ de vitesse 2D:

La figure (IV.9) représente la distribution du champ de vitesse en deux dimensions sur le demi palier pour un nombre de compliance $\alpha=0$ (palier indéformable), et une excentricité relative de fonctionnement $\varepsilon=0.8$ et une vitesse de rotation $\omega=45000 \text{ rpm}$.

On remarque l'existence de deux zones :

- Première zone, présentée sur la figure (IV.9) par des flèches de couleur rouge dirigés vers l'extérieure du palier, appelée aussi zone de refoulement de l'air là où la pression aérodynamique est supérieure à la pression atmosphérique ($\tilde{P} > P_{atm}$).
- Deuxième zone, présentée par des flèches de couleur bleu dirigés vers l'intérieure du palier (renversement du sens des flèches), dans cette zone s'effectue la compensation de l'air perdu dans la première zone (aspiration de l'air, la pression aérodynamique est inférieure à la pression atmosphérique ($\tilde{P} < P_{atm}$)), ce qui confirme la présentation graphique du champ de pression en 3D illustrée précédemment (équation de continuité).

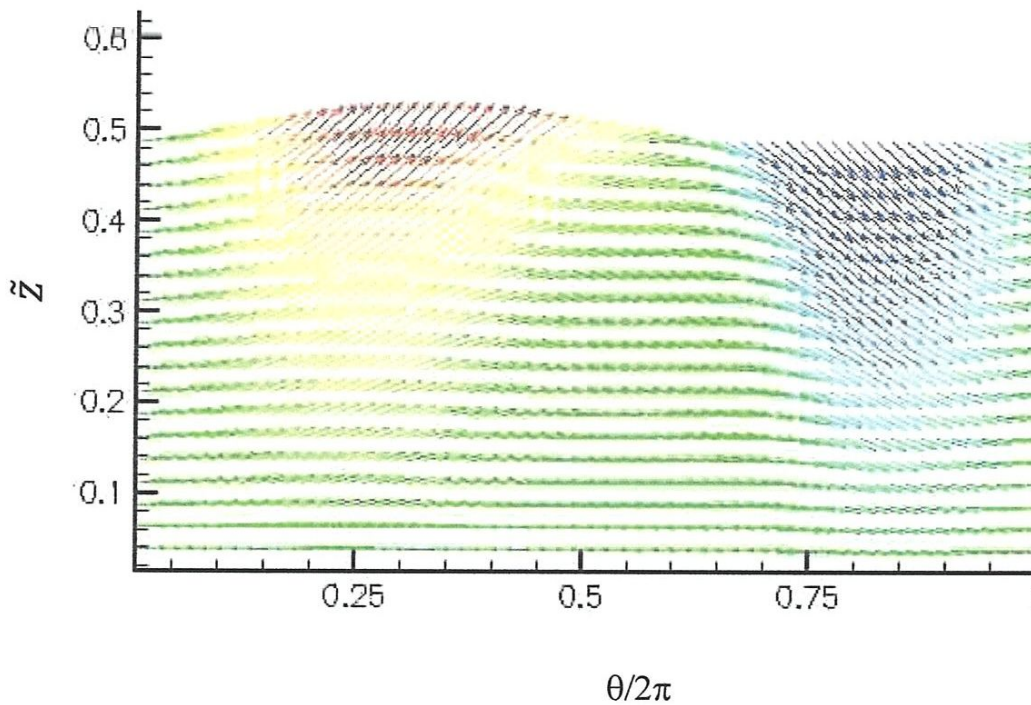


Fig. IV.9 : Champ de vitesse pour $\alpha=0.0$, $\varepsilon=0.8$, $\omega=45000\text{rpm}$

IV.9. Etude de l'angle de calage :

a) Effet du nombre de compressibilité sur l'angle de calage :

La figure (IV.10) représente la variation de l'angle de calage en fonction de l'excentricité relative de fonctionnement ε pour deux valeurs du nombre de compressibilité Λ (0.62 et 1.07) respectivement pour le cas d'un palier compliant ($\alpha = 1.0$), on remarque que l'angle de calage prend des valeurs supérieures dans le cas où le palier tourne à des vitesses élevées, ce qui confirme les résultats obtenus précédemment, c.-à-d., l'amélioration de la portance aérodynamique à des grandes vitesses.

