

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Hassiba Benbouali de Chlef

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



THÈSE

Présentée pour l'obtention du diplôme de

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Génie Mécanique

Par

Mawhoub SOUBIH

Thème :

**EFFET DES DEFAUTS DE FORME ET D'ALIGNEMENT SUR LA LUBRIFICATION
D'UN PALIER HYBRIDE FORTEMENT CHARGE EN COURS DE DEMARRAGE**

Soutenue le 12/07/2023 devant le jury composé de :

Hamou ZAHLOUL	Professeur	UHB Chlef	Président
Azeddine BELALIA	MCA	UHB Chlef	Rapporteur
Madjid MERIEM BENZIANE	Professeur	UHB Chlef	Examineur
Abdelkader YUCEFI	Professeur	UST Oran	Examineur
Djelloul AZZOUZI	MCA	UDB Khemis Miliana	Examineur
Ridha MAZOUZI	MCA	UDB Khemis Miliana	Examineur
Ibrahim ZIDANE	Professeur	UHB Chlef	Membre invité

ملخص

في هذه الدراسة ، يتم تحليل محمل عادي هجين يدعم مطحنة دوارة محملة بشكل كبير أثناء بدء التشغيل. قبل البدء ، يخضع العمود إلى عملية انفصال عن طريق عمل زيت عالي الضغط يتداخل بين المحمل والعمود. عند البدء ، تتغير سرعة العمود من 0 إلى السرعة الاسمية الهيدروديناميكية البالغة 45 دورة في الدقيقة في حوالي 60 ثانية. في بعض الأحيان ، بعد أول ثلاثين ثانية من دوران العمود ، يحدث هبوط ضغط غير مفسر في إحدى الخليتين المحوريتين ، مما يتسبب في أن يلمس الدبوس الوسادة ويتلفها عن طريق التآكل. الهدف من هذه الدراسة هو فهم سبب انخفاض الضغط في الخطوة الأولى ثم تقديم إجابات في الخطوة الثانية. يتم فحص المحاذاة بين عمود العمود وعمود التحميل أثناء بدء التشغيل. وفقًا للنتائج التي تم الحصول عليها ، يتمثل التصحيح المقترح في استخدام نظام تزييت ثابت التدفق مناسب ، مما يمنع الضغط من السقوط في الخلايا. يتم تطبيق حقيقي على محمل جزئي يدعم مطحنة دوارة أفقية مع الكرات المعدنية من مصنع الاسمنت الشلف في الجزائر

Résumé

Dans la présente étude, on analyse un palier lisse hybride supportant un broyeur rotatif fortement chargé au cours du démarrage. Avant le démarrage l'arbre subit une opération de décollement grâce à l'action d'une huile alimentée à haute pression qui s'interpose entre le coussinet et l'arbre. Lors du démarrage, la vitesse de l'arbre passe de 0 et atteint la vitesse nominale hydrodynamique de 47.5tr/mn au bout de 60 s. Il arrive que, parfois, après les trente premières secondes de rotation de l'arbre, une chute de pression inexplicée se produit dans l'une des deux alvéoles axiales, produisant un contact métal-métal entre l'arbre et le coussinet. Il se produit un endommagement par abrasion du coussinet. L'objectif de cette étude est de comprendre la cause de cette chute de pression dans une première étape puis d'apporter des réponses dans une seconde étape. Différentes investigations sont examinées pour la recherche du défaut en vue de sa correction. Le défaut d'alignement entre les axes de l'arbre ainsi que le type de lubrification hydrostatique et son effet sur le fonctionnement du palier en lubrification hydrodynamique sont étudiés. Selon les résultats obtenus, la correction proposée consiste à utiliser un système de lubrification à débit constant approprié, qui évite que la pression chute dans les alvéoles. Une application réelle est faite sur un palier partiel supportant un broyeur horizontal rotatif à boulets métalliques de la cimenterie de Chlef en Algérie.

Abstract

In this study, a hybrid plain bearing supporting a heavily loaded rotating mill during startup is analyzed. Before starting the shaft undergoes a lift operation by the action of a high-pressure oil which is interposed between the bearing and the shaft. When starting, the speed of the shaft goes from 0 to the hydrodynamic nominal speed of 47.5 rpm in about 60 seconds.

Occasionally, after the first thirty seconds of shaft rotation, an unexplained pressure drop occurs in one of the two axial recesses, causing the shaft to touch the pad and damaging it by abrasion. The objective in this study is to understand the cause of this pressure drop in a first step and then to provide answers in a second step. Misalignment between the shaft axis and the bearing axis is examined during startup. Misalignment between the shaft shaft and bearing shaft is examined during startup. According to the results obtained, the proposed correction consists in using a suitable constant flow lubrication system, which prevents the pressure from falling into the recesses.

A real application is made on a partial bearing supporting a horizontal rotary mill with metal balls of the Chlef cement plant in Algeria.

Dédicaces

Je dédie ce travail

A mon très cher père qui était toujours pour moi l'exemple de la réussite, celui qui a supporté la terreur et le stress durant la décennie noire pour nous offrir l'espérance et l'amour de la vie.

A Ma mère pour sa tendresse, son amour et son dévouement pour mon bonheur.

A ma belle bien aimé, à ma femme Lila qui m'a beaucoup soutenu durant ce travail et dans la vie.

A mes deux anges enfants Djad et Iyad.

A mon frère Adil et mes deux sœurs Amina et Rofaïda.

A ma grand-mère Mima.

A ma deuxième mère, Yama kheltoume.

A tous mes beaux frères et mes belles sœurs.

A toute la famille Soubih et Harichane

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, je remercie le Créateur de l'univers qui m'a donné la volonté et la force pour réaliser ce travail.

*Je tiens à exprimer toute ma gratitude et ma reconnaissance à mon encadreur le docteur **Azeddine BELALIA** qui m'a soutenu et m'a aidé à traverser maintes difficultés, pour sa rigueur scientifique, son humanité, sans oublier son excellent encadrement académique et scientifique.*

*J'exprime ma sincère reconnaissance au Pr **ZAHLOUL Hamou** qui m'a fait l'honneur de présider le jury, également au Pr **MERIEM BENZIANE Magid**, Pr **YOUCEFI Abdelkader**, Dr **AZZOUZI Djelloul**, Pr **MAZZOUZI Redha** et Pr **Zidane Ibrahim**, pour l'intérêt qu'ils ont voulu porter à ce travail en acceptant d'être membres de jury.*

Je tiens aussi à remercier toute ma famille qui a toujours été là, de son soutien sans faille dans mes études et dans mes choix dans la vie.

Table des Matières

Nomenclature	viii
Liste des Figures.....	x
Chapitre1 Etude bibliographique.....	1
1.1 Paliers fortement chargés	2
1.2 Les paliers hybrides.....	3
1.3 Problèmes survenus lors du démarrage (paliers fortement chargés).....	4
1.4 Le désalignement des paliers en lubrification hydrodynamique	5
1.5 Défauts de formes.....	7
1.6 Les paliers partiels.....	8
Chapitre 2 Les différents types de défauts des paliers.....	10
2.1 Introduction	10
2.2 Les principaux défauts des paliers.....	10
2.2.1 Les défauts de forme	11
2.2.2 Les défauts d'alignement.....	13
2.2.2.1 Défauts de balourd.....	15
2.2.2.2 Défaut d'alignement	15
2.2.2.3 Désalignement de paliers hydrodynamiques	16
2.2.2.4 Désalignement de paliers du à une flexion de l'arbre.....	16
Chapitre 3 Equations de base.....	19
3.1 Equation de base du palier étudié.....	19
3.1.1 Equations en lubrification hydrodynamique	21

3.1.2 Condition de Sommerfeld (1904).....	23
3.1.3 Condition de Gumbel (1921).....	23
3.1.4 Condition de Reynolds (1935).....	24
3.2 Le palier à coussinet partiel ou palier partiel.....	27
3.2.1 Description	27
3.2.2 Formulation et condition aux limites.....	28
3.3 Le Palier mésaligné- Formulation de l'épaisseur du film	30
3.3.1 Formulation	30
3.3.2 Angle d'attitude ou de calage	32
3.3.3 La force de hydrodynamique.....	33
3.3.4 Le moment hydrodynamique.....	33
Chapitre 4 Analyse de la lubrification du palier au démarrage	34
4.1 Introduction	34
4.2 L'adhésion des parois du tourillon et du coussinet durant l'arrêt prolongé	34
4.3 Le circuit de lubrification hydrostatique du palier	35
4.3.1 Formation du film lubrifiant dans l'alvéole.....	37
4.4 Calcul de la pression P_r	38
4.4.1 Calcul de la force de portance dans l'alvéole	39
4.4.2 Force de pression F_c dans le coussinet partiel	40
4.5 Le problème de la chute de pression	43
4.5.1 Fonctionnement du palier hybride au démarrage	43
4.5.2 Le problème de chute pression de lubrification dans le palier	44
4.5.3 Causes possibles de la chute de pression au niveau des alvéoles	46

Chapitre 5 Méthode de résolution	47
5.1 Introduction	47
5.2 Résolution du problème inverse	48
5.3 Algorithme de résolution du palier hybride désaligné	51
5.4 Méthode de résolution de l'équation de Reynolds du palier global.....	52
a) Maillage du film lubrifiant et méthode d'incorporation des alvéoles dans la grille ...	53
b) Résolution de Reynolds	55
Chapitre 6 Résultats et discussions	58
6.1 Cas d'une alvéole	58
6.1.1 Validation du programme : cas désalignement maximal	58
6.1.2 Palier aligné (seconde vérification du programme).....	60
6.1.3 Palier désaligné.....	61
6.2 Cas de deux alvéoles	62
6.3 Chute de pression et correction	65
Conclusions	67
Références bibliographiques	69
Annexe 1 Le Broyeur Ciment BK2	74
Annexe 2 Algorithme de résolution par la méthode SOR	76

Nomenclature

Désignation	Description	Unité
BK2	Désignation du broyeur ciment de la cimenterie de Chlef	
BP	Pompe basse pression	-
C_1, C_c, C_2	Centres de l'arbre aux plans de gauche, du centre et de droite respectivement	-
c	Jeu radial	m
D	Diamètre extérieur du broyeur	m
d_{max}	Paramètre adimensionnel maximum de mésalignement	-
D_i	Diamètre intérieur du broyeur	m
D_a	Diamètre d'Arbre	mm
D_c	Diamètre de coussinet	mm
d	Paramètre de mésalignement	m
e	Excentricité	m
\vec{F}_c	Force d'inertie centrifuge	N
HP	Pompe haute pression	-
H	Hauteur de remplissage du broyeur en boulets	m
h_{min}	Épaisseur minimale du film d'huile du palier	(m)
\bar{h}	Épaisseur du film adimensionnée	-
H	Épaisseur du film	m
L	Longueur du palier	m
L_1	Longueur du compartiment 1 du broyeur	m
L_2	Longueur du compartiment 2 du broyeur	m
R_c	Rayon de coussinet	m
R_a	Rayon d'arbre	m
F_d	Force de décollement	N
F_a	Force de portance dans l'alvéole	N
\vec{F}_x, \vec{F}_y	Composantes adimensionnelles de la force de portance dans les directions x et y	N
M	Masse de disque (défaut de balourd)	Kg
M_x, M_y	Moments dus à la force de pression dans les directions x et y respectivement	Nm
m, n	Nombre de points de discrétisation du maillage de différences finies dans les directions x et z respectivement	-
n_r	Nombre de points de discrétisation du domaine des deux alvéoles	-
N	N vitesse de rotation arbre	tr/mn
O_a	Centre d'arbre	-
O_c	Centre de coussinet ou palier	-
F_c	Force de portance dans le coussinet	N
O_1, O_c, O_2	Centres du coussinet aux plans de gauche, du centre et de droite respectivement	-
P_r	Pression alvéole	N/m ²
p	Pression dans le film lubrifiant	N/m ²

p_0	Pression atmosphérique	N/m^2
p_a	Pression d'alimentation à l'alvéole, N/m^2	N/m^2
P_{BP}	Pression d'entrée du palier obtenue par la pompe basse pression	N/m^2
r_1, r_2	Désignation des deux alvéoles d'alimentation	-
R_{a1}, R_{a2}	Rugosités moyennes ou arithmétiques du coussinet de l'arbre.en	μm
U	Vitesse linéaire de l'arbre	m/s
\vec{V}	Vecteur vitesse de l'écoulement du lubrifiant de composantes u, v, w	m/s
u, v	Composantes de la vitesse	m/s
W	Poids du broyeur chargé	N
x	Direction perpendiculaire à la ligne des centres dans le plan médian	-
y	direction de la ligne des centres dans le plan moyen par rapport à l'angle d'attitude ϕ	-
z	Coordonnée axiale	

Symboles grecs :

β	Angle de mésalignement dans le plan médian	(°)
δ	Angle désignant l'élongation angulaire de palier partiel (°)	(°)
ε	Excentricité adimensionnelle	-
ε_0	Excentricité adimensionnelle de l'arbre dans le plan milieu du palier mésaligné	-
θ	Coordonnée circonférentielle (rad)	
λ	Degré de mésalignement (variant de 0 à 1)	
μ	Viscosité dynamique du lubrifiant	Pa.s
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
σ	Contrainte normale au point x	N/m^2
$\tau_{i,j}$	Tenseur des Contrainte de cisaillement	N/m^2
\emptyset	Angle de calage dans le plan milieu du palier mésaligné	(°)
Φ_1	Diamètre des boulets dans le compartiment 1	m
Φ_2	Diamètre des boulets dans le compartiment 2	
ω	Vitesse de rotation du tourillon du palier	rad/s
ω_c	Vitesse critique	rad/s
$\bar{\omega}$	Facteur de sur-relaxation de la méthode SOR	-

Liste des figures

Fig. 1.1 Palier hydrostatique, hydrodynamique et hybride	3
Fig. 1.2 Palier désaligné	5
Fig. 1.3 Carte de mobilité - cas du palier de longueur finie	7
Fig. 1.4 Représentation schématique du palier partiel	9
Fig. 2.1 Défauts géométriques d'usinage d'ordre 1 à 4.....	11
Fig. 2.2 Profile de rugosité d'une surface de l'arbre ou du coussinet	12
Fig. 2.3 Courbe de Stribeck montrant le paramètre λ en régime hydrodynamique	12
Fig. 2.4 Défauts de forme d'un arbre de palier représenté par des profils	13
Fig. 2.5 Défauts de balourd	14
Fig. 2.6 Points de mesure pour un défaut de balourd	15
Fig. 2.7 Points de mesure pour un défaut de balourd sur rotor en porte-à-faux.....	15
Fig. 2.8 Défauts d'alignement d'arbres	15
Fig. 2.9 Charge excentrique sur une butée hydrostatique (a) butée simple, (b) arrangement de deux butées.....	16
Fig. 2.10 (a) flexion du tourillon ; et (b) Erreurs de position de l'arbre rigide	17
Fig. 3.1 Le modèle de palier étudié	19
Fig. 3.2 Coupe transversale et longitudinale du palier partiel avec les détails des alvéoles d'alimentation	20
Fig. 3.3 Détails a et b de la rainure BP et de l'alvéole HP	20
Fig. 3.4 Palier partiel en fonctionnement hydrodynamique (plan du milieu du palier xOy)	20
Fig. 3.5 Déformation de désalignement du palier fortement chargé	21

Fig. 3.6 Ecoulement hydrodynamique du lubrifiant dans le palier	22
Fig. 3.7 Modèle du palier mésaligné étudié	22
Fig. 3.8 Condition de Sommerfeld (1904)	23
Fig. 3.9 Condition de Gumbel (1921)	24
Fig. 3.10 Condition aux limites de Reynolds du palier désaligné.....	25
Fig. 3.11 Palier complet et palier partiel	28
Fig. 3.12 Distribution de pression dans un palier partiel.....	29
Fig. 3.13 Conditions limites d'entrée et de sortie dans un palier partiel	30
Fig. 3.14 Représentation schématique du palier désaligné 3D et des paramètres de fonctionnement.....	32
Fig. 4.1 Circuit de lubrification hydrostatique du palier	36
Fig. 4.2 Schéma de principe de l'écoulement de l'huile à travers les circuits HP et BP	37
Fig.4.3 Formation du film fluide dans le palier hydrostatique, (a) Pompe à l'arrêt ; (b) augmentation de la pression pas d'écoulement débit nul; (c) la pression de soulèvement est atteinte [42].....	38
Fig. 4.4 Schéma de calcul des forces à l'équilibre selon y.....	39
Fig. 4.5 Développement du palier et écoulement de Poiseuille	40
Fig. 4.6 Forces de pression de portance et conditions aux limites de la pression de l'écoulement de Poiseuille au cours du décollement du tourillon du palier	41
Fig. 4.7 Etapes de lubrification du palier hybride du broyeur.....	44
Fig. 4.8 Photos montrant l'endommagement du régule	45
Fig. 4.9 : Pression observée dans les alvéoles des paliers entrée et sortie	46
Fig. 5.1 Organigramme du calcul du palier en lubrification hydrodynamique	49
Fig.5.2: Palier partiel avec les conditions de Reynolds.....	50

Fig. 5.3 Organigramme de résolution du palier étudié.....	52
Fig. 5.4 Maillage du film lubrifiant.....	53
Fig. 5.5 Condition d'obtention des pas du maillage selon θ et \bar{z}	55
Fig. 5.6 Equation de Reynolds discrétisée (molécule) au point i, j	55
Fig. 6.1 Système d'alimentation (cas d'une seule alvéole).....	58
Fig. 6.2 L'épaisseur du film de lubrifiant adimensionnel du palier désaligné.....	59
Fig. 6.3 Pression du film lubrifiant sans désalignement ($\lambda = 0$).....	60
Fig. 6.4 Epaisseur h du film ($\lambda = 0, w = 0.25 \text{ tr/mn}, e = 0.37856 \text{ m}, c = 6 \text{ e}^{-5} \text{ m}$) palier aligné ..	60
Fig. 6.5 Pression du film lubrifiant ($\lambda = 0, w = 1 \text{ tr/mn}, e = 0.392 \text{ m}, c = 6 \text{ e}^{-5} \text{ m}$).....	61
Fig. 6.6 Pression du film d'huile pour un palier désaligné ($N = 4 \text{ tr/mn}, \text{beta} = 65^\circ$).....	61
Fig. 6.7 Pression du film d'huile pour un palier désaligné $\eta = 0.144 \text{ Pa.s}, c = 6 \text{ e}^{-5} \text{ m},$ $N = 4 \text{ t/mn}, \text{beta} = 80^\circ$	62
Fig. 6.8 Validation du programme pour un palier aligné.....	63
Fig. 6.9 Effet de la vitesse N sur les paramètres principaux du palier.....	64
Fig. 6.10 Palier désalignés pour $\eta = 0.144 \text{ p}_{a.s}, c = 60 \text{ e}^{-6} \text{ m}, \lambda = 0.5$	65
Fig. 6.11 Système d'alimentation à volume constant préconisé : une pompe pour chaque palier	66
Fig. A1 : Broyeur à boulets à deux compartiments de la cimenterie de Chlef.....	75

Chapitre 1

Etude bibliographique

Le but de cette thèse est d'analyser les défauts de forme et d'alignement sur la lubrification d'un palier hybride fortement chargé au cours de démarrage. Les défauts de forme désignent tout écart voulu ou fortuit par rapport à une forme géométrique initiale donnée. Ces défauts sont causés principalement par deux types distincts d'anomalies [1, 2]:

- Des déformations de pièces engendrées par les charges supportées ;
- Les discontinuités voulues ou erreurs subies pendant la fabrication des pièces.

