

M/331.649

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



Mémoire de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme de Master

Option : Maintenance Industrielle

Présenté par : Brahmia Tariq

=====
Etude par elements finis des paliers
aérodynamiques
=====

Sous la Direction de :

Dr. DR. BENSOUILAH H.

Année universitaire 2012/2013

13/2908

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Remerciement

Nous remercions ALLAH le miséricordieux le tout puissant de nous avoir éclairé le chemin du savoir et de nous avoir armé de foi, de patience et de force afin d'élaborer ce travail.

Nous tenons à exprimer nos profonds remerciements au DR, BENSOUILAH .H, nous le remercions chaleureusement pour sa confiance, ses conseils précieux et pour le temps qu'il nous a accordé malgré ses obligations. Nous le remercions également pour sa rigueur, sa bonne humeur, sa sympathie et sa modestie.

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail Et de l'enrichir par leurs propositions..

*Nous remercions sincèrement aussi l'ensemble des enseignants de
Département de Génie Mécanique
Université du 8 mai 1945 – Guelma*

Un grand merci aussi à tous les membres de nos familles que nous ont soutenus et encouragés pour poursuivre nos études et réaliser ce travail.

Nous espérons n'avoir oublié personne, si c'est le cas je m'en excuse par avance.

Sommaire

✚ Introduction générale	4
✚ <u>Chapitre I:</u>	
➤ Etat de l'art.....	7
• I.1.) Introduction	7
• I.2.) Les mesures Rotor-dynamiques	10
• I.3.) Conclusion	10
✚ <u>Chapitre II:</u>	
❖ II.1. Introduction.....	12
❖ II.2. Les paliers aérodynamiques.....	13
➤ II.2.1. Les profils indéformables.....	14
• II.2.1.1.) Les paliers circulaires	14
• II.2.1.2.) Les paliers à lobes discontinus	16
• II.2.1.3.) Les paliers à patins oscillants.....	17
➤ II.2.2 Les profils déformables	18
• II.2.2.1.) Les paliers à patins rigides.....	18
• II.2.2.2.) Les paliers à feuilles.....	19
▪ II.2.2.2.a. La technologie Garrett.....	20
▪ II.2.2.2.b. La technologie MITI.....	20
➤ II.2.3 Etude de la technologie la plus prometteuse	21
• II.2.3.1.) Profils de paliers	22
▪ II.2.3.1.a Architecture et géométrie.....	22
▪ II.2.3.1.b Matériaux et revêtements.....	23

➤ II.2.4. Performances	24
• II.2.4.1.) Caractéristiques statiques	24
• II.2.4.2.) Caractéristiques dynamiques.....	25
• II.2.4.3.) Arrêts – démarrages	27
➤ II.2.5. Quelques problèmes d’application des paliers à air	28
• II.2.5.1.) Intégration dans une machine.....	29
• II.2.5.2.) Fabrication des paliers.....	31
➤ II.3. Conclusion	32
✚ CHAPITRE III:	
➤ III.1 Introduction	34
➤ III.2. Les lois générales de la lubrification aérodynamique par un fluide newtonien et compressible	34
➤ III.3. Application à un palier aérodynamique	37
• <i>III.3.a.)</i> Hypothèses liées à la géométrie du palier	37
• <i>III.3.b.)</i> Hypothèses liées au fluide lubrifiant	38
• <i>III.3.c.)</i> Hypothèses générales.....	38
➤ III.4. Dérivation de l’équation de Reynolds pour un fluide newtonien et compressible	38
➤ III.5. Equation géométrique du film aérodynamique	42
➤ III.6. Performances statiques du palier	44
• III. 6. 1.) Composantes de la portance aérodynamique.....	44
• III. 6. 2.) Angle de calage	45
➤ III 7. Conclusion	45

✚ CHAPITRE IV:

➤ **IV.1. Introduction..... 47**

➤ **IV.2 . Equation générale du film en régime stationnaire 49**

➤ **IV.3. Equations de Reynolds d'ordre zéro..... 50**

➤ **IV.4.Traitement numérique de l'équation de Reynolds dans le cas stationnaire.....50**

➤ **IV.5. Solution de l'équation de Reynolds d'ordre zéro..... 51**

➤ **IV.6. Approximation des formes intégrales par éléments finis.....51**

- **IV.6.1.) Principe de la méthode des éléments finis 51**

➤ **IV.7. Schéma de résolution du problème d'interaction fluide-structure56**

- **IV.7.1.) Algorithme de la méthode de substitution successive.....56**

➤ **IV.8. Résultats discussion58**

- **IV.8.1.) Validation 58**
- **IV.8. 2.) Etude de l'effet de la compliance des feuilles sur l'angle de calage.....67**
- **IV.8.3.) Etude de l'effet de la compliance des feuilles sur la portance aérodynamique68**

➤ **IV.9. Conclusion 71**

✚ **Conclusion générale.....72**

Introduction Générale

De tout temps, un des soucis du concepteur de 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 à 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.

Nous allons présenter une étude des principales avancées scientifiques et technologiques réalisées dans le domaine des paliers aérodynamiques radiaux depuis les années 60.

C'est en effet à cette époque que l'utilisation des paliers aérodynamiques pour le guidage des arbres dans les machines tournantes a progressivement été mise en place

Les paliers aérodynamiques se divisent en deux grandes familles :

- les paliers à géométrie indéformable,
- les paliers à géométrie déformable.

Les premiers paliers à gaz utilisés dans des systèmes mécaniques furent des paliers à géométrie indéformable (compliant).

Pour mémoire, rappelons les principaux avantages par rapport à l'utilisation de paliers à roulement ou lubrifiés à l'aide d'un fluide incompressible :

- faible frottement, faible dissipation d'énergie, d'où la possibilité de fonctionner à de grandes vitesses de rotation
- lubrification sans apport extérieur, le lubrifiant est directement prélevé dans le milieu
- fiabilité élevée, le mécanisme fonctionnant à lubrifiant perdu les propriétés de celui-ci sont invariantes dans le temps, en fonctionnement l'usure est quasi inexistante.
- lubrifiant non limité en température.

Toutefois, les paliers aérodynamiques possèdent un certain nombre de limitations dont la prise en compte est indispensable pour leur conception :

- faible capacité de charge portante,
- problème d'instabilités des dispositifs,
- problème technologique de mise en œuvre : précision d'usinage, choix des matériaux en considérant leur qualité de frottement et leur stabilité dimensionnelle ; qualité de l'air utilisé

L'ensemble de ces raisons explique que ce mode de lubrification fut surtout utilisé, au départ, dans des systèmes inertiels de guidage (très hautes vitesses de rotation et faibles charges), dans des machines assurant la circulation des gaz de refroidissements des centrales nucléaires (maintenance difficile, température et radioactivité) ainsi que dans les machines cryogéniques c'est-à-dire à des températures très basses.

L'étude résumée dans ce mémoire représente une étape vers une meilleure connaissance théorique des caractéristiques statiques des paliers à feuilles fonctionnant en régime aérodynamique lubrifiés par un newtonien et compressible.

Le mémoire présentant ce travail comporte quatre chapitres :

Nous présenterons, dans le premier chapitre les travaux de recherche antérieurs effectués sur les paliers à gaz pour nous permettre de situer notre contribution par rapport à l'état de l'état.

Le deuxième chapitre complète le premier chapitre en citant une étude bibliographique dont le but d'avoir une vision générale sur les différents types de paliers ou supports utilisés pour le guidage en rotation des lignes d'arbre de machines tournantes, nous nous intéressons plus particulièrement aux paliers aérodynamiques à profil déformable et profil indéformable.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation des équations générales décrivant la théorie de la lubrification aérodynamique issues des lois fondamentales de la mécanique des milieux continus.

Le quatrième chapitre est réservé à la résolution numérique de l'équation de Reynolds compressible dérivée dans le chapitre précédent et écrite pour un palier de longueur finie au moyen de l'approche bidimensionnelle (2-D) où le milieu fluide est discrétisé par la méthode des éléments finis. L'équation stationnaire de Reynolds (d'ordre zéro) est résolue par la MEF à l'aide d'un processus itératif avec un facteur de relaxation en vue d'assurer une convergence rapide et sûre.

Chapitre I

Etat de l'art

Etat de l'art

I.1. Introduction

Les paliers aérodynamiques à feuilles se distinguent des paliers aérodynamique à profil rigide de leurs vitesse opérationnelle très élevée, de leurs caractéristiques de stabilité et l'endurance à des températures très élevées utilisant des lubrifiants solides (ou déformables).

Nous présentons dans ce chapitre, une étude bibliographique sur les travaux qui ont été effectués et les principales ressources qui s'intéressent à l'analyse théorique des paliers aérodynamiques afin de développer une synthèse pour déterminer les caractéristiques dynamiques de ce type de palier.

On doit préciser que Hirn en 1854 [1] a été le premier a proposé 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 faits 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.

A une excentricité fixe, il a été montré que le nombre de compressibilité limite la capacité de charge, et réduit l'angle de calage de 90° à des faibles nombres de compressibilités jusqu'à la valeur 0° quand le nombre de compressibilité devient important. L'auteur a également donné l'effet du mésalignement qui a été numériquement calculé.

Les performances statiques d'un palier de longueur finie lubrifié par l'air a été numériquement calculé par Raimondi [4] en 1961 pour trois rapport de longueur au diamètre ($L/D=2, 1$ et $1/2$).

Les diagrammes de conception applicable pour une gamme de plusieurs nombres de compressibilité ont été établis pour des rapports d'excentricité relative s'étendant de 0.1 à 0.8. Sternlicht [5] a obtenu les coefficients dynamiques en résolvant l'équation de Reynolds en régime stationnaire, pour des *petites perturbations* autour de la position d'équilibre. Les forces générées par le palier ont été calculées en régime perturbé et les coefficients de raideur et d'amortissement sont déterminés par la méthode de différenciation numérique. Les termes croisés d'amortissement ont été négligés dans cette approche.

En 1963, Ausman [6] a résolu l'équation de Reynolds en régime instationnaire en assumant une linéarisation en (ϕ) et par suit enregistré le phénomène de fouettement de demi fréquence de rotation du palier à air, et cette méthode peut être employé pour l'analyse d'un palier aérodynamiques infiniment long.

En 1968, Lund [7, 8, 9] a beaucoup travaillé sur les performances dynamiques d'un palier aérodynamique. Il a résolu l'équation de Reynolds en régime instationnaire par la méthode de *perturbation linéaire*, il a obtenu quatre coefficients de raideur et quatre coefficients d'amortissement. L'auteur a proposé aussi le critère de stabilité dynamique des paliers lubrifiés par l'air.

Heshmat et autres [10] 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 différenciation 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 [11] ont développé la *méthode de perturbation* décrite par Lund [12] 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 pou résoudre l'équation de Reynolds en régime stationnaire et la méthode des différences finis a été utilisée pour résoudre les équations perturbées.

Les coefficients dynamiques de raideur et d'amortissement synchrones ont été tracés pour différentes valeur du nombre de compressibilité et le nombre de compliance.

Dans un autre travail, les mêmes auteurs [13] ont inclus l'effet du frottement de l'amortissement structural de Coulomb. Le frottement structural a été modélisé en tant qu'un amortissement visqueux équivalent, qui a été obtenue en calculant l'énergie dissipée pour un cycle d'excitation de l'arbre du palier.

Les auteurs ont conclu que l'introduction de l'amortissement structural augmente d'une manière significative les coefficients de raideur et d'amortissement

Récemment, Matta [14] et Matta et al. [15] ont développé un banc d'essai pour les paliers aérodynamiques fonctionnant à des vitesses supérieures à 60 000rpm pour différents chargement statique.

Les essais ont été réalisés sur les paliers aérodynamiques circulaires mais le banc d'essai développé peut être adapté pour d'autres types de palier à air. Les excitations dynamiques sont appliquées en utilisant deux dispositifs vibratoires ou bien un marteau d'excitation, les auteurs ont développé une méthode appropriée pour identifier les coefficients dynamiques liés à la fréquence appliquée. Les données expérimentales obtenus pour une gamme des vitesses de rotation et différent chargement statique ont été comparées aux résultats théoriques pour un palier aérodynamique d'un diamètre de 30mm, un rapport $L/D=1$ et une excentricité relative de $22\mu\text{m}$.

Les auteurs ont constaté que les coefficients croisés sont en bonne concordance et cela pour les deux cas mesurés et calculés. Cependant, les coefficients dynamiques directs mesurés sont en général légèrement plus grand que ceux calculés théoriquement.

Plus récemment, Paulsen et al. [16] ont proposé une modélisation mathématique détaillée dans le cas de la lubrification non isothermique pour un fluide compressible et cela pour trois types de palier aérodynamique, la capacité de charge, les coefficients dynamiques de raideur et d'amortissement ont été déterminés par la résolution de l'équation de Reynolds couplée avec l'équation d'énergie.

Peng et Khonsari [17] ont présenté une analyse unique (originale) de la capacité de charge d'un palier aérodynamique à feuilles à des vitesse de rotations très élevées, les auteurs ont utilisé le jeu radial et la raideur des feuilles pour déterminer la charge portante,

cependant, en pratique, le jeu radial adopté ne peut pas être appliqué en raison du design et de la fabrication imprécise des paliers à feuilles, c'est-à-dire on ne peut pas atteindre l'épaisseur du film lubrifiant calculé.

Radil et al [18] ont trouvé une très importante corrélation donnant la relation entre la capacité de charge et le jeu radial des paliers aérodynamiques à feuilles. Dans des conditions opérationnelles, les dimensions du palier augmentent avec l'augmentation de la température et des forces centrifuges, aggravant par la suite les effets d'avoir un nouveau palier avec des nouvelles dimensions (le jeu radial).

Kim et San Andrés [19] ont approfondie l'analyse présentée en [17], en ajoutant l'effet d'un assemblage préchargé, et donnent des formules analytiques qui estiment la capacité de charge, l'épaisseur minimale du film lubrifiant et les coefficients de raideurs à des vitesses de rotations élevées en utilisant la théorie d'un palier infiniment long.

I.2. Les mesures Rotor-dynamiques

Heshmat et al. ont testé deux types des paliers aérodynamiques à feuilles de la deuxième génération, à savoir, un palier mono-lobe et à trois lobes, les dimensions du palier aérodynamique étudié sont 35mm de diamètre et 44mm de longueur, le premier palier est formé d'une seule feuille supérieure et de deux feuilles inférieure ondulées, le deuxième palier est formé de trois feuilles supérieure reposant chacune sur deux feuilles inférieures ondulées, pour bien montrer les caractéristiques du frottement, un robage des surfaces de la feuille supérieure ondulée est mis en étude.

I.3. Conclusion

Les nombreuses études effectuées sur le comportement statique et dynamiques des paliers aérodynamiques, dont on a donné un bref aperçu, ont mis en évidence la nécessité d'utiliser des profils déformables dans la lubrification aérodynamique des paliers soumis à des conditions de fonctionnements sévères.

En outre, les déformations élastiques de surface du palier dues au champ de pression aérodynamique dans le film lubrifiant doit être considéré afin de mieux prédire les performances statiques et dynamiques des paliers à air.

Dans le présent travail, on s'intéresse à l'étude du comportement dynamique linéaire d'un palier à feuilles compliant (déformable) lubrifié par un gaz qui est l'air en régime isotherme.

Chapitre II

Etude bibliographique sur les paliers aérodynamiques

II.1. Introduction

Les paliers aérodynamiques fonctionnent sur les mêmes principes que ceux lubrifiés à huile.

Leur particularité vient de la très faible viscosité de l'air, à la fois avantage et inconvénient à laquelle s'ajoutent les spécificités apportées par la compressibilité. Ils sont donc utilisés dans des machines de grande précision et de petite taille où se trouvent réunis les grandes vitesses de rotations avec les très faibles jeux (machine d'usinage ou de métrologie astronomie, appareils de mesure, industrie médicale). Ils sont souvent présents en milieu contaminé où les conditions interdisant l'utilisation de l'huile sont un important facteur de choix (machines cryogéniques). L'utilisation des paliers aérodynamiques ne s'arrête pas ici. Il est maintenant reconnu que le moyen le plus efficace pour diminuer le poids des petites et des moyennes turbomachines (<200kW) est la diminution de leur taille. Afin de préserver leurs performances, la diminution du diamètre nécessite une augmentation de la vitesse de rotation.

Les vitesses de rotations visées sont de l'ordre de dizaines de milliers de tours par minute pouvant atteindre et même dépasser 105 tr/min. Tenant compte des dimensions actuelles des machines, ceci correspond à des vitesses linéaires de l'ordre de quelques centaines de mètre par seconde. Pour ces machines tournantes caractérisées par une très grande densité de puissance, les paliers aérodynamiques sont de bons candidats pour le remplacement des guidages classiques. Afin de répondre à ce besoin le palier ne doit pas seulement supporter une charge statique mais le fonctionnement dynamique du rotor doit être stable et la réponse aux perturbations (balourds, chocs, etc.) doit être limité à des valeurs imposées par le cahier des charges. L'intégration du palier dans le rotor devient alors le point validant de la conception.