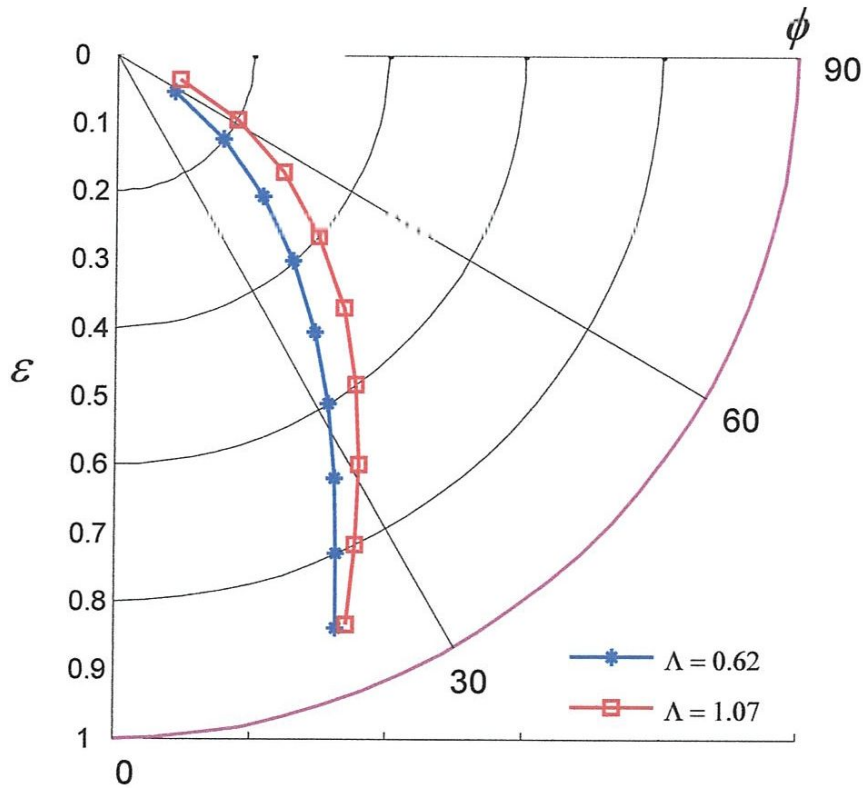


Fig. IV.10 : Variation de l'angle de calage en fonction de l'excentricité relative pour $\Lambda=0.62$ et $\Lambda=1.07$

b) Effet de la compliance des feuilles sur l'angle de calage :

La figure (IV.11) représente la variation de l'angle de calage en fonction de l'excentricité relative de fonctionnement ε pour trois valeurs du nombre de compliance α ($\alpha = 0.0$, $\alpha = 0.5$, $\alpha = 1.0$) pour une vitesse de rotation ($\omega = 22000$ rpm) qui correspond à $\Lambda=0.62$, on remarque que pour des faibles excentricités les valeurs de l'angle de calage sont inférieures pour le cas d'un palier compliant ($\alpha = 1.0$), au-delà d'une excentricité ($\varepsilon = 0.71$) on constate un renversement de l'aspect de l'angle de calage, c.-à-d., le cas du palier compliant ($\alpha = 1.0$) devient supérieure.

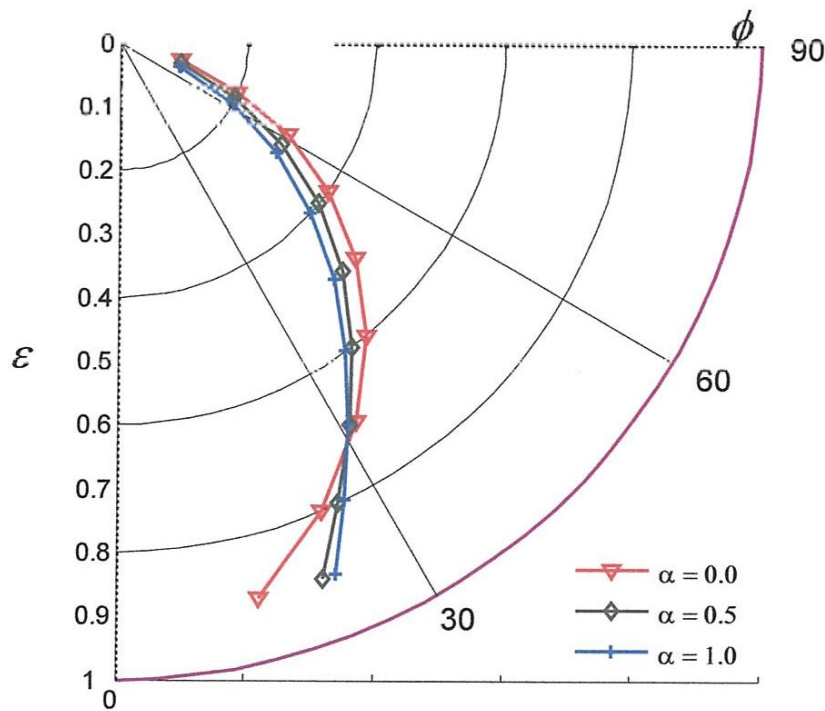


Fig. IV.11 : Variation de l'angle de calage en fonction de l'excentricité relative pour $\alpha=0.0$, $\alpha=0.5$, $\alpha=1.0$

IV.10. Conclusion :

Ce chapitre a été consacré à l'étude paramétrique afin de mettre en évidence les effets des différents paramètres tels que, le nombre de compressibilité, le facteur de compliance et l'excentricité relative sur les performances stationnaires du palier aérodynamique, à savoir le champ de pression aérodynamique, la géométrie du film lubrifiant, la portance aérodynamique et l'angle de calage.