On s'est concentré principalement sur le premier type de défaut engendré par les charges dont le décentrage provoque le désalignement des axes de l'arbre et du coussinet.

On s'est penché sur le cas d'un palier fortement chargé désaligné. L'un des problèmes les plus importants pour la performance d'un palier lisse est le désalignement de l'arbre. Un mauvais alignement peut survenir en raison d'une erreur d'installation, de déformation de l'arbre, de fabrication ou de l'usure du palier [3] ou encore d'un déséquilibre de chargement surtout pour les paliers fortement chargés très fréquent dans l'industrie. Il en résulte selon certaines conditions à court terme ou à long terme un endommagement du palier si le désalignement est important et dépasse le jeu arbre-coussinet. L'objectif est de prévoir un fonctionnement durable du palier vis-à-vis de ce défaut.

Dans ce contexte notre étude traite un cas réel d'endommagement d'un palier partiel hybride, à deux régimes : hydrostatique et hydrodynamique, fortement chargé d'un broyeur ciment de la cimenterie de Chlef en Algérie. Cet endommagement se produit au cours du démarrage du palier. Durant cette phase de fonctionnement la pression de lubrification est fournie par une source externe (pompe hydraulique). Le broyeur s'arrête au bout de quelques secondes amenant à la détérioration du régule du coussinet du palier. Le broyeur est alors mis à l'arrêt durant une période assez longue où il est procédé au changement du régule. Cet arrêt nuit énormément à la production du ciment qui s'en trouve ralenti amenant une diminution de rendement de la cimenterie, voir une pénurie du ciment.

L'incident se produit assez régulièrement au cours de l'année au niveau du broyeur ciment désigné 'BK2' qui est un broyeur horizontal rotatif à billes à deux compartiments (annexe 1) se trouvant dans la zone 'ciment' [4].

Le problème de chute de pression ayant amené à l'endommagement du régule du palier a été analysé par la société française Boisset et Cie, qui a apporté les corrections sur l'installation de la centrale de lubrification. La société considère que l'état des paliers et la géométrie de l'ensemble explique ces décalages de pression (mesures de pression sur les alvéoles axiales d'alimentation où la pression monte à 90 bars sur la première poche (alvéole) et 40 bars sur la deuxième. Sur le tourillon opposé il est relevé 150 bars sur la 1^{ère} poche et 10 bars sur la deuxième (lecture aux manomètres de la centrale de lubrification).

La présente étude débuta en 2013 selon un accord entre la cimenterie et notre université.

La recherche bibliographique est menée sur les aspects fondamentaux du sujet traité principalement :

- Les paliers fortement chargés
- Les paliers hybrides
- Problèmes survenus lors du démarrage
- Le mésalignement en lubrification hydrodynamique
- Défauts de forme
- Les paliers partiels

1.1 Les paliers fortement chargés

Les machines industrielles utilisant des paliers fortement chargés à faible vitesse rencontrées dans de nombreuses applications telles que les turbines à vapeur, les broyeurs de ciments, les compresseurs, etc,...) ont fait l'objet d'études fondamentales [5-7] ou de recherche approfondie dans le but d'apporter des solutions relatives à la performance des paliers utilisés [8]. Ces problèmes sont liés au principalement à la conception [9], les fractures [10], le lubrifiant [9] et la géométrie du palier.

Zhang et al [12] proposent un modèle de lubrification THED (élastohydrodynamique des contacts non conforme) d'un palier lisse désaligné sous charge élevée et de forte vitesse et montre l'importance du chargement élevé et son impact sur le désalignement ainsi que sur la pression et les déformations de l'arbre du palier. Les résultats obtenus montrent que la pression maximale du film lubrifiant et la force de portance augmentent avec le désalignement du journal.

1.2 Les paliers hybrides

Le palier hybride est un palier qui utilise à la fois la pression hydrostatique et hydrodynamique du lubrifiant pour supporter la charge dont la valeur est spécifique pour chaque type de palier comme le montre la figure 1. Pratiquement le palier est muni d'une ou plusieurs alvéoles alimentées par une source externe comme une pompe hydraulique pour assurer la pression hydrostatatique. La pression hydrodynamique est générée par la géométrie du palier qui forme un espace en forme de coin dans lequel le lubrifiant s'écoule [13].

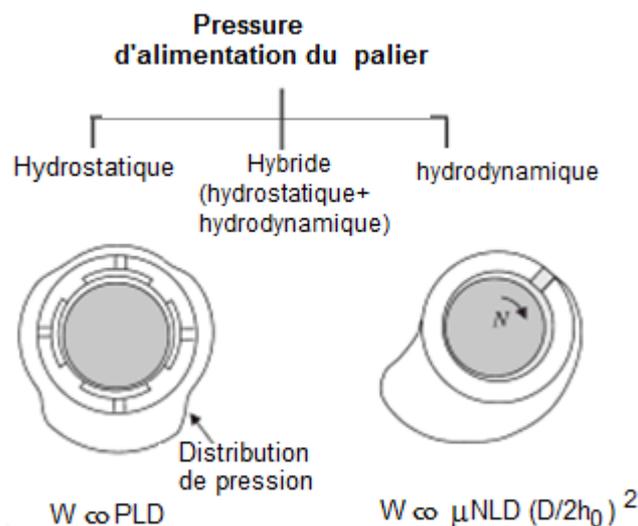


Fig. 1.1 Palier hydrostatatique, hydrodynamique et hybride [18]

Ce type de palier est capable de supporter des charges très élevées, même à faible vitesse, pour lesquels la séparation entre l'arbre et le coussinet est induite par le système de lubrification hydrostatatique à autorégulation spécifique. La même quantité de lubrifiant peut être utilisée par la lubrification hydrodynamique, facilitant ainsi la transition entre les deux régimes [14].

Une bibliographie qui met en relief le développement, le design (conception) et l'application des paliers lisses hybrides au cours des dernières décennies est présentée par Garg et Kumar [15]. Il est montré que des changements révolutionnaires ont eu lieu dans les applications des paliers hybrides fonctionnant sur une plage allant des vitesses les plus faibles des radars aux très hautes vitesses des turbo-machines. Ces paliers présentent un très grand intérêt pour les applications industrielles en raison de leur aptitude à fonctionner à très haute vitesse et à supporter les charges très élevées.

Jadan [16] montre l'aspect très bénéfique des paliers hybrides des machines tournantes capables de supporter de grandes charges au démarrage et garantir une excentricité relative proche de zéro. Cependant, si on ne les conçoit pas d'une manière judicieuse et optimisée, leur comportement dynamique peut être instable et peut engendrer la destruction de la machine. Il est donc important de pouvoir étudier leur fiabilité selon leurs caractéristiques statiques et dynamiques (qui dépendent de plusieurs paramètres tels que la longueur et le diamètre du palier, le nombre et le diamètre des injecteurs pour leur alimentation, la vitesse de rotation, etc.).

Afin de déterminer l'effet de la géométrie du coussinet sur le diamètre, le coefficient de forme, l'inclinaison relative, ainsi que l'excentricité du palier, Strzelecki [17] a présenté une étude sur les caractéristiques du film d'huile en fonction des paramètres suivants : pression, température, épaisseur pour un palier lisse cylindrique aligné et un autre désaligné à profil axial variable. Dans de nombreux cas de fonctionnement, le contact entre l'arbre et le coussinet des paliers de vilebrequin joue un rôle important dans les pertes d'énergie par frottement [18].

Un désalignement dans les paliers hybride peut provoquer un frottement sec entre l'arbre et le régule du coussinet, ce qui peut être néfaste sur la lubrification et la durée de vie de ce dernier.

1.3 Problèmes survenus lors du démarrage

Le domaine d'étude sur les paliers fortement chargés hybrides lors du démarrage n'est pas très investi. On peut trouver quelques informations de base sur les paliers hybrides dans des ouvrages qui traite la lubrification [5-7,18].

L'effet des pressions de portance à travers les alvéoles dans des paliers fortement chargés a été analysé par Raud et al [19]. Les auteurs ont conclu que l'effet des alvéoles était de rendre les conditions de fonctionnement plus sûres grâce à une augmentation de l'épaisseur du film et à une diminution maximale de la pression pour les très faibles vitesses de rotation. Ainsi, les risques de détérioration ou d'usure du régule sont réduits pendant les conditions de travail de démarrage et d'arrêt. L'auteur considère également qu'un grand nombre d'alvéoles est une bonne solution pour réduire les effets de désalignement des paliers de tourillons.

1.4 Le désalignement des paliers en lubrification hydrodynamique

Dans les applications pratiques, les arbres ne sont généralement pas alignés parallèlement à l'axe du palier. Même si l'arbre est aligné avec précision pendant le montage, la charge sur l'arbre provoque la flexion et l'inclinaison de l'arbre dans un palier. L'épaisseur minimale critique du film se produira à l'extrémité du palier comme indiqué à la figure 1.2

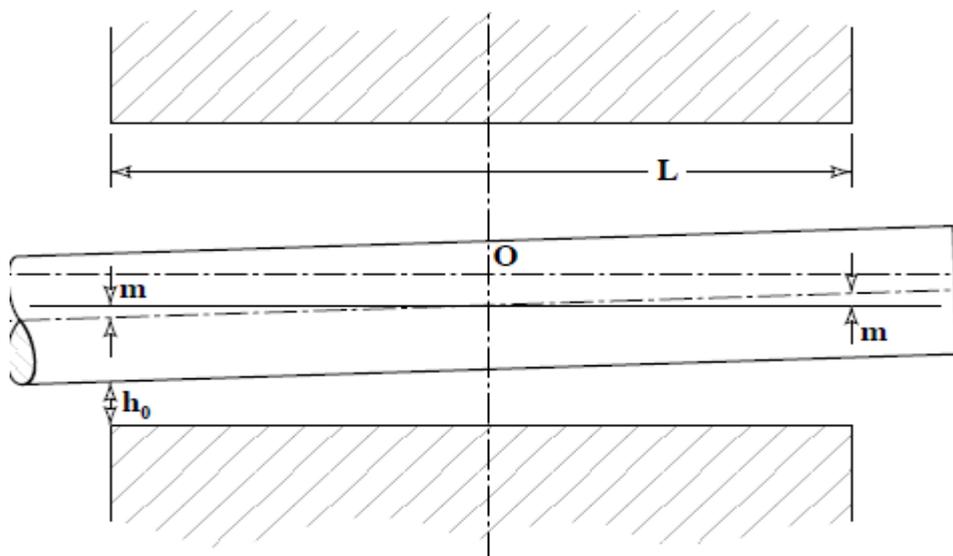


Fig. 1.2 Palier désaligné

m est la distance entre les axes du palier incliné et le palier non incliné mesurée à l'extrémité du palier [20].

Jang & Khonsari [21] présentent une bibliographie sur le désalignement des paliers. Le désalignement est dû à plusieurs facteurs, tels que la déformation de l'arbre sous la charge, les erreurs de fabrication et d'assemblage, une mauvaise installation et le chargement

asymétrique. Il est démontré qu'un désalignement, en particulier lorsque la charge est élevée et un désalignement important, peut entraîner la défaillance du palier.

Les problèmes de désalignement ont fait l'objet de plusieurs travaux où des modèles continuent de se développer au niveau de la distribution de pression et son effet sur la portance dans le but d'une meilleure maîtrise de l'équilibre de l'arbre dans le coussinet [22-24]

Ainsi, la première étude sur ce problème est celle de S.A.McKee and McKee [25] qui étudia son influence sur la symétrie axiale de la pression hydrodynamique et en notant que l'emplacement du pic de la pression hydrodynamique se déplace du centre axial vers les extrémités du palier.

Pigott [26] a montré que 40% de la réduction de la portance a été provoquée par un désalignement de 0,0002 radian. Ces observations ont clairement révélé l'importance du désalignement sur les performances des paliers.

DuBois et al. [27] en 1951 ont montré que la distribution de pression d'un palier désaligné n'est pas symétrique et que la pression maximale est localisée aux extrémités du palier. Ils ont observé que lorsqu'un palier est soumis à un désalignement important, la pression maximale augmente et les performances du palier se détériorent en raison de la déformation permanente aux extrémités du palier. Par la suite, en 1957, DuBois et al. [28] a introduit un nouveau paramètre appelé le degré de désalignement pour quantifier la gravité du désalignement. Ce paramètre est égal à un (01) lorsque le contact se produit entre l'arbre et le coussinet.

Les caractéristiques de performance des paliers lisses désalignés sont généralement en fonction de la charge. Les caractéristiques des paliers sont normalement classées en caractéristiques statiques et dynamiques. Les caractéristiques statiques comprennent le rapport d'excentricité, l'angle d'attitude, le nombre de Sommerfeld, la force de friction, le maximum de pression hydrodynamique, l'épaisseur minimale du film, débit de fuite, températures moyennes et maximales.

Un mauvais alignement entraîne une réduction appréciable de la capacité de charge. Le désalignement réduit également considérablement l'épaisseur minimale du film et rend la distribution de pression asymétrique. Un mauvais alignement réduit le débit de fuite à des charges plus élevées.

En 1989 Patrick Maspeyrot [29] a étudié le calcul des paliers avec des défauts de forme ou avec un désalignement de l'arbre à l'intérieur du coussinet. L'équation de Reynolds instationnaire est alors résolue à l'aide de la méthode de mobilité de Booker [30] (figure 1.3) associée à une méthode itérative ; le champ de pression est déterminé par la méthode des différences finies associés à la méthode itérative de sur-relaxation. Il a été démontré que, dans le cas d'un désalignement, le contact pouvait se produire entre l'arbre et le coussinet entraînant une augmentation brutale du couple de frottement et des moments hydrodynamiques.

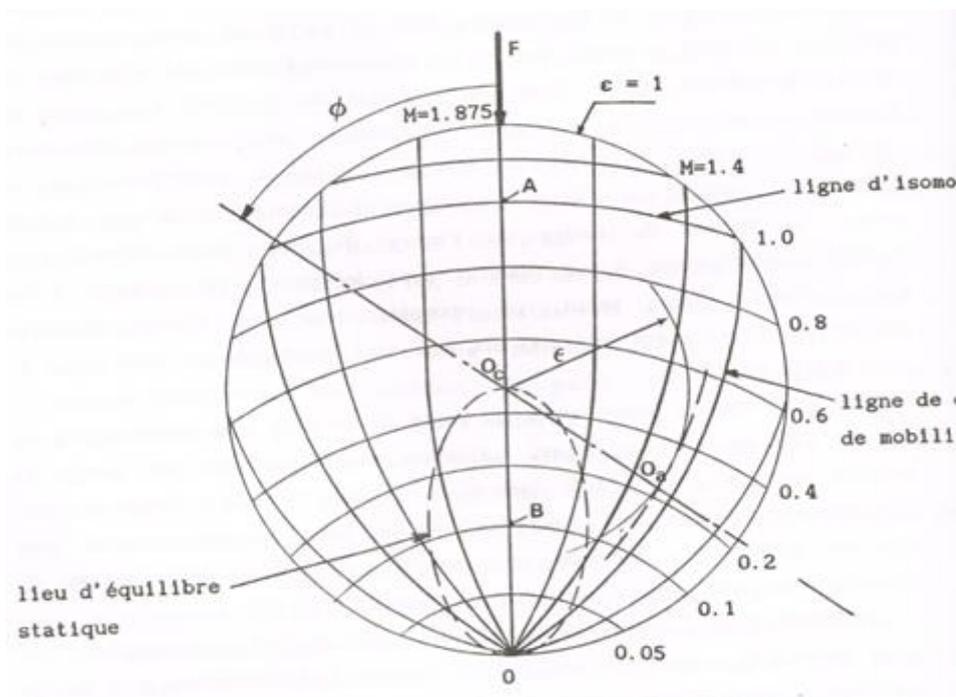


Fig. 1.3 Carte de mobilité - cas du palier de longueur finie [30]

Zeng et al [31] montrent en utilisant un modèle de palier de rotor complexe à déflexion axisymétrique qui considère la pression du film, l'angle de désalignement le champs de vitesse et de température que la performance du palier sont hautement affectés par le désalignement du palier

1.5 Défauts de formes

La nécessité d'effectuer des calculs de plus en plus précis, impose de prendre en compte des phénomènes négligés jusqu'alors. C'est le cas des défauts de forme et des déformations élastiques des structures et des surfaces. Les défauts de forme peuvent être définis comme

étant l'écart entre la surface réelle du contact et une surface idéale. Ils peuvent provenir de la discontinuité volontaire créée dans un but technologique précis. C'est le cas, déjà mentionné, des rainures d'alimentation qui permettent d'assurer une bonne alimentation en lubrifiant et un certain contrôle de la température du palier [31]. Ces défauts de forme peuvent être aussi liés aux procédés d'usinage. C'est le cas des rugosités des surfaces dont l'influence est importante lorsque l'épaisseur du film d'huile est voisine du micromètre. Un grand nombre de travaux ont été effectués sur ce sujet et les premières études remarquables proposées peuvent être trouvées dans les articles d'Elrod [32] et de Dyson [33].