Un inconvénient lié à l'utilisation des gaz comme lubrifiants est le fait que l'onctuosité inhérente à un lubrifiant liquide comme par exemple l'huile est maintenant absente et le contact qui a lieu au démarrage et à l'arrêt est caractérisé par un régime de frottement sec et/ou mixte pouvant mener à une usure rapide. Ainsi, les paliers aérodynamiques sont réalisés à partir d'un matériau comme le graphite, le bronze, la céramique ou sont protégés par un revêtement à faible coefficient de frottement pour limiter l'usure du palier durant les phases transitoires du démarrage et de l'arrêt.

II.2 Les paliers aérodynamiques

Nous allons présenter une étude des principales avancées scientifiques et technologiques réalisées dans le domaine des paliers aérodynamiques radiaux depuis les années 60. C'est en effet à cette époque que l'utilisation de paliers aérodynamiques pour le guidage des arbres dans les machines tournantes a progressivement été mise en place.

Les paliers aérodynamiques se divisent en deux grandes familles :

- les paliers à géométrie indéformable,
- les paliers à géométrie déformable.

La Figure 1 détaille les principales technologies développées ainsi que leurs caractéristiques. Nous allons présenter successivement les principaux profils de paliers aérodynamiques radiaux à profil rigide et déformable.

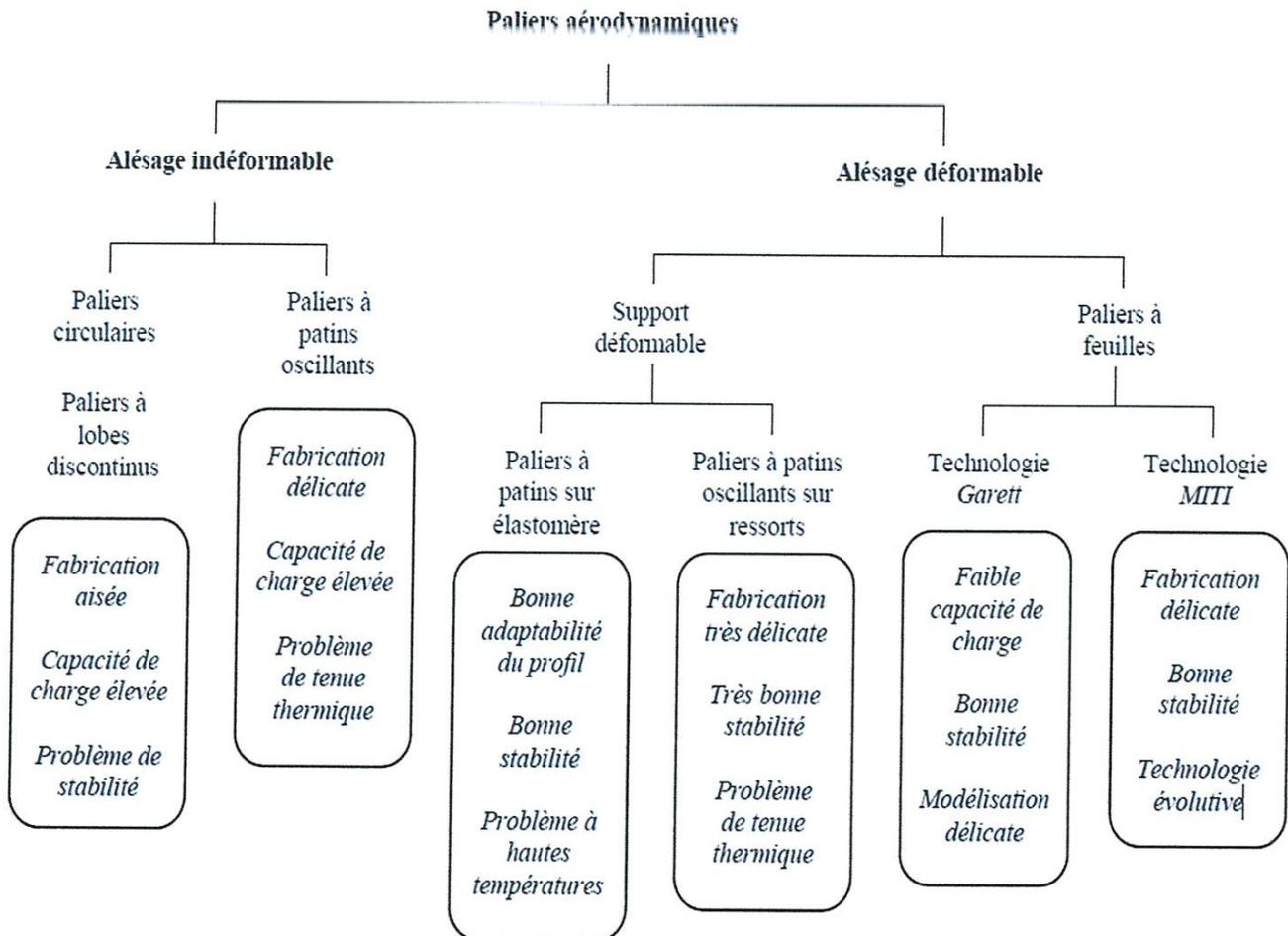


Figure1 : Principales architectures de paliers à air

II.2.1. Les paliers indéformables

Les premiers paliers à gaz utilisés dans des systèmes mécaniques furent des paliers à géométrie indéformable. Pour mémoire, rappelons les principaux avantages par rapport à l'utilisation de paliers à roulement ou lubrifiés à l'aide d'un fluide incompressible :

- faible frottement, faible dissipation d'énergie, d'où la possibilité de fonctionner à de grandes vitesses de rotation,
- lubrification sans apport extérieur ; le lubrifiant est directement prélevé dans le milieu (contrairement au mode de lubrification classique des machines aéronautiques,
- fiabilité élevée ; le mécanisme fonctionnant à lubrifiant perdu les propriétés de celui-ci sont invariantes dans le temps, en fonctionnement l'usure est quasi inexistante,
- lubrifiant non limité en température.

Toutefois, les paliers aérodynamiques possèdent un certain nombre de limitations dont la prise en compte est indispensable pour leur conception :

- faible capacité de charge portante,
- problème d'instabilités des dispositifs,
- problème technologique de mise en œuvre : précision d'usinage ; choix des matériaux en considérant leur qualité frottante et leur stabilité dimensionnelle ; qualité de l'air utilisé.

L'ensemble de ces raisons explique que ce mode de lubrification fut surtout utilisé, au départ, dans des systèmes inertiels de guidage (très hautes vitesses de rotation et faibles charges), dans des machines assurant la circulation des gaz de refroidissement des centrales nucléaires (maintenance difficile, température élevée et radioactivité) ainsi que dans les machines cryogéniques (températures très basses).

II.2.1.1 Les paliers circulaires

Ce type de paliers est également connu sous le nom de paliers « lisses ». La géométrie est très simple puisque le coussinet du palier est constitué d'un alésage cylindrique, Figure 2.

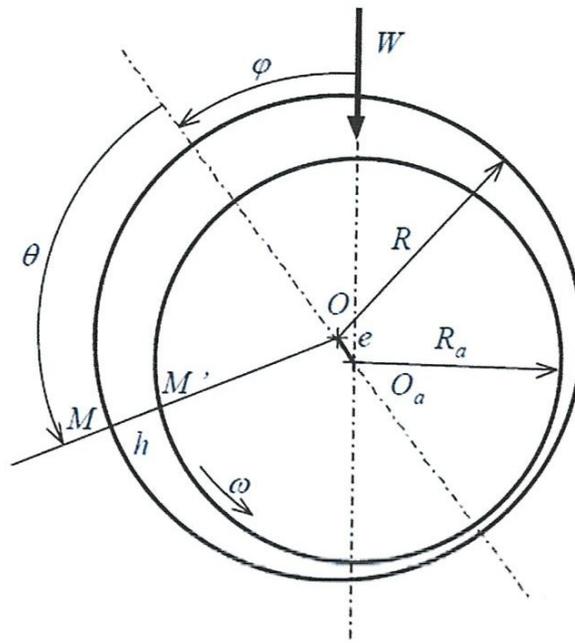


Figure 2 : Définition de la géométrie d'un palier lisse

La particularité de fonctionnement des paliers à gaz est que les performances dépendent du nombre de compressibilité Λ , [14], représentatif notamment de la viscosité dynamique, de la vitesse de rotation et du jeu radial.

$$\Lambda = \frac{6\mu\omega}{P_a} \left(\frac{R_a}{C_b} \right)^2$$

Les caractéristiques statiques de ces paliers sont intéressantes puisqu'ils sont capables de soutenir des charges élevées. En revanche, ils sont rarement employés car leur stabilité est médiocre comparativement aux exigences de fonctionnement des machines tournantes à grande vitesse, [14], [15].

En effet, pour obtenir de bonnes performances en terme de stabilité, il a été montré qu'il vaut mieux se placer à nombre de compressibilité élevé, [15]. Ceci entraîne des jeux radiaux très faibles et des contraintes de fabrication plus sévères ainsi que de meilleurs états de surfaces.

Il est donc difficile avec des profils circulaires de pouvoir 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 dilatations thermique et centrifuge respectivement liés aux gradients de température et à la vitesse de rotation.

Il est donc souvent nécessaire de recourir, comme dans le cas des paliers hydrodynamiques, à d'autres profils de paliers.

II.2.1.2 Les paliers à lobes discontinus

Les paliers non cylindriques à lobes discontinus, à précharge géométrique, ont été développés pour remédier aux problèmes de stabilité des paliers lisses.

L'étude des caractéristiques statiques et dynamiques des paliers à lobes est analogue à celle des paliers lisses. Cependant, un grand nombre de paramètres intervient dans la définition géométrique du palier. La capacité de charge et la stabilité du palier ne dépendent plus seulement de l'excentricité relative du palier et du nombre de compressibilité mais également du nombre de lobes, de leur amplitude, de la précharge géométrique relative et de l'asymétrie, Figure 3.

Les courbes de stabilité de ce type de paliers sont élaborées à partir d'une approche linéaire du comportement du palier autour de sa position d'équilibre, [11], [14].

Elles montrent de façon générale que, pour les fortes charges, le palier est généralement toujours suffisamment stable et le choix des paramètres géométriques dépend alors de la capacité de charge souhaitée.

Dans le cas de faibles charges, la précharge géométrique est notamment adaptée pour obtenir le niveau de stabilité souhaité [15].

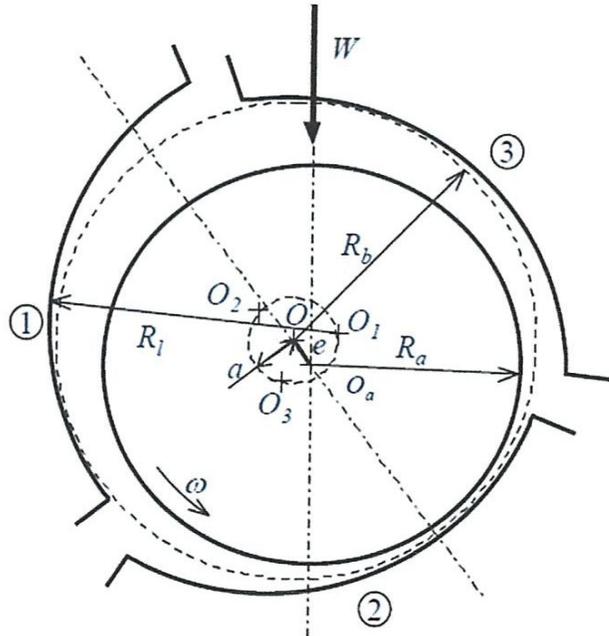


Figure 3 : Schématisation d'un palier à trois lobes asymétriques

II.2.1.3 Les paliers à patins oscillants

Les paliers à lobes discontinus possèdent des caractéristiques statiques et dynamiques plus intéressantes que celles des paliers lisses. Cependant, les valeurs géométriques qui optimisent ces caractéristiques dépendent des conditions de fonctionnement. Ainsi, comme dans le cas des paliers hydrodynamiques, l'idée d'adapter la géométrie en fonctionnement conduit à l'étude des paliers à patins oscillants pour lesquels la position des patins évolue avec la position de l'arbre, Figure 4.

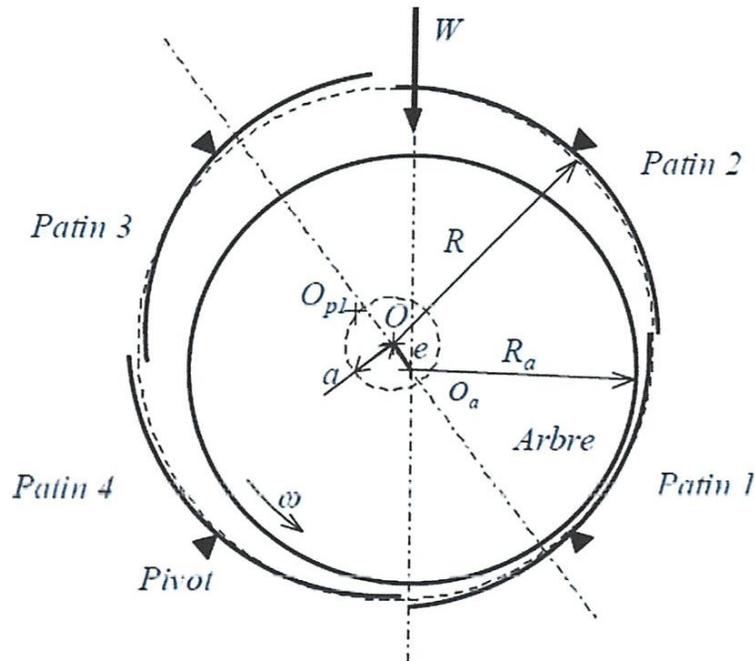


Figure 4 : Schématisation d'un palier à quatre patins oscillants

Des études ont été menées afin de déterminer la position optimale des pivots pour un palier à patins oscillants, [15].

Selon ces travaux, la position optimale évolue avec la précharge relative du palier et le nombre de compressibilité. Elle reste cependant toujours située entre les rapports 0.35 et 0.7. Ce rapport a tendance à légèrement augmenter lorsque le nombre de compressibilité augmente. Bien entendu, si le fonctionnement doit s'effectuer dans les deux sens de rotation, la position du pivot est obligatoirement centrée.

Dans le cas de fortes charges, la stabilité tend vers l'infini comme pour les autres types de paliers étudiés précédemment. Le choix du nombre de compressibilité est alors guidé par la valeur de la charge appliquée.

Si la valeur de la charge est grande, le nombre de compressibilité devra être grand. Ainsi, à vitesse constante, il faudra alors utiliser un jeu radial relatif faible dans le palier pour obtenir un fonctionnement suffisamment performant. On remarque alors que, pour une vitesse de rotation fixée, la limitation vient de la valeur du jeu en dessous de laquelle les contraintes de fabrication ne sont plus acceptables.

Dans le cas de charges faibles ou modérées, la stabilité est optimale pour un nombre de compressibilité compris entre 1 et 2 suivant la position de la charge et le nombre de patins.

Etant donné les faibles jeux relatifs nécessaires pour obtenir des caractéristiques statiques et dynamiques intéressantes, des problèmes géométriques liés au désalignement ou à des dilatations centrifuges et thermiques se posent souvent avec les profils rigides.

Aussi, afin d'éviter une détérioration rapide des surfaces et un risque de grippage, on a recours à des paliers à alésage expansible.

II.2.2. 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, [15], [45],
- les paliers à feuilles, constitués d'un fourreau et d'un ensemble de feuilles, [8], [10],[26].

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, [10].

II.2.2.1. 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 5. 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. [45].

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.

Le choix de la raideur des ressorts est donc essentiel. Cette raideur doit être suffisamment élevée pour conserver une précharge convenable en fonctionnement. Par contre, sa valeur doit rester faible pour permettre la dilatation de l'arbre ou pour minimiser les défauts géométriques par exemple.

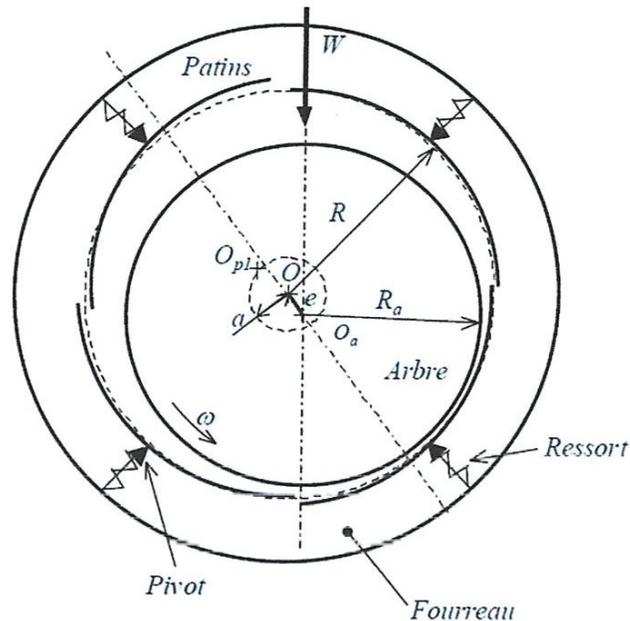


Figure 5 : Schématisation d'un palier à quatre patins oscillants sur ressorts

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.