Conclusion Générale

Nous nous sommes intéressés à l'étude des paliers aérodynamiques à feuilles à géométrie rigide et déformable (compliante) soumis à un chargement statique dont l'objectif était de développer un programme de simulation pour la prédiction du comportement statique de ce type de paliers.

La méthode des éléments finis est employée pour la formulation de l'équation de Reynolds, la résolution de cette dernière est effectuée par la méthode de substitution successive qui est une méthode itérative robuste et fiable à la fois.

Les résultats obtenus par le programme de calcul développé ont montré que la prise en considération de l'élasticité des feuilles entraîne :

- Une augmentation de l'épaisseur minimale du film.
- Une diminution du pic de pression due à l'augmentation de l'épaisseur du film.
- Une augmentation dans l'angle de calage statique.
- Une augmentation de la portance aérodynamique.

Références bibliographiques

- [1] Hirn G., 1854, Sur les principaux phénomènes qui présentent les frottements médiats, *Bulletins Société Industrielle de Mulhouse*, 26, 188-277.
- [2] Reynolds O., 1886, On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil, *Philosophical Transactions of the Royal Society*, 177, 157-234.
- [3] Ausman J. S., 1959, Theory and design of self-acting gas-lubricated journal bearings including misalignment effect, *Proceedings, First International Symposium on Gas-Lubricated Bearings*, U. S. Government Printing Office, ACR-49, 161-192.
- [4] Lund J. W., 1968, Calculation of stiffness and damping properties of gas bearings, *ASME J. Lubrication Technology*, 90, 793-803.
- [5] Heshmat H., Walowit J. A., Pinkus O., 1983, Analysis of gas-lubricated compliant foil journal bearings, *Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME*, Vol. 105, 647-655.
- [6] Peng J. P., Carpino M., 1993, Calculation of stiffness and damping coefficients for elastically supported gas foil bearings, *Journal of Tribology, Trans. of the ASME*, Vol. 115, 20-27.
- [7] Matta P., 2009, Analyse expérimentale des paliers aérodynamiques, Thèse de Doctorat, Poitiers University, France.
- [8] P. STEPHAN, I. IORDANOFF, « Butées et paliers aérodynamiques », *Techniques de L'Ingénieur, traité Génie Mécanique*, vol B5335, Paris, 1996.
- [9] C. HERBELOT, « Comportement stationnaire ou dynamique de paliers aérodynamiques à feuilles », Thèse présentée à l'université Paul Sabatier de Toulouse, Spécialité génie mécanique, Janvier 1995.
- [10] HERBELOT (C.). – Comportement stationnaire ou dynamique de paliers aérodynamiques à feuilles. Thèse, Université Paul Sabatier, Toulouse (1995).
- [11] C. DELLACORTE, J. A. FELLESTEIN, P. A. BENOY, « Evaluation of Advanced Solid Lubricant Coatings for Foil Air Bearings Operating at 25° and 500°C », *Tribology Transactions*, 1999, vol 42, pages 338-342.
- [12] J.-P. PENG, M. CARPINO, « Coulomb Friction Damping Effects in Elastically Supported Gas Foil Bearings », *Tribology Transactions*, 1994, vol 37, pages 91-98
- [13] C. DELLACORTE, « A New Foil Air Bearing Test Rig for Use to 700°C and 70,000 rpm », *Tribology Transactions*, 1998, vol 41, pages 335-340.
- [14] C. DELLACORTE, J. A. LASKOWSKI, « Tribological Evaluation of PS300 : A New Chrome Oxide-Based Solid Lubricant Coating Sliding Against Al₂O₃ from 25° to 650°C », *Tribology Transactions*, 1997, vol 40, pages 163-167.
- [15] C. A. HESHMAT, H. HESHMAT, « An Analysis of Gas-Lubricated, Multileaf Foil Journal Bearings With Backing Springs », *Journal of Tribology*, juillet 1995, vol 117, pages 437-443.
- [16] S. A. HOWARD, C. DELLACORTE, M. J. VALCO, J. M. PRAHL, H. HESHMAT, « Dynamic Stiffness and Damping Characteristics of a High-Temperature Air Foil Journal Bearing », *Tribology Transactions*, 2001, vol 44, n°4, pages 657-663.