Kaidi et Kabouche [34] présentent une étude théorique et numérique de l'effet du désalignement d'un défaut de balourd sur le comportement dynamique d'un palier lisse cylindrique en lubrification hydrodynamique. Le modèle est basé sur l'approche linéaire par la détermination des coefficients de raideur et d'amortissement ainsi que la recherche de la réponse au balourd obtenu en résolvant l'équation de la trajectoire. Les résultats du mouvement de l'arbre et de la portance du film lubrifiant montrent l'importance du désalignement du palier provoqué par l'effet du balourd.

1.6 Les paliers partiels

Dans les paliers réels, il peut être avantageux que le coussinet ne fasse pas complètement le tour de l'arbre. Si la charge agit dans une direction approximativement constante, alors seule une partie du coussinet est utilisée. Selon la mesure dans laquelle le coussinet enveloppe le tourillon, les paliers sont classés en paliers complets ou partiels. Les paliers les plus courants de ce type sont les paliers partiels à arc de 180° [20] cependant des coussinets à angle plus aigus sont également utilisés (dans notre étude on a utilisé un coussinet partiel de 150°).

Le principal avantage des paliers partiels est qu'ils ont un faible écoulement visqueux et donc moins de pertes de puissance par frottement. La cavitation existant dans la partie inactive du palier est également supprimée. Les paliers à arc partiels peuvent être analysés selon la même équation de Reynolds et la même géométrie du film complet de paliers lisses, la seule différence se trouve entre les conditions limites d'entrée et de sortie.

Ainsi dans le cas du film complet à 360° on a la condition d'entrée [20]

$$h_1 = C(1 + \varepsilon) \text{ à } \theta = 0$$

Alors que pour le palier partiel (Figure 1.4)

$$h'_1 = C(1 + \varepsilon \cos\theta) \text{ à } \theta = \theta_1$$

Quelques résultats pour les solutions numériques de divers paliers partiels sont donnés dans les références [35,36]. L'effet de l'arc sur la capacité de charge est très petites, sauf si des excentricités aussi faibles que 0,3 sont considérées et des arcs très faibles tels que 90° sont choisis. Dans ces circonstances, la capacité de charge peut être inférieure à la moitié de celle de l'équivalent de palier à 360° [20].

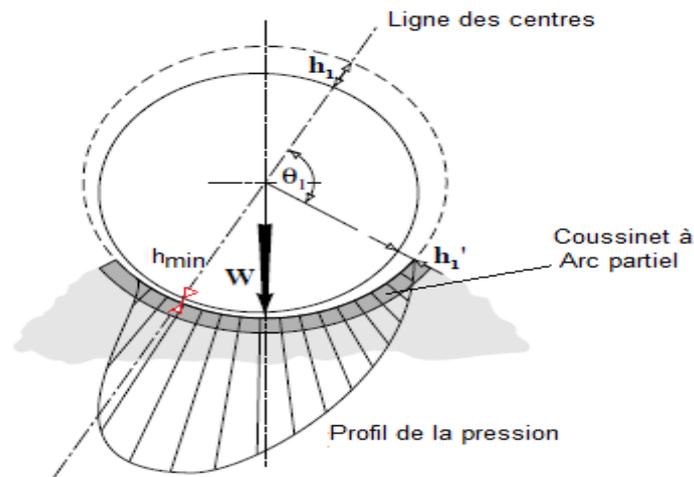


Fig. 1.4 Représentation schématique du palier partiel [20]

Ruggiero et al [37] présentent l'effet des paramètres en fonction des contraintes du lubrifiant sur la solution de l'équation instationnaire de Reynolds du film d'huile dans le cas d'un palier partiel infiniment long de rotor. L'obtention d'une telle solution pour le champ de pression dans le coin huile permet un développement efficace d'un algorithme numérique pour l'exploration du comportement du rotor.

Chapitre 2

Les différents types de défauts des paliers

2.1 Introduction

Le diagnostic de l'état d'une machine n'est possible que si l'on connaît les symptômes associés à chaque défaut susceptible d'affecter la machine considérée, c'est à dire connaître le comportement induit par le défaut considéré.

C'est dans ce but que se situe ce chapitre : présenter les défauts rencontrés principalement dans les paliers en lubrification hydrodynamique. Comme tout système mécanique Le fonctionnement des paliers est influencé fortement par des défauts que l'on va décrire.

Les paliers, en déplacements relatifs, subissent des chargements mécaniques, des pressions locales, des frottements, sont soumis à l'influence des phénomènes en jeu (déplacements, déformation, frottement, usure, transferts thermiques...) il est alors crucial d'assurer leur performance et leur longévité. Sous certaines de ces conditions un défaut de la partie tournante peut entraîner la détérioration du palier [3].

2.2 Les principaux défauts des paliers

Un palier comporte deux types de défauts [1-2]:

- les défauts de forme : qui désignent tout écart voulu ou fortuit par rapport à une forme géométrique initiale ou qui sont dus aux discontinuités voulues ou erreurs subies pendant la fabrication des pièces.
- les défauts d'alignement (ou de position) dus au montage à la fabrication ou causés par des déformations de pièces engendrées par les charges supportées. Le défaut d'alignement est défini comme l'écart de position relative de l'arbre par rapport à l'axe colinéaire de rotation lorsque la machine tourne dans des conditions normales de fonctionnement.

2.2.1 Les défauts de forme

Les défauts de forme ont trait à l'état de surface après usinage. Ces défauts sont de nature géométrique ou physico-chimique. Nous ne nous intéresserons ici qu'aux défauts géométriques. Ils sont classés conventionnellement sous quatre numéros d'ordre qui se discriminent par leur période spatiale (Fig. 2.1).

- Défauts macro-géométriques : Ils caractérisent l'écart maximal entre les cotes théoriques et les cotes réalisées, à l'intérieur de certaines tolérances : elle dépend de la précision des machines et sa mesure relève de la métrologie dimensionnelle.

- 1^{er} ordre : écarts de forme
- 2^{ème} ordre : ondulations

- Défauts micro-géométriques :

- 3^{ème} ordre : sillons
- 4^{ème} ordre : arrachements

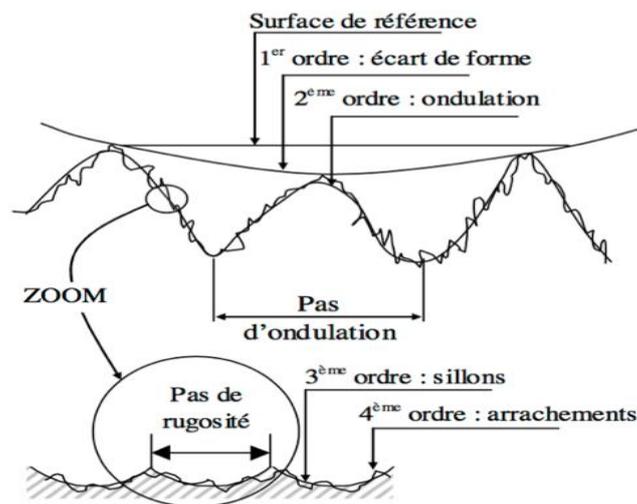


Fig. 2.1 Défauts géométriques d'usinage d'ordre 1 à 4

Pour un palier les défauts de forme influent sur le régime de lubrification (Fig. 2.2) selon la relation donnant le paramètre λ d'épaisseur du film fluide [38]

$$\lambda = \frac{h}{R} \quad (2.1)$$

h est l'épaisseur minimale du film fluide et R est la rugosité composée de la surface ayant pour expression

$$R = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} \quad (2.2)$$

R_{a1} et R_{a2} sont les rugosités moyennes ou arithmétiques du coussinet de l'arbre.

$$R_{a1} = \frac{1}{L} \int_0^L |y| dx = \frac{1}{n} \sum |y_i| \quad (2.3)$$

Où :

L est la longueur de rugosité normalisée $L = 0,08 - 0,25 - 0,8 - 2,5 - 8$. Selon la norme ISO

n le nombre de points i choisis dans le profil

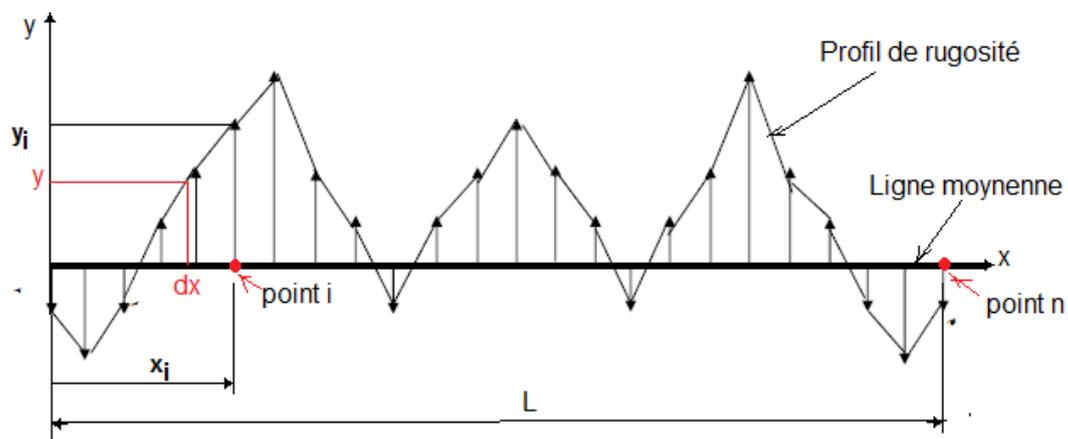


Fig. 2.2 Profil de rugosité d'une surface de l'arbre ou du coussinet

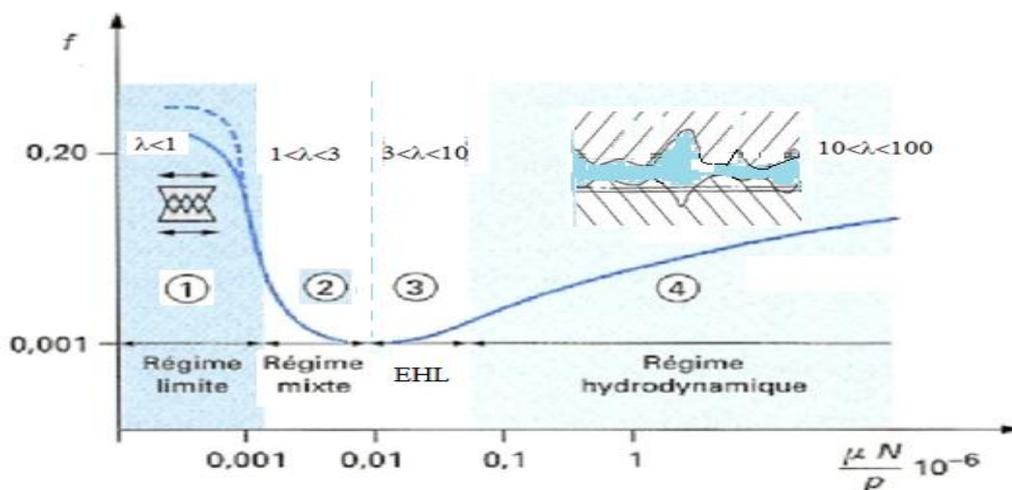


Fig. 2.3 Courbe de Stribeck montrant le paramètre d'épaisseur λ aux différents types de régimes de lubrification [38-39]

En lubrification hydrodynamique, les épaisseurs du film sont généralement très faibles, ainsi le défaut de forme (figure 2.3) peut conduire à des modifications du champ de pression importantes [2].

Un palier comportant différents nombres de défauts est montré dans la figure 2.4 selon la référence [2].

Des défauts situés sur l'alésage ont aussi une influence sur le champ de pression, mais cette influence est dynamiquement beaucoup moins préoccupante car elle n'engendre généralement que des perturbations d'ordre statique.

Le terme EHL désigne le régime élastohydrodynamique des contacts non conformes.

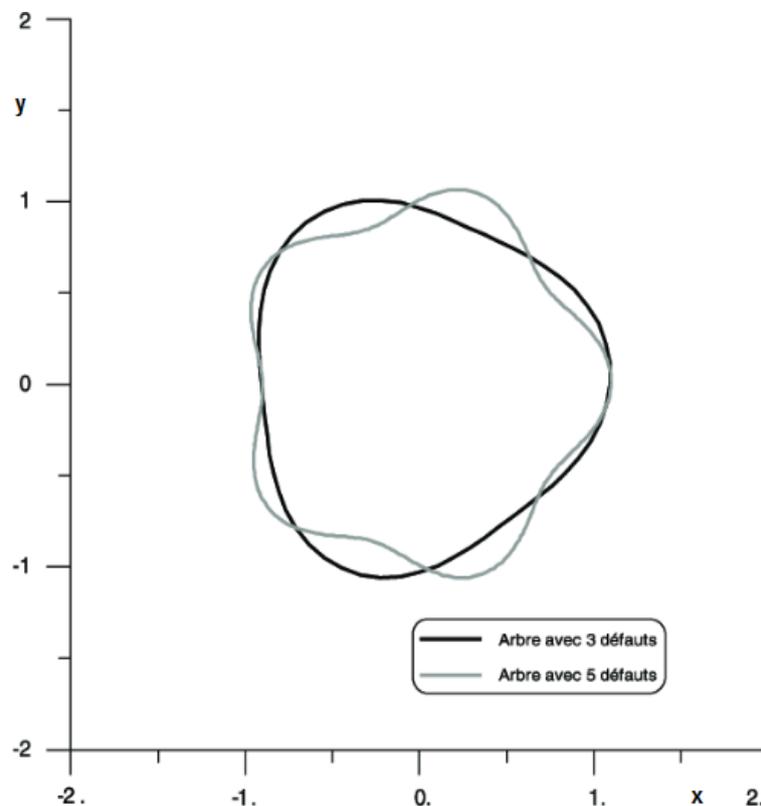


Fig. 2.4 Défauts de forme d'un arbre de palier représenté par des profils [2]

2.2.2 Les défauts d'alignement

2.2.2.1 Défauts de balourd

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire de l'arbre

(figure 2.5). Suite à la non concentricité, résulte pour chaque tranche de l'arbre un balourd. En effet pour chaque disque mince d'épaisseur uniforme et de masse M une petite masse m additionnelle créé un balourd qui a pour effet de déplacer le centre de gravité C_g d'une distance e par rapport à l'axe de l'arbre. Le déséquilibre statique est justement défini comme étant la condition dans laquelle se trouve un rotor dont l'axe principal d'inertie est déplacé parallèlement à l'axe de l'arbre. Lorsque le disque de la figure tourne à une vitesse ω , la force centrifuge F produite par la rotation de la masse de déséquilibre m est donnée par l'équation

$$F = mr\omega^2 \quad (2.4)$$

Cette force centrifuge équivaut à la force produite par le déplacement e du centre de gravité de la tranche (disque) de l'arbre par rapport à l'axe de rotation. Elle est exprimée par

$$F = me\omega^2 \quad (2.5)$$

Ce balourd provient généralement de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, ou sont la conséquence :

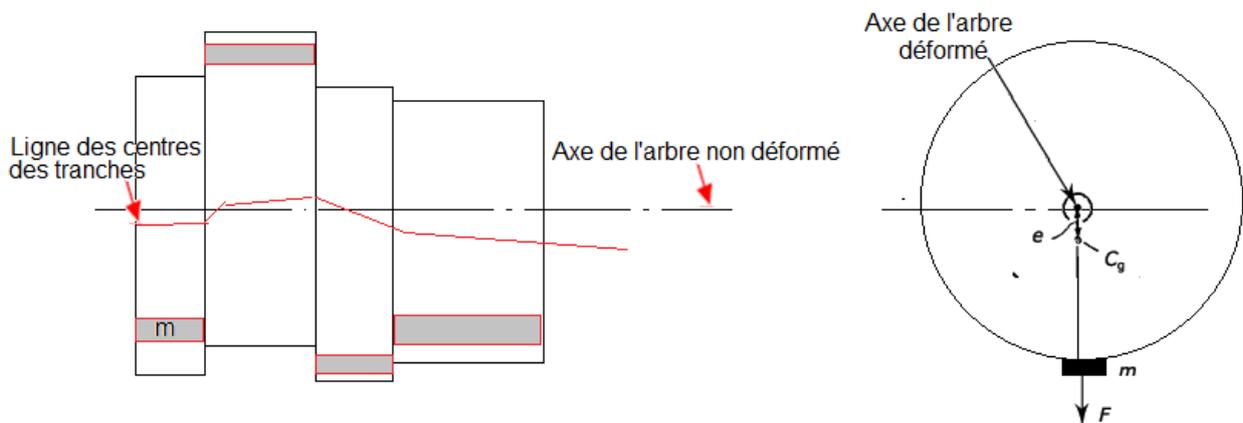


Fig. 2.5 Défauts de balourd

Les mesures sur le balourd se font par spectre et sont prises sur le palier radialement et axialement comme le montre la figure 2.6, excepté pour les arbres en porte-à-faux pour lesquels on peut constater également une vibration dans la direction axiale (figure 2.7).