Etant donné les jeux radiaux très faibles et les contraintes géométriques imposées pour permettre de conserver de bonnes caractéristiques (frottement très faible au niveau des pivots, grande rigidité et faible inertie des patins), la fabrication des paliers à patins oscillants montés sur ressorts s'avère difficile et délicate. Des études récentes se sont intéressées à une autre technologie de paliers à alésage expansible : les paliers à feuilles.

II.2.2.2. Les paliers à feuilles

Le développement des paliers à feuilles a commencé au début des années 70 pour assurer le guidage en rotation d'arbres de turbines à gaz. L'un des objectifs de l'époque était de valider leur tenue thermomécanique à des températures élevées. Actuellement, les domaines d'application sont plus étendus mais concernent toujours le guidage des arbres tournant à des vitesses de rotation très élevées, supportant des charges modérées et soumis à des contraintes thermiques parfois sévères.

On distingue deux familles de paliers à feuilles :

- paliers de type Garrett, [26],
- paliers de type MITI, [8], [10], [25],

II.2.2.2.a. 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 feillard 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 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, [26], [48], car elles doivent tenir compte des frottements de Coulomb feuille – feuille, feuille – arbre et feuille – fourreau qui sont loin d'être négligeables.

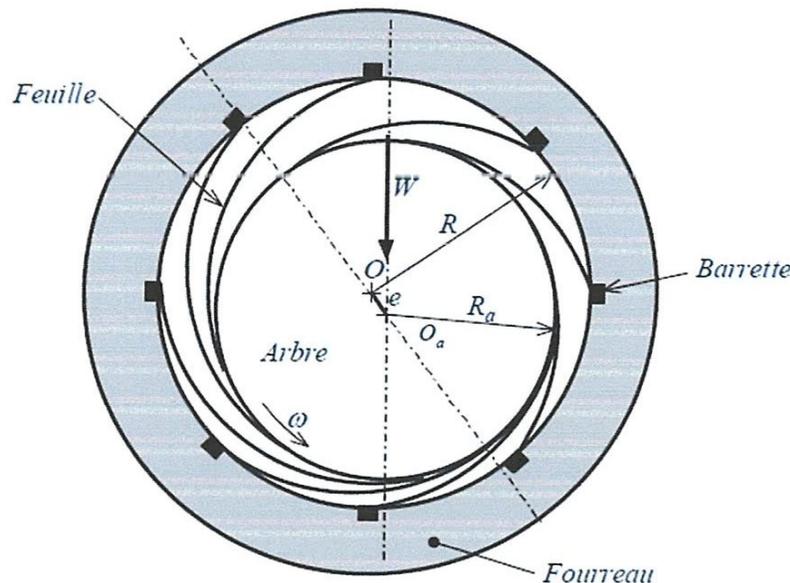


Figure 6 : Schématisation d'un palier à feuilles Garrett

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.

II.2.2.2.b. La technologie MITI

La structure déformable du palier est constituée d'un empilage de feuilles lisses et ondulées (raidisseurs), Figure 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, [10], 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 [8], 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.

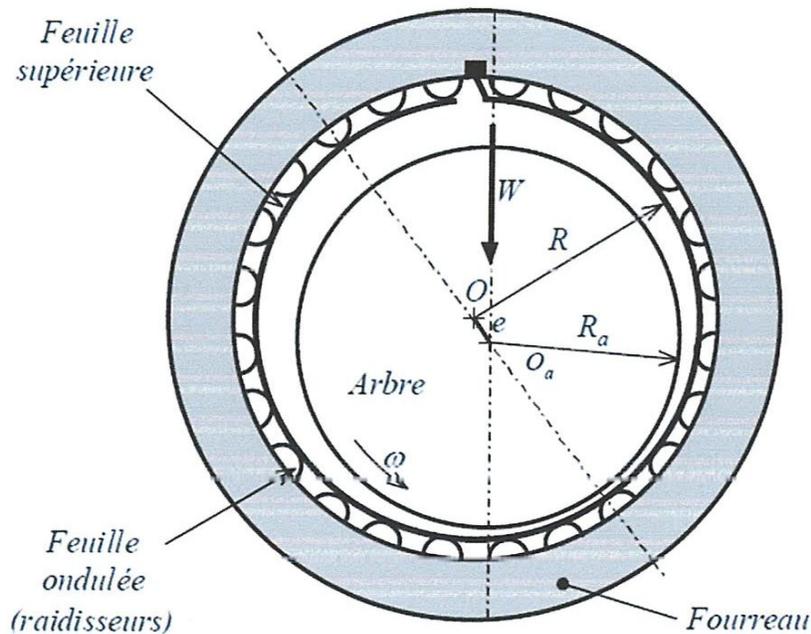


Figure 7 : Schématisation d'un palier à feuilles MITI

II.2.3. 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*, [8]. 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, [31], [32], [35], [44],
- le développement d'un modèle théorique permettant une simulation précise des performances élasto – aérodynamique du palier, [10], [27].

Nous nous focaliserons ici principalement sur le second axe de recherche et nous présenterons seulement quelques éléments issus de la littérature pour ce qui concerne les phénomènes liés aux arrêts – démarrages.

Cette technologie permet, a priori, une étude structurelle 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.

II.2.3.1 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.

II.2.3.1.a. 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 7.

Le 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, [19].

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, [25].

Par la suite, sont apparus les paliers à lobes, généralement trois secteurs, Figure 8. 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, [8]. La meilleure stabilité est obtenue en choisissant un sens de rotation de la partie libre vers la partie fixe de la structure déformable.

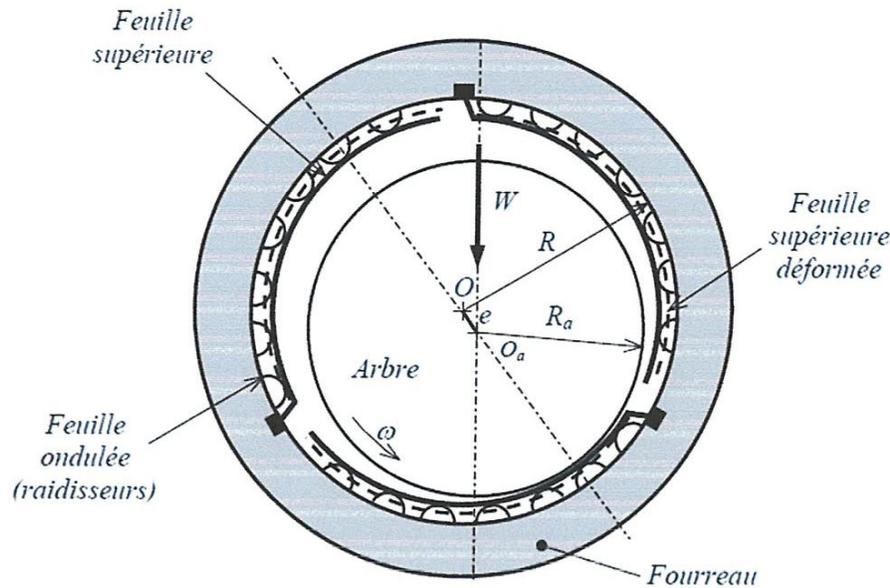


Figure 8 : Schématisation d'un palier à feuilles MITI à trois lobes

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. Ce thème sera abordé plus en détail dans le paragraphe I.3.2.2.

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.

II.2.3.1.b Matériaux et revêtements

La plupart des études expérimentales présentées dans la littérature concernent des paliers contenus dans des mécanismes tournant à haute vitesse avec des températures élevées. Dès lors, il est fréquent de retrouver les matériaux suivants :

- Inconel 713 LC,
- Inconel 718,
- Inconel X750.

Pour les revêtements, les applications « froides » emploient très souvent le PTFE. Par contre, dès que les températures de fonctionnement augmentent, il faut avoir recours à des revêtements plus élaborés.

Dans les études sur des revêtements dits « haute température », on retrouve principalement des travaux de la NASA. Parmi les solutions les plus performantes nous citerons des revêtements à base de chrome et d'argent (lubrifiant basse température) et de fluorure de barium ou de calcium (lubrifiant haute température), [31], [32], [35].

II.2.4. Performances

La littérature est riche de travaux numériques et expérimentaux présentant les performances statiques et dynamiques des paliers à feuilles. La caractérisation de ces performances est du même type que pour les paliers hydrodynamiques. La particularité reste tout de même la prise en compte de l'effet de compressibilité du fluide couplé à la déformation de la structure et donc le couplage élasto – aérodynamique.

II.2.4.1. Caractéristiques statiques

Les principales caractéristiques statiques étudiées dans la littérature sont :

- la charge portante ou capacité de charge du palier,
- le couple de frottement en phase de frottement sec et en fonctionnement, c'est à dire une fois que le film d'air est créé,
- les débits de fluide dans le palier,
- l'élévation de la température en fonctionnement fluide, (pertinent pour les vitesses de rotation élevées).

Ces différentes caractéristiques dépendent bien entendu de la géométrie du palier et des propriétés mécaniques de la structure déformable :

- dimensions extérieures : longueur, diamètre,
- géométrie interne : nombre et forme des lobes, jeux radiaux,
- raideur de la structure, variation d'une extrémité à l'autre des lobes,
- frottements internes feuille supérieure – raidisseurs, raidisseurs – fourreau rigide.

Mais aussi des conditions de fonctionnement qui sont en général :

L'excentricité de l'arbre dans le palier :

- la vitesse de rotation du mobile,
- la viscosité du gaz,
- la pression ambiante,
- la température ambiante.

Les principales tendances présentées sont, par exemple :

- évolution de la capacité de charge en fonction de la vitesse à excentricité constante,
- évolution de la capacité de charge en fonction de l'excentricité à vitesse constante,

- évolution de la capacité de charge en fonction de la raideur de la structure,
- évolution de la capacité de charge avec la température de fonctionnement.
- évolution du couple de frottement fluide en fonction de la vitesse de rotation,
- évolution du couple de frottement fluide en fonction de la charge appliquée au palier.

II.2.4.2. Caractéristiques dynamiques

L'analyse du comportement dynamique d'un palier à feuilles peut être effectuée selon

deux approches :

- Méthode linéaire : calcul des coefficients dynamiques (matrices de raideur et d'amortissement) du palier. Pour un chargement donné, on perturbe la position d'équilibre statique du centre du rotor et on étudie les petits mouvements, [11], [15],
- Méthode non linéaire : calcul de la trajectoire du centre de l'arbre à l'intérieur du palier grâce à la résolution couplée de l'équation de Reynolds et des équations de la dynamique par une méthode pas à pas, [6], [14].

La plupart des études théoriques s'intéressant aux caractéristiques dynamiques assimile la ligne d'arbre à un rotor rigide supporté de façon symétrique par deux paliers identiques. La modélisation de l'action dynamique des paliers se fait par l'approche linéaire.

Très peu d'auteurs ont considéré le problème non symétrique, déformable et aucune étude n'a fait l'objet d'un couplage direct (avec analyse non linéaire des paliers) entre l'analyse dynamique d'une ligne d'arbre et celle des paliers à feuilles.

Analyse linéaire

Le type d'étude dynamique le plus répandu est basé sur l'approche linéaire. La détermination des coefficients dynamiques du palier permet de déterminer la stabilité du point de fonctionnement considéré. Cette analyse permet d'établir des cartes de stabilité décrivant la vitesse seuil du palier ou la masse critique du rotor supportée par le palier en fonction des conditions de fonctionnement (géométrie et charge statique appliquée).

La démarche conduisant à la mise en place de l'analyse dynamique linéaire est identique à celle utilisée dans le cas des paliers hydrodynamiques. Cependant, dans le cas des paliers à gaz, les grandeurs ne dépendent plus seulement de l'excentricité de l'arbre et de l'angle de calage mais également du nombre de compressibilité. De plus, compte tenu de la structure déformable des paliers, la raideur structurelle devient également un paramètre d'influence non négligeable. Si l'on considère en plus les frottements internes à la structure déformable, l'analyse peut s'enrichir par la prise en compte d'un amortissement supplémentaire de type Coulomb, [20], [21].

Des méthodes de modélisation sophistiquées ont donc pu être développées afin de prendre en compte la multitude de paramètres de fonctionnement des paliers à feuilles.

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 basée 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, [21], 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, i.e 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 plus le palier (en le rendant plus petit par exemple) de manière à activer plus efficacement les mécanismes de frottement entre les feuilles.

Analyse non linéaire

L'hypothèse de petits déplacements du centre de l'arbre à l'intérieur du coussinet et donc l'analyse linéaire possède certaines limitations. Elle ne permet pas de prévoir le comportement du palier lors du passage des vitesses critiques ou au-delà du seuil de stabilité. Il est alors nécessaire de résoudre simultanément l'équation de Reynolds écrite dans le cas du régime dynamique et les équations du mouvement de l'arbre.

Une analyse non linéaire peut effectivement prévoir le comportement d'un palier (déplacement de l'arbre, forces transmises...) sous sollicitation dynamique de type balourd et, plus généralement, extérieure quelconque, [4], [5].

Ce type d'études est rarement présenté dans la littérature des paliers à feuilles car elle est plus complexe à mettre en œuvre et nécessite des temps de calculs importants. En revanche, des travaux similaires réalisés dans le domaine des fluides incompressibles, [6], [13] confirment l'importance de la considération de ce type d'analyse dans certains cas de fonctionnement.

En effet, quelques travaux isolés mettent en évidence des phénomènes intéressants notamment sur la spécificité des approches linéaires et non linéaires, [3], [30]. D'après ces travaux l'approche linéaire présente un domaine de validité plus restreint. Il est donc important de le connaître pour éviter d'obtenir des résultats erronés.

Toutefois, il reste encore beaucoup de phénomènes à comprendre sur la différence de domaines de validité des deux approches et leur caractérisation. La définition des limites de validité de la théorie linéaire est donc un axe d'étude pertinent pour les paliers aérodynamiques radiaux.

II.2.4.3. Arrêts – démarrages

Les causes de détérioration des paliers fluides sont directement reliées au contact direct entre les surfaces. De ce fait, l'étude des phases d'arrêts – démarrages présente un grand intérêt dans la détermination de la durée de vie des paliers. Un palier est jugé inopérant ou détérioré lorsque la mise sous film d'air n'est plus effectuée dans la gamme de vitesse de fonctionnement.

Les travaux effectués dans ce domaine s'intéressent à la caractérisation de ces phases de fonctionnement en mesurant, en particulier :

- le couple de frottement de l'arbre sur le stator en fonction de la charge appliquée et de la température,
- la diminution d'épaisseur des revêtements déposés sur les surfaces.

Lors de la mise en rotation du mobile, celui-ci frotte sur la feuille supérieure ce qui se caractérise par un couple de frottement élevé, [32]. Ensuite, lorsque le rotor s'accélère, la pression aérodynamique générée au sein du film d'air permet alors la séparation des surfaces (décollage du rotor). Ce phénomène se traduit par une variation brutale dans l'évolution du couple de frottement. Lorsque le film d'air est établi, le couple de frottement est très faible, *Figure9*.

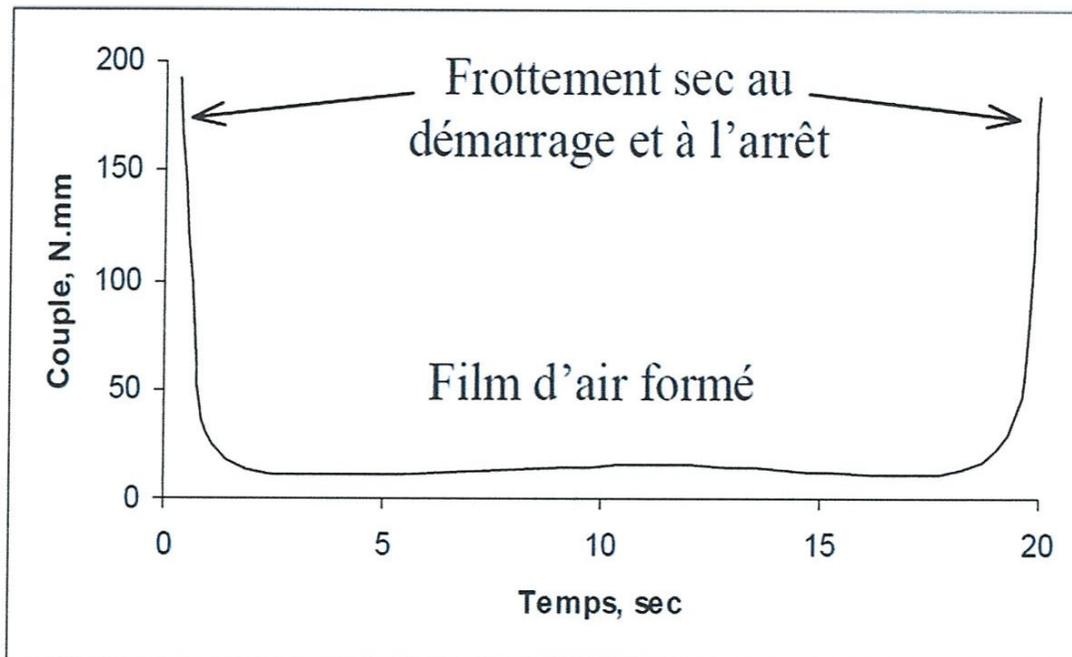


Figure 9 : Evolution du couple de frottement lors d'une phase d'arrêt – démarrage à basse température

Une augmentation de la charge statique appliquée au rotor influence fortement le couple de frottement « sec ». Plus la charge est élevée et plus le couple de frottement est important. Lorsque la température ambiante augmente, la valeur du couple de frottement a tendance à diminuer, *Figure 10*.

