

Visa du chef de département des
Sciences et Technologies
Signature:.....
Date:.....

ÉTUDE DE L'EFFET DE LA TEXTURATION SUR LES CARACTÉRISTIQUES DES BUTEES HYDRODYNAMIQUE

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de master académique
en «*Installations Energétiques*»

Encadreur: M. Kouider Mostefa

Signature.....

Date:

Réalisé par: Derbal El Habib

Signature.....

Date:

Membres du jury

M. Oudrane A

MAA

Président

M. Merghache M

MCB

Examineur

M. Kouider Mostefa

MAA

Encadreur

Visa du chef de département des
Sciences et Technologies
Signature:.....
Date:.....

ÉTUDE DE L'EFFET DE LA TEXTURATION SUR LES CARACTÉRISTIQUES DES BUTEES HYDRODYNAMIQUE

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de master académique
en «*Installations Energétiques*»

Encadreur: M. Kouider Mostefa

Signature.....

Date:

Réalisé par: Derbal El Habib

Signature.....

Date:

Membres du jury

M. Oudrane A

MAA

Président

M. Merghache M

MCB

Examineur

M. Kouider Mostefa

MAA

Encadreur

Dédicaces

Je dédie ce travail à mes chers parents.

A toute ma famille.

Tous mes amis et collègues.

Remerciements

A DIEU, pour la force qu'il me donne, et qu'il donne aux personnes qui m'ont aidées et soutenues

A mes parents et amis, pour leurs soutiens et leurs bénédictions.

A M. MOSTEFA KOUIDER pour sa disponibilité et son soutien.

A ma grande famille pour leurs prières et soutiens.

A tous ceux qui ont été à mes côtés jusqu'à aujourd'hui.

A tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

A tous mes camarades de classe et mes collègues.

SOMMAIRE

Dédicaces	
Remerciements	
Sommaire	
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale.....	12
CHAPITRE 1: Recherche bibliographique	14
Introduction.....	15
1.1 L'état de surface en lubrification	15
1.1.1 Etude en régime de lubrification limite/mixte	16
1.1.2 Etude en régime de lubrification hydrodynamique.....	18
1.2 Butée hydrodynamique	19
1.2.1 Butées hydrodynamiques conventionnelles à géométrie fixe	21
1.2.1.1 Patins à plans inclinés.....	21
1.2.1.2 A patins à faces parallèles	22
1.2.1.3 Patins à faces parallèles complaintes.....	23
1.3 Texturation de la butée.....	25
1.3.1 Texturation du grain fixe.....	25
1.3.2 Texturation de la butée à patins inclinés	25
1.3.3 Texturation d'autres phénomènes (TEHD, EHD, THD).....	25
1.4 Thermoelastohydrodynamique (TEHD)	25
1.4.1 Ration du grain mobile.....	25
1.4.2 Transient élastohydrodynamique (EHD)	26
1.4.3 Thermohydrodynamique (THD)	26
CHAPITRE 2: Formulation mathématique du problème	27
Introduction.....	28
2.1 Hypothèses	28
2.1.1 Equation de Reynolds.....	28
2.1.2 Calcul de pression	31
2.2 La hauteur du film	31
2.3 Les différents types de texturation	31
2.4 Caractéristiques hydrodynamiques	32
2.4.1 La charge	32
2.4.2 La force de frottement	33

2.4.3 Le débit.....	33
2.5 Conditions aux limites de la pression	33
CHAPITRE 3: Résultats et interprétation.....	35
Introduction.....	36
3.1 Loi de variation de la viscosité	36
3.2 Méthode de résolution.....	37
3.3 Méthode numérique de résolution	38
3.4 Les différents types de texturation	39
3.5 Variation de pression	39
3.5.1 Suivant la direction radiale.....	39
3.5.2 Suivant la direction tangentielle	43
Conclusion générale	48
Bibliographie	50
Résumé	52

NOMENCLATURE

A:	Amplitude de la rugosité périodique	[μm]
B:	Longueur patin.	[mm]
D:	Variable universelle.	
h:	Epaisseur du film.	[μm]
$h_0(t)$:	L'épaisseur moyenne du film.	[μm]
\dot{I} :	La différence relative.	[%]
p:	Pression hydrodynamique du fluide lubrifiant.	[MPa]
Q:	Débit volumique.	[m^3/s]
Re:	Nombre Reynolds.	
U:	Vitesse relative des surfaces.	[m^3/s]
$V(\Omega_-)$:	Vitesse de la frontière de rupture du film lubrifiant.	[m^3/s]
$V(\Omega_+)$:	Vitesse de la frontière de reformation du film lubrifiant.	[m^3/s]
W:	Charge générée dans le contact.	[N]
W_a :	Force extérieure.	[N]
x_r :	Frontière de rupture.	[mm]
x_f :	Frontière de reformation.	[mm]
μ :	La viscosité dynamique.	[Pa.s]
ρ :	Masse volumique du mélange lubrifiant et gaz.	[kg/m^3]
ρ_0 :	Masse volumique lubrifiant.	[kg/m^3]
Ω :	Zone active du film lubrifiant.	
Ω_0 :	Zone inactive du film lubrifiant.	

ξ :	Représente la différence relative entre W_a et W .	[%]
Δt :	Pas de temps.	[s]
Oxyz:	Systeme d'axes de référence orthogonal.	
EHD:	Elasto-Hydro-Dynamique.	
HD:	Hydrodynamique.	
THD:	Thermohydrodynamique.	
TEHD:	Thermoelastohydrodynamique.	

LISTE DES FIGURES

Fig.1	Effet d'une cavité sur un film lubrifiant EHD et sur la distribution de pression. A) interférogramme chromatique. B) Epaisseur de film et profil de pression (source Kupka et al [9]).	17
Fig.2	(a) Evolution de la pression pour une cavité (comparaison entre la solution analytique de Fowell et la solution par volume fini). (b) Correspondance du ratio ρ/ρ_0 . (Source : Gherca et al [19]).	18
Fig.3	Butée hydrodynamique.	19
Fig.4	Grain fixe (stator).	20
Fig.5	Butée à faces parallèles.	22
Fig.6	Schéma d'une butée à patins complaints (source Fesanghary[35]).	23
Fig.7	Comparaison de l'épaisseur de film circonférentielle. A: Profil optimal théorique, B: Profil mesuré du patin complaint optimal, C: profil mesuré pour un patin oscillant. Source : Wasilczuk [39].	24
Fig.8	Système d'axes et notations.	29
Fig.9	Texturation-circonférentielle.	31
Fig.10	Texturation-rectangulaire.	31
Fig.11	Texturation-poche.	32
Fig.12	Texturation-Radiale.	32
Fig.13	Sans Texturation.	32
Fig.14	Schéma d'une butée à patins inclinés.	33
Fig.15	Domaine d'étude : Ω zone active et Ω_0 zone inactive [2].	34
Fig.16	Variation de viscosité dynamique d'une huile ISO VG 68 en fonction de la température. [Document SOLVIA].	36
Fig.17	L'organigramme général pour le cas Hydrodynamique HD.	38
Fig.18	Représentation de la hauteur du film en 3D pour les différents cas étudiés.	39
Fig.19	L'évolution de pression selon la direction radiale dans un patin sans texturation.	39
Fig.20	L'évolution de pression selon la direction radiale dans une texturation rectangle.	40
Fig.21	L'évolution de pression selon la direction radiale avec texturation circonférentielle.	40
Fig.22	L'évolution de pression selon la direction radiale dans une texturation à poche.	41
Fig.23	L'évolution de pression selon la direction radiale dans une texturation radiale.	41
Fig.24	L'évolution de pression selon la direction radiale pour différents modes de texturation pour ($i = 3, \theta = 1.86667^\circ$).	42

Fig.25	L'évolution de pression selon la direction radiale pour différents modes de texturation pour ($i = 11, \theta = 9.333^\circ$).	42
Fig.26	L'évolution de pression selon la direction radiale pour différents modes de texturation pour ($i = 18, \theta = 15.86^\circ$).	43
Fig.27	L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans un patin sans texturation.	43
Fig.28	L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans une texturation rectangle.	44
Fig.29	L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans une texturation circonférentielle.	44
Fig.30	L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans une texturation à poche.	45
Fig.31	L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans une texturation radiale.	45
Fig.32	L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans les différents modes de texturation pour ($j = 3, R = 0.201\text{mm}$).	46
Fig.33	L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans les différents modes de texturation pour ($j = 11, R=0.255\text{mm}$).	46
Fig.34	L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans les différents modes de texturation pour ($j = 18, R = 0.30225\text{mm}$).	47

LISTE DES TABLEAUX

Tab.1	Type de butée hydrodynamique (données non exhaustives). Source : H.C. Rappel [21].	20
Tab. 2	Conditions de fonctionnement et géométrie du patin texturé.	37

Introduction générale

Introduction générale

Les butées hydrodynamiques ont pour objectif principal de supporter une charge axiale. Ces organes de support et de guidage en rotation sont de plus en plus utilisés dans les machines tournantes contemporaines (turboréacteurs, alternateurs...). Ils sont constitués de trois parties : le patin (géométrie fixe ou oscillants), le disque en rotation, et le film lubrifiant qui les sépare. De nos jours, ils sont pour la plupart très sollicités tant au niveau de la température de fonctionnement qu'au niveau de l'épaisseur minimale du film fluide. Cette situation résulte des conditions de plus en plus sévères appliquées sur ces organes de guidage de rotors. L'accroissement des vitesses et des charges augmente l'énergie dissipée dans le film d'huile donc les températures, modifiant sensiblement les caractéristiques du lubrifiant et les performances de la butée. Ceci entraîne une baisse de la viscosité du lubrifiant, donc de la capacité de charge.

Le modèle isotherme, qui fût utilisé durant de nombreuses années, ne donne de bons résultats que dans des cas simples, pour lesquels l'énergie dissipée est faible et l'augmentation de température trop faible pour introduire une variation de la viscosité du lubrifiant. Cette observation, mise en évidence par des études expérimentales, conduit naturellement à étudier les phénomènes thermiques. Les effets thermiques dans les butées hydrodynamiques ont été largement étudiés au cours des vingt dernières années.

Le problème sera traité ici par une étude de l'effet de la texturation. Pour cela, on calcul la répartition de la pression, la force portante, la force de frottement, le coefficient de frottement, les différents débits d'huile pour différents cas de texturation à savoir (radiale, tangentielle, rectangulaire et poche). La transformation des différentes formules par un changement de variable adéquat, nous permettra d'obtenir des résultats sous la forme adimensionnelle qu'on peut transposer pour les butées de différentes dimensions.

Cette étude à double objectif, le premier précise l'état des connaissances en lubrification des butées hydrodynamiques. Le deuxième à caractère numérique comporte deux parties :

1. La formulation mathématique du problème hydrodynamique d'une butée fonctionnant en régime laminaire.
2. Elaboration d'un programme de calcul des caractéristiques hydrodynamique de la butée cible.

Le travail effectué est présenté en trois chapitres. D'abord une Introduction générale, Le premier chapitre est à caractère bibliographique, le deuxième chapitre présente la formulation mathématique des équations de bases de la lubrification hydrodynamique, ensuite le troisième chapitre qui concerne la méthode de résolution, l'organigramme et les résultats obtenus et enfin une conclusion générale.

CHAPITRE 1:

Recherche bibliographique

Introduction

La butée est un élément mécanique de support, essentiel notamment dans le fonctionnement des turbomachines. L'optimisation des butées fait l'objet de nombreuses recherches depuis plus d'un siècle et des améliorations lui ont été apportées au cours des années. Aujourd'hui, le développement de nouvelles techniques d'usinage permet de maîtriser la géométrie des surfaces jusqu'au niveau micro voire même nanométrique. Ainsi, l'amélioration du fonctionnement des butées reste toujours un sujet d'actualité. Par ailleurs, l'augmentation de la capacité de charge des butées permettrait une réduction de leurs dimensions, ce qui serait conforme avec les tendances technologiques actuelles qui exigent la réduction de la taille des composants mécaniques, l'optimisation du fonctionnement de la butée à travers la texturation des surfaces fait maintenant l'objet d'un nombre croissant de travaux scientifiques aussi bien théoriques qu'expérimentaux.

1.1 L'état de surface en lubrification

Toutes surfaces, quelle que soit leur nature, présentent un profil géométrique unique qui est constitué par une multitude d'éléments individuels (aspérités, protubérances, irrégularités, creux, bosses etc.). Désigné par différents termes selon le contexte (état de surface, texture, topographie, cartographie etc.), l'ensemble de ces éléments devient fondamental dans l'étude du frottement sec ou lubrifié. L'un des premiers à avoir cette réalisation est Léonard de Vinci, qui marque le XVe siècle avec ses contributions dans le domaine de la tribologie. En se servant de dispositifs qu'il construit pour quantifier les efforts de frottement entre deux corps, Léonard de Vinci observe une importante dépendance entre l'état de surface et le coefficient de frottement. Plus d'un siècle après, Guillaume Amontons réalise en France des expériences qui lui permettent de développer plusieurs lois et théories. Dans ses mémoires, il exprime sa conviction que le frottement entre deux surfaces est principalement généré par des interactions entre des aspérités qui s'opposent au mouvement.

Moins connu, Bernard Forrest de Bélino, un ingénieur militaire français qui a vécu au XVIIIe siècle, est le premier à réaliser un modèle théorique de la rugosité des surfaces. En imaginant la géométrie des surfaces comme une multitude de creux et de bosses de forme hémisphérique, il utilise ce modèle pour calculer le rapport entre la force de frottement et la charge appliquée, qu'il estime voisine de 0,35. Nous ne pouvons pas oublier les contributions en matière de frottement de Charles Augustin Coulomb, né à Angoulême en 1736, qui parmi ses nombreux travaux, réalise les premières études sur les effets induits par la rugosité des surfaces en présence d'un lubrifiant. Pour suivre l'ordre chronologique des contributions, d'autres noms importants méritent d'être mentionnés, comme Arthur Jules Morin – un grand mécanicien du XIXe siècle qui a étudié en détail le frottement de glissement – et Gustave Adolphe Hirn – très connu pour ses études sur la lubrification hydrodynamique. Cependant, le phénomène de grippage était souvent rencontré dans

le fonctionnement des moteurs. Par conséquent, l'influence de l'état de surface de ces composants sur la fiabilité du moteur a fait l'objet d'une recherche plus attentive au sein de GKN.

Grâce au développement des méthodes permettant de mesurer la rugosité, notamment par l'introduction du Tal surf en 1942, C'est dans les années 2000 que l'intérêt sur la texturation atteint son apogée, car le sujet saisit une partie importante des travaux de recherche dans le domaine de la tribologie. Une bonne partie de ces travaux sont dédiés à l'amélioration des techniques de texturation. C'est ainsi que nous voyons apparaître des méthodes de texturation de plus en plus sophistiquées telles que l'usinage par jet d'eau abrasif [1], la gravure ionique réactive [2] ou la lithographie [3]. Bien que ces méthodes soient employées dans de nombreuses investigations, le laser s'est détaché comme la méthode la plus utilisée, grâce à de nombreux avantages parmi lesquels nous pouvons mentionner la vitesse de texturation, l'excellent contrôle de la géométrie des textures (forme et dimensions), l'applicabilité à quasiment tous types de matériaux et le respect de l'environnement. Il est certain que grâce au développement des techniques d'usinage, finition et texturation, les exigences par rapport à l'état de surface de divers composants ne sont actuellement limitées que par des considérations économiques. En pratique, la micro-géométrie des surfaces peut être aujourd'hui maîtrisée jusqu'au niveau nanométrique, ce qui débloque une multitude de solutions pour l'optimisation des contacts tribologiques. C'est ainsi que des sujets liés à la texturation, comme la mouillabilité des surfaces par exemple, attire de plus en plus d'intérêt. Si les procédés qui permettent la texturation des surfaces ont atteint aujourd'hui un très haut niveau technologique, beaucoup reste à faire sur la compréhension des effets qui sont induits par les surfaces texturées. Pour une meilleure description de l'état des connaissances actuel sur la texturation, nous nous intéressons ensuite aux principales démarches expérimentales qui ont été réalisées au cours des dernières années par rapport à ce sujet.