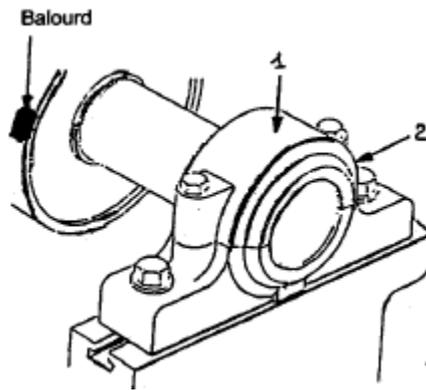


Fig. 2.6 Points de mesure pour un défaut de balourd

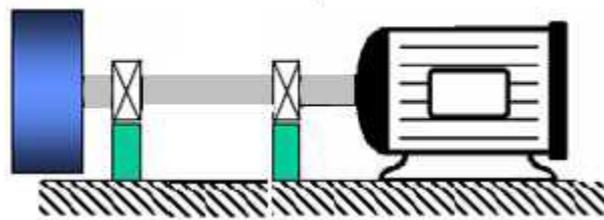


Fig. 2.7 Points de mesure pour un défaut de balourd sur rotor en porte-à-faux

2.2.2.2 Défaut d'alignement

Le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements. Il concerne soit deux arbres liés par un accouplement, soit deux paliers soutenant le même axe.

Les axes des deux rotors peuvent présenter un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou un désalignement radial (défaut de concentricité) ou la combinaison des deux (figure 2.8).

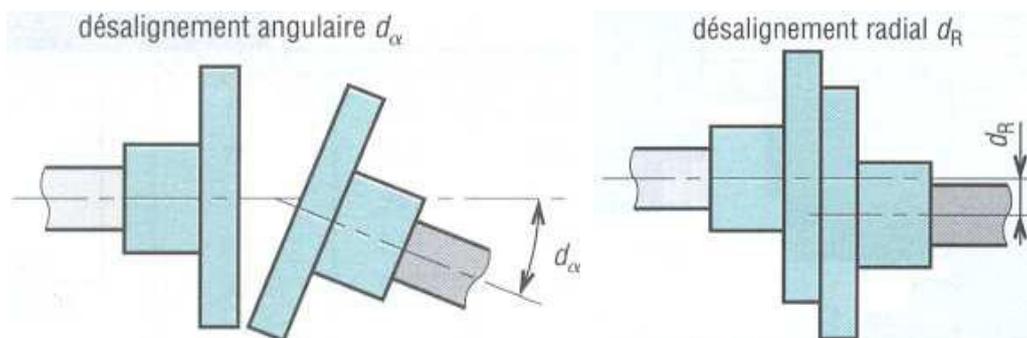


Fig. 2.8 Défauts d'alignement d'arbres

2.2.2.3 Désalignement de paliers hydrodynamiques

Dans le cas de l'application d'une charge désaxée, un désalignement se produit entre la partie tournante et la partie fixe d'un palier (cela est équivalent à une charge centrée et un moment (voir figure 2.9a cas d'une butée). Il est montré que deux paliers sont nécessaires pour supporter des charges dans la direction inverse de la charge (Fig. 2.9b). Le tourillon (1) s'incline sur le coussinet (2) et peut toucher le coussinet d'un côté pendant que le fluide fuit de l'autre côté. Cela ne peut arriver si le membre (2) est supporté par deux coussinets ou plus et différentes pressions sont observées dans les deux alvéoles dans le cas d'un palier hydrostatique et hybride.

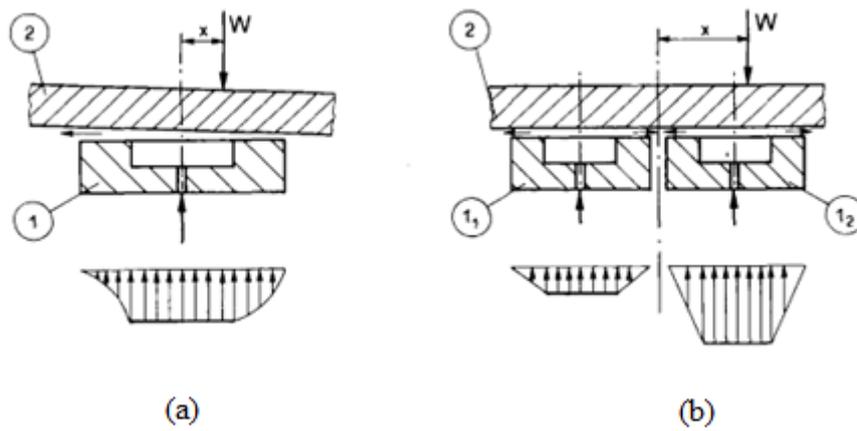


Fig. 2.9 Charge excentrique sur une butée hydrostatique (a) butée simple, (b) arrangement de deux butées [14]

2.2.2.4 Désalignement de paliers du à une flexion de l'arbre

La réalisation de la condition de parallélisme des axes de tourillons et de coussinet, ainsi que la coaxialité des alésages de coussinet, est problématique dans la pratique. Une augmentation du positionnement précis de ces éléments entraîne une augmentation importante des coûts d'usinage.

La machine qui est généralement supporté entre deux paliers (figure 2.10a) provoque une flexion de l'arbre sous son poids. Un arbre mal aligné affecte les caractéristiques des paliers et réduit considérablement la plage de sécurité de fonctionnement. Il génère le frottement en régime de lubrification mixte et des conditions transitoires de fonctionnement instable [17]. Un mauvais alignement du roulement peut aussi être causé par des erreurs de position (Figure 2.10b).

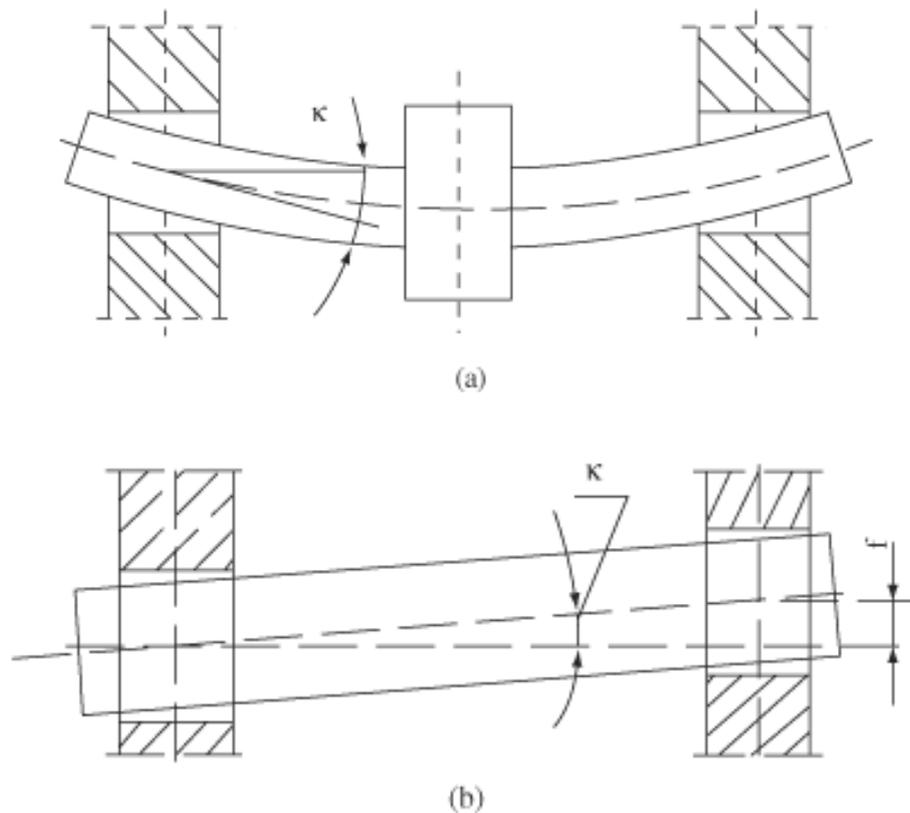


Fig. 2.10 (a) flexion du tourillon ; et (b) Erreurs de position de l'arbre rigide [12]

Idéalement, les axes de l'arbre et du coussinet sont parallèles une fois installés et le restent pendant le fonctionnement sous la charge imposée et la vitesse. Néanmoins, dans la pratique, cette condition idéale existe rarement et l'arbre a tendance à souffrir d'un certain désalignement lors de la rotation dans le coussinet.

Le premier effet est considérable dans la réduction de l'épaisseur minimale qui est responsable de la protection des surfaces qui sont en contact.

La réduction de l'épaisseur minimale du film affecte également la pression et la température.

En fait, les valeurs maximales de pression et de température dans les paliers désalignés sont beaucoup plus élevées que ceux alignés. Pour contrecarrer cet effet, un léger défaut dans la zone d'épaisseur minimale est parfois ajouté à la géométrie du palier pour éviter tout contact.

Le désalignement peut aussi résulter d'un des facteurs suivants ou de leur combinaison:

- a- Charge asymétrique;
- b- Déformation élastique de la tige, sous une charge imposée ou sous son propre poids;

- c- Distorsion thermique de la tige;
- d- Distorsions causées par les supports de logement de roulement;
- e- Tolérances de fabrication (dus à un usinage, une coulée et un forgeage imprécis).
Erreurs dues à des défauts d'installation et d'assemblage

Chapitre 3

Equations de base

3.1 Equations de base du palier étudié

Le palier supportant le broyeur BK2 est modélisé selon le schéma de la figure 3.1. C'est un palier lisse (soumis au frottement de glissement entre les surfaces en contact). Hybride désaligné à coussinet partiel. Plus de détails de la géométrie du palier sont montrés sur les figures 3.2 et 3.3 [40]. Au cours du démarrage, le palier fonctionne en régime de lubrification hydrostatique grâce à une pompe hydraulique où la pression de l'huile d'alimentation supporte le palier. L'huile est acheminée à travers deux alvéoles axiales et deux rainures latérales. La rainure d'entrée de l'huile est munie d'un coin d'huile nécessaire à la formation du convergent. Après avoir atteint une vitesse nominale suffisante le palier fonctionne en régime de lubrification hydrodynamique le palier est supporté par la pression développée dans le film d'huile grâce la vitesse de l'arbre la source de lubrification étant arrêtée.

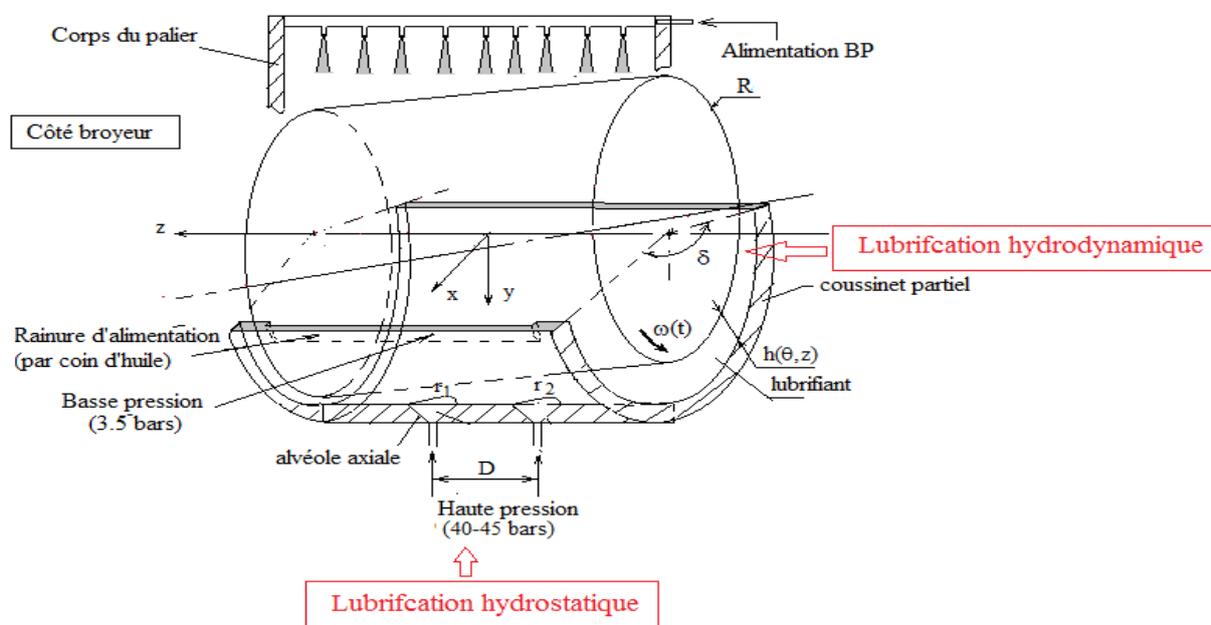


Fig. 3.1 Le modèle de palier étudié

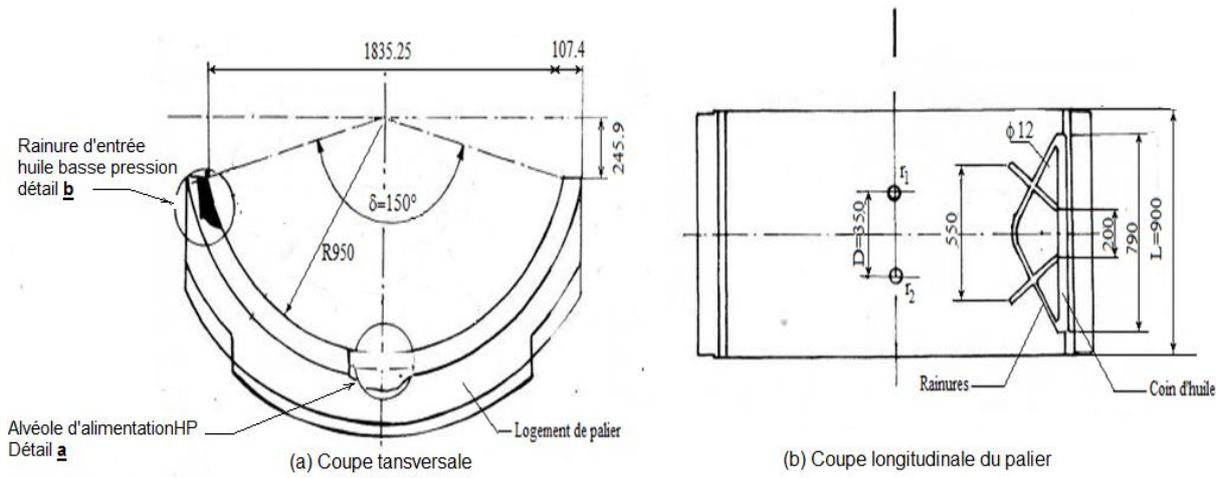


Fig. 3.2 Coupe transversale et longitudinale du palier partiel avec les détails des alvéoles d'alimentation [40].

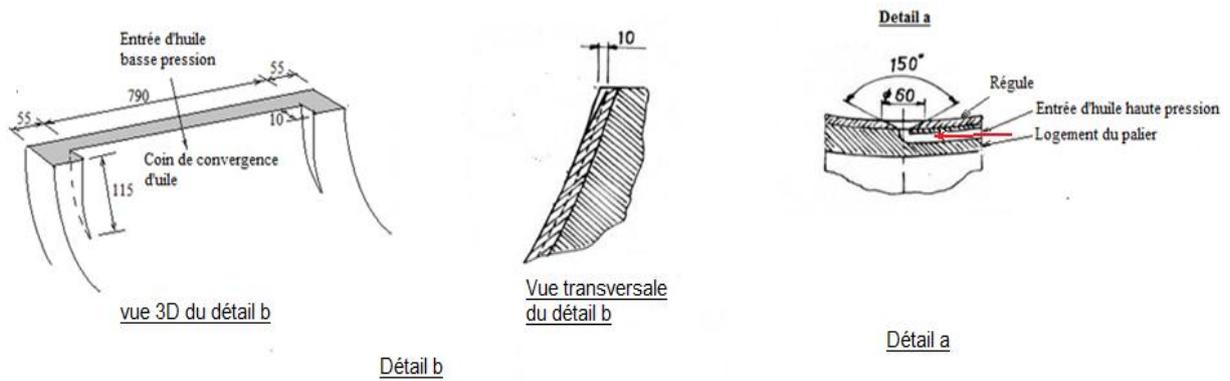


Fig. 3.3 Détails a et b de la rainure BP et de l'alvéole HP

Une vue transversale du plan du milieu du palier partiel est montrée sur la figure 3.4

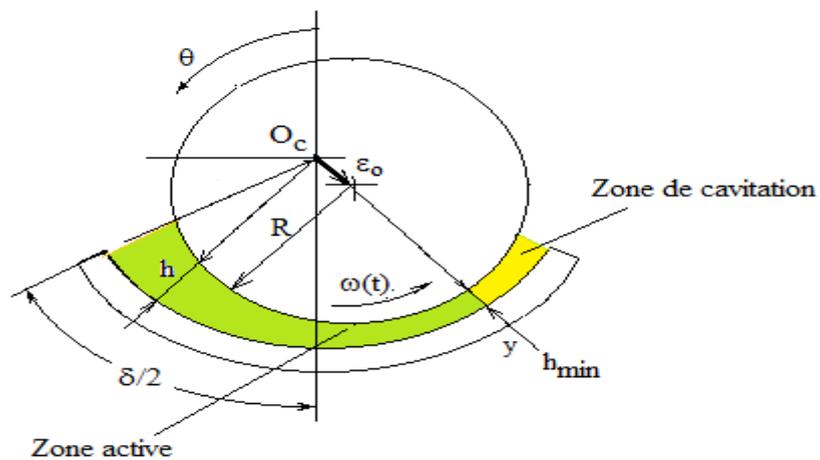


Fig. 3.4 Palier partiel en fonctionnement hydrodynamique (plan du milieu du palier xOy)

Au cours du chargement le palier subit une déformation axiale qui provoque un désalignement des paliers d'entrée et de sortie du broyeur (figure 3.5).