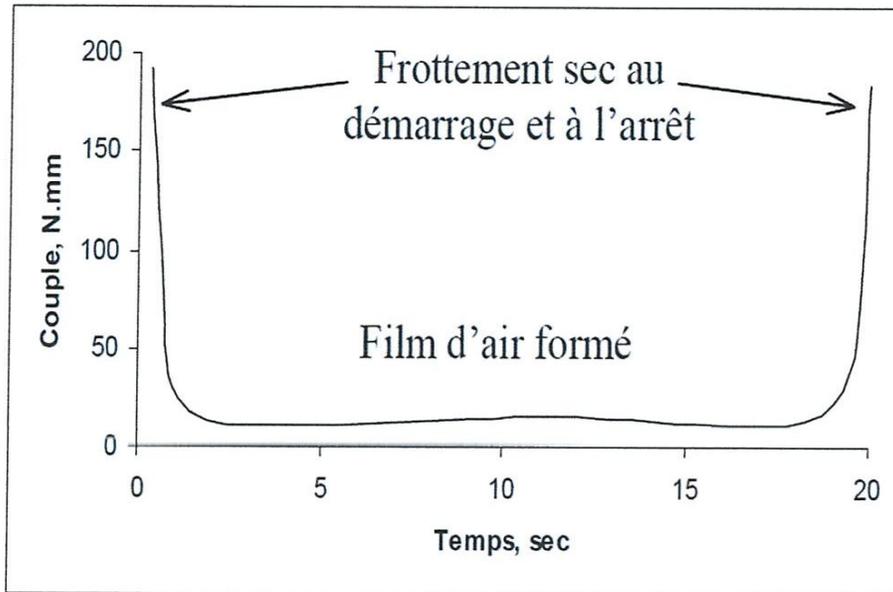


Figure 10 : Evolution du couple de frottement lors d'une phase d'arrêt – démarrage à haute température

Les tests de durée de vie présentés dans la littérature font état d'une capacité de 10,000 à plus de 100,000 cycles d'arrêts – démarrages selon les configurations d'essais. Il est bien évident que le choix des revêtements des surfaces en contact influence fortement les conditions de frottement et d'usure et par la même la durée de vie du palier.

II.2.5. Quelques problèmes d'application des paliers à air

Les performances aérodynamiques des paliers à air peuvent être perturbées par rapport à une configuration idéale par un certain nombre de paramètres liés à l'intégration des paliers radiaux dans une machine et à leur fabrication.

Du point de vue de l'intégration dans la machine, on retiendra :

- la variation du jeu radial avec le régime de fonctionnement,
- le désalignement de l'arbre dans le palier,
- la température de fonctionnement,
- les excitations dynamiques extérieures,
- la qualité de l'air d'alimentation.

Les paramètres entrant en jeu dans la fabrication des paliers sont :

- les défauts de forme liés aux précisions de fabrication,
- l'état de surface du rotor et de la feuille supérieure assurant le profil.

II.2.5.1. Intégration dans une machine

a. Désalignement

Le phénomène de désalignement du rotor dans un palier rigide a une influence néfaste sur le champ des hauteurs et la capacité de charge, [24], Figure 11. C'est une des raisons principales qui a conduit au développement des paliers à structure déformable.

L'avantage du palier à feuilles est que l'on peut adapter la raideur du profil pour assurer un bon compromis entre ses performances statique et dynamique et son aptitude à accommoder un désalignement du rotor.

Ainsi, contrairement au profil rigide, la capacité de charge d'un palier à feuilles peut être très peu affectée par le désalignement.

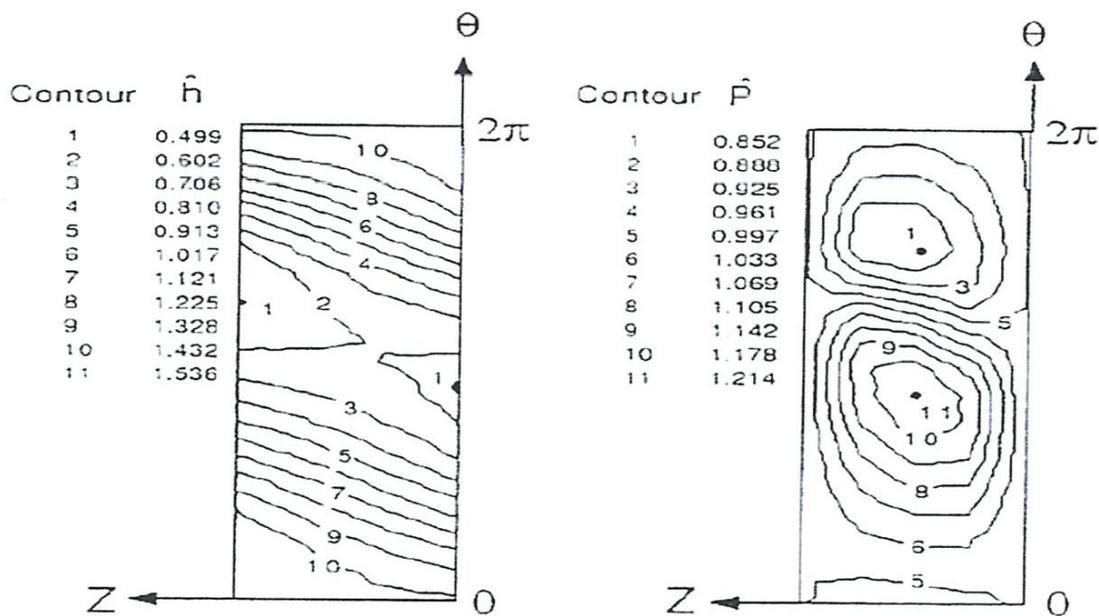


Figure 11 : Champs de hauteur et de pression dans le palier en configuration désalignée

b. Température

La température a pour effet d'augmenter la viscosité de l'air et de diminuer le module d'Young des matériaux, c'est à dire de rendre plus souples les feuilles du palier. Des études expérimentales ont montré que la raideur et la capacité de charge sont influencées par une élévation de température.

D'après les travaux de Howard et al., [34], la raideur d'un palier à feuilles diminue avec la température. Cette diminution est faible voire négligeable jusqu'à une température donnée qui peut être de l'ordre de 200°C (exemple de la publication : palier avec $D=35\text{mm}$, $L=25\text{mm}$ et $\omega=30000\text{ tr/min}$). Par contre, au-delà de cette température, la diminution de la raideur du palier devient plus importante.

De la même façon, Dellacorte a observé expérimentalement que la capacité de charge diminue avec la température de fonctionnement d'une façon similaire à la raideur.

L'hypothèse que l'on peut avancer pour expliquer ce phénomène est la suivante. Quand la température de fonctionnement du palier augmente, la viscosité de l'air augmente et le module d'Young du matériau des feuilles diminue. Analysons ces deux phénomènes :

- une augmentation de la viscosité du lubrifiant se traduit par une capacité de charge supérieure,
- une diminution du module d'Young entraîne un assouplissement de la structure ce qui peut engendrer une diminution ou une augmentation de la capacité de charge selon le régime de fonctionnement.

Ainsi, dans une gamme de température donnée, il est possible d'avoir un effet de l'augmentation de la viscosité qui soit annulé par la diminution du module d'Young. Cela expliquerait que dans le cas cité précédemment les performances restent stables jusqu'à 200°C.

Par contre au-delà d'une température « seuil », l'effet de la diminution du module d'Young devient prépondérant par rapport à l'augmentation de la viscosité. C'est à dire que, passée une certaine température, la diminution de la raideur peut faire diminuer la capacité de charge.

c. Excitation extérieure

Les lignes d'arbres sur lesquelles sont montées les paliers à air sont souvent soumises à des excitations synchrones provoquées par un balourd. D'autre part, il peut exister des applications où les vibrations de l'environnement de la machine provoquent des excitations extérieures quelconques au niveau des paliers.

Bien que les théories présentées dans la littérature puissent facilement prendre en compte ce genre de sollicitations, aucune étude à propos de l'influence d'une

excitation extérieure sur le fonctionnement d'un palier à feuilles n'a été conduite. Les seules informations relatives à ce genre de phénomènes proviennent de la littérature incompressible, [5], [6], [7]. Cette voie d'étude reste donc à explorer.

d. Qualité de l'air

Il est évident que la propreté du lubrifiant a une influence sur le comportement des paliers. En effet, les hypothèses formulées pour la mise en place de l'équation de Reynolds en régime isotherme considère que le fluide est Newtonien, se comporte comme un milieu continu, sa masse volumique est constante et sa viscosité ne varie pas dans l'épaisseur du film.

Dès lors, d'éventuelles particules qui passeraient dans le contact seraient susceptibles de perturber l'écoulement du film d'air et donc les performances du palier. Cependant, certains auteurs mettent en avant que la souplesse de la structure interne des paliers améliore leur aptitude à faciliter le passage de particules dans le contact, [8], [10].

II.2.5.2. Fabrication des paliers

a. Défauts de forme

La littérature relative aux paliers à feuilles ne fait état d'aucune étude significative à propos de l'influence des défauts de forme sur les performances des paliers radiaux. Pourtant, les faibles jeux entre le rotor et le stator laissent penser que l'on peut avoir certains écarts entre les performances d'un palier à profil théorique et son homologue à profil réel.

Si l'on se réfère à des études menées sur les paliers hydrodynamiques rigides, on peut avoir une vue d'ensemble du problème. Les types de défauts de forme étudiés sont de grandes longueurs caractéristiques par rapport à l'épaisseur de film d'air.

Les tendances obtenues en fluide incompressible permettent d'avoir une idée des phénomènes que l'on peut s'attendre à observer dans les paliers à feuilles. Toutefois, il reste à évaluer si l'effet de la déformation des surfaces peut limiter les phénomènes dus aux défauts de forme, voire les rendre négligeables dans une certaine mesure.

b. Etat des surfaces

L'état des surfaces a une importance pour les deux phases de fonctionnement des paliers, arrêts – démarrages et film d'air formé. Lors des phases d'arrêts – démarrages, l'état de surface conditionne le frottement et l'usure des surfaces mais aussi la mise sous film d'air de part la micro géométrie.

En fonctionnement sous film d'air formé, l'état des surfaces régit les conditions aux limites, c'est à dire, entre autres, la vitesse du fluide aux surfaces. En effet, l'hypothèse choisie est de considérer que le fluide adhère à la surface, en d'autres termes sa vitesse relative à chaque paroi est nulle.

Lee et al., [49], ont montré que le glissement du fluide de lubrifiant au niveau des parois peut avoir des effets significatifs pour les faibles nombres de compressibilité.

II.3. Conclusion

Dans cette recherche, nous avons présenté succinctement les différents types de paliers aérodynamiques rencontrés dans les systèmes mécaniques tournants.

Il ressort de cette étude que les paliers aérodynamiques à feuilles peuvent être utilisés dans des conditions de fonctionnement sévères (vitesses de rotation et température de fonctionnement élevées).

Il est toutefois intéressant de noter que dans la pratique les paliers aérodynamiques à feuilles sont plus utilisés que les paliers à profils indéformables car les vitesses de rotation qu'on peut atteindre avec les paliers à feuilles sont nettement plus importantes.

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

Cette technologie permet, a priori, une étude structurelle 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.

Chapitre III

Formulations mathématiques de l'ensemble d'équations régissant la lubrification aérodynamique

III.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter les équations de base de la lubrification aérodynamique par un fluide newtonien et compressible. 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.

III. 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 :

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

- Equation de conservation de la quantité de mouvement :

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

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

$$\sigma_{ij} = -p \delta_{ij} + 2\mu D_{ij} \quad \triangleright \quad (-p + \lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k}) \delta_{ij} \quad \text{(III-3)} \quad ?$$

$i, j = 1, 2, 3$ 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 ;

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 (III-3) dans l'équation (III-2), on obtient les équations de Navier - Stokes:

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

$$\lambda \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial \lambda}{\partial x_i} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} .$$

$i, j = 1, 2, 3$ avec $\frac{D(\bullet)}{Dt} = \frac{\partial(\bullet)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\bullet)}{\partial x_j}$ (dérivée totale ou particulaire)

Les équations de Navier-Stokes (III-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. III-1), les équations (III-4) se simplifient sensiblement et deviennent [2] :

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

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

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

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

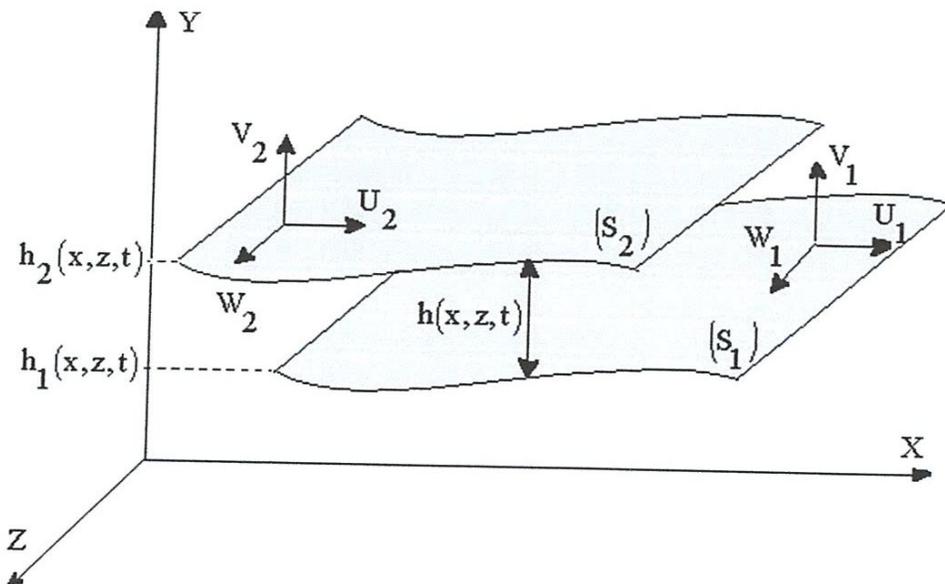


Figure.III.1 : Schéma générale d'un contact aérodynamique.

III.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.

III.3.a) Hypothèses liées à la géométrie du palier

Dans un palier aérodynamique à feuilles, Figure III.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.

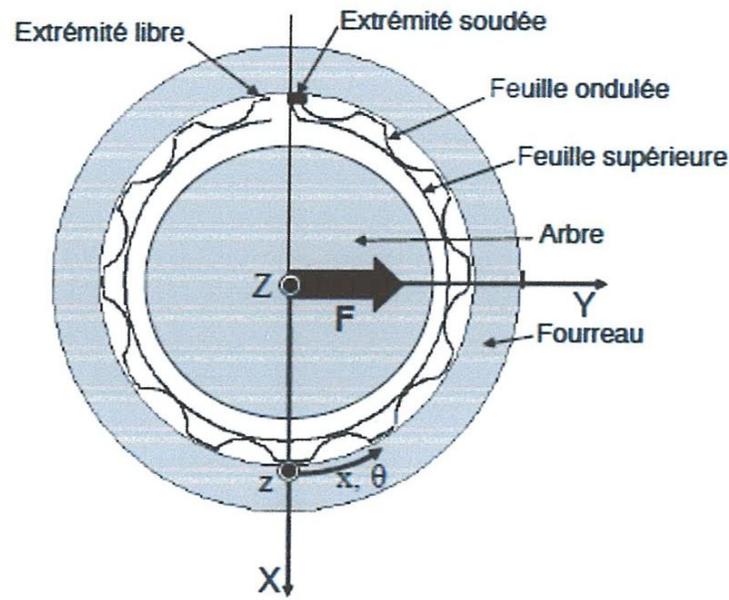


Figure.III.2 Schématisation d'un palier aérodynamique à feuille.

III.3.b) Hypothèses liées au fluide lubrifiant

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

$$\left(\frac{\partial \mu}{\partial y}\right) = 0$$

III.3.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 (III-5);
- Les surfaces de l'arbre et du coussinet sont supposées lisses (non rugueuses et non poreuse).