1.1.1 Etude en régime de lubrification limite/mixte

La texturation de surface semble offrir de nombreuses perspectives quel que soit le régime de lubrification. Les études en régime limite/mixte sont relativement récentes et les publications sur ce sujet sont fondamentales avec peu d'applications concrètes. De nombreuses publications vantent le mérite de la texturation de surface qui permet de faire office de microréservoirs, d'augmenter l'épaisseur du film lubrifiant et ainsi, de diminuer le frottement. De plus, les cavités permettraient de contenir les particules polluantes et par conséquence, de préserver les surfaces de l'usure par abrasion. L'étude de Peterson [5] (2003) souligne la complexité phénoménologique d'une telle surface. En lubrification limite, la texturation peut montrer d'excellentes performances pour un régime de fonctionnement donné. Cependant, pour une autre condition, le comportement peut se révéler désastreux avec un taux d'usure important. La diminution du taux d'usure et la réduction de frottement sont constatées avec des rainures transversales étroites (20 μm) ou de petites textures

carrées disposées dans le sens du glissement. Les plus grandes dimensions (50 μm) et les rainures longitudinales conduisent à une dégradation rapide du contact [6]. Meng et al. [6], en 2010, ont observé une diminution du coefficient de frottement avec la texturation de surface sur une grande plage de fonctionnement or tel n'est pas le cas des études susmentionnées qui spécifient une topographie optimale pour une condition de fonctionnement définie. Cependant, l'effet est moins prononcé à faibles vitesses et faibles charges. Il est important de noter que cette étude est réalisée pour des très faibles vitesses (0,017 à 0,0017 $\text{m}\cdot\text{S}^{-1}$) et pour des épaisseurs de film estimées entre 8 nm et 375 nm où le régime hydrodynamique est considéré au-delà de 0,5 nm de film lubrifiant. En 2012, Hu et al. [7] confortent l'idée que la texturation peut diminuer le taux d'usure et le coefficient de frottement en repoussant la transition du régime limite au régime mixte. Le gain est constaté essentiellement pour des charges élevées avec un lubrifiant ayant un indice de viscosité élevé (PAO 40). En revanche, pour une profondeur moyenne fixe (25 μm) la texturation avec des cavités d'un très faible diamètre (45 μm) présente les mêmes propriétés qu'une surface non texturée. Si la texturation améliore la propriété tribologique en régime mixte, elle est à proscrire pour le régime de lubrification EHD d'après Kupka et al [8]. La présence de cavités en régime EHD entraîne un débit de fuite latéral et engendre une chute de pression dans le contact. Ceci a pour conséquence une diminution locale de l'épaisseur de film comme le montre les flèches sur la Figure1.

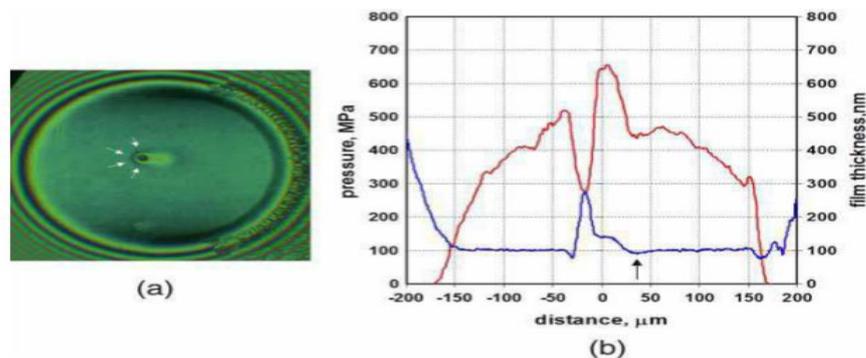


Fig.1 - Effet d'une cavité sur un film lubrifiant EHD et sur la distribution de pression. a) Interférogramme chromatique. b) Epaisseur de film et profil de pression (source Kupka et al [8]).

Constatent une augmentation de l'épaisseur du film dans un contact ElastoHydroDynamique (EHD) avec des rainures étroites transversales. Ils mettent en garde que toutes les textures ne sont pas bénéfiques pour la lubrification; en effet, elles peuvent, dans certains cas, dégrader fortement l'épaisseur du film lubrifiant. Dans tous les cas, il est préférable d'appliquer la texturation sur la partie mobile pour augmenter l'épaisseur du film lubrifiant [9]. Dans le but de diminuer le frottement et l'usure dans les systèmes dédiés à l'emboutissage et la découpe de feuille de métal, Andersson et al [10] ont investigué l'apport d'une texturation sur le poinçon. Pour mettre en avant le potentiel des textures, l'expérimentation s'effectue sur un contact bille/plan avec un mouvement

alternatif linéaire. L'amélioration la plus significative est relevée pour une viscosité élevée de $255 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ à 20°C et pour une faible densité de 8%. Globalement, la texturation est propice pour améliorer la lubrification limite/mixte dans les contacts soumis au frottement. En dépit du grand nombre de publications, il n'est pas possible d'établir une loi comportementale pour appliquer la texturation à un système mécanique. Les nombreuses variables (profondeur de cavité, densité, formes, dimensions, conditions de fonctionnement...) rendent la systématisation complexe.

1.1.2 Etude en régime de lubrification hydrodynamique

Les tendances observées en régime de lubrification limite/mixte ne sont pas extrapolables pour les régimes hydrodynamiques qui présentent également une certaine disparité tendancielle d'une étude à l'autre. A titre d'exemple, certains résultats montrent un frottement quatre fois inférieur avec l'implantation de texture tandis que d'autres études ne distinguent pas de gain notable [11,12]. Certaines insistent sur la forme de la texture qui influe (positivement ou négativement) sur les performances [13,14] tandis que d'autres ni accordent pas d'intérêt [15]. En régime hydrodynamique, la portance est générée soit par un effet local, soit par un effet global.

L'effet local se caractérise par l'effet d'un micro-patin échelon qui va générer un pic de pression hydrodynamique en présence d'une cavité. Ce phénomène est attribué à la capacité du film à se rompre lorsqu'il est soumis à des pressions inférieures à la pression atmosphérique. Ainsi, l'asymétrie de l'évolution de pression (Figure 2) liée à la rupture du film génère une portance locale positive [4, 16, 17].

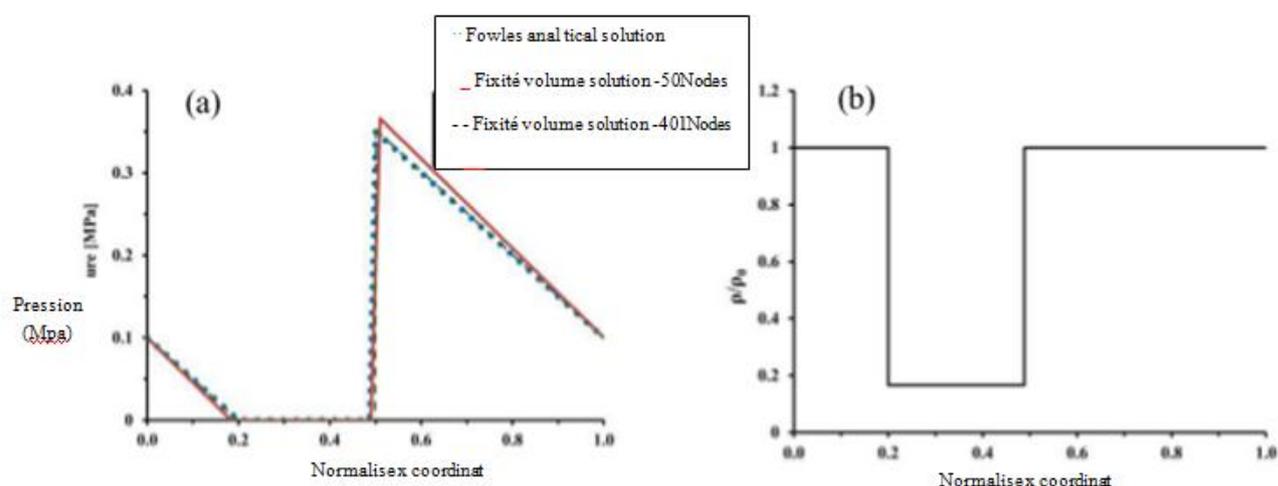


Fig.2 - (a) Evolution de la pression pour une cavité (comparaison entre la solution analytique de Fowell et la solution par volume fini). (b) Correspondance du ratio ρ/ρ_0 . (Source : Gherca et al [18]).

L'effet global (ou collectif) lié à une succession de textures judicieusement disposée permet de construire un champ de pression évolutif grâce à la continuité du phénomène local. Dans ce cas,

la texture peut être considérée comme une zone convergente au même titre que le patin de Rayleigh [19].

1.2 Butée hydrodynamique

La butée hydrodynamique est un organe de guidage d'un arbre tournant qui supporte uniquement un effort axial. Pour assurer le guidage d'un arbre et ainsi le pourvoir d'un degré de liberté en rotation suivant son axe, la cinématique prévoit de combiner un palier hydrodynamique avec deux butées montées en opposition. Les butées hydrodynamiques (Figure 3) se distinguent en trois éléments : Le grain fixe (stator), le grain mobile ou collet (rotor) et le film lubrifiant. Le grain fixe est généralement pourvu d'une zone convergente et reste solidaire du bâti. Le grain mobile est animé d'un mouvement de rotation et la surface du contact sollicitée est lisse. Le troisième corps est le lubrifiant qui s'intercale entre les deux grains qui forment le convergent. Sous l'effet de l'entraînement du fluide par le grain mobile, une pression hydrodynamique sépare ces deux grains. Ce système est un mécanisme de haute technicité, générant de très fortes pressions hydrodynamiques et pouvant supporter ainsi des charges très élevées.

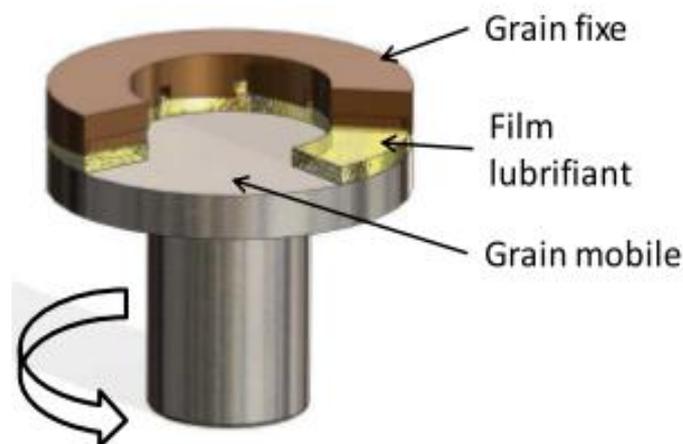


Fig.3- Butée hydrodynamique[6].

Le grain fixe (Figure 4) constitue la pièce maîtresse d'une butée hydrodynamique à géométrie fixe et il caractérise principalement les performances de celle-ci. La surface de frottement est munie de patins séparés par des rainures d'alimentation finissant par une goujure. Dans cet exemple, le fluide est acheminé sous faible pression au rayon intérieur et s'évacue en partie par les goujures. L'alimentation du patin est assurée par la rainure d'alimentation et par la recirculation du fluide entre les patins. La goujure fait office de résistance hydraulique pour maintenir une certaine pression dans la rainure. La circulation du lubrifiant en boucle fermée permet de dissiper l'énergie calorifique engendrée par le cisaillement de l'huile. Selon les contraintes de conception et les sollicitations mécaniques, l'alimentation peut être prévue par bain d'huile au rayon intérieur ou extérieur, ou par une lubrification dirigée (principalement utilisée pour les butées à patins oscillants).

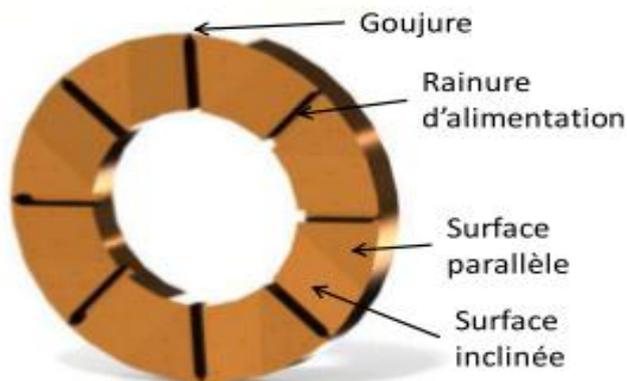
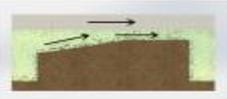
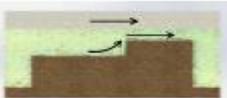
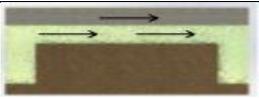
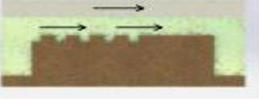
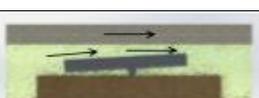
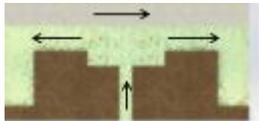


Fig.4 - Grain fixe (stator) [6].

Les butées hydrodynamiques se déclinent en deux familles: les butées à géométrie fixe et les butées à patins oscillants présentées dans le Tableau 1. Les butées hydrodynamiques génèrent une pression hydrodynamique grâce à une action de pompage interne (conséquence de la configuration géométrique et de la cinématique). A l'opposé, les butées hydrostatiques sont alimentées par des pompes extérieures qui contraignent le film lubrifiant à s'établir dans le contact. Cependant, les plans parallèles ne peuvent pas directement fournir l'effet de pompage escompté. Les butées à faces parallèles sont tributaires des distorsions thermiques du blochet et des irrégularités de surface pour générer des pseudos-coins d'huile.

Tableau.1 - Type de butée hydrodynamique (données non exhaustives). Source : H.C. Rappel [20].

Type	Schéma	Pression spécifique (MPa)
Patin à plan incliné		1-2,8
Patin échelon ou à saut (dit aussi patin de Rayleigh)		0,7-2,1
Patin à surface parallèle		0,1-0,7
Patin à surface parallèle partiellement texturée		0,1-0,8
Patin oscillant		1,7-4,8
Patin hydrostatique		3,5-20,7

1.2.1 Butées hydrodynamiques conventionnelles à géométrie fixe

Les performances des butées hydrodynamiques ont été étudiées dans de nombreux ouvrages. Les modélisations les plus courantes pour le régime de lubrification hydrodynamique peuvent être présentées suivant les trois configurations suivantes: hydrodynamique (HD), Thermohydrodynamique (THD) et ThermoElastoHydroDynamique (TEHD). Dès 1940, Christopherson [21] et Cope [22] ont établi un modèle HD appliqué aux butées hydrodynamiques. Leur modèle se base sur la fameuse publication de Reynolds de 1886 [23] où il présente l'équation de la distribution de pression dans un film mince:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right] = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1.1)$$

Cette première approche a permis de construire un fondement pour l'analyse des performances. Le concept d'intégrer les phénomènes thermiques à l'interface a été initié par Dowson et al. En 1962 [24]. Cette analyse THD considère une solution compatible de l'équation de Reynolds avec l'équation de l'énergie et de la conduction de la chaleur. La prise en compte de la variation de la distribution de température dans le film permet d'obtenir, à l'époque des résultats plus réalistes. Désormais, dans un contexte de conception écologique, économique et fiable, les analyses se doivent de considérer la déformation locale (modèle TEHD) du patin et du collet pour des prédictions plus justes [25, 26]. Devant l'évolution des contraintes de fonctionnement, il apparaît que les variations de la viscosité dans le film lubrifiant et les déformations élastiques sont importantes pour déterminer les caractéristiques des butées. L'énergie dissipée par le cisaillement du fluide au sein du contact lubrifié et surtout lors des conditions de fonctionnement sévères, provoque une augmentation significative de la température du lubrifiant et des matériaux contigus. Pour ces fortes sollicitations, les butées sont amenées à se déformer élastiquement et affecter l'établissement du film lubrifiant. Paradoxalement, les déformations élastiques et l'expansion thermique des patins peuvent parfaire les performances hydrodynamiques. Les déformations de nature conique, bombée ou ondulée favorisent, dans certain cas la formation d'un coin d'huile permettant d'augmenter la capacité de charge.