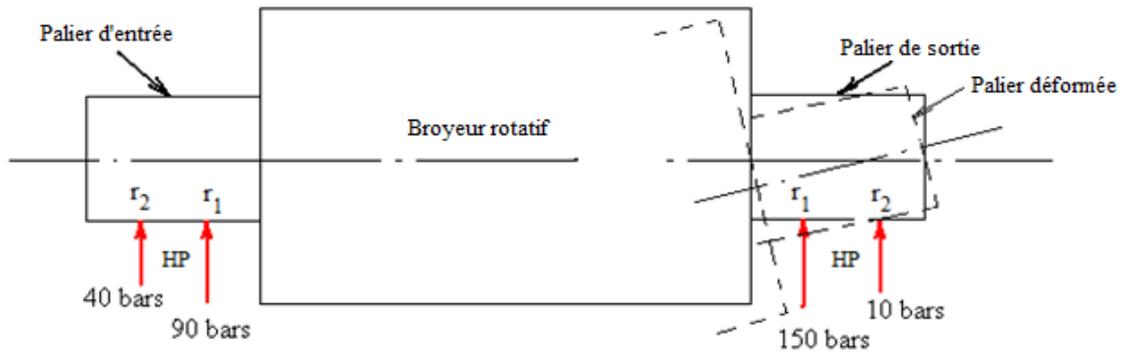


Fig. 3.5 Déformation de désalignement du palier fortement chargé

3.1.1 Equations en lubrification hydrodynamique

On considère le palier lisse hydrodynamique de la figure 3.6. Le film lubrifiant s'écoule à une vitesse V de composante circonférentielle u et de composante axiale w . L'écoulement est convergent de 0 à $\theta = \pi$ (zone de pression active) c'est-à-dire là où le film a une épaisseur minimale qui correspond à $\theta = \pi$ puis l'écoulement diverge à partir de h_{min} (zone de cavitation). L'écoulement est régi par l'équation de Reynolds des films minces.

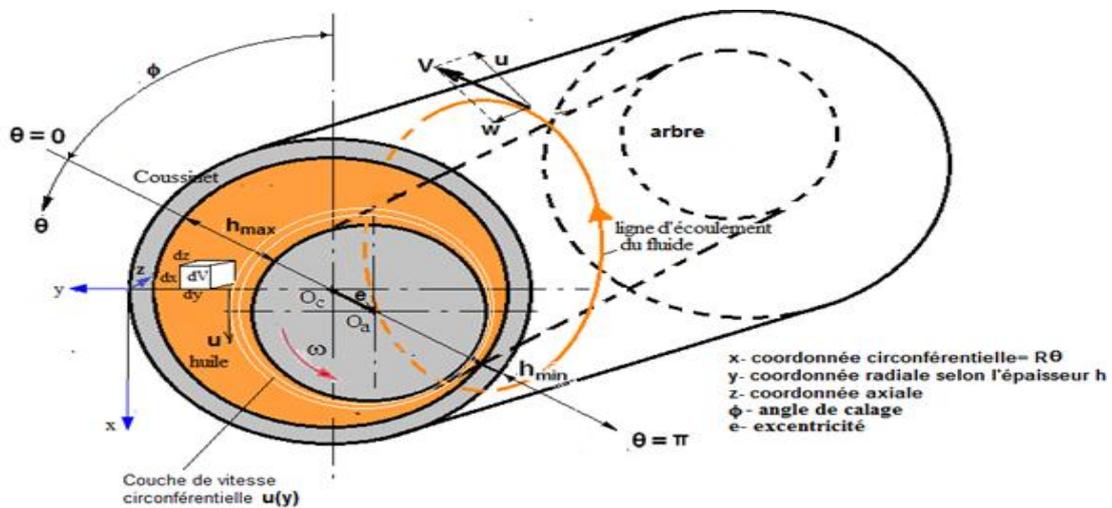


Fig. 3.6 Ecoulement hydrodynamique du lubrifiant dans le palier

Pour calculer le champ de pression, il faut résoudre l'équation de Reynolds sur le domaine $(\theta, z) = [0, 2\pi] \times [0, L]$.

Compte tenu des conditions aux limites sur la pression :

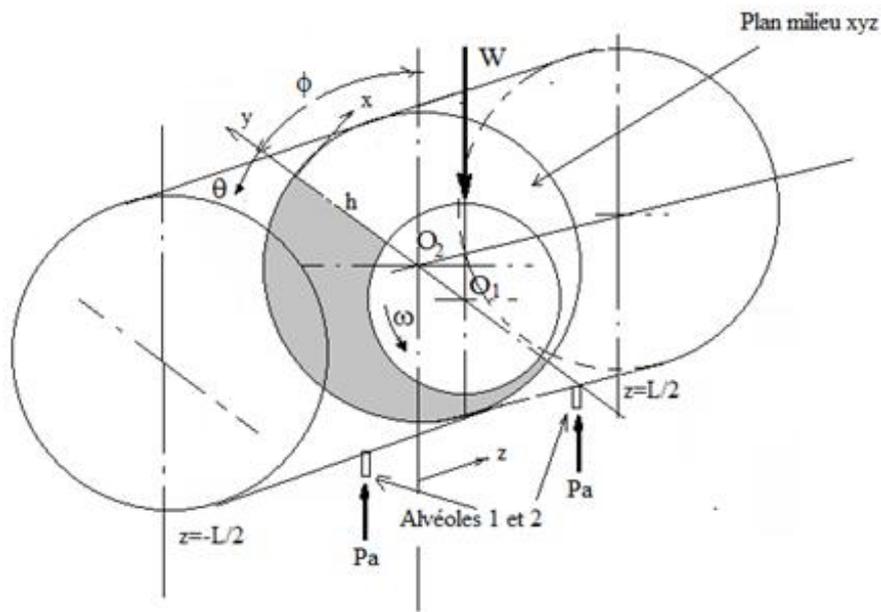
$$P(\theta, 0) = P(\theta, L) = P_0 \quad (3.1)$$

$$P(0, z) = P(2\pi, z) \quad (3.2)$$

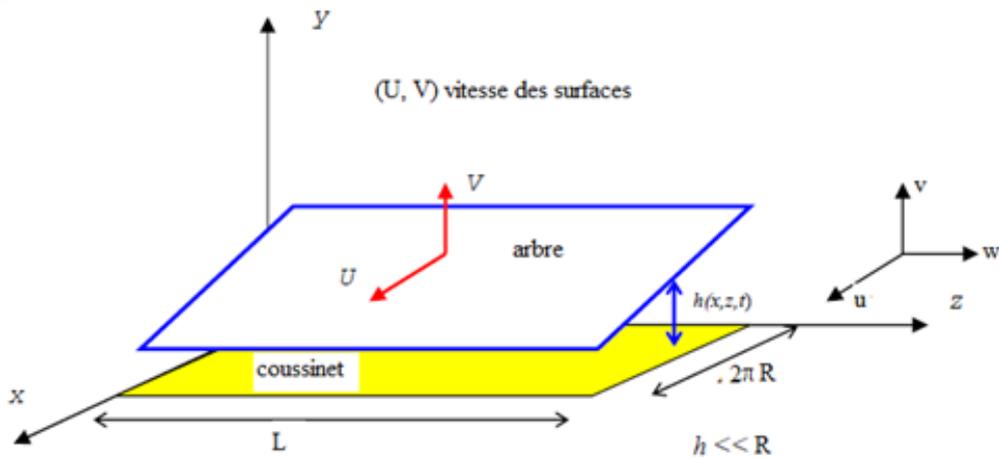
Aux deux alvéoles axiales d'alimentation situées à $z = z_a$ et $z = -z_a$ on a les conditions aux limites

$$p(\theta_a, a) = p(\theta_a, -a) = P_a \quad (3.3)$$

Où P_0 pression environnante égale à la pression atmosphérique et P_a pression d'alimentation (figure 3.7).



(a) Vue 3D du palier désaligné



(b) Vue développée du palier et repère d'analyse

Fig. 3.7 Modèle du palier mésaligné étudié

A la frontière de la zone active la pression dans le film est décrite par trois types de conditions aux limites [20,41-43]: Reynolds, Sommerfeld, et Gumbel.

3.1.2 Condition de Sommerfeld (1904)

Sommerfeld en 1904 [44] suppose que le film lubrifiant est continu et qu'il n'y a pas de rupture du film. Dans ces conditions la distribution de pression est antisymétrique par rapport au point $\theta=\pi$ et le lieu du centre de l'arbre dans le coussinet est une droite normale à la direction de charge (figure 3.8).

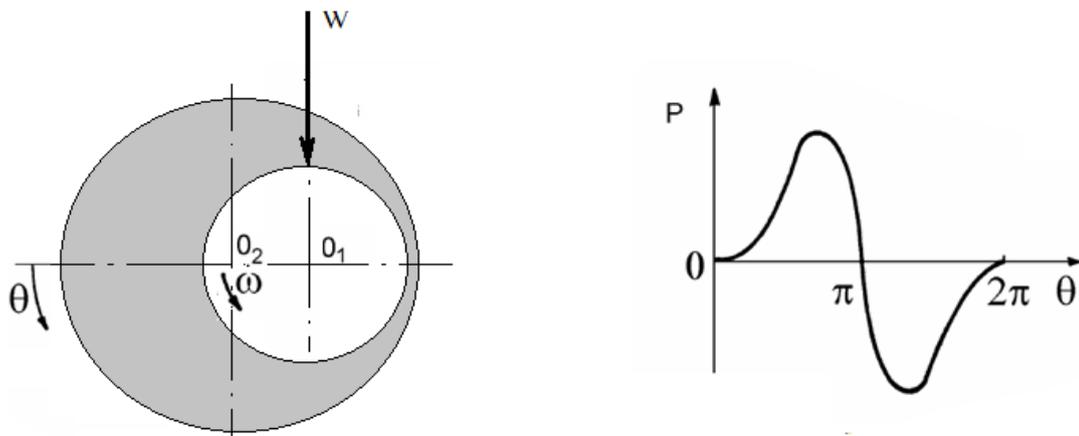


Fig. 3.8 Condition de Sommerfeld (1904)

Ces conditions aux limites ne sont valables que pour les paliers fonctionnant à de très faibles charges ou avec des pressions d'alimentation très élevées car sinon des pressions négatives apparaissent dans le film, ce qui est physiquement inacceptable.

3.1.3 Condition de Gumbel (1921)

Gumbel [45] propose de négliger dans la solution finale les pressions inférieures à la pression atmosphérique. Cette approche ne respecte évidemment pas la continuité du débit. En pratique, elle est utilisée dans le cas des paliers de faible largeur avec l'approximation du palier court, car elle conserve à l'équation de Reynolds son caractère linéaire et les résultats théoriques obtenus sont souvent proches des résultats expérimentaux.

Ces conditions s'expriment ainsi (figure 3.9)

$$P(\theta = 0, Z) = 0$$

$$P(\theta = \pi, Z) = 0$$

$$P(\theta, Z) = 0 \quad \text{Si } \pi < \theta < 2\pi$$

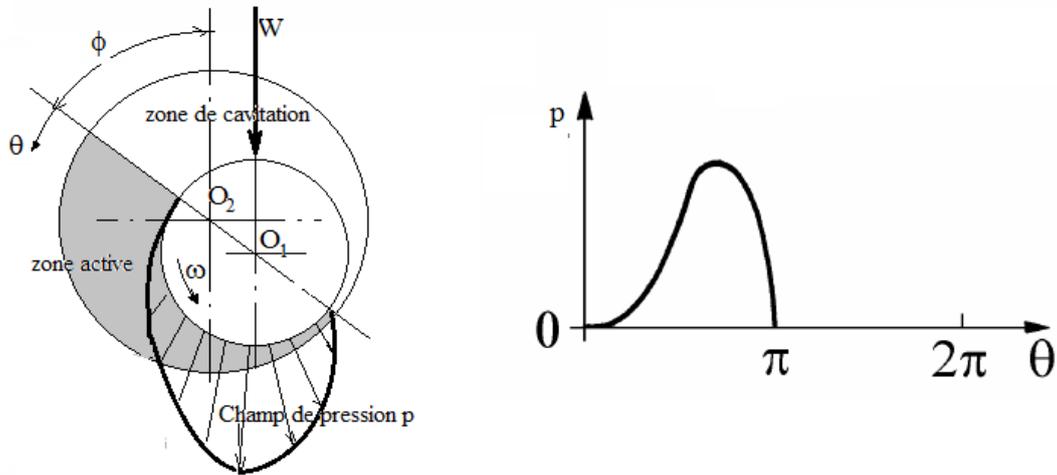


Fig. 3.9 Condition de Gumbel (1921)

3.1.4 Condition de Reynolds (1935)

Ces conditions respectent la continuité du débit et supposent que pour une abscisse s inconnue, la pression et le gradient de pression s'annulent :

$$P(\theta = 0, z) = 0$$

$$P(\theta = \theta_s, z) = 0$$

$$\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta = \theta_s, z) = \frac{\partial P}{\partial z}(\theta = \theta_s, z) = 0$$

On distingue ainsi deux régions dans le palier : une région active où la pression est positive et le film complet, pour des valeurs de θ comprises entre 0 et θ_s et une région inactive à pression nulle et dans laquelle en régime dynamique, peut apparaître de la cavitation, pour $0 < \theta < 2\pi$. Ces conditions sont celles qui donnent les solutions les plus exactes ; elles ont été vérifiées dans de nombreuses études expérimentales.

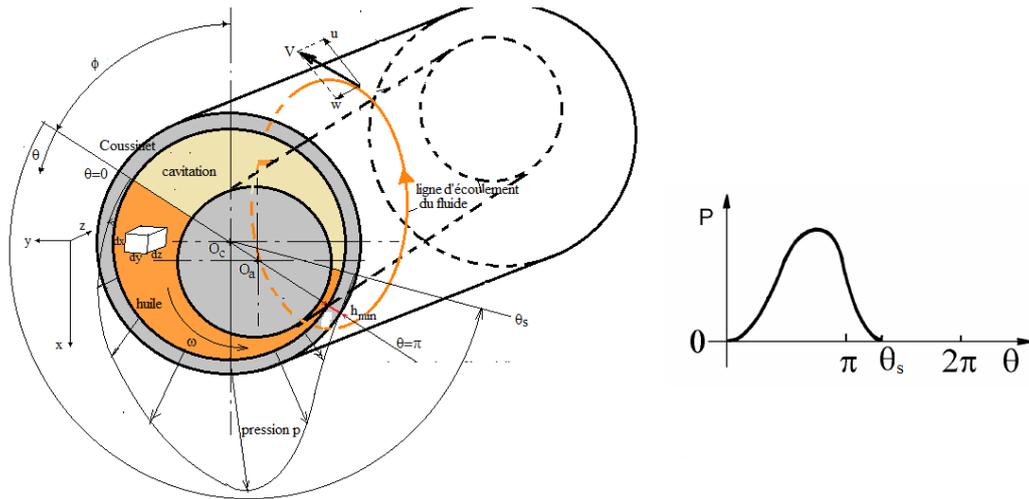


Fig. 3.10 Condition aux limites de Reynolds du palier désaligné

L'équation de Reynolds est déduite des équations de la mécanique des milieux continus suivantes :

- L'équation de conservation de continuité ou de conservation de la masse dans un volume de fluide dV et de vitesse \vec{V} de composantes u, v, w

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \operatorname{div} \vec{V} = 0 \quad (\text{Avec } \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \text{ fluide incompressible}) \quad (3.4)$$

- Des équations de la dynamique selon x et z de l'équilibre des forces en un élément dV (figure 2.7a)

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.5)$$

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \quad (3.6)$$

$P = P(x, z, t)$ ne varie pas selon y

Avec les conditions de non glissement du fluide aux parois

$$\text{En } y = 0 \quad u = v = 0$$

$$\text{En } y = h \quad u = U, w = 0 \text{ et } v = V \quad (3.7)$$

- Des équations constitutives du fluide visqueux (lois de comportement du fluide lubrifiant)

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.8)$$

Les indices i, j représentent les directions x et y de l'écoulement du fluide.

L'équation de Reynolds s'obtient alors à partir de l'équation de continuité (3.4) les vitesses u et w sont calculées en résolvant les équations 3.5 et 3.6 en tenant compte des équations constitutives (3.8), des conditions aux limites 3.7 tout en se basant sur les hypothèses de Reynolds suivantes :

- L'épaisseur du film est très faible devant les autres dimensions du contact, c'est l'hypothèse fondamentale de la lubrification hydrodynamique ;
- Le lubrifiant obéit à la loi de Newton des fluides visqueux : il y a proportionnalité entre le taux de cisaillement et les contraintes de cisaillement dans le film (le fluide est newtonien et obéit donc à la relation 3.8) ;
- Le milieu est continu, et par conséquent l'équation de Reynolds ne s'applique pas dans la zone de rupture du film fluide ;
- L'écoulement est laminaire ;
- Le fluide est incompressible ;
- L'une des surfaces du contact est parfaitement plane et ne présente pas de rugosité, ce qui permet de placer l'origine des axes sur cette surface ;
- L'effet de la courbure générale du film par rapport à l'épaisseur du film est négligée ;
- La pression p du fluide est constante dans la direction perpendiculaire au flux laminaire : $dp/dy = 0$ (hypothèse des films minces) ;
- Il n'y a pas de glissement entre le fluide et les parois du contact: la vitesse du fluide à la paroi est égale à celle de la paroi ;
- Les forces d'inertie sont négligeables (écoulement visqueux) ce qui peut ne pas être toujours vérifié ;
- Les forces massiques extérieures sont négligées ;
- La viscosité et la masse volumique du fluide ne varient pas à travers l'épaisseur du film.