III.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 (III-3), l'équation de continuité et les équations de mouvement du fluide se réduisent à:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \text{(III-6) } ?$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \text{(III-7)}$$

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

Les conditions aux limites sur la vitesse sont:

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

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

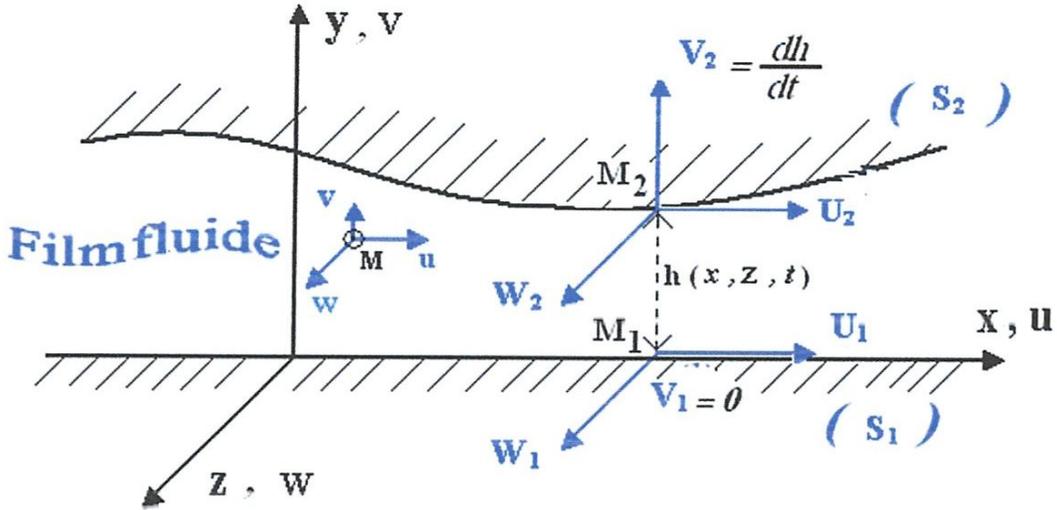


Figure.III.3 : Schéma du contact aérodynamique selon la théorie de Reynolds

(palier développé)

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

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

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

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

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

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

Les premiers termes des deux équations (III-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 (III-12) dans l'équation de continuité (III-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 a travers l'épaisseur du film donne :

$$I_1 + I_2 + I_3 = 0 \quad (\text{III-13})$$

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

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

$$\int_{h_1(x,z,t)}^{h_2(x,z,t)} \frac{\partial F(x,y,z,t)}{\partial x_i} dy = \frac{\partial}{\partial x_i} \int_{h_1}^{h_2} F(x,y,z,t) dy - F(x, h_2, z, t) \frac{\partial h_2}{\partial x_i} + F(x, h_1, z, t) \frac{\partial h_1}{\partial x_i} \quad \text{avec: } i = 1,2,3 \quad (\text{III-14})$$

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

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

Dans le cas d'un palier, l'équation de Reynolds (III-15) se simplifie sensiblement et prend la forme suivante :

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

Soit en remplaçant x par Rθ, on obtient l'équation suivante :

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

En remplaçant U₂ par ωR, on obtient :

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

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

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

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 (III-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.

III.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 compliant.

La compliance des feuilles ondulées peut être calculé en utilisant le modèle de Heshmat [3,4] fig. (III 4) :

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

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:

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

Où :

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 (III-21) devient,

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

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

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

α : étant le nombre de compliance adimensionné.

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

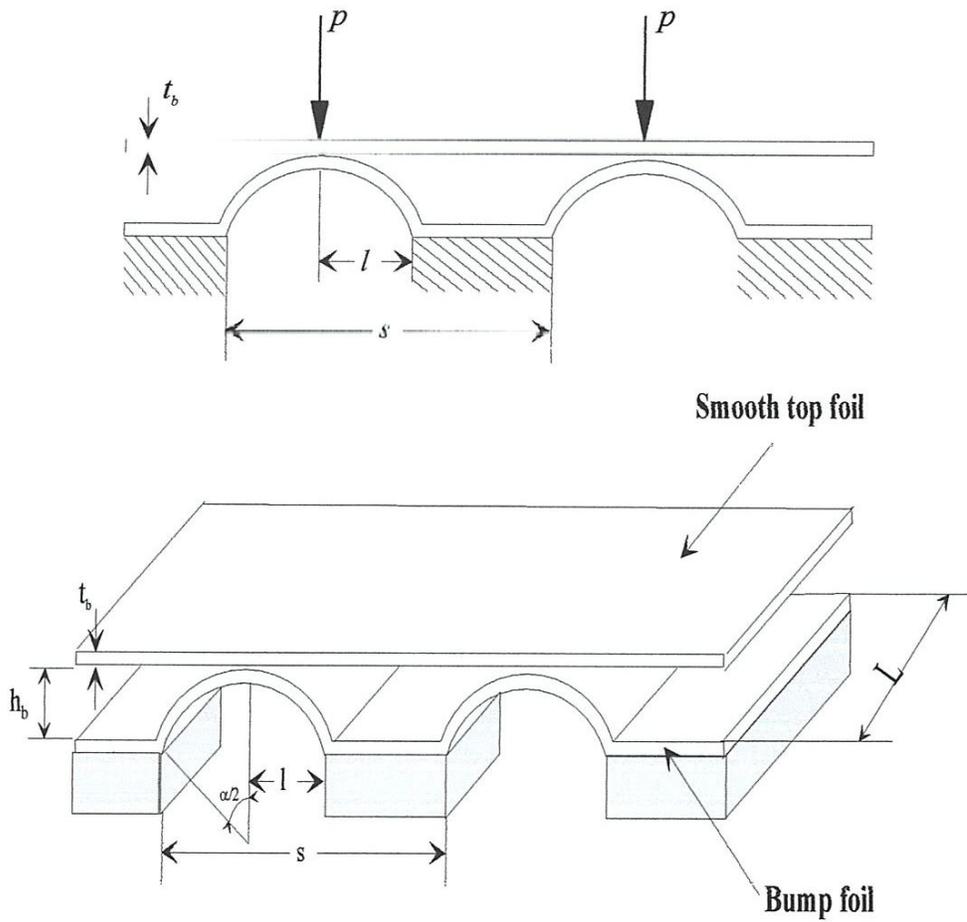


Figure.III.4: Support compliant d'un palier à feuilles

Tableau.III.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.III.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

III.6. Performances statiques du palier

III. 6. 1. Composantes de la portance aérodynamique

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

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

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

III. 6.2. Angle de calage

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

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

III 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 permet de calculer avec une précision suffisante la déformation radiale des feuilles dues à la pression aérodynamique.

Chapitre IV

Étude stationnaire du palier aérodynamique à feuilles de longueur finie (2-D) par la méthode de substitution successive

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, le cas du palier aérodynamique circulaire de longueur finie est étudié en régime de fonctionnement stationnaire, figure IV.1. Cette étude a pour objectif principal de présenter et de valider la modélisation stationnaire de la pression et du film fluide compressible. Il s'agit d'une étape importante pour pouvoir aborder l'étude du palier à feuilles avec un niveau de connaissances satisfaisant.

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 numérique 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.

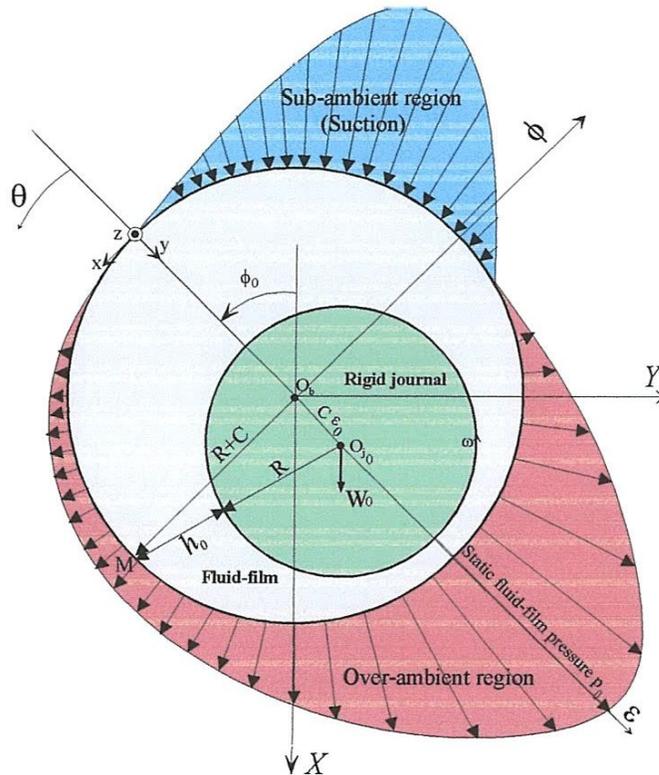


Figure.IV.1: Géométrie du palier aérodynamique rigide

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.

Nous présentons dans ce chapitre une technique de résolution rapide et précise des problèmes d'interaction fluide-structure dans les paliers compliants à feuilles. Une étude paramétrique est aussi envisagée afin de mettre en évidence les effets de l'élasticité des feuilles.

La figure (IV.2) montre une schématisation des déformations stationnaires dans le palier aérodynamique dû à la pression générée par ce dernier.

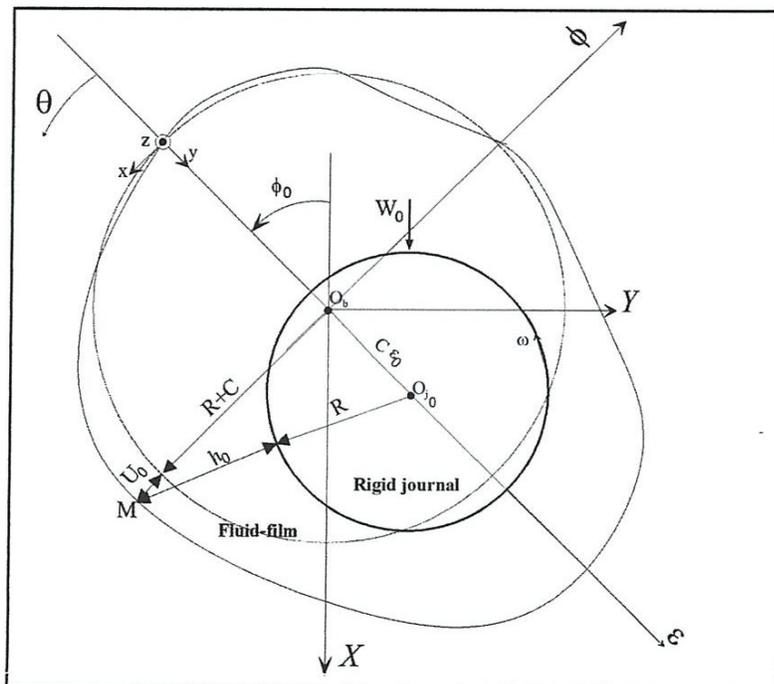


Figure IV.2 : Détails géométrique des déformations stationnaires dans un palier aérodynamique compliant

IV.2 Equation générale du film en régime stationnaire

La figure IV.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 .

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 défini par l'excentricité de fonctionnement statique $\varepsilon_0 = C\varepsilon_0$ 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 défini 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 $(l_b - l_{j_0} - M)$.

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

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 :

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

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.

IV.3 Equations de Reynolds d'ordre zéro

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

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

On fait les transformations sur les conditions aux limites suivantes :

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

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

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

IV.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 IV.3

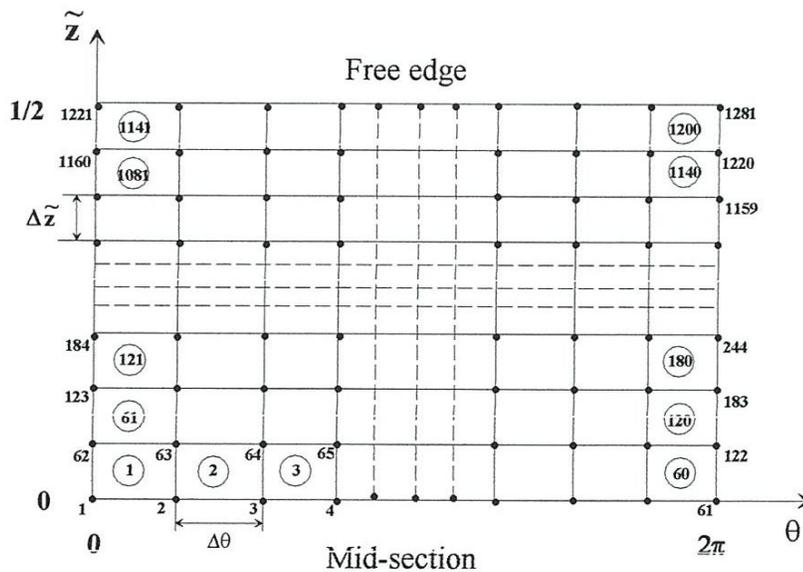


Figure. IV.3 : Maillage en éléments finis pour la résolution de l'équation de Reynolds stationnaire d'ordre zéro dans le demi palier

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

L'équation de Reynolds qui est une équation, aux dérivées partielles, fortement *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, parce qu'offrant la procédure la plus générale pour dériver les équations élémentaires directement des équations différentielles et peuvent être appliquées à la plupart des problèmes pratiques des sciences de l'ingénieur.

Une fois la variable du domaine, qui est la distribution de la pression aérodynamique dans le fluide, connue nous pourrions calculer les performances stationnaires des paliers aérodynamiques intégration du champ de vitesses moyennes, la portance par intégration du champ de pression aérodynamique.

IV.6 Approximation des formes intégrales par éléments finis

IV.6.1 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 (IV.3) en un résidu faible :

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

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 (IV.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.

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

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. IV.4) :

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

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

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

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

Où:

$$\tilde{p}_0^{(e)}(\theta, \tilde{z}) = \sum_{i=1}^4 N_i(\theta, \tilde{z}) \tilde{p}_0, \quad \delta \tilde{p}_0^{(e)}(\theta, \tilde{z}) = \sum_{i=1}^4 N_i(\theta, \tilde{z}) \delta \tilde{p}_0, \quad \tilde{h}_0^{(e)}(\theta, \tilde{z}) = \sum_{i=1}^4 N_i(\theta, \tilde{z}) \tilde{h}_0,$$

$$\frac{\partial \tilde{p}_0^{(e)}}{\partial \theta} = \sum_{i=1}^4 \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \tilde{p}_0, \quad \text{etc.} \quad (\text{IV.8})$$

Dans l'équation (IV.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 (IV.7) prend la forme de l'expression suivante :

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

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

$$k_{e_{ij}} = \iint_{\tilde{D}^{(e)}} \tilde{p}_0^{(e)}(\tilde{h}_0^{(e)})^3 \left(\frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + \lambda \frac{\partial N_i}{\partial \bar{z}} \frac{\partial N_j}{\partial \bar{z}} \right) d\theta d\bar{z},$$

et $f_{e_i} = \iint_{\tilde{D}^{(e)}} \Lambda \tilde{p}_0^{(e)} \tilde{h}_0^{(e)} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} d\theta d\bar{z} \quad (IV.10)$

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

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

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 IV.4), la fonction de forme bilinéaire (*polynôme de Lagrange*) est exprimée comme :

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

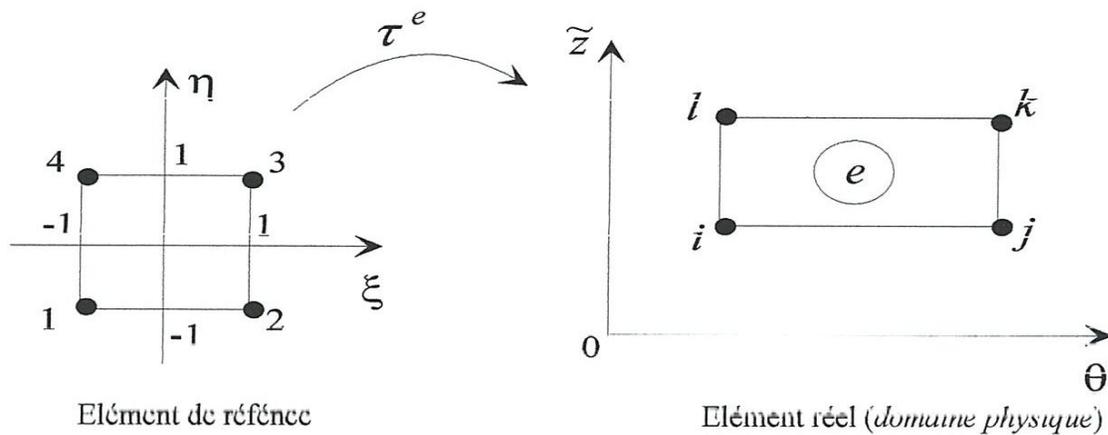


Figure.IV.4 : Transformation géométrique

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. IV.5)

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

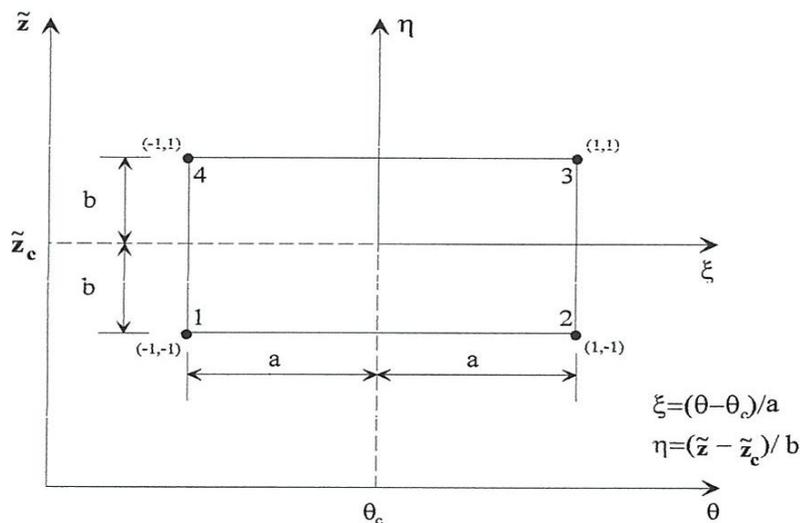


Figure.IV.5 : Un élément rectangulaire montrant la relation entre les coordonnées locales et globales

Où $a = \Delta\theta/2$ et $b = \Delta\tilde{z}/2$ sont la longueur et la largeur d'un élément $\tilde{D}^{(e)}$ dans le domaine physique, respectivement, et (θ_c, \tilde{z}_c) et 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_y} 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 IV.6.