1.2.1.1 Patins à plans inclinés

La butée hydrodynamique à plans inclinés est probablement la configuration (pour la géométrie fixe) la plus employée dans l'industrie. La (relative) simplicité de fabrication associée à de bonnes performances est à l'origine de son succès. Les premières analyses portant sur un patin à plans inclinés ont été investiguées par Pinkus en 1958 [27]. Ces travaux constituaient à l'époque la seule source pour dimensionner ces butées. Plus tard, en 1982, Malik et al [28]. Proposèrent une solution avec l'équation de Reynolds plus aboutie pour couvrir un spectre de fonctionnement plus

large. Le dimensionnement présenté sous forme de tableaux et d'abaques rend alors la conception accessible à un ingénieur novice dans cette discipline. Ces travaux théoriques furent repris par Ahmed et al. [26] en 2009 en comparant un modèle THD et TEHD. L'étude s'intéresse plus particulièrement à l'influence de l'épaisseur du grain mobile sur les performances d'une butée à huit patins à plans inclinés. Les premières investigations sur le patin à poches ont été initiées par Lord Rayleigh en 1918 [29]. Ces travaux ont révélé que l'échelon formé de 2 parties parallèles décalées est une excellente solution pour générer des pressions hydrodynamiques et ainsi supporter des charges axiales supérieures à celle des autres types de butées connus. Rayleigh démontra que cette forme géométrique peut facilement être obtenue par un procédé d'estampillage. Dans la configuration d'un patin de largeur infinie, le patin échelon supporte une capacité de charge 20 % supérieure à celle d'une butée à patins oscillants. Cependant, la révolution des butées à patins oscillants inventées peu de temps auparavant par Kingsbury et Michell captèrent l'attention et monopolisent le marché, au détriment du patin de Rayleigh qui sera négligé jusqu'aux années 1950. Ce délaissement est en partie expliqué par un manque de données techniques sur sa conception à cette époque. En 1950, Archibald [30] proposa un modèle hydrodynamique (HD) simplifié intégrant le débit radial pour calculer la capacité de charge d'un patin de Rayleigh carré :

$$W = \frac{0,0725 \cdot \mu \cdot U \cdot B^2}{h_2^2} \quad , \quad \text{par unité de longueur} \quad (1.2)$$

Cette méthode de résolution a également été présentée plus tôt par Boncompain en 1986 [31] pour l'analyse d'un palier lisse. Les résultats montrent un important gradient de température dans le film d'huile et plus particulièrement dans la zone de film minimale. Les données expérimentales des butées hydrodynamiques à poches sont rares et ne sont pas toujours représentatives des conditions de fonctionnement exigées par les industriels.

1.2.1.2 A patins à faces parallèles

Les butées hydrodynamiques à faces parallèles (Figure 5) ont fortement intéressé la communauté scientifique lors des dernières décennies. Par le passé, il a été remarqué que les butées à faces parallèles présentaient des performances inattendues mais en considérant l'équation de Reynolds isotherme, la portance hydrodynamique n'a pu être expliquée.



Fig.5 - Butée à faces parallèles[6].

La première investigation expérimentale de Fogg en 1944 [32] a mis en évidence la formation d'un film lubrifiant entre deux surfaces parallèles. Fogg suggéra que la pression dans le film résultait de l'expansion thermique du fluide lors de son passage dans la région chargée. Par analogie avec le coin d'huile, Fogg nomma ce phénomène le « coin thermique » (thermal wedge).

Cette expansion thermique est à l'origine d'une distorsion de la distribution de vitesse dans le film d'une manière similaire à celle créée par la surface convergente des butées conventionnelles avec un débit volumétrique constant. Il note que « si nous comprenons précisément le mécanisme, ou les mécanismes, causé(s) par la portance entre deux surfaces parallèles, il est probable que cette compréhension pourrait être exploitée afin d'améliorer la conception des autres types de butée ». Getachew et Sinha en 2011 [33] ont finalement conclu que les caractéristiques des butées à faces parallèles sont principalement dominées par l'effet thermique et peu par l'effet des rugosités.

1.2.1.3 Patins à faces parallèles complaintes

Les butées à faces parallèles complaintes supposent que la surface active de celle-ci est une capacité particulière à se déformer sous l'effet de la pression pour créer la zone convergente Figure 6. Ce procédé simple et astucieux semble présenter des performances intéressantes mais les études restent rares.

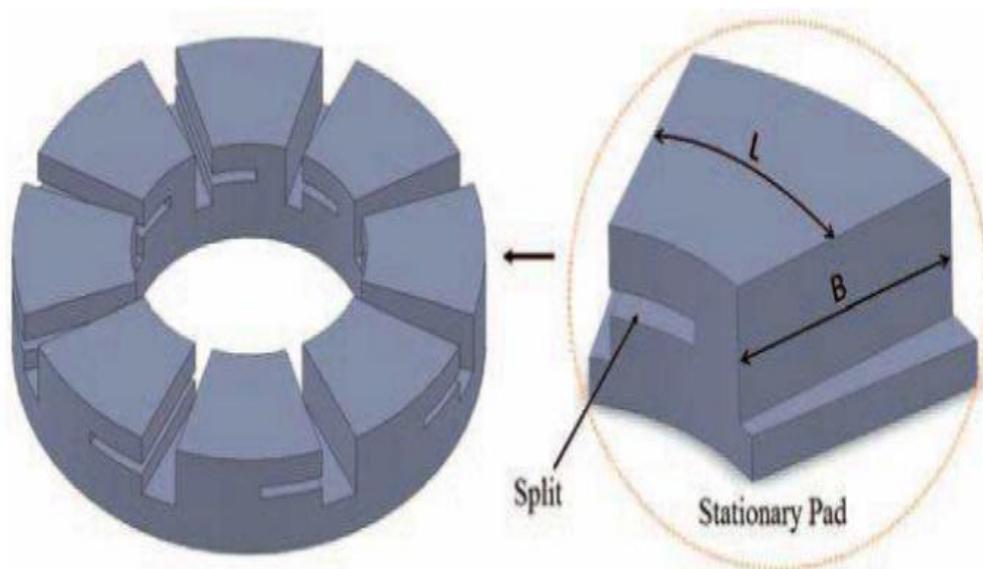


Fig.6 - Schéma d'une butée à patins complaintes (source Fesanghary[34]).

La conclusion principale de l'origine de la portance d'une butée plane à faces parallèle est liée à la déformation d'ordre thermique du patin. Or, la configuration de ces butées ne permet pas de former un convergent optimal. Pour pallier ce problème, Bennett et Etales [35], en 1968, conçoivent un patin en porte-à-faux pour accentuer l'élasticité du système (Figure 6). Cette modification améliore sensiblement la capacité de charge de la butée plane et permet de concurrencer les performances obtenues avec des butées à plans inclinés et à patins oscillants.

Ils notent que les performances peuvent être améliorées si la longueur du porte-à-faux n'augmente pas avec le rayon. Dans le cas présent, la déflexion du patin dans le coin supérieur est trois fois supérieure à celle obtenue au rayon intérieur et dégrade le film lubrifiant pour des fortes charges. Les résultats expérimentaux en 1993 de Dabrowski et al. [36] sur une butée à patins élastiques sont très encourageants. Sous l'effet de la pression hydrodynamique, le patin s'affaisse formant une zone divergente puis convergente. Il note que les performances sont tributaires des caractéristiques de la zone complainte et que les performances peuvent être sensiblement optimisées avec une géométrie adéquate. L'étude paramétrique numérique avec un modèle TEHD de Cicone et al. [37] confirme la capacité à supporter des fortes charges. L'élément principal de la conception du patin réside dans l'épaisseur du patin dans la zone déportée. Par le biais d'une étude numérique et expérimentale, Wasilczuk [38] montre que la butée à patins complaints permet d'obtenir une épaisseur du film lubrifiant plus importante qu'une butée à patins oscillants, bien que le couple de frottement soit plus important. Son modèle numérique surestime le gain obtenu sur l'épaisseur du film (Figure 7) avec une butée à patins complaints dû à une erreur sur l'estimation de la déformée du patin.

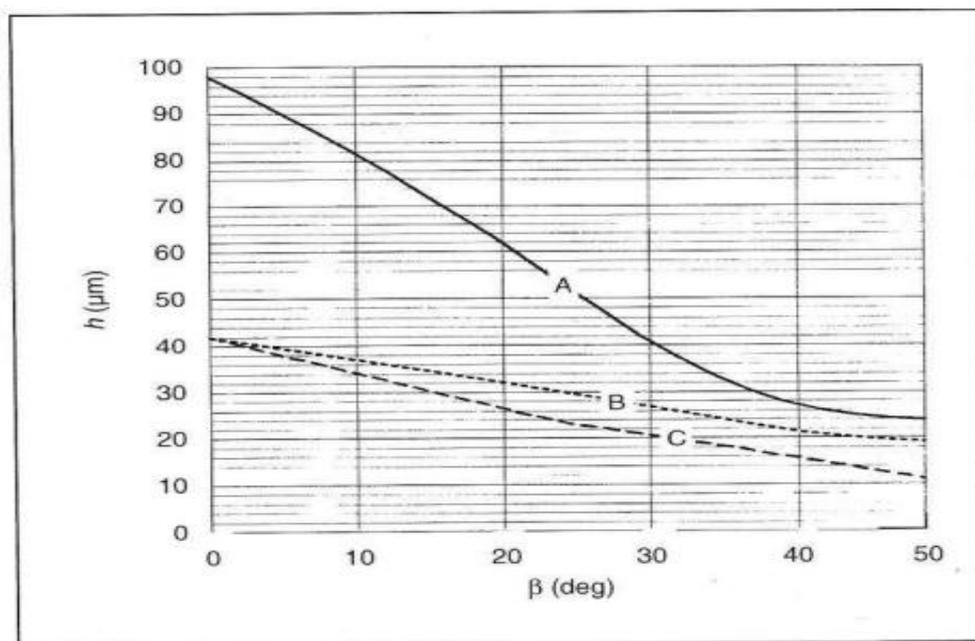


Fig.7 - Comparaison de l'épaisseur de film circonférentielle. A: Profil optimal théorique, B: Profil mesuré du patin complaint optimal, C: Profil mesuré pour un patin oscillant. Source : Wasilczuk[38].

Une méthode d'optimisation hybride basée sur un algorithme de recherche harmonique et une programmation quadratique séquentielle a été développée par Fesanghary et Khonsari en 2013 [34]. La motivation de cette étude est d'améliorer les performances de cette butée en développant un mécanisme auto-adaptatif pour conserver un blocet optimal quelles que soient les conditions de fonctionnement. Ils concluent que la butée à patins complaints peut supporter une capacité de charge 30% supérieure à une butée conventionnelle à plans inclinés.

1.3 Texturation de la butée

Ce travail nous permettra de faire une analyse de l'influence de différents types de textures à savoir (texturation suivant la direction radiale, tangentielle, de forme rectangulaire et poche au niveau du milieu de la butée) pour le cas d'une butée hydrodynamique sur les performances de la butée cible.

1.3.1 Texturation du grain fixe

Nous nous intéressons tout d'abord aux effets engendrés par la texturation du grain fixe de la butée en régime hydrodynamique. En supposant que le profil géométrique du grain mobile est négligeable, le régime d'écoulement du lubrifiant devient stationnaire et l'épaisseur du film dépend uniquement du profil de surface du grain fixe. Il faut mentionner également que les surfaces du grain fixe et du grain mobile seront considérées parallèles à la direction de l'écoulement. L'analyse présentée ci-dessous portera sur l'influence des principales caractéristiques géométriques permettant de définir la texturation du grain fixe.

1.3.2 Texturation de la butée à patins inclinés

Du point de vue théorique, lorsque nous négligeons les effets produits par la déformation thermique des surfaces, une butée à patins parfaitement lisses et parallèles à la direction d'écoulement ne permet pas de supporter une charge. Dans ces conditions, il devient difficile d'évaluer et de comparer le fonctionnement d'une butée non-texturée avec celui d'une butée texturée. Cependant, cette comparaison est possible dans le cas d'une butée à patins inclinés.

1.3.3 Texturation du grain mobile

Tout d'abord, il faut rappeler qu'à l'exception des phases de démarrage de d'arrêt, les butées fonctionnent généralement à régime établi et donc l'induction d'un comportement transitoire, inévitable lorsque le grain mobile est texturé, pourrait devenir problématique. Malgré cet inconvénient, nous nous intéressons néanmoins à quelques configurations géométriques, dont l'analyse nous permettra d'identifier les principaux phénomènes qui sont susceptibles d'apparaître lors de la texturation du grain mobile.

1.4 D'autres phénomènes (TEHD, EHD, THD)

1.4.1 Thermoelastohydrodynamique (TEHD)

C'est une nouvelle technique développée par FEV pour réaliser une étude THD en tenant compte des déformations mécanique locales des solides et améliorer la capacité de prévoir et donc d'augmenter la fiabilité des facteurs de sécurité dans le développement de moteurs à combustion

interne à charge élevée. Ce modèle TEHD peut facilement être utilisé dans les composants de routine de logiciel existant déjà est bien connu pour les services de développement.

L'étude d'un composant mécanique et son amélioration nécessitent de pouvoir modéliser son fonctionnement. En fonctionnement hydrostatique et hydrodynamique, les solides sont considérés comme indéformables car les pressions générées dans le contact restent suffisamment faibles. Au contraire, en régime élastohydrodynamique, les pressions de contact sont de l'ordre du Giga Pascal et les composants subissent des déformations élastiques importantes (supérieures ou égales aux épaisseurs de film entre les surfaces). Elles doivent donc être prises en compte. De même, les pressions de contact élevées vont avoir un effet sur les propriétés du lubrifiant (viscosité et masse volumique), qui vont être modifiées.

1.4.2 Transient élastohydrodynamique (EHD)

Le contact EHD peut donc être défini comme le couplage de phénomènes hydrodynamiques dans le convergent et le divergent et de déformations élastiques importantes dans la zone centrale, développé par FEV lorsque les charges de contact sont élevées et les vitesses non nulles. La pression est, là aussi, liée à l'écoulement du lubrifiant dans le contact. L'utilisation de cet outil objectif de conception peut être réalisée avec des niveaux de confiance plus élevés. Elle peut être liée au développement de code du système d'ensemble commercial (MBS) des symboles tels que ADAMS® tout en même temps représenter les caractéristiques importantes de charge transitoire dont la déformation élastique, la cavitation et la vitesse est constante. Le pied est en appui l'approche de modèle économique, qui comprend les distorsions limitées.

1.4.3 Thermohydrodynamique (THD)

Régime thermo-hydrodynamique (THD) en termes de lubrification est constitué non seulement de déterminer les champs de température dans le fluide, mais également dans les solides environnantes en relation avec le champ de pression hydrodynamique dans le film lubrifiant. Pour cela, deux équations supplémentaires sont associées à l'équation de Reynolds dont le paramètre principal est la pression: l'équation d'énergie qui permet la détermination de la température en tout point du fluide et l'équation de Fourier qui permet la détermination de la température dans les éléments solides. La méthode du bilan thermique global (ETG) appliqué à une butée hydrodynamique consiste à déterminer une température de fonctionnement moyenne dans la butée hydrodynamique, ce qui est non seulement la température du film lubrifiant lui-même, mais également des éléments solides environnants. Afin de déterminer une valeur proche à la température du film.

CHAPITRE 2:

Formulation Mathématique du Problème

Introduction

Dans ce chapitre, une formulation mathématique du problème étudié sera présentée en commençant par le développement de l'équation de Reynolds simplifiée, puis l'expression de la hauteur du film de la butée cible en introduisant la valeur de la texturation qui fait l'objet de cette étude. En fin la détermination des caractéristiques hydrodynamiques de la butée.