L'équation de Reynolds s'écrit en coordonnées cartésiennes

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} R\omega \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.9)$$

Qui peut être transformée en forme adimensionnelle

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} + 2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} \quad (3.10)$$

Avec :

$$\theta = \frac{x}{R}, \quad \bar{z} = \frac{z}{R}, \quad \bar{h} = \frac{h}{c}, \quad \bar{p} = \frac{p}{6\mu\omega \frac{R^2}{c^2}}, \quad \bar{t} = t\omega$$

On applique la condition aux limites de Reynolds à la limite de la zone active

$$\frac{\partial P}{\partial \theta} = 0 \text{ et } P=0 \text{ à la limite du film} \quad (3.11)$$

Aux deux alvéoles axiales d'alimentation situées à $z = z_a$ et $z = -z_a$ on a les conditions aux limites (3.3).

3.2 Le palier à coussinet partiel ou palier partiel lisse

3.2.1 Description

Le palier partiel lisse est un palier à coussinet partiel où le contact avec le coussinet se fait partiellement (figure 3.11) à l'inverse du palier complet où il y a un contact à 360° entre le tourillon et le roulement. Ce type de palier est utilisé pour supporter des charges radiales très élevées.

Dans les paliers partiels, il peut être avantageux que le coussinet ne fasse pas complètement le tour de l'arbre et ce quand la charge agit toujours dans une direction approximativement constante [7], alors seule une partie d'un arc du palier est utilisée. L'autre avantage du palier partiel est que le frottement est plus faible, la température sera donc plus faible surtout que la partie libre de l'arbre est soumise à un refroidissement à l'air libre à température ambiante (refroidissement par convection).

L'autre avantage est que la cavitation est supprimée [20].

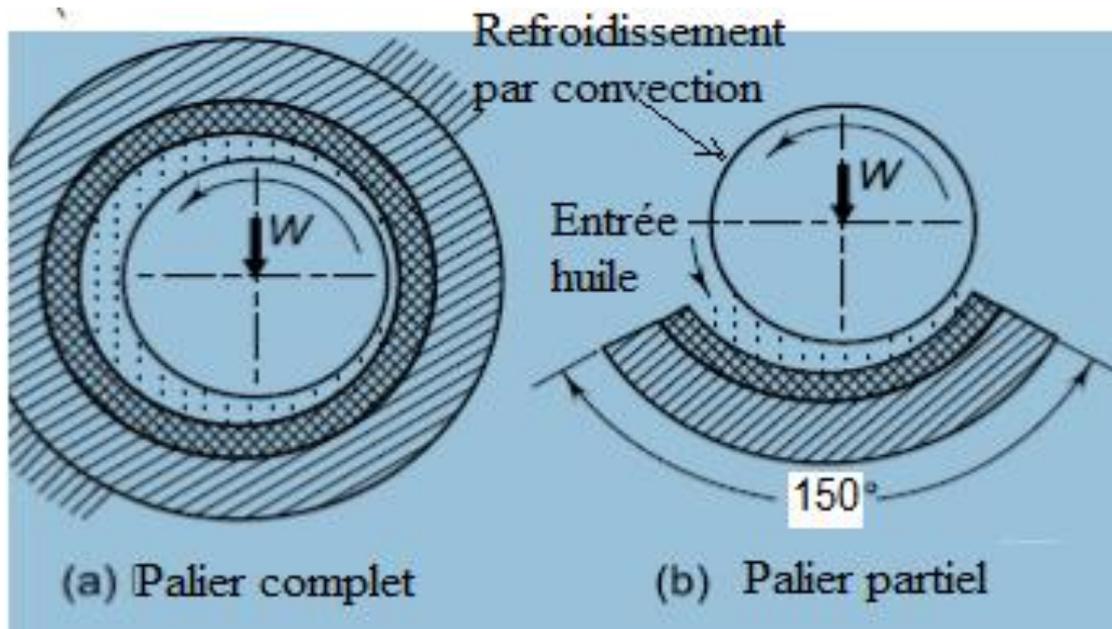


Fig. 3.11 Palier complet et palier partiel [7]

Les paliers les plus courants de ce type sont les paliers à arc à 180°, bien que des arcs plus étroits soient également utilisés le plus souvent à 120°. Dans notre cas l'angle partiel est de 150°.

3.2.2 Formulation et conditions aux limites

Le calcul d'un palier à arc partiel est similaire à celui d'un palier circulaire complet, la pression d'entrée du palier est imposée par l'alimentation de la pompe basse pression.

$$P_{01} = P_{BP} \quad (3.12)$$

Où

$$P_{BP} = 2.5 \text{ bars}$$

La figure 3.12 représente la section droite d'un palier à arc partiel, O' et O indiquent respectivement le centre de l'arbre et le centre géométrique du palier. O représente aussi dans ce cas le centre de courbure de l'arc partiel ou du lobe [46]. Comme pour le palier lisse, deux paramètres sont nécessaires pour repérer le centre de l'arbre.

O' vis-à-vis du centre de coussinet O qui sont e et ϕ . Le début du lobe est repéré par l'angle α_1 , et sa fin par l'angle $\alpha_2 = \alpha_1 + \beta$ où β représente l'amplitude circonférentielle de l'arc. Le modèle analysé est donné par la figure 3.11.

La distribution de la pression analytique dans l'arc sans tenir compte de la pression hydrostatique d'alvéole, est donnée par [46] :

$$P - P_0 = \frac{12\eta U}{\psi^2} \left[\frac{(1-\varepsilon^2) - \frac{(2+\varepsilon^2)h}{c}}{(1-\varepsilon^2)^{\frac{2}{5}}} \right] x \arctan \left(\sqrt{\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon}} \tan \frac{\theta}{2} \right) + \frac{\left(\frac{k}{2c}\right) \varepsilon \sin \theta}{2(1-\varepsilon^2)(1+\varepsilon \cos \theta)^2} + \frac{\left(\frac{3k}{2c}\right) \varepsilon \sin \theta}{2(1-\varepsilon^2)(1+\varepsilon \cos \theta)} \quad (3.13)$$

P_0 est la pression du fluide en $\theta = \theta_1$, h est l'épaisseur du film d'huile à la pression maximale, $\psi = \frac{c}{R}$

L'excentricité ε et l'angle d'attitude sont déterminés par le nombre de Sommerfeld S selon les diagrammes de Raimondi et Boyd [47]

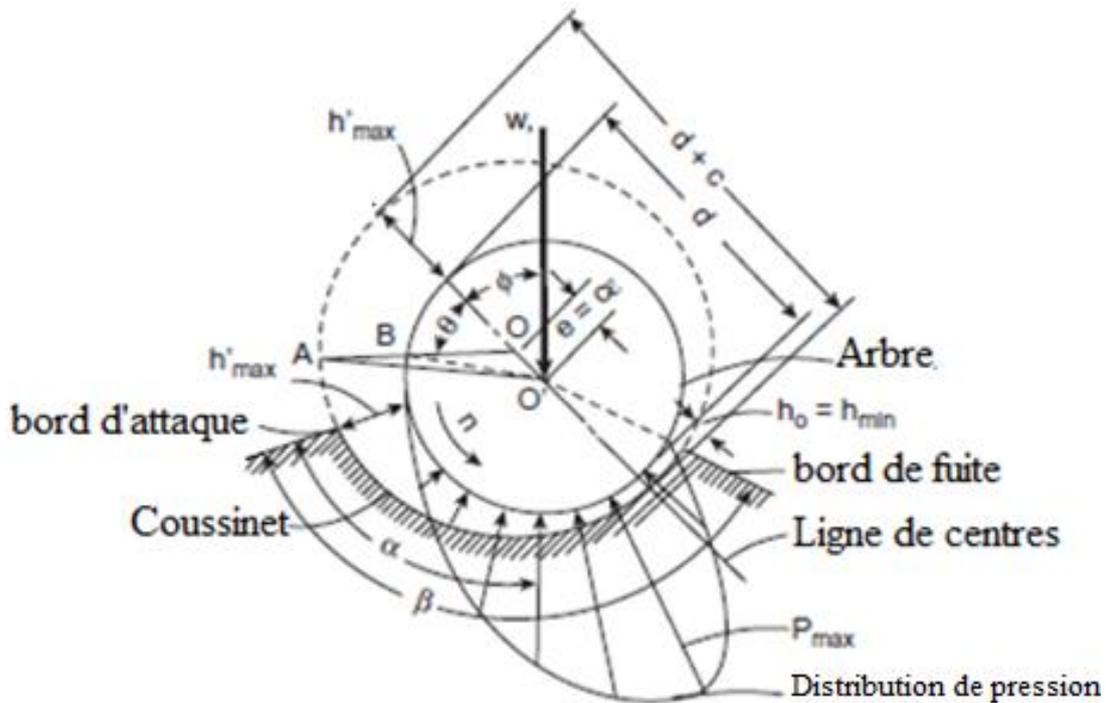


Fig. 3.12 Distribution de pression dans un palier partiel [46]

Les paliers à arcs partiels peuvent être analysés à l'aide de la même équation de Reynolds et de la même géométrie du film que les paliers complets, la seule différence réside dans les conditions limites d'entrée et de sortie. Pour un coussinet à arc complet de 360° , la condition d'entrée est la suivante [20]:

$$h_1 = c(1 + \epsilon) \quad (3.14)$$

Alors que pour le palier partiel:

$$h'_1 = C(1 + \epsilon \cos \Theta) \quad \Theta = \Theta_1 \quad (3.15)$$

La zone de la condition aux limites de Reynolds est indiquée sur la figure 3.13.

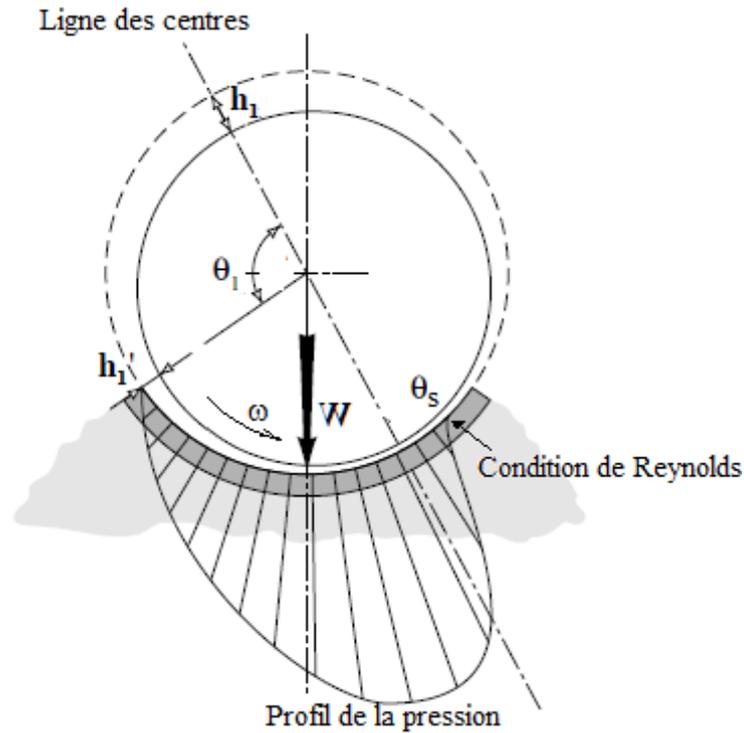


Fig. 3.13 Conditions limites d'entrée et de sortie dans un palier partiel [20]

3.3 Le Palier désaligné - Formulation de l'épaisseur du film -

3.3.1 Formulation

Différents modèles de formulation de l'épaisseur h du film lubrifiant [6, 21, 22, 29, 38] et de palier sévèrement chargé [17] sont proposés par les auteurs.

Dans le cas de palier partiel l'épaisseur adimensionnelle du film peut être approchée par :

$$\bar{h}(\theta, \bar{z}) = 1 + \epsilon_0 \cos(\theta - \phi - \theta_1) + \bar{h}_0 \left(\bar{z} - \frac{1}{2} \right) \cos(\theta - \beta - \phi - \theta_1) \quad (3.16)$$

Où

ε_0 est l'excentricité de l'arbre dans le plan milieu du palier

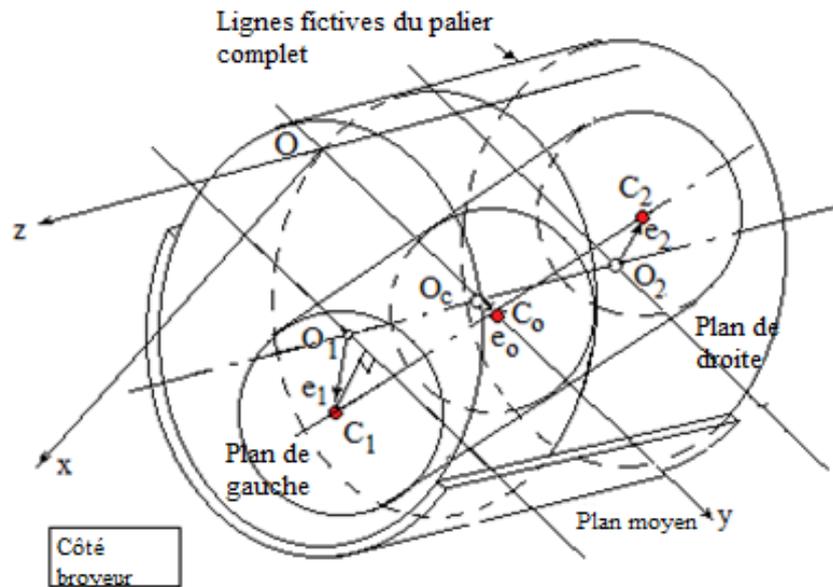
$$\bar{h}_0 = \frac{d}{c} = \lambda d_{\max} \quad (3.17)$$

\bar{h}_0 est l'épaisseur adimensionnelle du film lubrifiant dans le plan médian

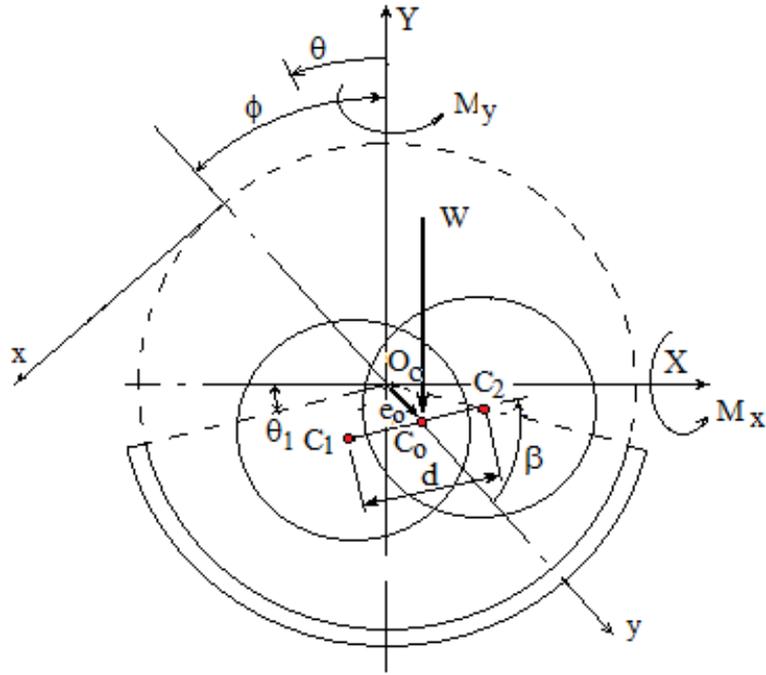
λ est le degré de désalignement de valeur 0 à 1 d_{\max} est la valeur adimensionnelle maximale de \bar{h}_0 .

Si d est nul (ce qui correspond à $\lambda = 0$) il n'y a pas de désalignement et si d est maximum ($\lambda = 1$) alors $d = 2c$.

Le couple de paramètres (β, λ) définit la position du désalignement du palier [3]. β est l'angle entre la projection $C_1C_0C_2$ l'axe de l'arbre dans le plan milieu xOy et l'axe y . d est la valeur de cette projection sur le plan milieu (Fig. 3.12), $\theta_1 = 15^\circ$ est l'angle du palier partiel et ϕ est l'angle d'attitude ou de calage du palier en son milieu (Fig.3.13).



a) Vue 3D et représentation du palier mésoaligné



(b) Paramètres de fonctionnement du désalignement (β , d)

Fig. 3.14 Représentation schématique du palier désaligné 3D et des paramètres de fonctionnement

3.3.2 Angle d'attitude ou de calage

L'angle d'attitude est évalué par les composantes de la force de portance du film lubrifiant selon l'excentricité e_0 et sa perpendiculaire

$$\phi = a \tan\left(-\frac{F_y}{F_x}\right) \quad (3.18)$$

$$F_y = -\int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} pR \cos \theta d\theta dz = F_{\text{ext}} \cos \phi \quad (3.19)$$

$$F_x = -\int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} pR \sin \theta d\theta dz = F_{\text{ext}} \sin \phi \quad (3.20)$$

F_x et F_y sont les composantes selon x (ligne perpendiculaire à la ligne des centres du palier) et y (ligne des centres de direction le vecteur excentricité \vec{e}) de la force hydrodynamique de portance F_h .