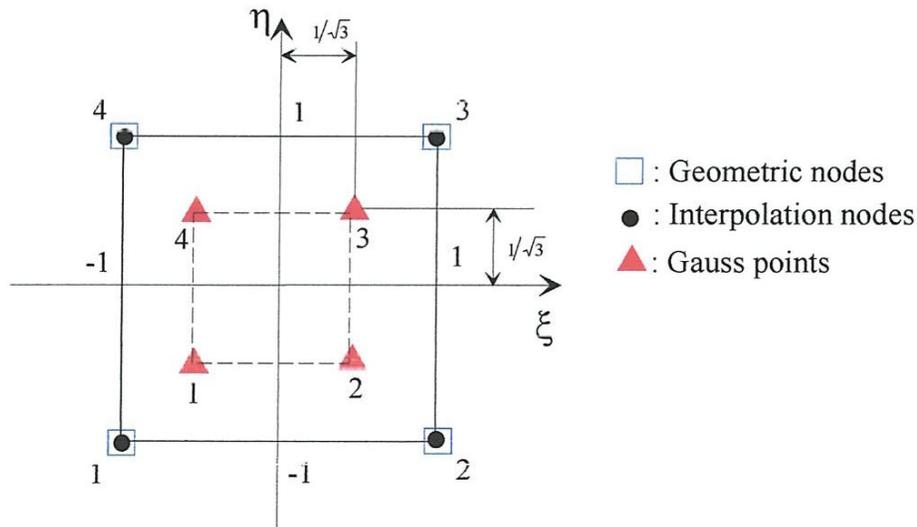


Figure.IV.6 : Représentation des points d'intégration de Gauss dans un élément de référence iso paramétrique

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

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

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

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 (IV.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 :

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

Où :

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

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

L'élément choisit 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. La figure (IV.4) indique l'élément de référence correspondant.

Les composantes de la force (équation. IV.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 :

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

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

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

IV.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 zéro 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 $\{P_0^{(0)}\}, \{P_0^{(1)}\}, \dots, \{P_0^{(k-1)}\}, \{P_0^{(k)}\}; \{P_0^{(k)}\}$, avec le vecteur $\{P_0^{(k-1)}\}$ est calculé

du vecteur de l'itération précédente $\{P_0^{(k-2)}\}$ en résolvant le système d'équation linéaire suivant :

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

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

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

$$\{P_0^{(k)}\} = \{P_0^{(k-1)}\} + \Omega_0 \{\Delta P_0^{(k)}\}$$

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 dans le cas indéformable pour chaque élément en utilisant le maillage en éléments finis (figure IV.3)
 - 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 IV.4a IV.4b

- 3.6 Résolution du système linéaire réduit $[K_r]\{P_{0,r}^{(k)}\} = \{F_r\}$ pour le vecteur de pression global réduit $\{P_{0,r}^{(k)}\}$ 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 $\{P_{0,r}^{(k)}\}$ 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
- $$\|n\| = \frac{\sqrt{\langle \Delta P_0^{(k)} \rangle \langle \Delta P_0^{(k)} \rangle}}{\sqrt{\langle P_0^{(k)} \rangle \langle P_0^{(k)} \rangle}}$$
- 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. Cette étape est nécessaire pour la résolution des équations dynamique complexe du premier ordre.

IV.8 Résultats discussion

Basé sur l'analyse décrite précédemment, un codes de calcul a été développé pour étudier les effets des déformations élastiques sur la structure à feuilles dans le cas stationnaire et cela pour étudier les performances du palier.

IV.8.1 Validation

Pour valider le programme de calcul développé pour l'étude des performances stationnaires tel que, l'angle de calage, la portance aérodynamique, la pression stationnaire maximale.

Les résultats obtenus par les programmes développés sont comparés avec les résultats publiés par *Heshmat et al*, et *Peng et Carpino* dans le tableau 1.

Tableau.1 : Comparaison des performances statique : angle de calage, portance aérodynamique et le pic de pression aérodynamique pour $L/D = \Lambda = 1$, $C/R = 8.64 \times 10^{-4}$

ε_0	α	ϕ_0 (degrees)	$\hat{W}_0 = W_0 / P_a R^2 = L/R \tilde{W}_0$	$\tilde{P}_{0_{max}} = P_{0_{max}} / P_a$	Note
0.60	1.	33.1	0.576	1.253	(1)
		32.1	0.568	1.253	(2)
		34.0	0.567	-	(3)
0.75	1.	26.7	0.796	1.339	(1)
		27.7	0.778	-	(2)
		26.3	0.783	-	(3)
0.90	1.	21.6	1.052	1.431	(1)
		22.4	1.020	1.485	(2)
		21.4	1.028	-	(3)

Comme on peut voir, les résultats sont en bonne concordance même à des grandes valeurs d'excentricité relative.

Les paramètres adimensionnels calculés à partir des valeurs numériques sont donnés par le tableau 1 comme suit : $\Lambda = 1.27$, $\alpha = 0.4$, $R/L = 0.5$, $C/R = 2 \times 10^{-3}$ qui sont le nombre de compressibilité, le facteur de compliance, le rapport entre la longueur et le rayon et le rapport entre le jeu radial et le rayon respectivement.

Les figures IV.7 à IV.10 montrent le profil de la pression aérodynamique stationnaire et l'épaisseur du film correspondante dans le demi palier à une valeur d'excentricité relative $\varepsilon_0 = 0.10$ (palier *faiblement chargé*) et cela pour les deux cas étudier palier à profil rigide et compliant.

On observe que l'effet de l'élasticité (compliance) des feuilles produit une propagation de la distribution de la pression dans la direction circonférentielle du palier avec une réduction importante du pic de pression qui produit par conséquence une diminution de la capacité de charge développée par le palier.

L'augmentation de l'épaisseur du film aérodynamique sur toute la surface du palier développé explique bien la diminution du champ de pression.

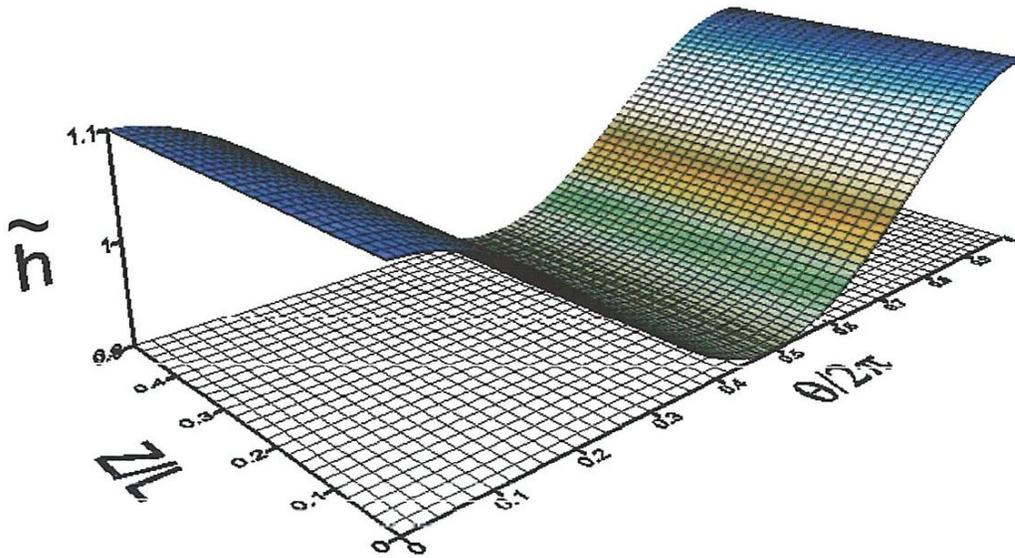


Figure.IV.7 : Epaisseur du film aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas rigide $\alpha = 0.0$,
Excentricité $\varepsilon_0 = 0.1$

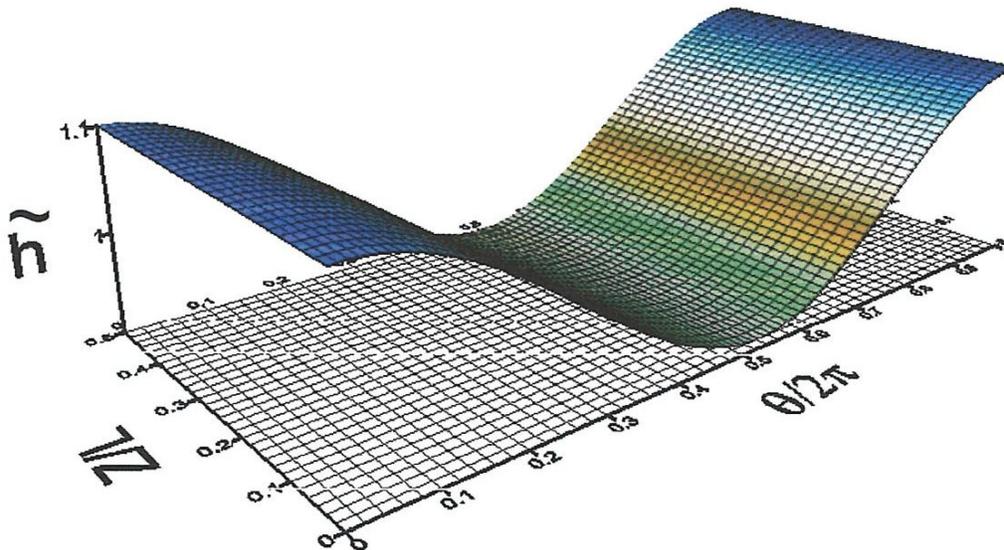


Figure.IV.8 : Epaisseur du film aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas compliant $\alpha = 0.4$,
excentricité $\varepsilon_0 = 0.1$

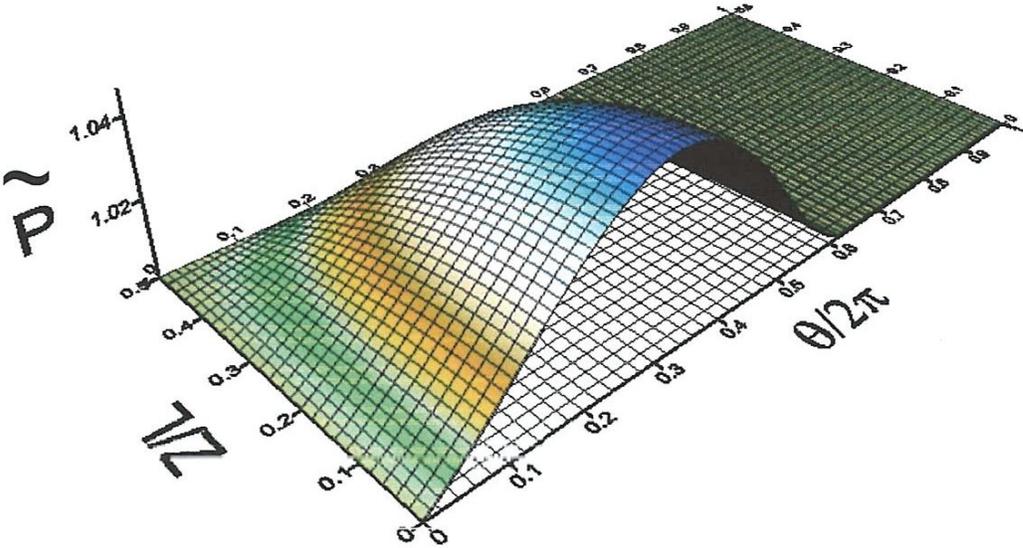


Figure.IV.9 : Pression aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas rigide $\alpha = 0.0$, excentricité $\varepsilon_0 = 0.1$

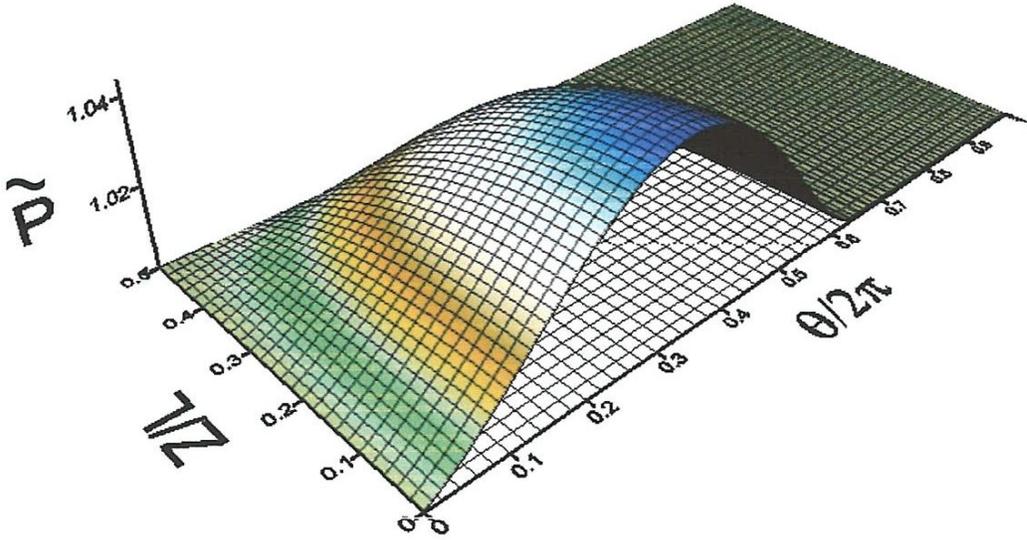


Figure.IV.10 : Pression aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas compliant $\alpha = 0.4$, excentricité $\varepsilon_0 = 0.1$

Les figures IV.11 à IV.14 montrent aussi le profil de la pression aérodynamique stationnaire et l'épaisseur du film correspondante dans le demi palier à une valeur d'excentricité relative $\varepsilon_0=0.50$ (palier *modérément chargé*) et cela pour les deux cas étudiés : palier à profil rigide et compliant.

Même constatation enregistrée dans le cas d'un palier faiblement chargé, on observe que l'effet de l'élasticité (compliance) des feuilles produit une propagation de la distribution de la pression dans la direction circonférentielle du palier avec une réduction importante du pic de pression qui produit par conséquence une diminution de la capacité de charge développée par le palier.

L'augmentation de l'épaisseur du film aérodynamique sur toute la surface du palier développé explique bien la diminution du champ de pression.