2.1 Hypothèses

L'équation de Reynolds est une forme simplifiée de l'équation des films minces visqueux généralisée. Celle-ci est déduite des équations de Navier-Stokes et de continuité. Une présentation détaillée de ces développements mathématiques a été réalisée par Frêne et al [39]. Les principales hypothèses permettant ces simplifications sont énumérées ci-dessous :

- le milieu fluide est continu ;
- Le fluide est newtonien, c'est-à-dire que la contrainte de cisaillement est proportionnelle au taux de cisaillement ;
- l'écoulement est laminaire ;
- les forces massiques extérieures et les forces d'inertie au sein du film lubrifiant sont Négligeables ;
- il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois ;
- les rayons de courbure des parois sont grands devant l'épaisseur moyenne du film ;
- l'épaisseur du film est très faible par rapport aux autres dimensions du domaine occupé par le fluide lubrifiant ;

2.1.2 Equation de Reynolds

Pour une meilleure illustration des hypothèses supplémentaires associées à notre étude, considérons le contact entre deux surfaces (1) et (2), séparées par un film fluide de faible épaisseur (Fig.8). Un système d'axes de référence orthogonal Oxyz est choisi tel que la direction y corresponde à la direction d'épaisseur de film. Un point M_1 de la surface (1) a une coordonnée H_1 suivant y possède une vitesse de composantes U_{11} , U_{12} et U_{13} suivant les directions x, y et z respectivement. De même, un point M_2 de la surface (2) a une coordonnée H_2 suivant y et possède une vitesse de composantes U_{21} , U_{22} et U_{23} . En admettant que les effets thermiques sont négligeables et que la masse volumique ρ , la viscosité dynamique μ et la pression hydrodynamique du fluide lubrifiant p ne varient pas à travers l'épaisseur de film, nous pouvons écrire :

$$\rho = \rho(x,z,t) ; \mu = \mu(x,z,t) ; p = p(x,z,t)$$

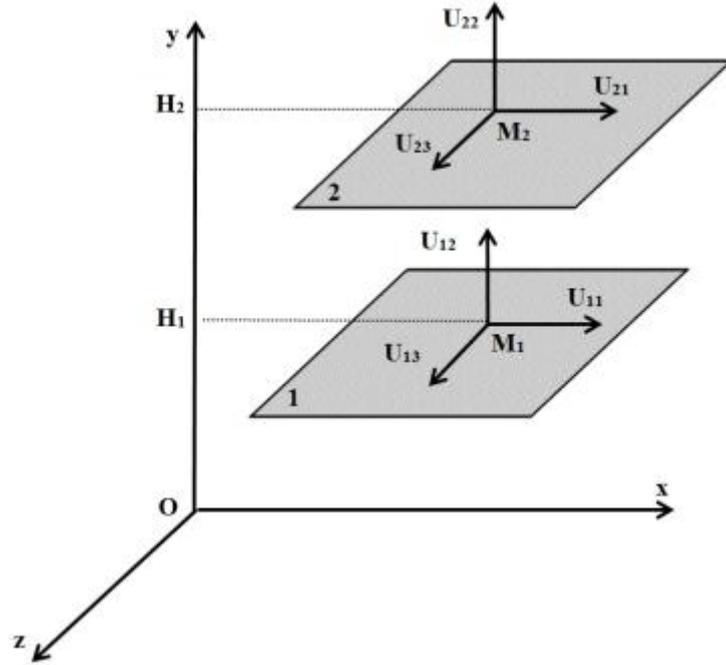


Fig.8 - Système d'axes et notations[6].

Ces variables deviennent ainsi dépendantes des coordonnées spatiales x et z , et du temps t . Dans ces conditions, l'équation de la mécanique des films minces visqueux [39] s'écrit :

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial X} \left(\rho \frac{(H_2 - H_1)^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\rho \frac{(H_2 - H_1)^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial Z} \right) \\
 &= 6 \frac{\partial}{\partial X} [\rho (U_{11} - U_{21})(H_2 - H_1)] - 12 \rho U_{21} \frac{\partial H_2}{\partial X} + 12 \rho U_{11} \frac{\partial H_1}{\partial X} \\
 &+ 6 \frac{\partial}{\partial Z} [\rho (U_{13} - U_{23})(H_2 - H_1)] - 12 \rho U_{23} \frac{\partial H_2}{\partial Z} + 12 \rho U_{13} \frac{\partial H_1}{\partial Z} \\
 &+ 12 \rho (U_{22} - U_{12}) + 12 (H_2 - H_1) \frac{\partial \rho}{\partial t} \tag{2.1}
 \end{aligned}$$

Généralement, dans cette équation, l'inconnue à déterminer est la pression en chaque point de coordonnées (x, z, t) , alors que l'épaisseur du film, la viscosité et la masse volumique du lubrifiant sont préalablement connues.

L'équation (1.2) doit être vérifiée pour les zones actives. Dans les zones inactives, la pression est constante (égale à la pression de cavitation p_{cav}), et le lubrifiant se transforme dans un mélange de fluide et de gaz.

L'équation de Reynolds modifiée s'écrit alors :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 \frac{\partial P}{\partial r} \right) = 6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial r} \tag{2.2}$$

$$\frac{\partial}{\partial r} (rh^3) \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{h^3}{r} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + rh^3 \frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial h^3}{\partial \theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} = 6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial r} \tag{2.3}$$

$$\left(h^3 + 3rh^2 \frac{\partial h}{\partial r} \right) \frac{\partial P}{\partial r} + rh^3 \frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r} 3h^2 \frac{\partial h}{\partial \theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{h^3}{r} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} = 6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial r} \tag{2.4}$$

$$\frac{\partial P}{\partial r}(i, j) = \frac{P(i, j+1) - P(i, j-1)}{2\Delta r} \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \theta}(i, j) = \frac{P(i+1, j) - P(i-1, j)}{2\Delta \theta} \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2}(i, j) = \frac{P(i+1, j) - 2P(i, j) + P(i-1, j)}{\Delta \theta^2} \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^2}(i, j) = \frac{P(i, j+1) - 2P(i, j) + P(i, j-1)}{\Delta r^2} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} & \left(h^3 + 3rh^2 \frac{\partial h}{\partial r} \right) \frac{P(i, j+1) - P(i, j-1)}{2\Delta r} + rh^3 \frac{P(i, j+1) - 2P(i, j) + P(i, j-1)}{\Delta r^2} \\ & + \frac{1}{r} 3h^2 \frac{\partial h}{\partial \theta} \frac{P(i+1, j) - P(i-1, j)}{2\Delta \theta} + \frac{h^3}{r} \frac{P(i+1, j) - 2P(i, j) + P(i-1, j)}{\Delta \theta^2} \\ & = 6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial r} \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} & \left(-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2} \right) P(i, j) + \left(\frac{h^3}{r\Delta \theta^2} + \frac{3h^2}{2r\Delta \theta} \frac{\partial h}{\partial \theta} \right) P(i+1, j) + \left(\frac{h^3}{r\Delta \theta^2} - \frac{3h^2}{2r\Delta \theta} \frac{\partial h}{\partial \theta} \right) P(i-1, j) \\ & + \left(\frac{h^3 + 3rh^2}{2\Delta r} \frac{\partial h}{\partial r} + \frac{rh^3}{\Delta r^2} \right) P(i, j+1) + \left(\frac{rh^3}{\Delta r^2} - \frac{h^3 + 3rh^2}{2\Delta r} \frac{\partial h}{\partial r} \right) P(i, j-1) \\ & = 6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial r} \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} P(i, j) &= \frac{\frac{h^3}{r\Delta \theta^2} - \frac{3h^2}{2r\Delta \theta} \frac{\partial h}{\partial \theta}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2}} P(i-1, j) + \frac{\frac{1}{\Delta \theta} + \frac{3}{2h} \frac{\partial h}{\partial \theta}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2}} P(i+1, j) + \frac{\frac{h^3 + 3rh^2}{2\Delta r} \frac{\partial h}{\partial r} + \frac{rh^3}{\Delta r^2}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2}} P(i, j+1) \\ & + \frac{\frac{rh^3}{\Delta r^2} - \frac{h^3 + 3rh^2}{2\Delta r} \frac{\partial h}{\partial r}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2}} P(i, j-1) \\ & - \frac{6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial r}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2}} \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$A_1(i, j) = \frac{\frac{h^3}{r\Delta \theta^2} - \frac{3h^2}{2r\Delta \theta} \frac{\partial h}{\partial \theta}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2}} \quad (2.12)$$

$$A_2(i, j) = \frac{\frac{1}{\Delta \theta} + \frac{3}{2h} \frac{\partial h}{\partial \theta}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2}} \quad (2.13)$$

$$A_3(i, j) = \frac{\frac{rh^3}{\Delta r^2} - \frac{h^3 + 3rh^2}{2\Delta r} \frac{\partial h}{\partial r}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2}} \quad (2.14)$$

$$A_4(i, j) = \frac{\frac{h^3 + 3rh^2}{2\Delta r} \frac{\partial h}{\partial r} + \frac{rh^3}{\Delta r^2}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta \theta^2}} \quad (2.15)$$

$$A_5(i, j) = - \frac{6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial r}}{-\frac{2rh^3}{\Delta r^2} - \frac{2h^3}{r\Delta\theta^2}} \quad (2.16)$$

2.1.3 Calcul de pression

$$\begin{aligned} P(i, j)^{r+1} &= (1 - \Omega)P(i, j)^r \\ &+ \Omega\{A_1(i, j)P(i - 1, j)^{r+1} + A_2(i, j)P(i + 1, j)^{r+1} + A_3(i, j)P(i, j - 1)^{r+1} \\ &+ A_4(i, j)P(i, j + 1)^{r+1} + A_5(i, j)\} \end{aligned} \quad (2.17)$$

2.2 La hauteur du film

Pour résoudre l'équation de Reynolds il nous faut l'expression de la hauteur du film et ses dérivées sont données par les expressions suivantes:

$$h(r, \theta) = h_1 - \frac{h_1 - h_2}{Di} r \sin\theta + h_{\text{text}} \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial h}{\partial r} = -\frac{h_1 - h_2}{Di} \sin\theta \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial h}{\partial \theta} = -\frac{h_1 - h_2}{Di} r \cos\theta \quad (2.20)$$

h_{text} Représente l'épaisseur de la texturation,

$$h_{\text{text}} = \begin{cases} 0 & \text{sans texturation} \\ \neq 0 & \text{avec texturation} \end{cases}$$

2.3 Les différents types de texturation

Les schémas ci-dessus présentent les différents types de texturation employées dans le présent travail à savoir : texturation circonférentielle (figure 9.), texturation rectangulaire (figure 10.), texturation radiale (Figure 11.) et enfin une texturation se forme de poche (Figure 12.) situé au milieu du patin. La figure 13 présente un patin sans texturation.

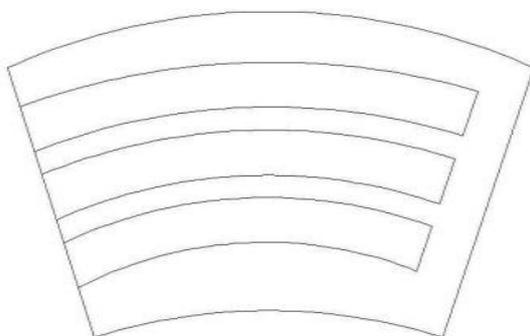


Fig. 9 - Texturation-circonférentielle.

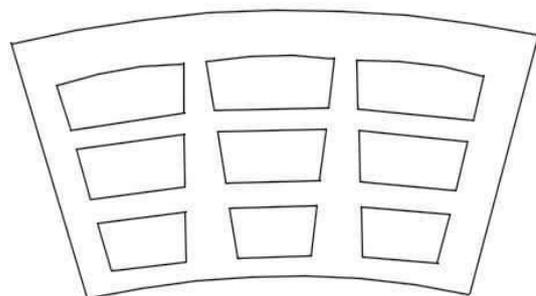


Fig. 10 - Texturation-rectangulaire.

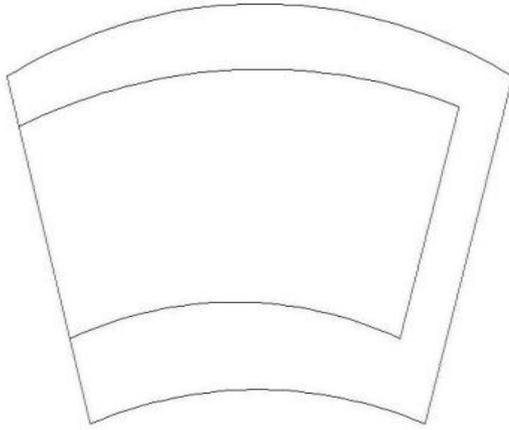


Fig. 11 - Texturation-poche.

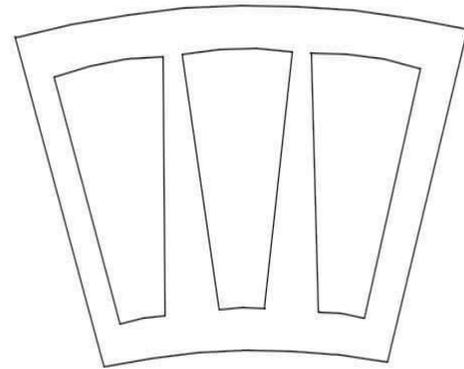


Fig. 12 - Texturation-radiale.

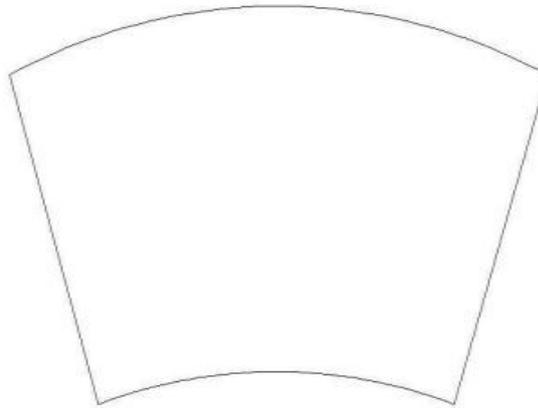


Fig. 13 - Sans texturation.

2.4 Caractéristiques hydrodynamiques

La résolution de l'équation de Reynolds effectuée, la pression sera obtenue dans le domaine fluide. Par conséquent, les caractéristiques hydrodynamiques de la butée telle que la charge, le couple de frottement, débits. Peuvent être maintenant déterminés. La charge et le couple de frottement calculés pour un patin sont multipliés par le nombre de patins pour obtenir les caractéristiques globales du mécanisme.

2.4.1 La charge

La capacité de charge W est calculée par une simple intégration du champ de pression sur l'étendue $(0, B)$ du contact. La formulation utilisée est basée sur le principe que les pressions inférieures à la pression ambiante P_0 ne contribuent pas à la génération de portance hydrodynamique :

$$W = \int_0^B (p - p_0) dx \quad (2.21)$$

Schéma ci-dessus présente d'un palier de butée à géométrie fixe, La butée compris entre 6 et 20 patins. Les patins sont formés de plans inclinés qui dans certains cas présentent une partie plane

parallèle au grain mobile. Par ailleurs, les rainures situées entre les patins peuvent être inclinées de 10 à 20° dans le sens de rotation du grain mobile.

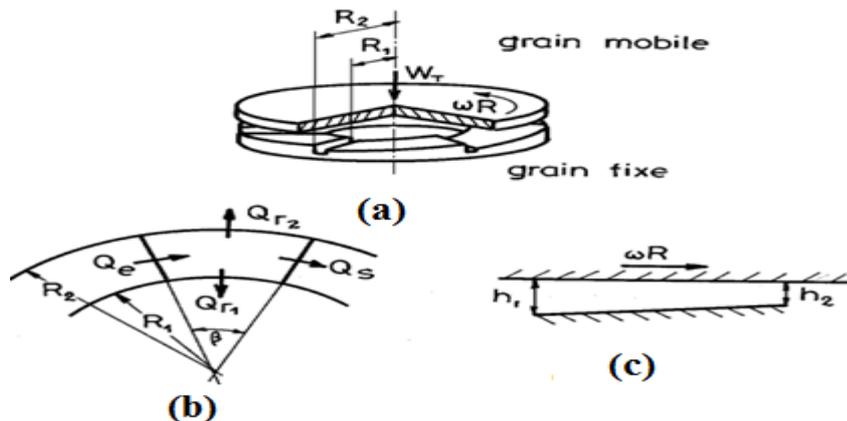


Fig.14 - Schéma d'une butée à patins inclinés.

2.4.2 La force de frottement

Il est important de connaître l'ordre de grandeur de la force de frottement. Cette force est générée sur les parois du contact, elle est obtenue par l'intégration des taux de cisaillement au niveau du grain mobile.

$$F_m = \int (\tau_{xy})_{y=0} ds \quad (2.22)$$

2.4.3 Le débit

Le calcul du débit est différent car il faut tenir compte des conditions d'alimentation de la butée et du fluide qui sort d'un patin et sert à alimenter le suivant. Ainsi, pour un patin, le débit total peut être décomposé en quatre débits, tel qu'il est montré dans la figure 14b: le débit radial au rayon intérieur Q_{r1} , le débit radial au rayon extérieur Q_{r2} , le débit entrant Q_e et le débit sortant Q_s . Le débit volumique est utilisé pour les fluides incompressibles, il est donné par le flux du vecteur vitesse à travers une surface perpendiculaire au film, il se décompose en quatre débits, le débit radial au rayon intérieur : \bar{Q}_{r1} le débit radial au rayon extérieur: \bar{Q}_{r2} et le débit entrant \bar{Q}_e . Pour chacun de ces débits, le débit dimensionné s'exprime par :

Le débit volumique Q est calculé par l'intégration de la vitesse du fluide sur le domaine considéré :

$$Q = \int_0^B \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial X} - \frac{Uh}{2} \right) dx \quad (2.23)$$

2.5 Conditions aux limites de la pression

Les conditions aux limites sont basées sur la séparation du domaine d'étude dans des zones actives Ω et inactives Ω_0 , tel qu'il est montré dans la figure 15. Pour une même ordonnée y , la zone de cavitation Ω_0 est marquée par une frontière de rupture x_r et une frontière de reformation x_f .