On doit vérifier que :

$$W = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (3.21)$$

3.3.3 La force hydrodynamique

La force hydrodynamique F_h (y compris la pression des alvéoles) développée dans le film lubrifiant doit être équilibrée à chaque fois par la charge externe $F_{ext} = \frac{W}{2}$ appliquée à chaque palier :

$$F_{hyd}^U = \int_S p h dS = F_{ext} \quad (3.22)$$

S est la surface développée du film lubrifiant dans le plan (x, y)

La portance agissant dans le sens de l'excentricité est donnée par

$$F_y = 6\mu\omega \frac{R^2}{c} L \bar{F}_y \quad (3.23)$$

Où \bar{F}_y désigne la pression de charge sans dimension donnée par

$$\bar{F}_y = \int_{-\bar{L}/2}^{\bar{L}/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \bar{p} \cos \theta d\theta d\bar{z} \quad (3.24)$$

$$\bar{F}_x = \int_{-\bar{L}/2}^{\bar{L}/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \bar{p} \sin \theta d\theta d\bar{z} \quad (3.25)$$

Où $\bar{L} = 1$, $\theta_2 = \pi - \theta_1$

3.3.4 Moment hydrodynamique

Le moment de portance développé par le film fluide est :

$$M_y = - \int_{-\bar{L}/2}^{\bar{L}/2} z \int_{\theta_1}^{\theta_2} p R \cos \theta d\theta dz \quad (3.26)$$

$$M_x = - \int_{-\bar{L}/2}^{\bar{L}/2} z \int_{\theta_1}^{\theta_2} p R \sin \theta d\theta dz \quad (3.27)$$

$$M_{ext} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (3.28)$$

Chapitre 4

Analyse de la lubrification hydrostatique du palier au démarrage

4.1 Introduction

Après chaque période d'arrêt du broyeur, les parois de l'arbre et du coussinet se collent l'une contre l'autre à cause de la force d'écrasement produite par le poids très élevé du broyeur chargé et du poids de l'arbre (un poids total $W = 275$ t réparti sur les deux paliers) ainsi que le phénomène dû à la force d'adhérence des deux parois en contact. On présente dans ce chapitre le modèle de décollement de l'arbre et du coussinet ainsi que le problème de chute de pression dans le palier de broyeur au démarrage.

4.2 L'adhésion des parois du tourillon et du coussinet durant l'arrêt prolongé

Durant l'arrêt prolongé du broyeur le poids du broyeur forme une adhésion des surfaces du coussinet et du tourillon résultant de la force (le poids du broyeur) très élevé que supporte le palier.

Cette force crée une pression répartie normale qui agit sur les microcontacts formés des aspérités des deux parois du tourillon et du coussinet qui sont pressés les uns contre les autres sous l'action de la force de pression p créant des jonctions adhésives entre les deux parois. Ces jonctions sont le résultat d'une réaction chimique entre les deux matériaux et qui crée des liaisons très fortes telle une soudure à froid (d'après les lois du frottement sec cette force d'adhésion est proportionnelle au poids supporté et l'aire réelle de la surface de contact).

On peut comprendre qu'on ne peut mettre directement en marche le broyeur car il faut développer une force de cisaillement qui doit rompre ces liaisons c'est-à-dire une force de traction tangentielle supérieure à la force de frottement due à l'adhésion des surfaces en contact ce qui endommagera le régule. C'est pour cette raison qu'on doit rompre cette adhésion en faisant décoller le tourillon du coussinet en appliquant une force de pression opposée à celle de la pression d'adhérence.

- Le décollement de l'arbre du coussinet permet ainsi la formation du film continu de lubrification lors de la mise en rotation du palier.

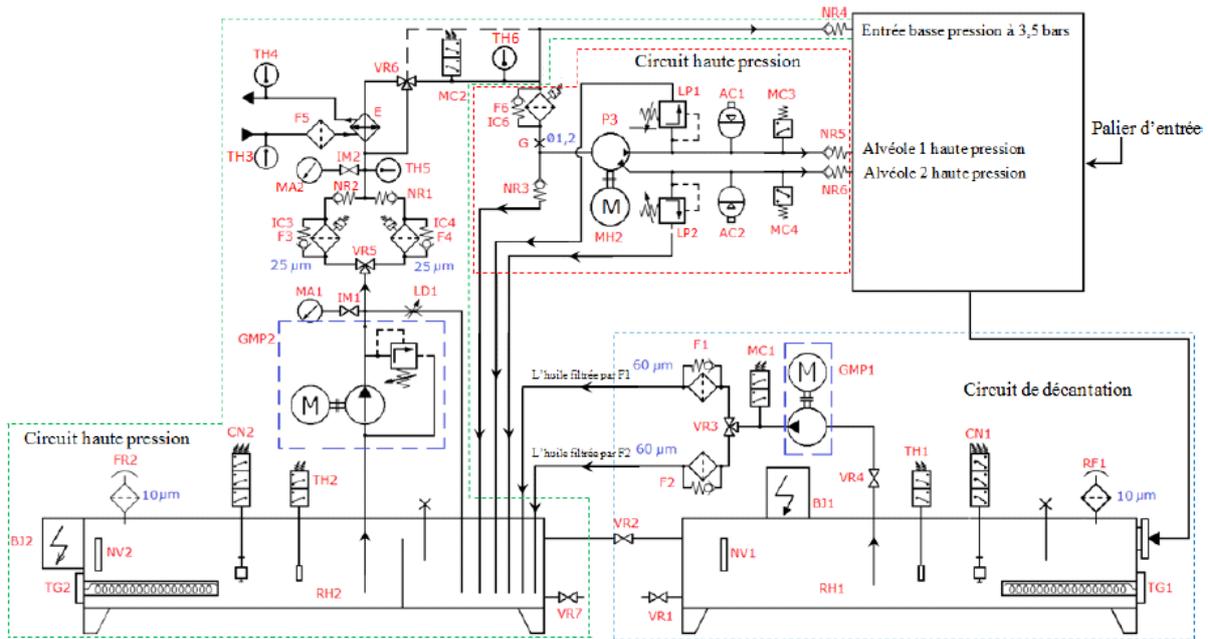
L'huile est alimentée, grâce à une pompe, à travers deux alvéoles axiales incrustées dans le coussinet et forme un film continu dont la pression générée permet de séparer les surfaces en contact et d'assurer la portance de l'arbre. Cette pression est donnée à l'utilisateur (ECDE) à titre indicatif, sans étude, par le constructeur japonais Kawasaki et se situe dans l'intervalle de 120 à 130 bars [40]

Dans ce chapitre le but est de développer un modèle qui calcule cette pression et permettra de la comparer avec celle du constructeur et obtenir la validation du modèle de décollement.

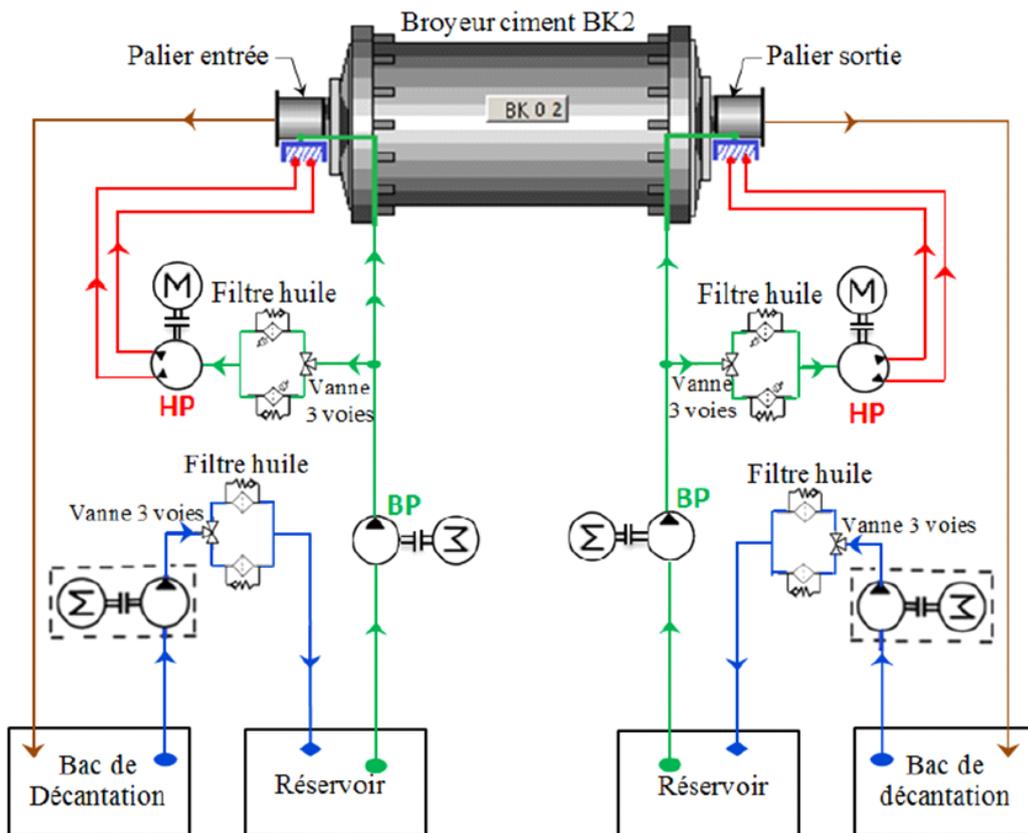
4.3 Le circuit de lubrification hydrostatique du palier

La figure 4.1a montre le schéma technique détaillé de la centrale de lubrification des paliers selon le constructeur Boisset [40, 48-50]. La figure 4.1b montre le schéma simplifié de la centrale et les paliers d'entrée et de sortie. La centrale dont le constructeur initial est Kawasaki (société industrielle japonaise), présent sur la période 1978-2012, a été ensuite modifiée par le constructeur français Boisset pour corriger un problème de colmatage des pompes dû à l'insuffisance de filtration de l'huile de lubrification en rajoutant un réservoir de décantation.

Dans la centrale de lubrification, une pompe hydraulique bidirectionnelle HP fournit une pression hydrostatique d'alimentation P_s de 40 à 45 bars, à travers les alvéoles axiales. Cette valeur de P_s est requise pour que le palier fonctionne dans le régime hydrodynamique. Une pompe basse pression, BP, fournit sur le haut du palier partiel à travers une rainure, une pression de 3,5 bars. Cette pompe est toujours maintenue en marche contrairement à la pompe HP qui fonctionne au démarrage et mise à l'arrêt lorsque le régime hydrodynamique est atteint.



(a) Schéma de la centrale de lubrification [48]



(b) Schéma simplifié de la centrale

Fig. 4.1 Circuit de lubrification hydrostatique du palier

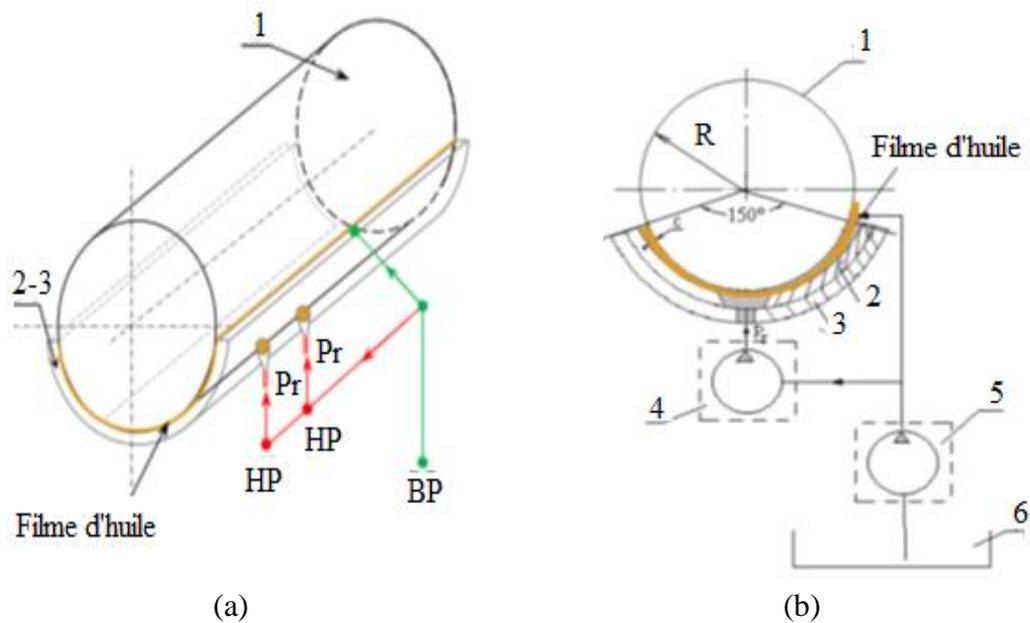


Fig. 4.2 Schéma de principe de l'écoulement de l'huile à travers les circuits HP et BP

1- Tourillon 2- Régule 3- Coussinet 4- HP 5- BP 6- Réservoir

La figure 4.2a montre l'emplacement des deux alvéoles amenant l'huile à la pression de décollement P_r (vue 3D) et la figure 4.2b montre le schéma simplifié des circuits HP et BP et la formation du film d'huile entre le coussinet et le régule

4.3.1 Formation du film lubrifiant dans l'alvéole

La figure 4.3 constitue le principe d'une lubrification hydrostatique dans le but de former le film d'huile qui supporte le tourillon.

(a) La pompe est à l'arrêt (figure 4.3a)

La pression d'alimentation P_a de la pompe et la pression dans l'alvéole P_r sont nulles

$$P_r = P_a = 0$$

Le débit est nul (la pompe ne débite pas)

$$Q = 0$$

(b) La pompe HP est mise en marche (figure 4.3b)

Quand la pompe est mise en marche la pression P_a dans l'alvéole augmente mais ne débite pas, la pression n'est pas suffisante pour le décollement de l'arbre

$$P_a < P_r$$

(c) La pression de décollement est atteint (figure 4.3c)

Dans ce dernier cas la pression continue d'augmenter et atteint la pression de décollement (figure 4.3c) qui équilibre la charge due au poids du broyeur ($W = \frac{P}{2}$) et la pression d'adhérence P_{adh} :

$$P_r = \frac{W}{A} + P_{adh} \quad (4.1)$$

A est la section de l'alvéole

L'huile se trouvant alors à une pression P_r au niveau de l'alvéole (Condition limite d'entrée pour l'écoulement) s'écoule alors à travers cet espace et s'écoule à une vitesse $u(y)$ jusqu'à la sortie du palier où elle se trouve à la pression atmosphérique P_a . Le fluide s'écoule entre les parois fixes du tourillon et du régule avec une pression d'entrée P_r et une pression de sortie P_a est un écoulement de type Poiseuille.

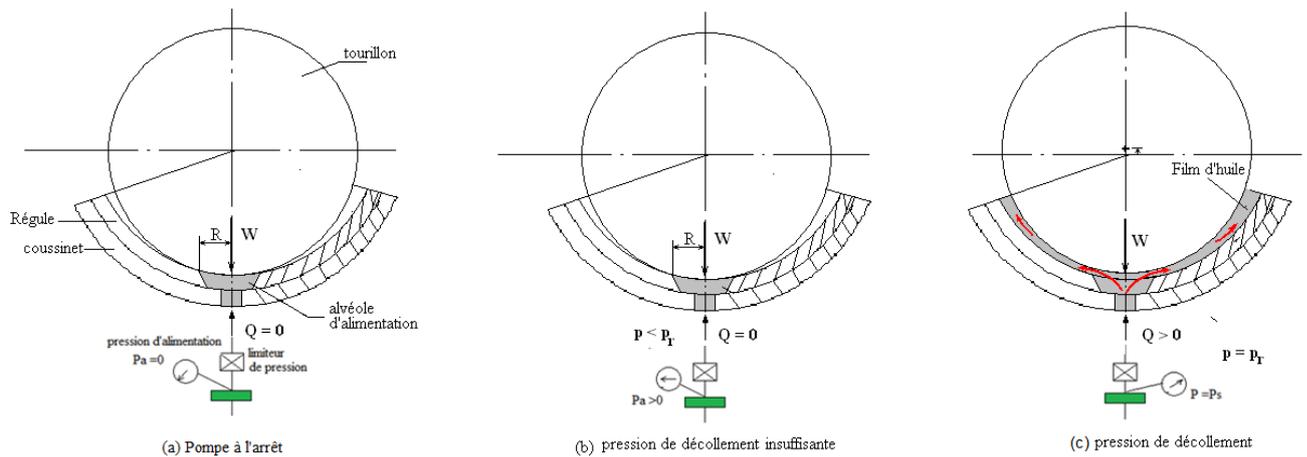


Fig.4.3 Formation du film fluide dans le palier hydrostatique

- (a) Pompe HP à l'arrêt ; (b) augmentation de la pression pas d'écoulement débit nul ;
(c) la pression de soulèvement est atteinte [42]

4.4 Calcul de la pression P_r

La pression P_r est obtenue quand le poids \vec{W} du broyeur est équilibrée par la force de décollement \vec{F}_d (portance P) (figure 4.4) qui est la force de portance totale du film lubrifiant dans les deux paliers soit :

$$\vec{W} = \vec{F}_d = \vec{0} \quad (4.2)$$

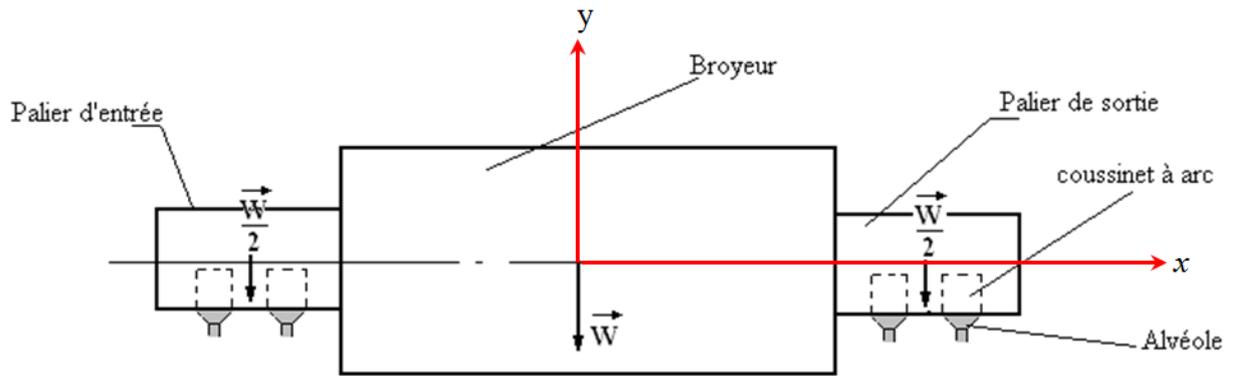


Fig. 4.4 Schéma de calcul des forces à l'équilibre selon y

D'après l'hypothèse de la répartition homogène de la masse du broyeur sur les deux paliers et sachant que chaque palier comporte deux alvéoles d'alimentation et que chaque alvéole comporte une zone de pression constante (Pression répartie selon le principe de Pascal) et une zone de l'écoulement dans les deux arcs de coussinet partiel (écoulement de Poiseuille), la projection de l'équation (4.2) s'écrit au niveau de chaque alvéole :

$$\frac{W}{4} = F_a + 2F_c \quad (4.3)$$

F_a = force de portance dans l'alvéole

F_c = force de portance dans le coussinet partiel

La force de décollement est obtenue par

$$F_d = F_a + 2F_c \quad (4.4)$$

Pour connaître la force de décollement il faudrait déterminer les deux forces F_a et F_c .