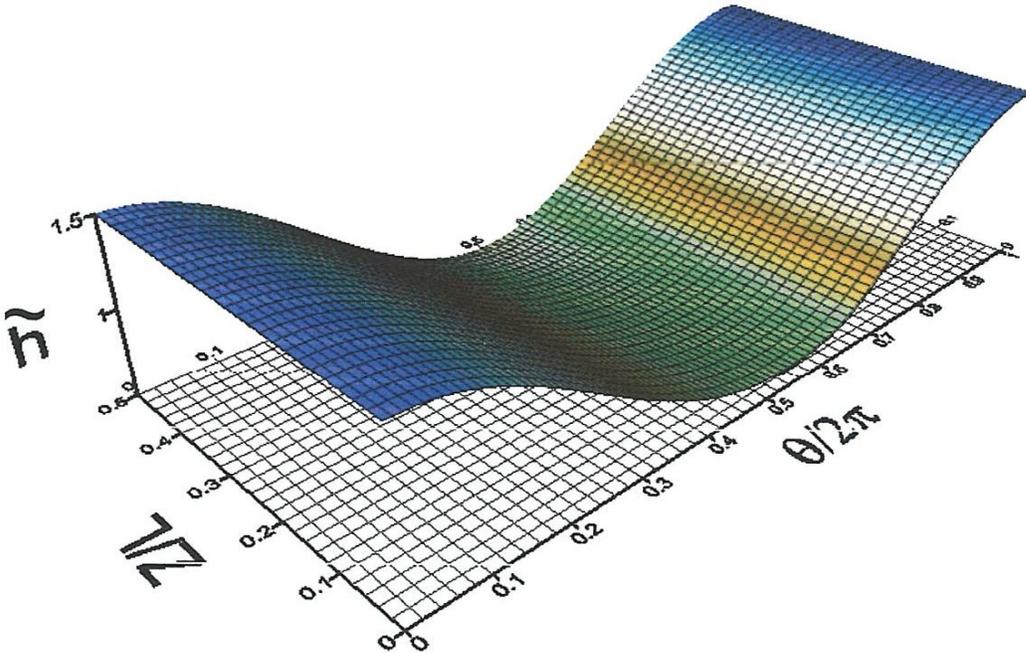


Figure.IV.11 : Epaisseur du film aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas rigide ($\alpha = 0.0$), excentricité $\varepsilon_0 = 0.5$

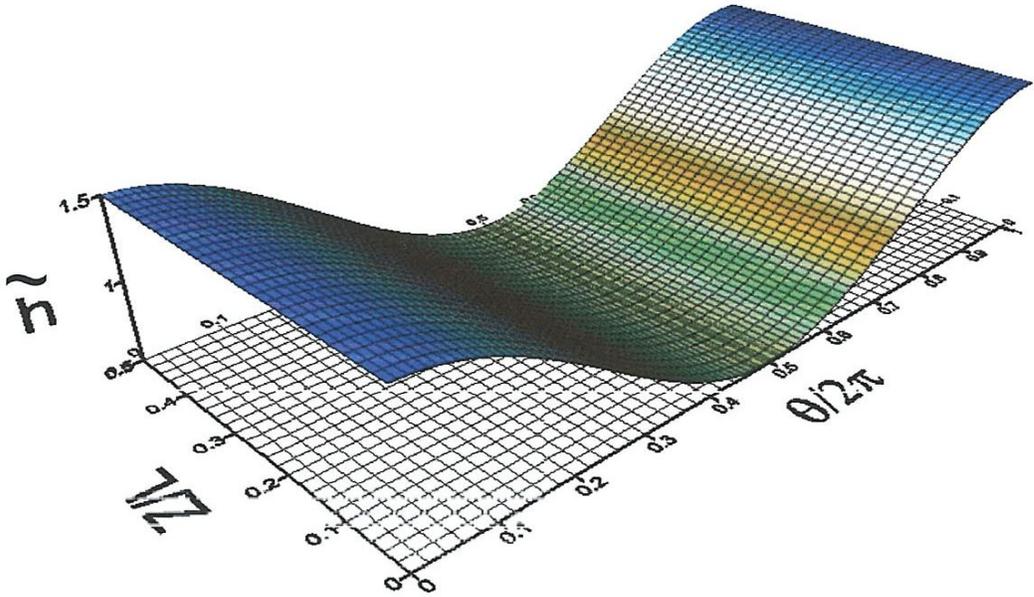


Figure.IV.12 : Epaisseur du film aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas compliant $\alpha = 0.4$,
excentricité $\varepsilon_0 = 0.5$

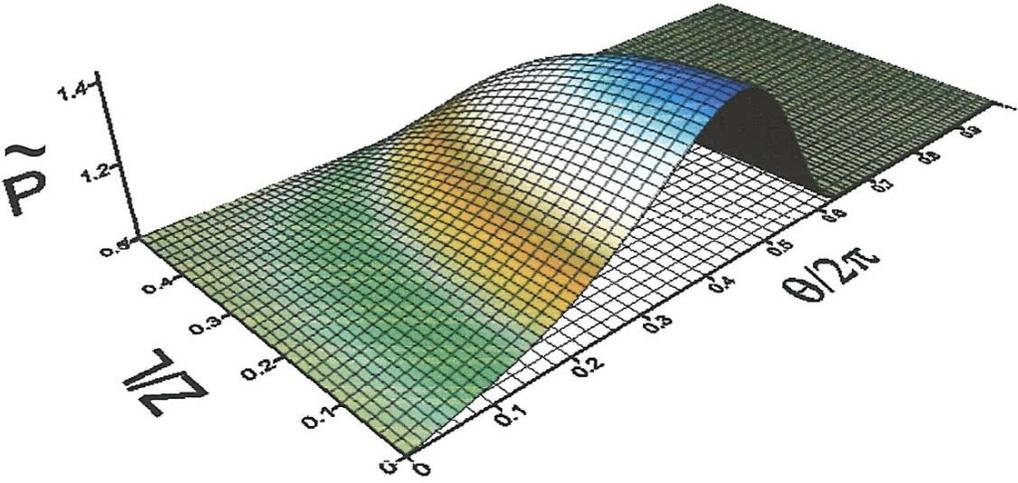


Figure.IV.13 : Pression aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas rigide $\alpha = 0.0$, excentricité $\varepsilon_0 = 0.5$

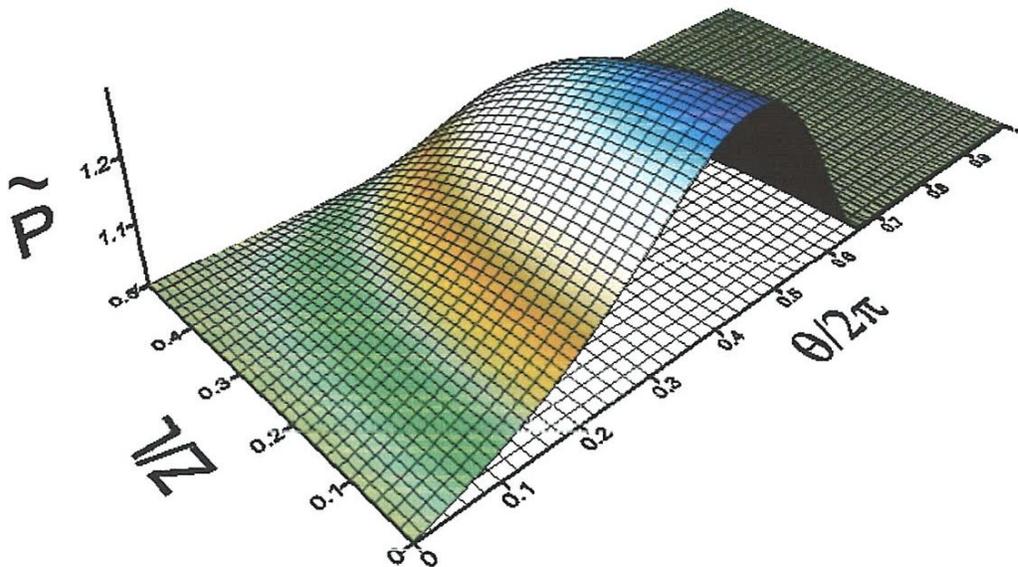


Figure.IV.14 : Pression aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas compliant $\alpha = 0.4$,
Excentricité $\varepsilon_0 = 0.5$

Les figures de IV.15 à IV.18 montrent le profil de la pression aérodynamique stationnaire et l'épaisseur du film correspondante dans le demi palier à une valeur d'excentricité relative $\varepsilon_0=0.90$ (palie *fortement chargé*) et cela pour les deux cas étudié palier à profil rigide et compliant.

Même constatation enregistrée dans le cas d'un palier fortement chargé, on observe que l'effet de l'élasticité (compliance) des feuilles produit une propagation de la distribution de la pression dans la direction circonférentielle du palier avec une réduction importante du pic de pression qui produit par conséquent une diminution de la capacité de charge développée par le palier.

L'augmentation de l'épaisseur du film aérodynamique sur toute la surface du palier développé explique bien la diminution du champ de pression.

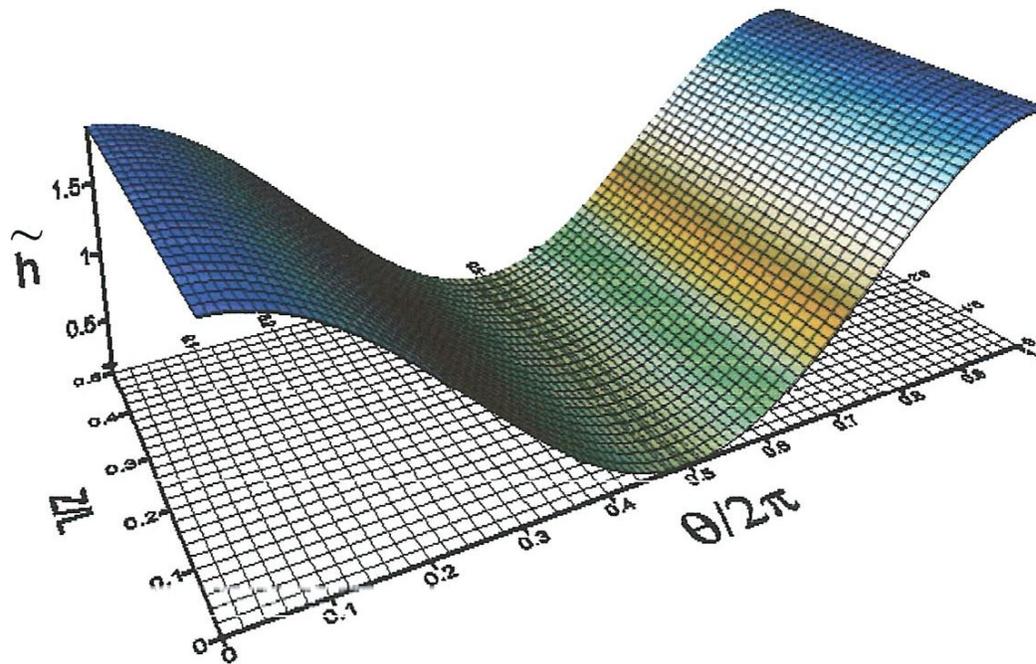


Figure.IV.15 : Epaisseur du film aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas rigide $\alpha = 0.0$,
excentricité $\varepsilon_0 = 0.9$

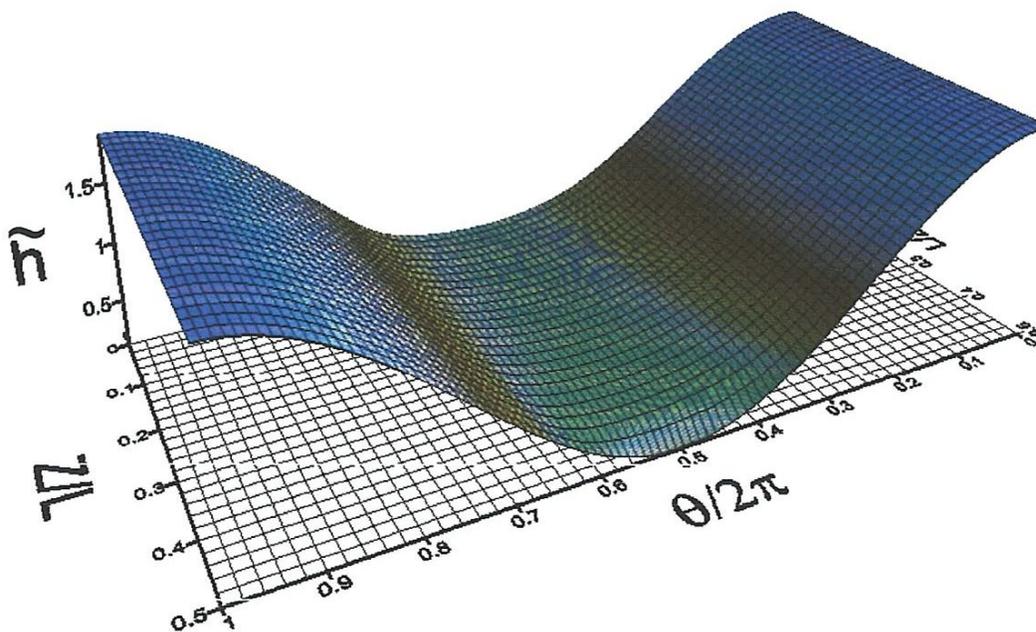


Figure.IV.16 : Epaisseur du film aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas compliant $\alpha = 0.4$, excentricité
 $\varepsilon_0 = 0.9$

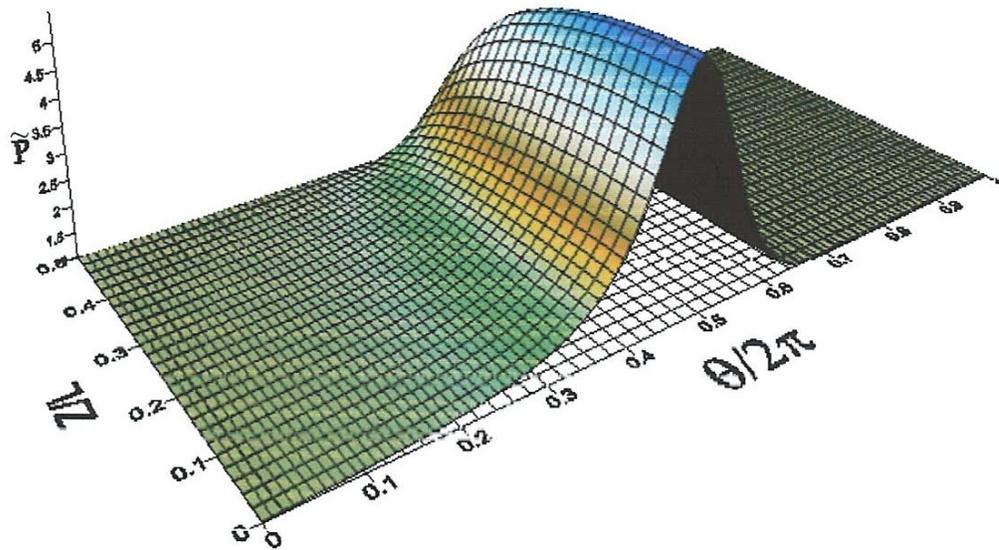


Figure.IV.17 : Pression aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas rigide $\alpha = 0.0$, excentricité $\varepsilon_0 = 0.9$

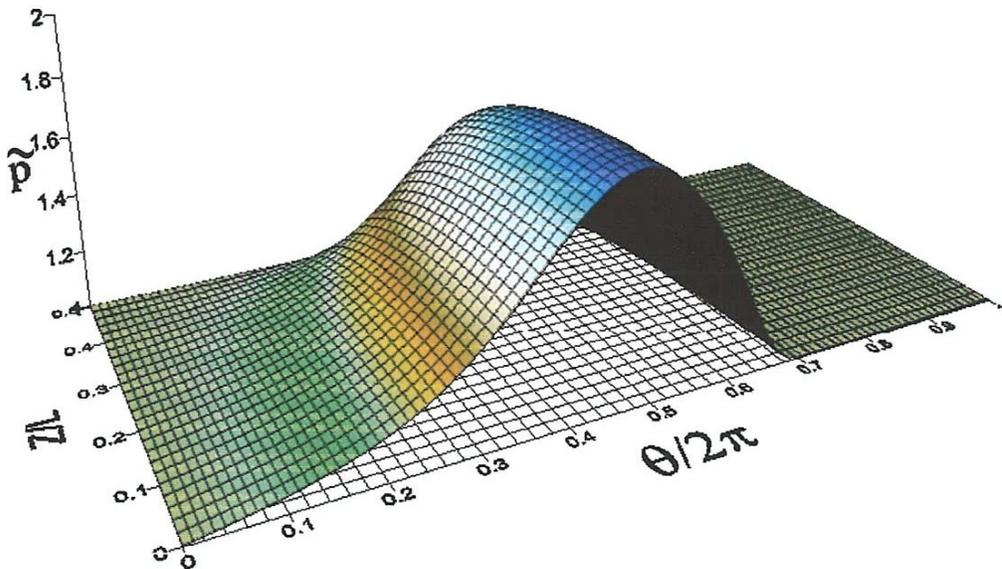
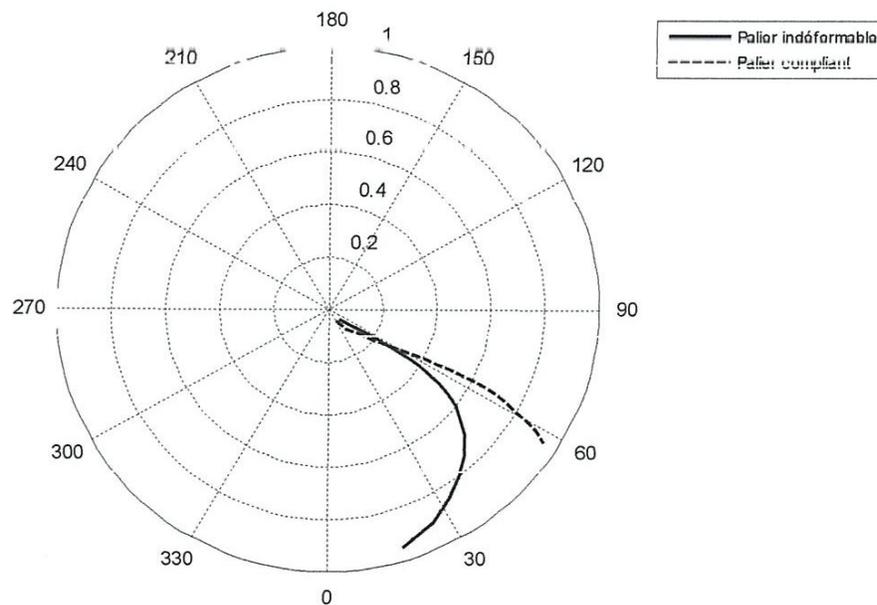


Figure.IV.18 : Pression aérodynamique $\Lambda = 1.27$, cas compliant $\alpha = 0.4$,
Excentricité $\varepsilon_0 = 0.9$

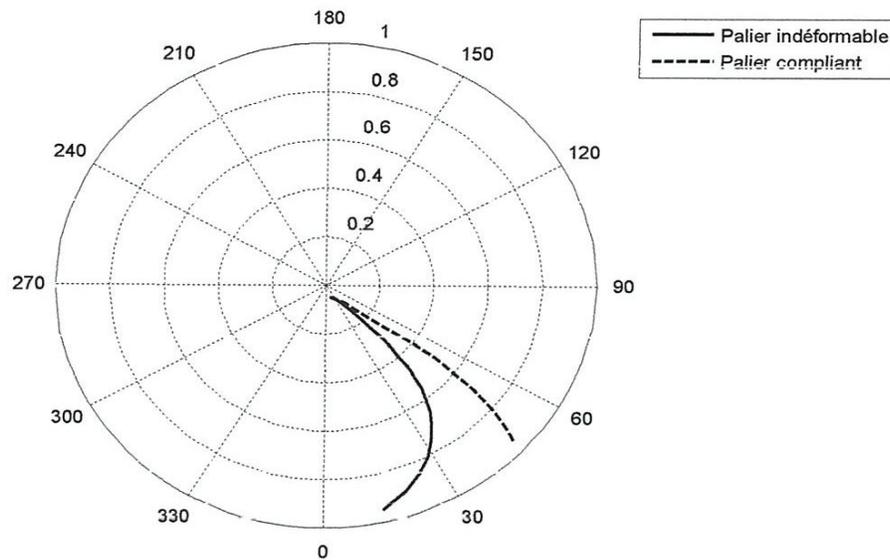
Contrairement aux résultats du film lubrifiant, le champ de la pression aérodynamique dans le cas d'un palier indéformable est supérieur à celui d'un palier compliant pour les deux valeurs de l'excentricité relative $\varepsilon=0.1$ et $\varepsilon=0.9$, c'est à dire le cas d'un palier faiblement et fortement chargé.