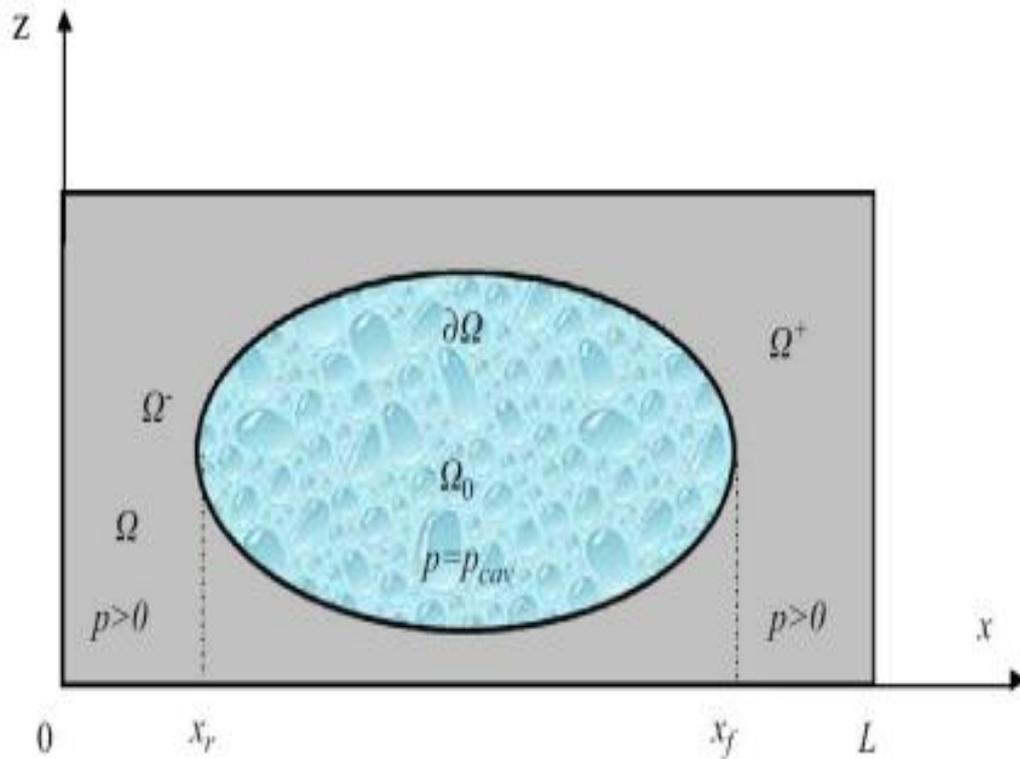


Fig.15 - Domaine d'étude : Ω zone active et Ω_0 zone inactive [2].

Ainsi, l'équation de Reynolds modifiée (1.3) doit satisfaire les conditions suivantes :

$P=0$ à l'entrée et la sortie du film

$P=0$ aux rayons intérieur et extérieur.

Dans ce chapitre, nous avons présenté les équations nécessaires à la détermination des caractéristiques principales d'une butée hydrodynamique. L'équation de Reynolds sera résolue par méthode des différences finies, afin de déterminer le champ de pression.

Par la suite, on a présenté les principales caractéristiques de la butée telle que (la charge, la force de frottement et les différents débits).

Le chapitre qui suit, présente les différents types de texturation, la méthode de résolution, l'organigramme et les résultats obtenus.

CHAPITRE 3:

Résultats et interprétations

Introduction

Dans ce chapitre on va présenter les quatre types de texturation à savoir (texturation tangentielle, radiale, rectangulaire et à poche) et ceci pour voir leurs influence sur les caractéristiques hydrodynamiques de la butée cible. Tel que la pression, la charge les débits la force de frottement et ceci pour différent valeurs de texturation.

3.1 Loi de variation de la viscosité

De toutes les propriétés physiques et chimiques à considérer en lubrification, la viscosité est l'une des plus importantes. Dans les paliers, les butées et les systèmes hydrauliques où le régime de fonctionnement est hydrodynamique, c'est la viscosité qui détermine les pertes par frottement, la capacité de charge et l'épaisseur du film d'huile. La viscosité est véritablement une mesure de l'aptitude physique d'un fluide à assurer la lubrification par film complet sous des conditions définies de vitesse, de charge et de température.

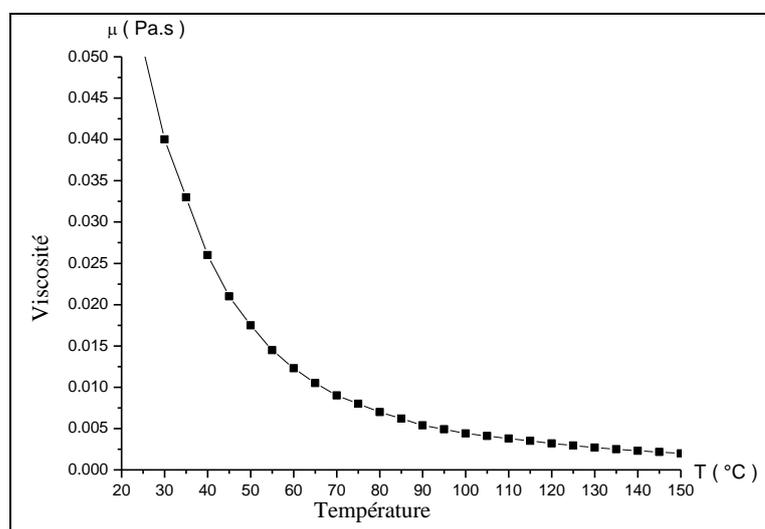


Fig. 16 - Variation de viscosité dynamique d'une huile ISO VG 68 en fonction de la température.

[Document SOLVIA] [6].

En générale, les fluides ont une viscosité qui dépend très largement de la température. La viscosité est une fonction décroissante de la température, elle chute très rapidement aux basses températures puis plus lentement aux températures élevées figure 16. La loi de variation de la viscosité en fonction de la température, utilisée pour nos calculs, est donnée par la relation suivante :

$$\mu(T) = \mu_0 e^{-\beta^*(T-T_0)} \quad (3.1)$$

Avec : $10^{-3} \leq \beta^* \leq 5.10^{-3}$.

La forme adimensionnelle de cette équation est :

$$\bar{\mu} = e^{-\beta^* T_0 (\bar{T}-1)} \quad (3.2)$$

3.2 Méthode de résolution

L'équation de Reynolds sera discrétiser par la méthode des différences finies et la résolution sera effectuée par la méthode de GAUSS-SEIDEL avec coefficient de relaxation. La convergence de la pression sera effectuée pour une valeur de 10^{-5} .

Tableau 2 - Conditions de fonctionnement et géométrie du patin texturé.

Caractéristiques géométriques		
Rayon intérieur butée [mm]	RI	187.5
Rayon extérieur butée [mm]	RE	322.5
Rayon moyen butée [m]	RM	255.0
Hauteur minimal film [m]	H0	100^E-3
Epaisseur du patin [m]	Ep	$65E-3$
Angle de secteur patin [deg]	ψ	28
Rayon pivot [m]	RP	255
La hauteur du film entré [μm]	H2	200.d0
La hauteur du film sortie [μm]	H1	100.d0
La hauteur de la texturation [μm]	Htext	2.5
Caractéristiques du lubrifiant		
Température alimentation [deg. C]	T0	40.0D0
Viscosité dynamique [Pa.s]	μ_0	0.02520D0
Masse volumique du lub [kg/m^3]	P	0.869000D+03
Coefficient thermo viscosité	β_1	0.0367D0
Chaleur spécifique	CP	2000.0D0
Conditions de fonctionnement		
Vitesse de rotation [tr/min]	Ω_1	0.15000D+04
Maillage		
La direction radiale	NJ	21
La direction tangentielle	NI	31
L'épaisseur du film	NK	11
L'épaisseur du patin	NK1	5
Nombre de patins	NP	12
Nombre de cas de calcul sur les moments	IMOM	20
Coefficients		
Coefficient de relaxation (pression)	REL	1.56D0
Précision relata. Sur la pression	EPSP	0.100000D-04
Précision relata. Sur la charge	EPSCH	0.100000D-02

3.3 Méthode numérique de résolution

L'équation de Reynolds forme un système d'équations non linéaires. La solution du problème hydrodynamique nécessite la résolution de cette équation en tenant compte des conditions aux limites associées.

L'équation de Reynolds généralisée (2-2) est une équation aux dérivées partielles elliptique: les différences finies centrées sont utilisées et la résolution est effectuée par la méthode de Gauss-Seidel avec coefficient de sur-relaxation, cette technique déjà ancienne, de mise en œuvre simple, permet de résoudre la quasi-totalité des problèmes hydrodynamiques.

Un processus itératif peut permettre leurs résolutions. Nous fixons donc à priori un champ de pression initial et la température d'alimentation, ce qui permet en particulier de déterminer la viscosité en tous points du film. Puis, on détermine la hauteur du film d'huile en tenant compte du type de la texturation, ensuite l'équation de Reynolds peut alors être résolue à partir du champ de pression initial et l'expression de la hauteur du film d'huile. Le processus est arrêté lorsque la différence relative entre les pressions obtenues pour deux itérations successives est inférieure à 10^{-5} . Enfin, on calcul les caractéristiques hydrodynamiques de la butée.

L'organigramme présenter sur la figure 17 schématise les différentes étapes de résolution du cas étudié.

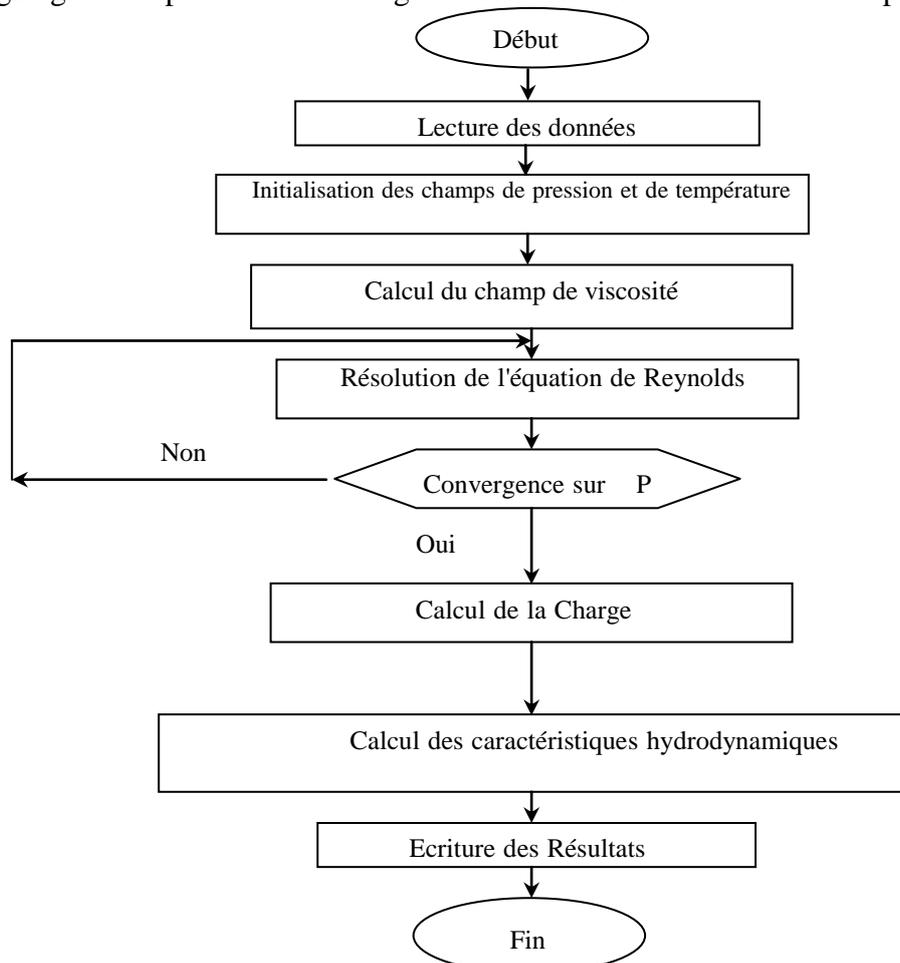


Fig.17 - L'organigramme général pour le cas hydrodynamique HD.

3.4 Différents types de texturation

La figure qui suit montre la forme des différents types de texturation utilisée dans le présent travail à savoir (texturation rectangulaire, texturation radiale, texturation tangentielle et texturation se forme de poche).

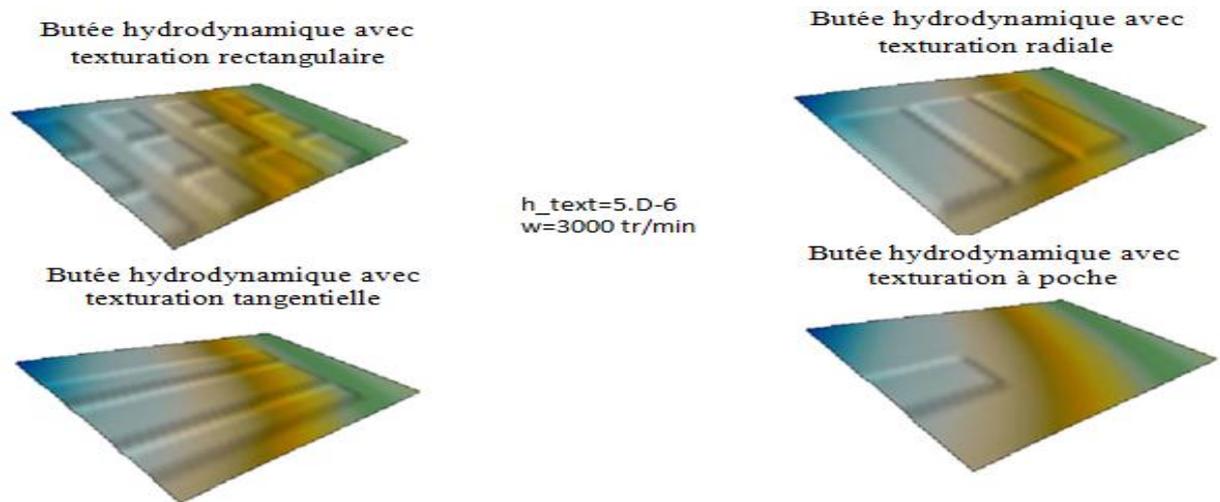


Fig.18 - Représentation de la hauteur du film en 3D pour les différents cas étudiés.

3.5 Variation de pression

3.5.1 Suivant la direction radiale

La figure 19 présente l'évolution de pression en fonction de la direction radiale pour ($i = 3, 11$ et 18 , $\theta = 1.86667^\circ, 9.333^\circ$ et 15.86°) dans un patin sans texturation, On trouve que pour ($i = 3, \theta = 1.86667^\circ$) la pression prend une valeur de 0.8 MPa et pour ($i = 11, \theta = 9.333^\circ$) la pression atteind une valeur inférieure à 0.6 MPa, On remarque que la pression atteind une valeur maximale pour ($i = 18, \theta = 15.86^\circ$) elle augmente jusqu'un $p = 0.9$ MPa en ce moment elle fait une dépression d'une manière symétrique.