IV.8. 2 Etude de l'effet de la compliance des feuilles sur l'angle de calage

Un autre paramètre important dans notre étude est l'angle de calage, la variation de l'angle de calage en fonction de l'excentricité relative pour deux valeurs de Λ (1.0 et 0.5), est présentée sur la figure IV.19, on remarque clairement que les valeurs de l'angle de calage sont supérieures dans le cas d'un palier compliant comparés au palier indéformable pour les deux valeurs de Λ .



a) $\Lambda=0.5$



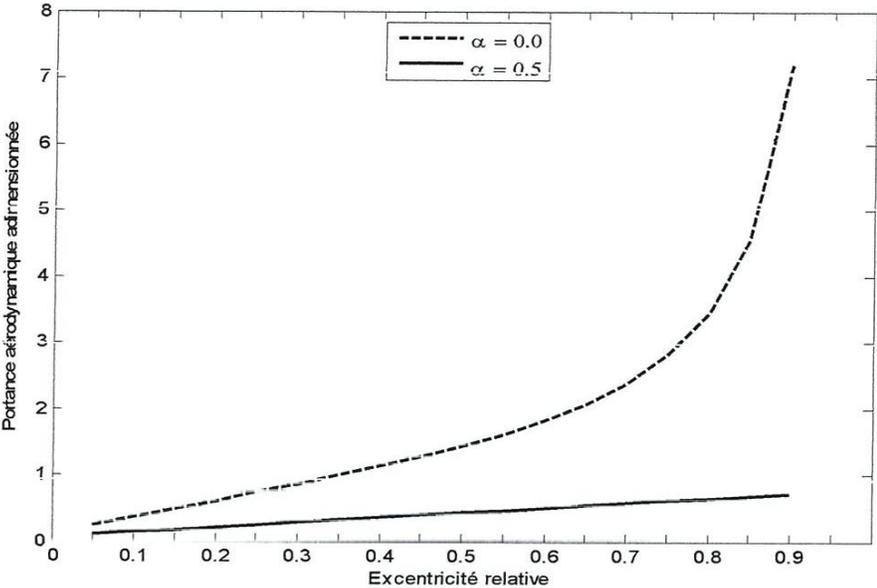
b) $\Lambda=1.0$

Figure IV.19 : Variation de l'angle de calage en fonction de l'excentricité relative pour deux valeurs du nombre de compressibilité

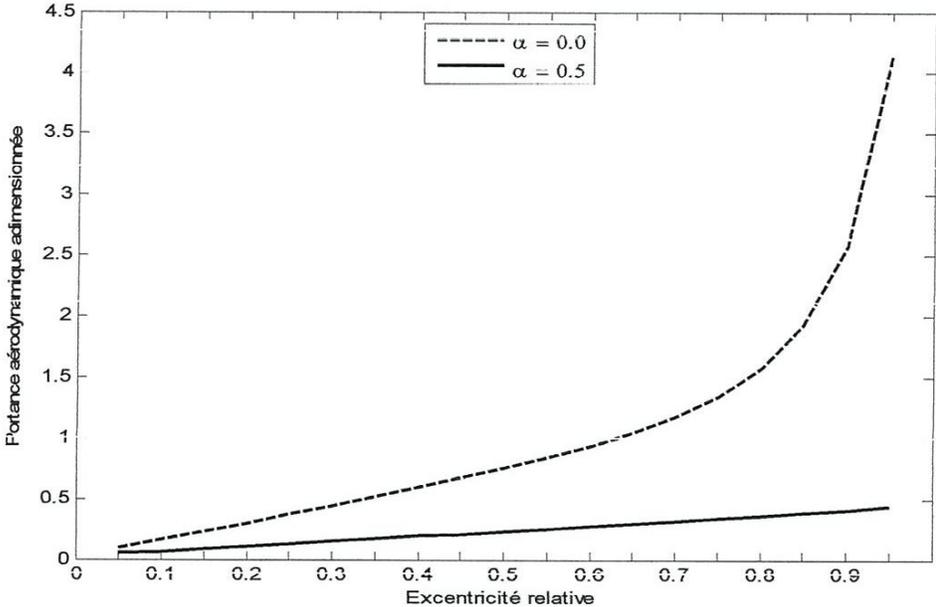
IV.8.3 Etude de l'effet de la compliance des feuilles sur la portance aérodynamique

La figure IV.20 représente la variation de la portance aérodynamique adimensionnée en fonction de l'excentricité relative statique pour un nombre de compressibilité $\Lambda=1$ et $\Lambda=0.5$ respectivement.

Une augmentation de la portance aérodynamique adimensionnée avec l'excentricité relative, cette augmentation est plus significative dans le cas des paliers à profil rigide (*indéformable*), on remarque aussi que l'écart devient plus important à forte excentricité, c'est-à-dire lorsque le palier est lourdement chargé.



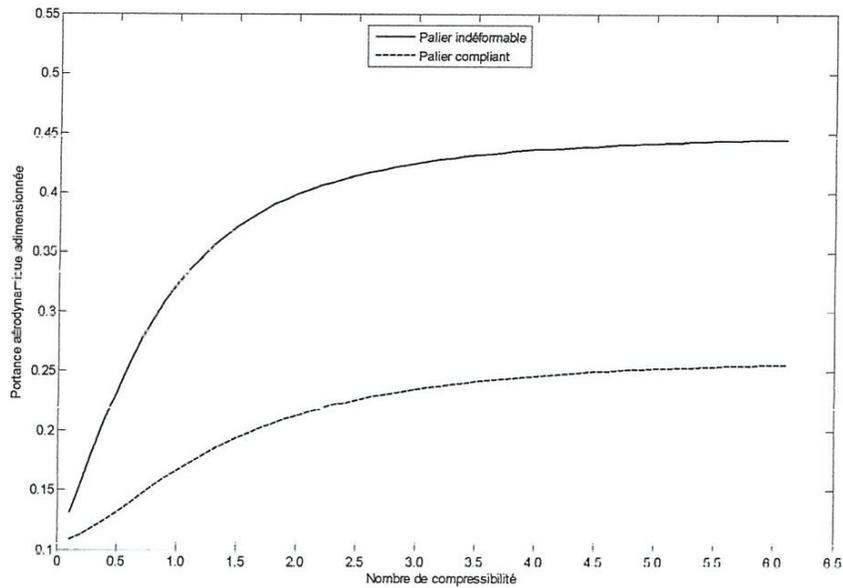
a) $\Lambda=1.0$



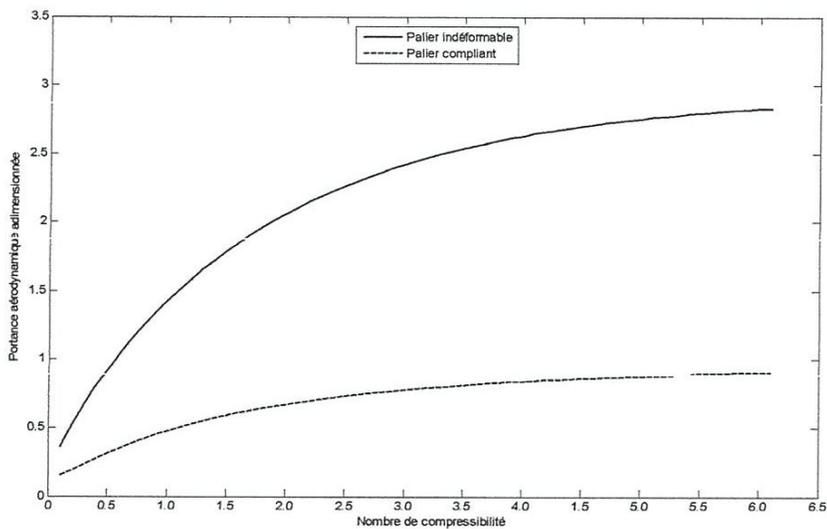
b) $\Lambda=0.5$

Figure IV.20 : Evolution de la portance aérodynamique adimensionnée en fonction de l'excentricité relative pour des paliers indéformable et compliant calculée pour $\Lambda=0.5$ et 1

L'évolution de la portance aérodynamique adimensionnée en fonction du nombre de compressibilité pour une excentricité relative $\varepsilon=0.1$ et $\varepsilon=0.5$ est illustrée dans la figure IV.21, les valeurs de Λ variés entre 0.1 jusqu'à 6.0, les paliers à profil indéformable ont une portance aérodynamique plus élevée à celle des paliers compliant.



a) $\varepsilon=0.1$



b) $\varepsilon=0.5$

Figure IV.21 : Evolution de la portance aérodynamique adimensionnée en fonction du nombre de compressibilité pour deux valeurs de l'excentricité relative

IV.9. Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre nous avons présenté une validation du programme de calcul développé par la comparaison du champ de pression et de la portance aérodynamique avec les résultats issus de la littérature.

La deuxième partie a été consacrée 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 dans cette étude aux paliers aérodynamiques à feuilles à géométrie rigide et déformable (*compliant*) dont l'objectif était de développer des programmes de calcul et de simulation pour la prédiction du comportement stationnaire de ces paliers, à savoir le champ de pression, l'épaisseur du film, l'angle de calage statique et la portance aérodynamique.

Dans un premier temps nous avons choisi de travailler sur le comportement stationnaire, l'objectif était de trouver des profils de paliers particulièrement pour soutenir des charges élevées notre réflexion sur la définition des profils déformables initiaux a permis de mettre en place une méthodologie basée sur des profil rigides

Le traitement numérique du problème d'interaction fluide-structure en lubrification aérodynamique a nécessité l'utilisation de la formulation en éléments finis et l'application de l'algorithme de substitution successive pour trouver une solution à l'équation de Reynolds d'ordre zéro qui est fortement non linéaire.

Dans cette étude on a choisi pour une première approximation l'utilisation du modèle élastique de *Heshmat*, ce dernier se distingue par sa simplicité à être implémenté dans un code de calcul numérique itératif.

Les résultats obtenus par le programme de calcul développé ont montré que la compliance des feuilles doit être prise en considération dans le cas d'une étude stationnaire des paliers à gaz surtout lorsqu'ils fonctionnent à des excentricités très élevées (lourdement chargés). Il convient de souligner que l'élasticité des feuilles entraîne :

- Une diminution du pic de pression et la capacité de charge du palier
- Une augmentation de l'angle de calage et de l'épaisseur minimale du film

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] Raimondi A. A., 1961, A numerical solution for the gas-lubricated full journal bearing of finite length, ASLE Transactions, 4, 131-155.
- [5] Sternlicht B., 1959, Elastic and damping properties of cylindrical journal bearings, Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Vol. 81, 101-108.
- [6] Ausman J. S., 1963, Linearized *ph* stability theory for translatory half-speed whirl of long, self acting gas-lubricated journal bearings, ASME J. Basic Eng., 85, 4, 611-619.
- [7] Lund J. W., 1967, A theoretical analysis of whirl instability and pneumatic Hammer for a rigid rotor in pressurized gas journal bearings, ASME J. Lubrication Technology, 89, 2, 154-163.
- [8] Lund J. W., 1968, Calculation of stiffness and damping properties of gas bearings, ASME J. Lubrication Technology, 90, 793-803.
- [9] Lund J. W., 1976, Linear transient response of a flexible rotor supported in gas-lubricated bearings, ASME J. Lubrication Technology, 98, 1, 57-65.
- [10] 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.
- [11] 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.
- [12] Lund J. W., 1987, Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal bearings, Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Vol. 109, 37-41.
- [13] Peng J. P., Carpino M., 1994, Coulomb friction damping effects in elastically supported gas foil bearings, STLE Tribology Transactions, Vol. 37, 1, 91-98.
- [14] Matta P., 2009, Analyse expérimentale des paliers aérodynamiques, Thèse de Doctorat, Poitiers University, France.
- [15] Matta P., Arghir M., Bonneau O., 2010, Experimental analysis of cylindrical air-bearing dynamic coefficients, Tribology Transactions, 53, 329-339.
- [16] Paulsen B. T., Morosi S., Santos I. F., 2011, Static, dynamic, and thermal properties of compressible fluid film journal bearings, Tribology Transactions, 54, 282-299.

-
- [17] Peng, Z.-C., and Khonsari, M. M., 2004, "On the Limiting Load-Carrying Capacity of Foil Bearings," *ASME J. Tribol.*, **126**, pp. 817-818.
- [18] Radil, K., Howard, S., and Dykas, B., 2002, "The Role of Radial Clearance on the Performance of Foil Air Bearings," *STLE Tribol. Trans.*, **45**, pp. 485-490.
- [19] Kim, T.H., and L. San Andrés, 2006, "Limits for High Speed Operation of Gas Foil Bearings," *ASME J. Tribol.*, **128**, pp. 670-673.
- [20] Heshmat, H., Shapiro, W., and Gray, S., 1982, "Development of Foil Journal Bearings for High Load Capacity and High Speed Whirl Stability," *ASME J. Lubr. Tech.*, **104**, pp. 149-156.
- [21] DellaCorte, C., and Valco, M. J., 2000, "Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications," NASA/TM—2000-209782.
- [22] Heshmat, H., 1994, "Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capacity," *J. Tribol.*, **116**, pp. 287-295.
- [23] Heshmat, H., 2000, "Operation of Foil Bearing Beyond the Bending Critical Mode," *ASME J. Tribol.*, **122**(1), pp. 192-198.
- [24] Lee, Y. B., Kim, T. H., Kim, C. H., Lee, N. S., and Choi, D. H., 2004. "Dynamic Characteristics of a Flexible Rotor System Supported by a Viscoelastic Foil Bearing (VEFB)," *Tribol. Intl.*, **37**, pp. 679-687.
- [25] Lee, Y. B., Kim, T. H., Kim, C. H., Lee, N. S., and Choi, D. H., 2003, "Unbalance Response of a Super-Critical Rotor Supported by Foil Bearings – Comparison with Test Results," *STLE Tribol. Trans.*, **47**(1), pp. 54-60.
- [26] H. HESHMAT, « Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capability », *Journal of Tribology*, avril 1994, vol 116, pages 287-295.
- [27] H. HESHMAT, « Operation of Foil Bearings Beyond the Bending Critical Mode », *Journal of Tribology*, janvier 2000, vol 122, pages 192-198.
- [28] H. HESHMAT, W. SHAPIRO , S. GRAY « Development of Foil Journal Bearings for High Load Capacity and High Speed Whirl Stability », *Journal of Tribology*, avril 1982, vol 104, pages 149-156.
- [29] « Oil-Free Turbocharger Demonstration Paves Way to Gas Turbine Engine Applications », <http://www.albany.net/~miti/spring99.htm>.
- [30] S. A. HOWARD, « Rotordynamics and Design Methods of an Oil-Free Turbocharger », *Tribology transactions*, 1999, vol 42, pages 174-178.
- [31] M. SALEHI, H. HESHMAT, « On the Fluid and Thermal Analysis of a Compliant Surface Foil Bearing and Seal », *Tribology Transactions*, 2000, vol 43, pages 318-324.
- [32] G. Grau, « Paliers aérodynamiques radiaux à structure à feuilles : Contribution à l'étude statique et comportement dynamique non linéaire », thèse de Doctorat, 2004
-