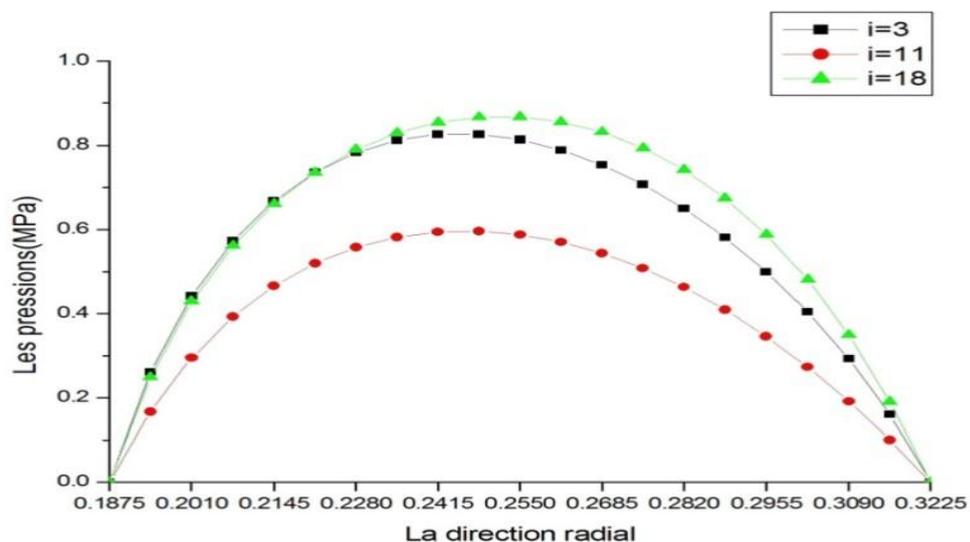


Fig. 19 - L'évolution de pression selon la direction radiale dans un patin sans texturation.

La figure 20 présente l'évolution de pression selon la direction radiale pour ($i = 3, 11$ et $18, \theta = 1.86667^\circ, 9.333^\circ$ et 15.86°) pour une texturation rectangle, On remarque toujours que la pression atteigne une valeur maximale pour ($i = 18, \theta = 15.86^\circ$). Une valeur minimale pour ($i = 11, \theta = 9.333^\circ$). Et une valeur intermédiaire pour ($i = 3, \theta = 1.86667^\circ$).

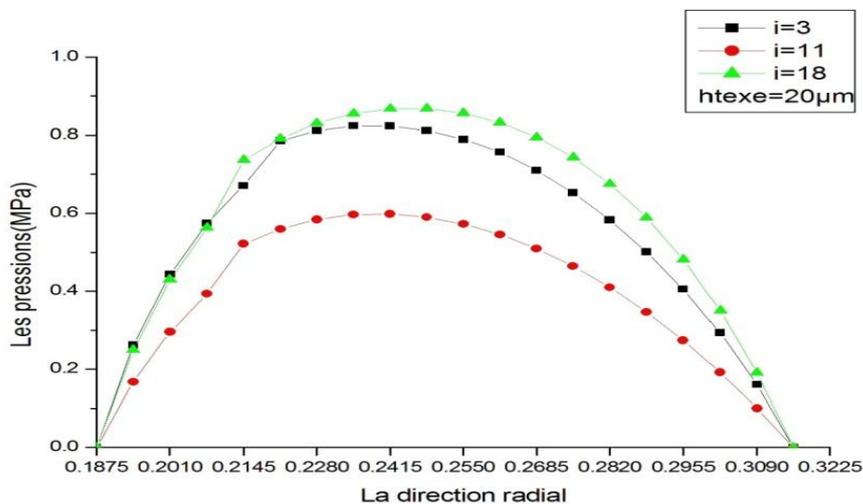


Fig. 20 - L'évolution de pression selon la direction radiale dans une texturation rectangle.

La figure 21 présente l'évolution de pression selon la direction radiale pour ($i = 3, 11$ et $18, \theta = 1.86667^\circ, 9.333^\circ$ et 15.86°) pour une texturation circonférentielle, On trouve que pour ($i = 3, \theta = 1.86667^\circ$) la pression prend une valeur de 0.8 MPa et pour ($i = 11, \theta = 9.333^\circ$) la pression atteigne une valeur inférieure à 0.6 MPa, On remarque que la pression atteigne une valeur maximale pour ($i = 18, \theta = 15.86^\circ$) elle augmente jusqu'à un $p = 0.9$ MPa en ce moment elle fait une dépression.

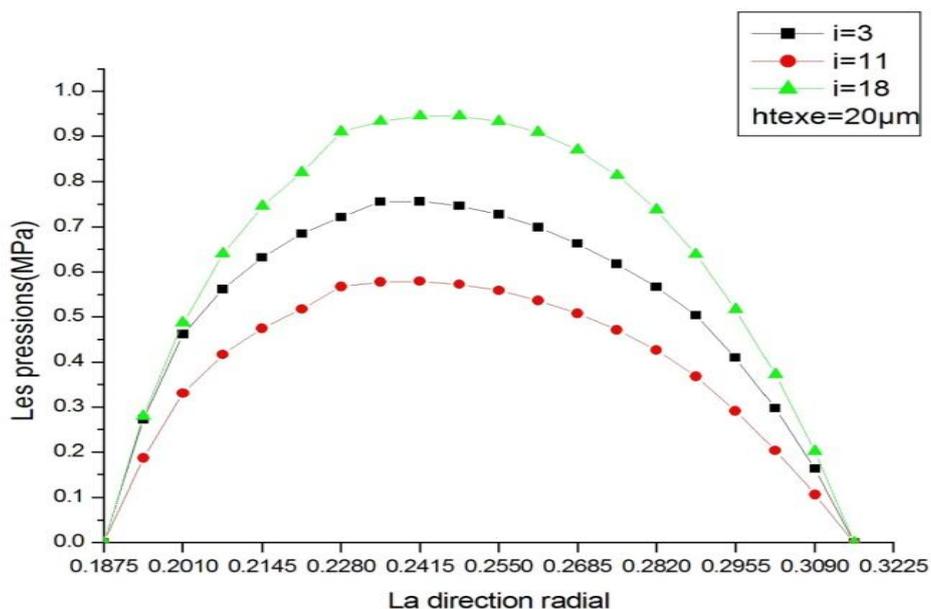


Fig. 21 - L'évolution de pression selon la direction radiale avec texturation circonférentielle.

La figure 22 présente l'évolution de pression selon la direction radiale pour ($i = 3, 11$ et $18, \theta = 1.86667^\circ, 9.333^\circ$ et 15.86°) pour une texturation à poche, On remarque toujours que la pression atteind une valeur maximale pour ($i = 18, \theta = 15.86^\circ$) mais on observe un changement considérable dans l'évolution de pression selon le type de texturation.

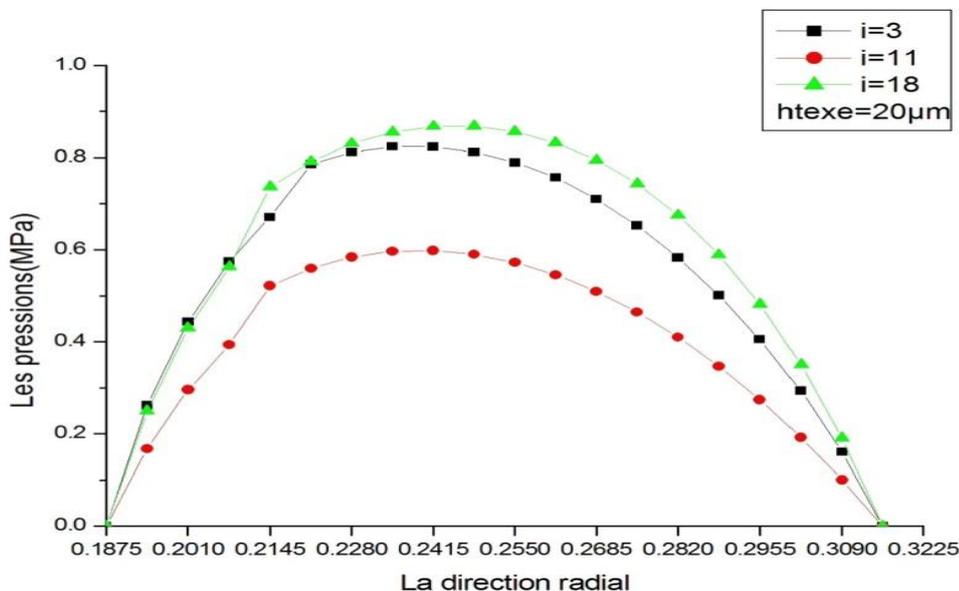


Fig. 22 - L'évolution de pression selon la direction radiale dans une texturation à poche.

La figure 23 présente l'évolution de la pression selon la direction radiale pour ($i = 3, 11$ et $18,$ qui correspond aux angles $\theta = 1.86667^\circ, 9.333^\circ$ et 15.86°) pour une texturation radiale, On trouve que pour ($i = 3, \theta = 1.86667^\circ$) le maximum de pression prend atteind une valeur de 0.75 MPa et pour ($i = 11, \theta = 9.333^\circ$) la pression atteind une valeur inférieure à 0.55 MPa, On remarque que la pression atteind une valeur maximale pour ($i = 18, \theta = 15.86^\circ$) elle augmente jusqu'un $p = 1$ MPa en ce moment elle fait une dépression d'une manière symétrique.

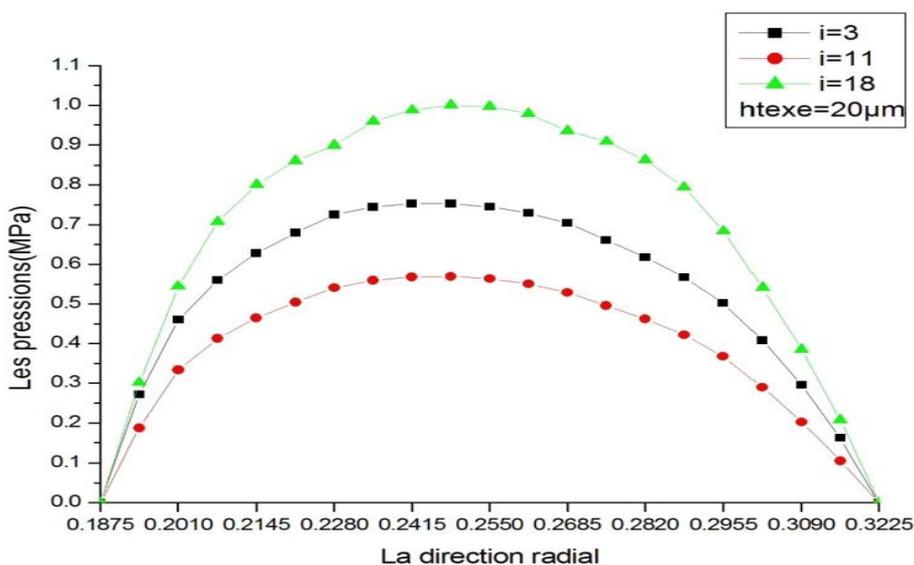


Fig. 23 - L'évolution de pression selon la direction radiale dans une texturation radiale.

La figure 24 présente l'évolution de pression selon la direction radiale pour les différents modes de texturation pour une seule position angulaire ($i = 3, \theta = 1.86667^\circ$), on remarque que la pression atteint sa valeur maximale pour le cas d'une butée avec une texturation à poche et atteindre sa valeur minimale dans le cas d'une texturation circonférentielle.

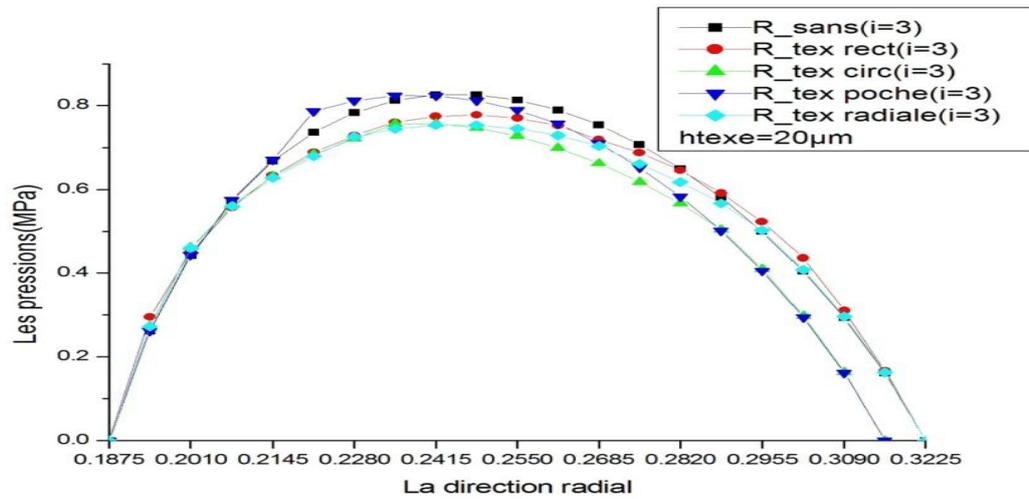


Fig. 24 - L'évolution de pression selon la direction radiale pour différents modes de texturation pour ($i = 3, \theta = 1.86667^\circ$).

La figure 25 présente l'évolution de pression selon la direction radiale pour les différents modes de texturation pour ($i = 11, \theta = 9.333^\circ$) la pression atteint sa valeur maximale dans un patin avec texturation à poche et atteindre sa valeur minimale dans le cas d'une texturation rectangulaire.

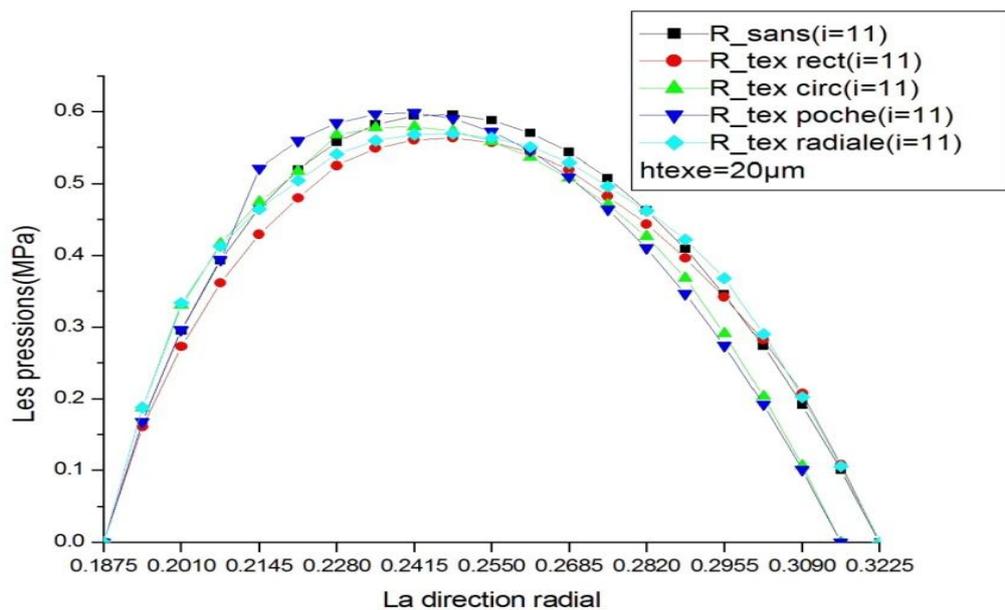


Fig. 25 - L'évolution de pression selon la direction radiale pour différents modes de texturation pour ($i = 11, \theta = 9.333^\circ$).

La figure 26 présente l'évolution de pression selon la direction radiale dans les différents modes de texturation pour ($i = 18, \theta = 15.86^\circ$) on remarque que la pression atteint sa valeur maximale dans un patin avec texturation radiale et atteint sa valeur minimale dans un patin sans texturation.

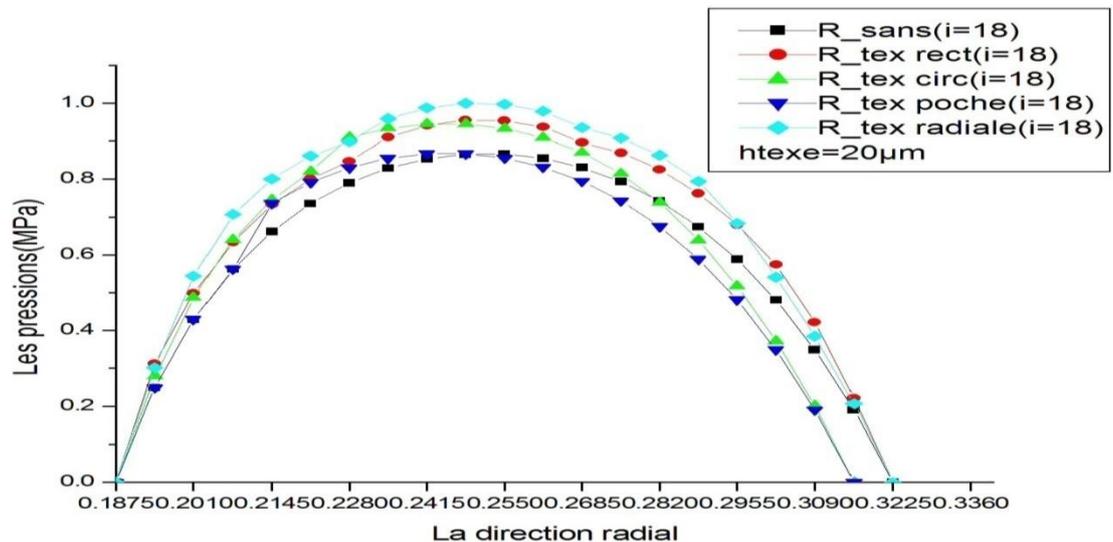


Fig. 26 - L'évolution de pression selon la direction radiale pour différents modes de texturation pour ($i = 18, \theta = 15.86^\circ$).

3.5.2 suivant la direction tangentielle

La figure 27 présente l'évolution de pression en fonction de la direction tangentielle pour ($j = 3, 11$ et $18, R = 0.201\text{mm}, 0.255\text{mm}$ et 0.30225mm) dans un patin sans texturation. On remarque que la pression atteint une valeur maximale pour ($j = 11, R = 0.255\text{mm}$) elle augmente jusqu'à $p = 9$ MPa en ce moment elle fait une chute de pression, On trouve que la pression prend sa valeur minimale $p = 5.5$ MPa pour ($j = 3, R = 0.201\text{mm}$) et pour ($j = 18, R = 0.30225\text{mm}$) la pression atteint une valeur intermédiaire égale à 7 MPa.

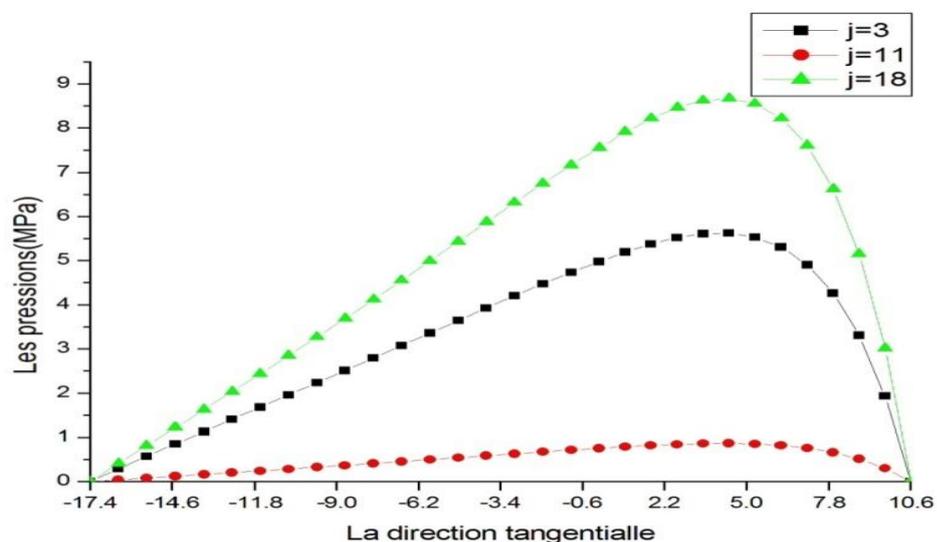


Fig. 27 - L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans un patin sans texturation.

La figure 28 présente l'évolution de pression selon la direction tangentielle pour ($j = 3, 11$ et $18, R = 0.201\text{mm}, 0.255\text{mm}$ et 0.30225mm) pour une texturation rectangle, On remarque toujours que la pression atteind une valeur maximale pour ($j = 11, R = 0.255\text{mm}$) avec un changement considérable dans l'évolution de pression.

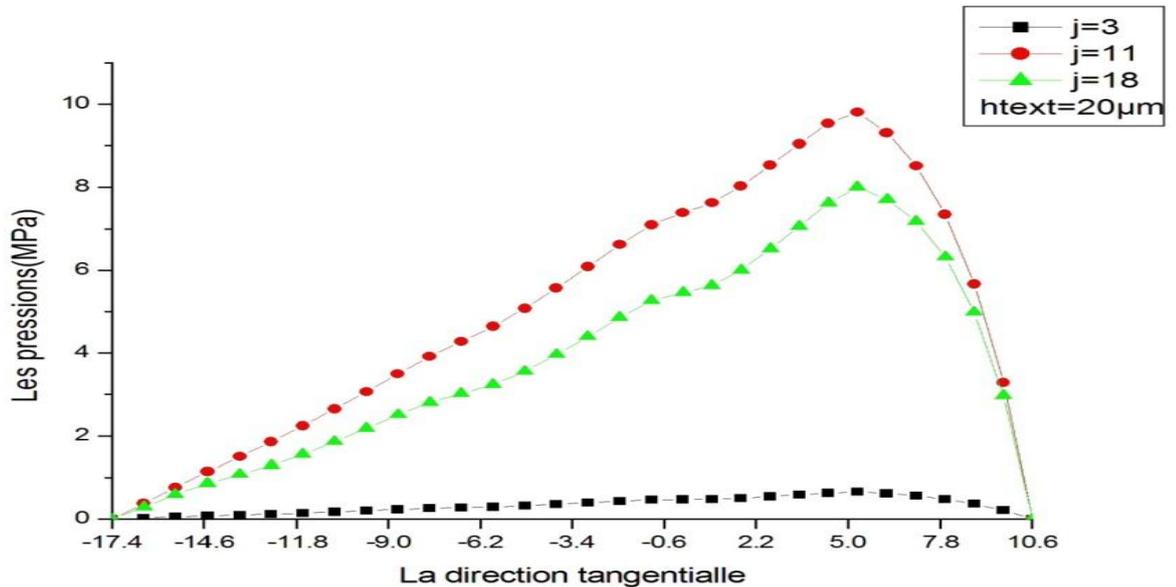


Fig. 28 - L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans une texturation rectangulaire.

La figure 29 présente l'évolution de pression selon la direction tangentielle pour trois positions radiales ($j = 3, 11$ et $18, R = 0.201\text{mm}, 0.255\text{mm}$ et 0.30225mm) pour une texturation circonférentielle, On trouve que la pression prend sa valeur minimale $p = 6.5$ MPa pour ($j = 3, R = 0.201\text{mm}$) et pour ($j = 18, R = 0.30225\text{mm}$) la pression atteind une valeur intermédiaire égale à 7 MPa. On remarque que la pression atteind une valeur maximale $p = 9$ MPa pour ($j = 11, R = 0.255\text{mm}$) puis elle fait une chute de pression.

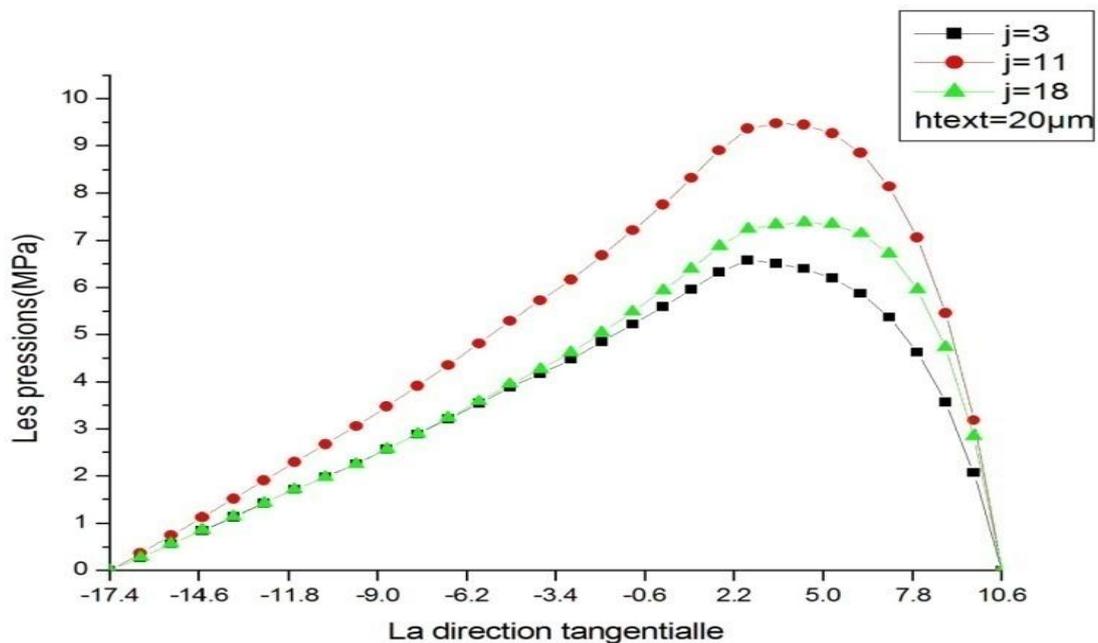


Fig. 29 - L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans une texturation circonférentielle.

La figure 30 présente l'évolution de pression selon la direction tangentielle pour ($j = 3, 11$ et $18, R = 0.201\text{mm}, 0.255\text{mm}$ et 0.30225mm) pour une texturation à poche, On remarque que la pression atteint une valeur maximale pour ($j = 11, R = 0.255\text{mm}$) elle augmente jusqu'à $p = 9$ MPa en ce moment elle fait une chute de pression, On trouve que la pression prend sa valeur minimale $p = 5.5$ MPa pour ($j = 3, R = 0.201\text{mm}$) et pour ($j = 18, R = 0.30225\text{mm}$) la pression atteint une valeur intermédiaire égale à 7 MPa. On remarque toujours que la pression atteint une valeur maximale pour ($j = 11, R = 0.255\text{mm}$) avec un changement considérable dans l'évolution de pression selon le type de texturation.

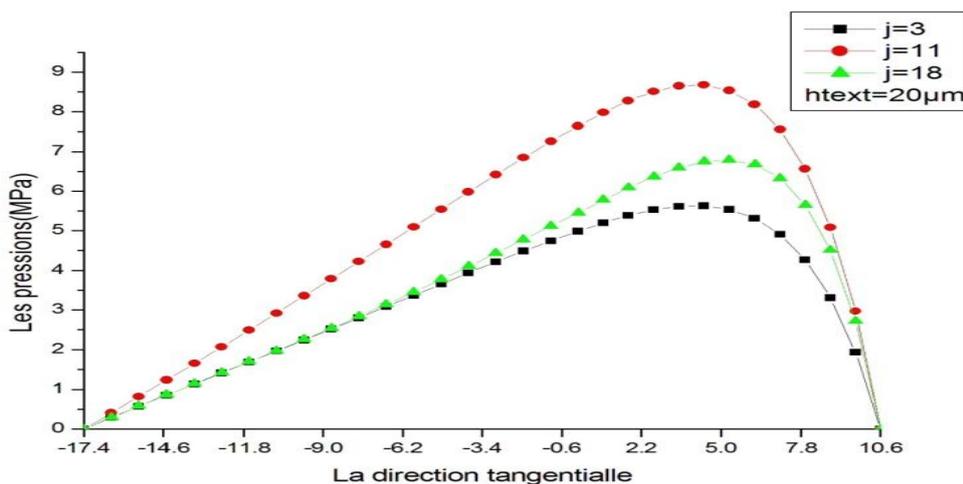


Fig. 30 - L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans une texturation à poche.

La figure 31 présente l'évolution de pression selon la direction tangentielle pour ($j = 3, 11$ et $18, R = 0.201\text{mm}, 0.255\text{mm}$ et 0.30225mm) et pour une texturation radiale. On remarque toujours que la pression atteint une valeur maximale pour ($j = 11, R = 0.255\text{mm}$) mais on observe un changement considérable dans l'évolution de pression selon ce type de texturation.

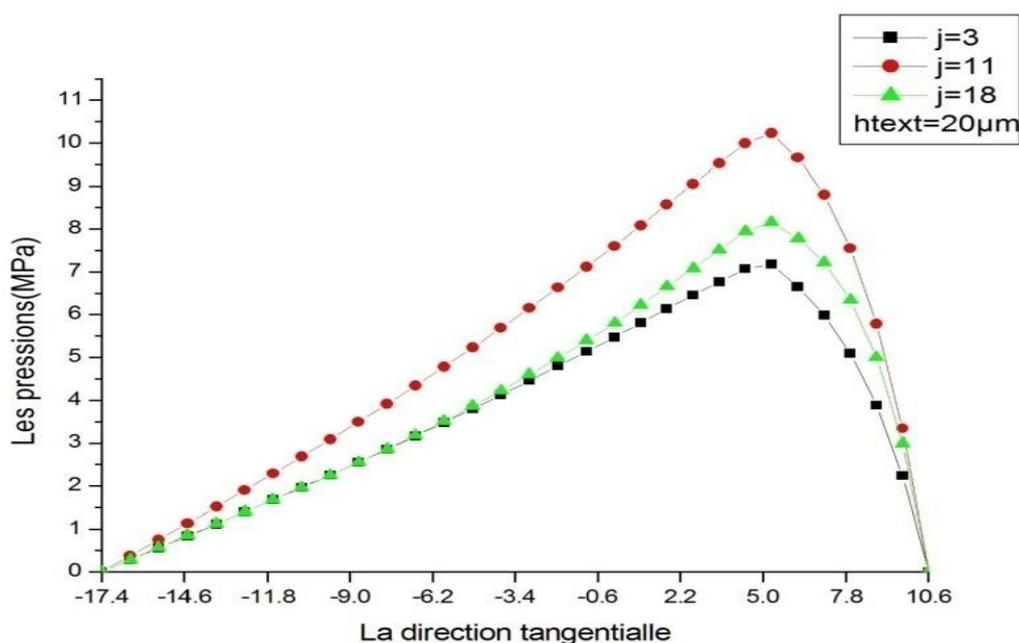


Fig. 31 - L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans une texturation radiale.

La figure 32 présente l'évolution de pression selon la direction tangentielle dans les différents modes de texturation pour ($j = 3$, $R = 0.201\text{mm}$), on remarque que la pression atteint sa valeur maximale dans un patin avec texturation radiale et atteint sa valeur minimale dans la texturation à poche.

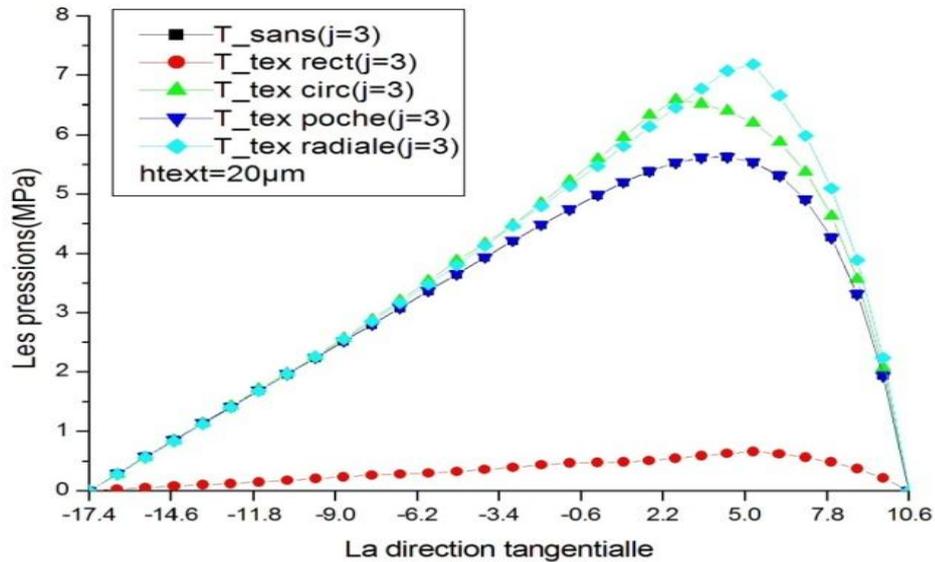


Fig. 32 - L'évolution de pression selon la direction tangentielle pour les différents modes de texturation pour ($j = 3$, $R = 0.201\text{mm}$).

La figure 33 présente l'évolution de pression selon la direction tangentielle dans les différents modes de texturation pour ($j = 11$, $R = 0.255\text{mm}$), on remarque que la pression atteint sa valeur maximale dans un patin avec texturation à poche et atteint sa valeur minimale dans la texturation circonférentielle.

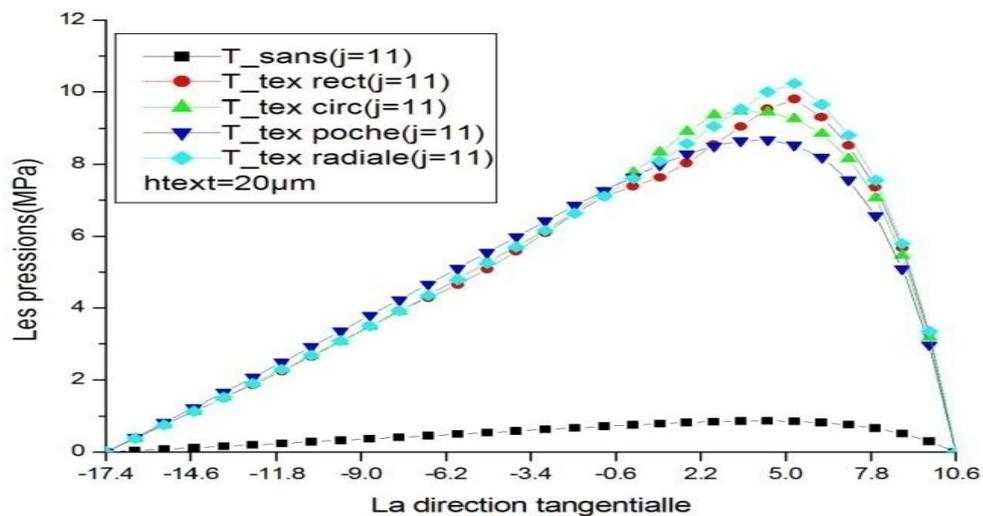


Fig. 33 - L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans les différents modes de texturation pour ($j = 11$, $R=0.255\text{mm}$).

La figure 34 présente l'évolution de pression selon la direction tangentielle dans les différents modes de texturation pour ($j = 18$, $R = 0.30225\text{mm}$), on remarque que la pression atteint sa valeur maximale dans un patin avec texturation radiale et atteint sa valeur minimale dans la texturation à poche.

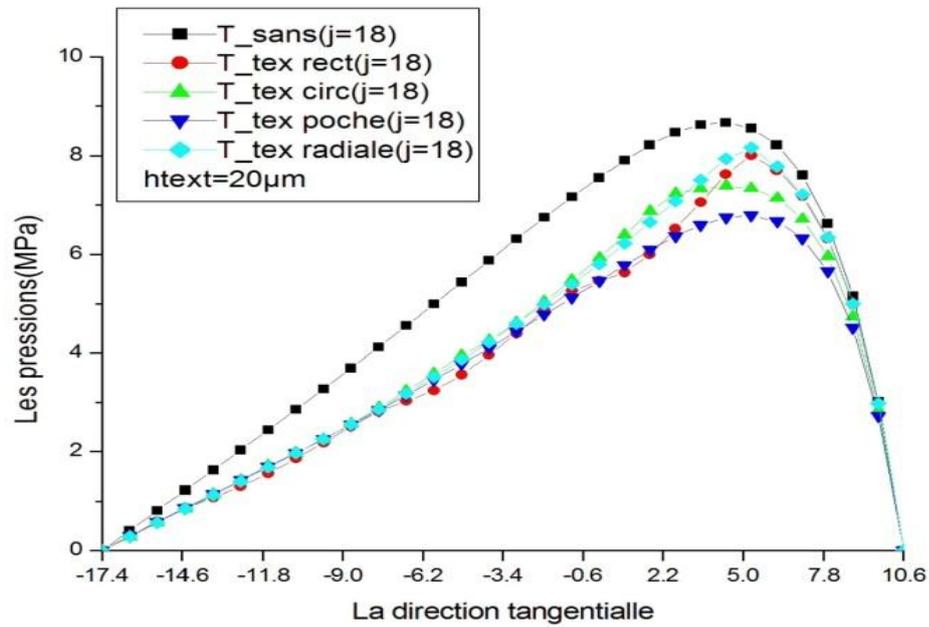


Fig. 34 - L'évolution de pression selon la direction tangentielle dans les différents modes de texturation pour ($j = 18$, $R = 0.30225\text{mm}$).

Conclusion général

Conclusion générale

La réduction des frottements entre les solides en contact est l'un des principaux objectifs de la lubrification. Les pertes excessives par frottement conduisent au dysfonctionnement des mécanismes et à diminuer leur longévité.

Plusieurs études ont été réalisées dans le but de mieux comprendre le comportement des butées hydrodynamiques sous des conditions diverses. Mais ce n'est que récemment que les chercheurs ont commencé à analyser les phénomènes de défauts de forme telle que la texturation dans ce genre de contact.

Nous nous sommes donc proposés de réaliser un code de calcul pour le cas d'une butée hydrodynamique, afin d'analyser théoriquement l'influence de la texturation sur les caractéristiques de la butée en question.

Nous avons donc proposés d'analyser quatre types de texturation à savoir texturation dans les directions radiale et circonférentielle, texturation rectangulaire et enfin une texturation se forme de poche à l'entrée du patin.

Les résultats obtenus a l'issus de ce travail montre l'influence de chaque type de texturation sur les caractéristiques hydrodynamiques de la butée (pression, charge...).

Bibliographie

- [1] Wakuda, M., Yamauchi, Y., Kanzaky, S., Yasuda, Y. (2003), "Effect of Surface Texturing on Friction Reduction Between Ceramic and Steel Materials under Lubricated Sliding Contact," *Wear*, 254, pp. 356-363.
- [2] Wang, X., Kato, K. (2003), "Improving the Anti-Seizure Ability of SiC Seal in Water with RIE texturing," *Tribology Letters*, 14 (4), pp. 275-280.
- [3] Pettersson, U., Jacobson, S. (2003), "Influence of Surface Texture on Boundary Lubricated Sliding Contacts," *Tribology International*, 36 (11), pp. 857-864.
- [4] Lo, S.W., Wilson, W.R.D. (1999), "A Theoretical Model of Micro-Pool Lubrication in Metal Forming", *Journal of Tribology*, 121(4), pp. 731-738.
- [5] Brizmer, V., Kligerman, Y., Etsion, I. (2003), "A Laser Surface Textured Parallel Thrust Bearing," *Tribology Transactions*, 46(3), pp. 397-403.
- [6] These_doctorat_-_Andrei_GHERCA.
- [7] Ryk, G., Kligerman, Y., Etsion, I., Shinkarenko, A. (2005), "Experimental Investigation of Partial Laser Surface Texturing for Piston-Ring Friction Reduction," *Tribology Transactions*, 48, pp. 583-588.
- [8] Kligerman, Y., Etsion, I., Shinkarenko, A. (2005), "Improving Tribological Performance of Piston Rings by Partial Surface Texturing," *ASME Journal of Tribology*, 127, pp.632-638.
- [9] Wang, X., Adachi, K., Otsuka, K., Kato, K. (2006), "Optimization of the surface texture for silicon carbide sliding in water," *Applied Surface Science*, 253, pp. 1282- 1286.
- [10] Arghir, M., Alsayed, A., Nicolas, D. (2002), "The finite volume solution of the Reynolds equation of lubrication with film discontinuities," *International Journal of Mechanical Science*, 44, pp. 2119-2132.
- [11] Dobrica, M.B., Fillon, M. (2006), "Thermohydrodynamic behavior of a slider pocket bearing," *ASME Journal of Tribology*, 128, 312-318.
- [12] Xiong, S., Wang, J.Q. (2012), "Steady-State Hydrodynamic Lubrication Modeled With the Payvar-Salant Mass Conservation Model," *ASME Journal of Tribology*, 134(3).
- [13] Pei, S., Ma, S., Xu, H., Wang, F., Zhang, Y. (2011), "A multiscale method of modeling surface texture in hydrodynamic regime," *Tribology International*, 44, pp.1810-1818.
- [14] Cupillard, S., Glavatskih, S., Cervantes, M.J. (2008), "Computational fluid dynamics analysis of a journal bearing with surface texturing," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 222, pp. 97-107.
- [15] Nanbu, T., Ren, N., Yasuda, Y., Zhu, Wang, J.Q. (2008), "Micro Textures in Concentrated Conformal-Contact Lubrication: Effects of Texture Bottom Shape and Surface Relative Motion," *Tribology Letters*, 29, pp. 241-252.
- [16] Bayada, G., Faure, J.B. (1989), "A double scale analysis approach of the Reynolds roughness comments and application to the journal bearing," *ASME Journal of Tribology*, 111 (2), pp. 323-330.
- [17] Bayada, G., Martin, S., Vazquez, C. (2005), "An average flow model of the Reynolds roughness including a mass-flow preserving cavitation model," *ASME Journal of Tribology*, 127 (4), pp. 793-802.
- [18] Bayada, G., Martin, S., Vasquez, C. (2006), "Micro-roughness effects in (elasto) hydrodynamic lubrication including a mass-flow preserving cavitation model," *ASME Journal of Tribology*, 39, pp. 1707-1718.
- [19] Buscaglia, G.C., Ciuperca, I., Jai, M. (2002), "Homogenization of the transient Reynolds equation," *Asymptotic Analysis*, 32, pp. 131-152.
- [20] H, Rippel, "Cast bronze thrust bearing design manual," Cast bronze bearing institute, Cleveland, 1967.

- [21] D, Christopherson, «A new mathematical model for the solution of film lubrication problems,» *ProcInstn, Mech, Engrs*, n° 146, pp, 126-135, 1942.
- [22] W, Cope, «A hydrodynamic theory of film lubricant,» *Proc, Soc, Lond, Ser.*, vol, 197, pp, 201-217, 1949.
- [23] O, Reynolds, «On the theory of lubrication and its application to Mr, Beauchamp tower's experiments,» *Philosophical transactions of the royal society of London*, vol, 177, pp, 157-234, 1886.
- [24] D, Dowson, "A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication," *Journal of Mechanical Science*, pp, 159-170, 1962.
- [25] S, Glavatskih et M, Fillon, «TEHD Analysis of thrust bearings with PTFE-faced pads,» *ASME J Tribol*, n° 128, pp, 49-58, 2006.
- [26] S, Ahmed, M, Fillon et P, Maspeyrot, «Influence of pad and runner mechanical deformations on the performance of a hydrodynamic fixed geometry thrust bearing,» *Journal of Engineering Tribology, Part J*, n° 224, pp, 305-315, 2009.
- [27] O, Pinkus, «Solution of the tapered-land sector thrust bearing,» *Trans ASME*, n° 80, pp, 1510-1516, 1958.
- [28] M, Malik, S, Jain et R, Sinhasan, «Design data for fixed-sector pad thrust bearings,» *Wear*, n° 81, pp, 221-234, 1982.
- [29] L, Rayleigh, «Notes on the theory of lubricant,» *Phil, Mag and JI, of science*, vol, 35, p, 1, 1918.
- [30] F, Archibald, «A simple hydrodynamic thrust bearing,» *Trans, ASME*, n° 49-A-29, 1950.
- [31] R, Boncompain, M, Fillon et J, Frêne, «Analysis of thermal Effects in Hydrodynamic Bearings,» *ASME J, tribol.*, n° 108, pp, 219-224, 1986.
- [32] A, Fogg, «Fluid Film Lubrication of parallel Thrust surfaces,» *Minutes of Proceedings of the applied Mechanics Group*, pp, 49-67, 1944.
- [33] A, Getachew and P, Sinha, "THD analysis for finite slider bearing with roughness: Special reference to load generation in parallel sliders," *Actamechanica*, no, 222 (1), 2011.
- [34] M, Fesanghary and M, Khonsari, "On the modelling and shape optimization of hydrodynamic flexible-pad thrust bearings," *Journal of Engineering Tribology*, no, 227(6), pp, 548-558, 2013.
- [35] A, Bennett and C, Ettles, "A self-acting parallel surface thrust bearing," *Proc Instant MechEngrs*, vol, 182, pp, 139-146, 1968.
- [36] L, Dabrowski, O, Olszewski and M, Wasilczuk, "An experimental investigation of a hydrodynamic bearing with an elastic thrust plate," *Proceedings of the 6th International Tribology Congress Euro trib '93*, pp, 118-123, 1993.
- [37] T, Cicone, M, Pascovici and A, Minculescu, "A simplified thermo hydrodynamic model for a parallel surface slider," *Tribology International*, vol, 41, pp, 947-953, 2008.
- [38] M, Wasilczuk, "Comparaison of an optimum-profile hydrodynamic thrust bearing with a typical tilting-pad thrust bearing," *Lubrication Science*, no, 15, pp, 265-273, 2003.
- [39] Frêne, J., Nicolas, D., Degueurce, B., Berthe, D., Godet, M. (1990), "Lubrification Hydrodynamique. Paliers et Butées," Editions Eyrolles, Paris.
- [40] Hajjam, M., Bonneau, D. (2007), "A transient finite element cavitation algorithm with application to radial lip seals," *Tribology International*, 40, pp. 1258-1269.
- [41] O. PINKUS, B. STERNLICHT "Theory of hydrodynamic lubrication", McGraw Hill, N.Y. (1961), p. 56 – 67 et 124 – 134.

ملخص

المحامل الهيدروديناميكية هي أدوات دعم و توجيه خلال الدوران. تتألف من ثلاثة أجزاء لوحة (ثابتة أو تتأرجح)، وقرص دوار، والتشحيم بينهما. يتطلب التشغيل الفعال ضمان الحد الأدنى من سماكة التشحيم بين العناصر التي تشكل المحامل الهيدروديناميكية. يدرس هذا العمل تأثير التركيب على الخصائص الهيدروديناميكية لهذا اخترانا أربعة أنماط وهي التركيب (شعاعي، محيطي، مستطيل و على شكل جيب). يستند النموذج الرقمي على حل معادلة رينولدز من خلال عبارة ارتفاع فيلم التشحيم مع الأخذ بعين الاعتبار كل نوع من التركيب. النتائج التي تم الحصول عليها تبين أن الخصائص الهيدروديناميكية مثل الضغط، الحمل وعزم الاحتكاك تتأثر بوضع التركيب، فضلا عن عمق هذا التركيب. الكلمات المفتاحية: المحامل الهيدروديناميكية، معادلة رينولدز، التركيب، التشحيم الهيدروديناميكي.

Abstract

The thrusts hydrodynamic are organs of support and guiding in rotational. They consist of three parts: (fixed or tilting-pad), the rotational disc, and the lubricating film that separates them. Their proper operation requires ensuring a minimum thickness of lubrication between the elements which constitutes the abutment, namely the shoes and the disc which is in rotation.

This work studies the texturing effect on the hydrodynamic characteristics, for which four textural modes were chosen (radial, circumferential, rectangular and pocket texturing). The numerical model is based on the resolution of the Reynolds equation from the expression of the height of the oil film taking into account each type of texturing.

The results obtained show that the hydrodynamic characteristics such as the pressure, the load and the friction torque are influenced by the texturing mode, as well as the depth of this texturing.

Keywords: Hydrodynamic stops, Reynolds equation, texturing, Hydrodynamic lubrication.

Résumé

Les butées hydrodynamiques sont des organes de support et de guidage en rotation. Ils sont constitués de trois parties : le patin (géométrie fixe ou oscillants), le disque en rotation, et le film lubrifiant qui les sépare. Leur bon fonctionnement nécessite d'assurer une épaisseur minimale de lubrification entre les éléments qui constitué la butée à savoir les patins et le disque qui est en rotation.

Le travail de ce mémoire a été consacré à l'étude de l'effet de texturation sur les caractéristiques hydrodynamique, pour cela on a choisi quatre modes de texturation à savoir (texturation radiale, circonférentiel, rectangulaire et forme de poche). Le modèle numérique établi est basé sur la résolution de l'équation de Reynolds à partir de l'expression de la hauteur du film d'huile en tenant compte de chaque type de texturation.

Les résultats obtenus montrent que les caractéristiques hydrodynamique tels que la pression, la charge, le couple de frottement sont influencé par le mode de texturation, ainsi que la profondeur de cette texturation.

Mots Clés: butées hydrodynamique, équation de Reynolds, texturation, lubrification hydrodynamique.