4.4.1 Calcul de la force de portance dans l'alvéole

D'après le principe d'hydrostatique de Pascal la pression hydrostatique appliquée dans l'alvéole est la même en tout point de la surface de l'alvéole. La force de pression appliquée sur la surface

$$F_a = P_r S_r \quad (4.5)$$

Avec $S_r = \pi \frac{D^2}{4}$,

$D = 2R$, diamètre de l'alvéole d'alimentation

4.4.2 Force de pression F_c dans le coussinet partiel

Quand la pression atteint la pression qui permet de soulever le tourillon, l'huile s'écoule de l'alvéole vers le jeu arbre-coussinet en formant un mince film qui supporte entièrement le tourillon : cet écoulement est de type Poiseuille (c'est un écoulement plan (figure 4.5)). Si on néglige le gradient de pression dû à la courbure du film dans le palier).

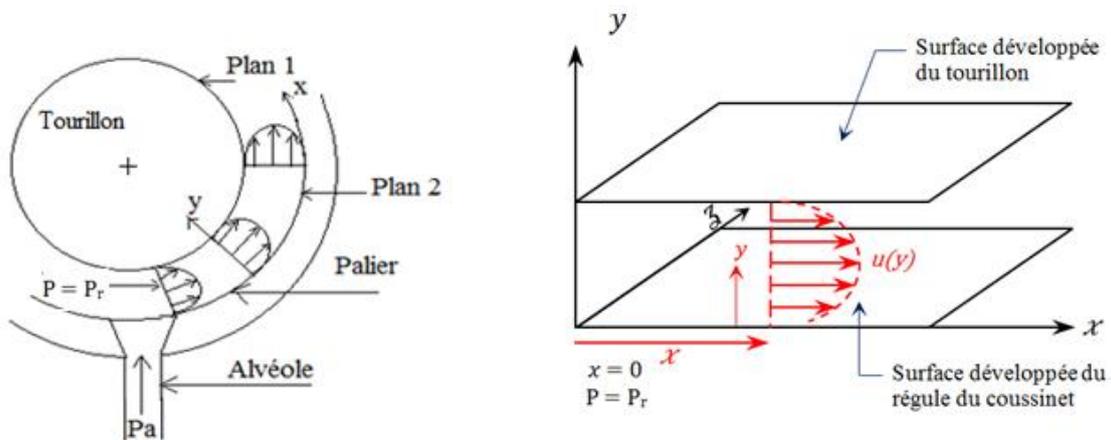


Fig. 4.5 Développement du palier et écoulement de Poiseuille

L'écoulement de Poiseuille dérive des équations de la mécanique des fluides de Navier-Stokes :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \omega \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \omega \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \omega}{\partial t} + u \frac{\partial \omega}{\partial x} + v \frac{\partial \omega}{\partial y} + \omega \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial z^2} \right) - \rho g$$

Sachant que :

- L'effet des forces de viscosité qui est prépondérant sur l'effet de la vitesse (effet inertiel) ;
- $\frac{\partial u}{\partial y} \neq 0$. (la vitesse dépend de y) ;

- $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial z} = 0$ (écoulement unidirectionnel selon x, les vitesses sont indépendantes de x et z).

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (4.7)$$

Le modèle de Poiseuille appliqué au décollement du tourillon est donné par la figure 4.6.

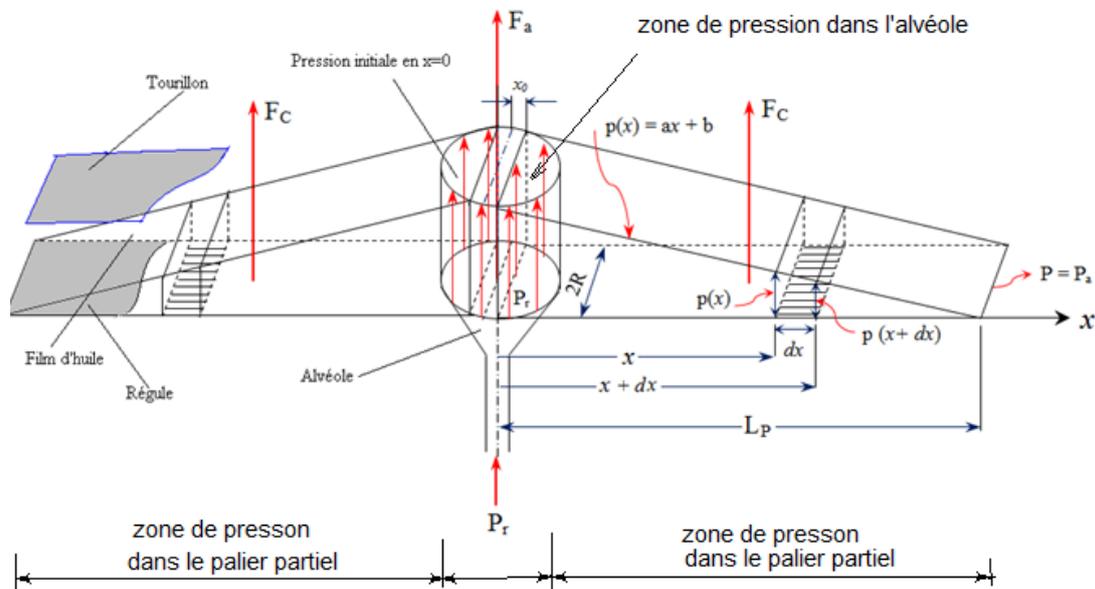


Fig. 4.6 Forces de pression de portance et conditions aux limites de la pression de l'écoulement de Poiseuille au cours du décollement du tourillon du palier

Calcul de F_c

La force élémentaire dF_c est donnée par (Fig. 4.5)

$$dF_c = D dx p(x),$$

Sachant que dans l'écoulement de Poiseuille $p(x)=ax+b$, on obtient par intégration

$$F_c = \int_{x_0}^{L_p} D \cdot (ax + b) \cdot dx$$

Soit,

$$F_c = -Da \frac{x^2}{2} \Big|_{x_0}^{L_p} + Db \Big|_{x_0}^{L_p}$$

On calcule la pression $p(x)=ax+b$ en utilisant les conditions limites suivantes :

$$x = 0 \Rightarrow p(x_0) = P_r$$

$$x = L_p \Rightarrow p(L_p) = P_a \text{ (pression atmosphérique)}$$

On obtient le système de deux équations :

$$-ax_0 + b = P_r$$

$$-aL_p = P_a$$

D'où en résolvant pour a et b

$$a = \frac{P_r - P_a}{L_p - x_0}$$

$$b = P_a + \frac{P_r - P_a}{L_p - x_0} L_p$$

$$F_c = P_r \left(D \frac{L_p - x_0}{2} \right) + P_a \left(D \frac{L_p - x_0}{2} \right) \quad (4.8)$$

L'équation (4.4) s'écrit en tenant compte de (4.5) et (4.9)

$$\frac{W}{4} = P_r \frac{\pi D^2}{4} + P_r D(L_p - x_0) + P_a D(L_p - x_0)$$

En regroupant :

$$\frac{W}{4} = P_r \left[\frac{\pi D^2}{4} + D(L_p - x_0) \right] + P_a D(L_p - x_0)$$

On obtient finalement l'expression de P_r

$$P_r = \frac{\frac{W}{4} - P_a D(L_p - x_0)}{\frac{\pi D^2}{4} + D(L_p - x_0)} \quad (4.9)$$

On prend : $x_0 = 0$

$$P_r = \frac{\frac{W}{4} - P_a D L_p}{\frac{\pi D^2}{4} + D L_p}$$

$$P_r = \frac{\frac{275.10^4}{4} - (10^5 * 60.10^{-3} * 917,625.10^{-3})}{\frac{3,14 * (60.10^{-3})^2}{4} + (60.10^{-3} * 917,625.10^{-3})}$$

$$P_r = 117,82 \text{ bars}$$

On pose : $x_0 = \frac{D}{2}$

$$P_r = \frac{\frac{W}{4} - \left[P_a D \left(L_p - \frac{D}{2} \right) \right]}{\frac{\pi * D^2}{4} + \left[D \left(L_p - \frac{D}{2} \right) \right]}$$

Soit :

$$P_r = \frac{\frac{275.10^4}{4} - \left[10^5 * 60.10^{-3} \left(917,625.10^{-3} - \frac{60.10^{-3}}{2} \right) \right]}{\frac{3,14 * (60.10^{-3})^2}{4} + \left[\left(60.10^{-3} \left(917,625.10^{-3} - \frac{60.10^{-3}}{2} \right) \right) \right]}$$

$$P_r = 121.635 \text{ bars}$$

La pression de décollement de l'arbre est identique à celle fournie expérimentalement par le constructeur Kawasaki, ainsi le modèle présenté est validé.

4.5 Le problème de la chute de pression au démarrage

4.5.1 Fonctionnement du palier hybride au démarrage

Après l'arrêt prolongé du broyeur, on effectue le démarrage du broyeur. Les étapes de fonctionnement de la lubrification du broyeur sont montrées dans la figure 4.7.

(a) La pompe de lubrification BP est mise en marche. Une fois la pompe BP est mise en marche la pompe HP est démarrée (Fig. 4.7a).

Dès que la pression atteint une pression supérieure à 120 bars dans chacune des deux alvéoles, il y a alors décollement entre les surfaces de contact tourillon –régule.

(b) La pression se stabilise à la pression de la lubrification du régime hydrodynamique (pression de 40 à 45 bars) étant satisfaite on met en rotation le broyeur.

(c) Dès que la vitesse correspondant au régime hydrodynamique est atteinte la pompe HP est alors arrêtée. A cette vitesse le régime de lubrification du palier, la pression est générée automatiquement. Les figures 4.7c et 4.7d montrent alors la configuration du convergent d'huile de lubrification.

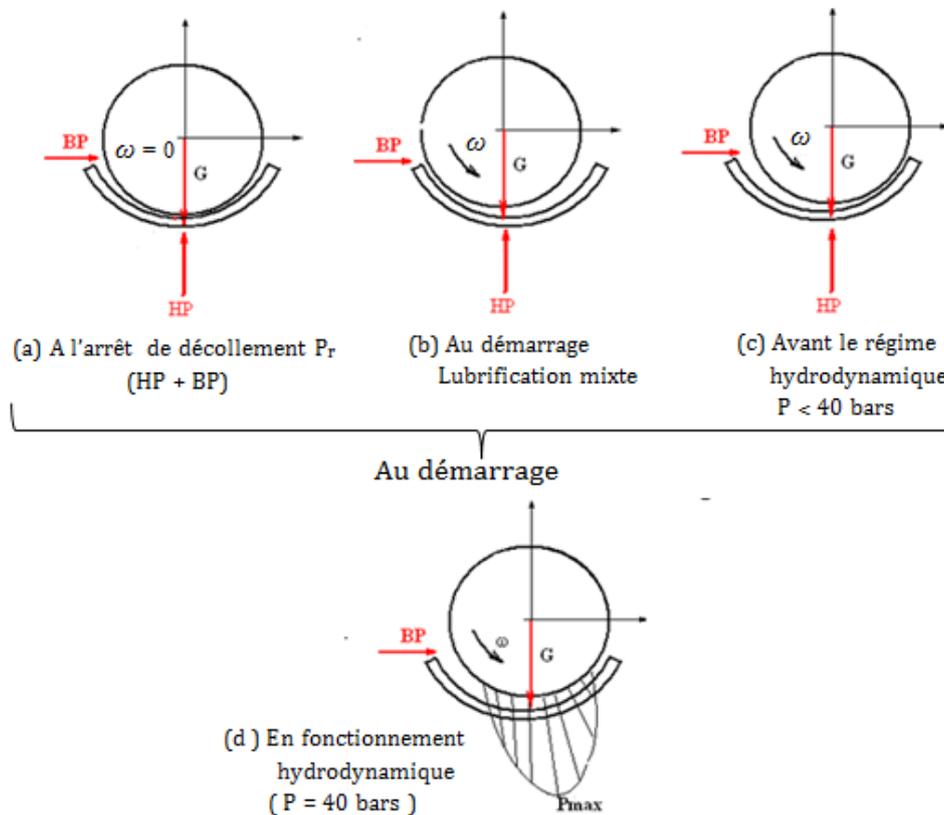


Fig. 4.7 Etapes de lubrification du palier hybride du broyeur

4.5.2 Le problème de chute pression de lubrification dans le palier

Le problème de chute de pression au démarrage dans les alvéoles du palier hybride a eu lieu plusieurs fois depuis l'installation originale de la société japonaise Kawasaki puis les modifications sur le circuit de lubrification hydrostatique par la société française Boisset.

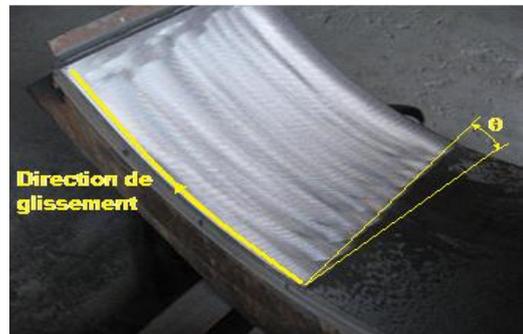
En fonctionnement normal et lors du démarrage, le broyeur atteint le régime hydrodynamique au bout de 30 secondes et c'est ici que survient le problème suivant : après un temps de démarrage d'environ 20 secondes la pression dans l'une des alvéoles chute en dessous de 40 bars (la pompe HP étant en marche). Le moteur d'entraînement du broyeur est arrêté automatiquement par un système de régulation. Durant ces 20 secondes le broyeur a effectué environ 1.5 tour. La pression hydrodynamique n'étant pas atteinte et la pression fournie par la HP ne peut atteindre la valeur

voulue de 40 bars (la pression doit être suffisante pour faire décoller le tourillon sur toute la surface active de longueur L_p du palier, il se produit alors un endommagement du régule dû à une abrasion par frottement sec du système régule- tourillon. Le régule étant moins dur il s'ensuit une abrasion à deux corps du régule qui conduit au collage du coussinet et du tourillon (Les régules de coussinet sont des alliages d'étain ou de plomb et d'antimoine, l'arbre en acier). Lors de la chute de pression et quand le broyeur réduit sa vitesse pour s'arrêter il se produit un mouvement d'une à deux oscillations de rotation du broyeur dû à l'action du moment produit par l'effet inertiel de rotation des boulets à l'intérieur du broyeur et le moment de rappel produit par le poids du broyeur.

Le coussinet endommagé est représenté par la figure 4.8.



(a) Régule ayant subi l'endommagement par abrasion dans la partie supérieure du régule



(b) Direction circonférentielle et axiale des rainures d'abrasion



(c) Opération de détachement du régule endommagé du coussinet

Fig. 4.8 Photos montrant l'endommagement du régule.

Des rainures de glissement alignées sont observées selon la direction circonférentielle du mouvement de l'arbre. Cette disposition des rainures indique que le régule a subi une usure par abrasion à deux corps causée par les aspérités de l'arbre de matériau plus dur.

Il est observé que les extrémités des rainures dans la direction axiale présentent une inclinaison d'angle θ par rapport à l'axe du coussinet ce que montre l'aspect de déformation de mésalignement de l'arbre.

4.5.3 Causes possibles de la chute de pression au niveau des alvéoles

Les pressions observées au niveau des alvéoles côté entrée et sortie sont comme suit :

Côté entrée (Figure. 4.9) :

- 90 bars sur la première alvéole
- 40 bars sur la deuxième

Côté sortie :

- - 150 bars sur la première alvéole
- - 10 bars sur la deuxième

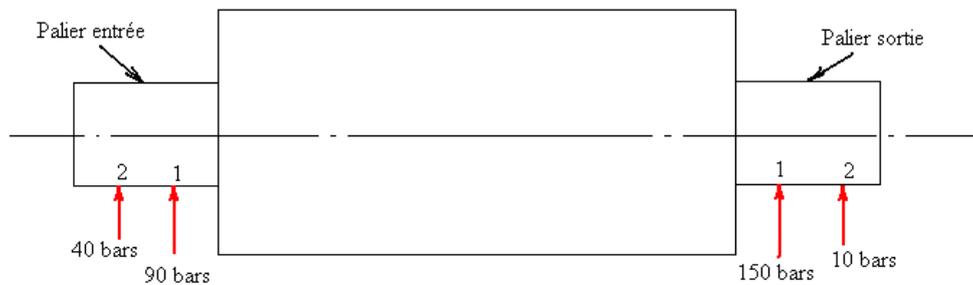


Fig. 4.9 : Pression observée dans les alvéoles des paliers entrée et sortie

Cette chute de pression au niveau axial de l'alvéole 2 est due soit à :

- l'existence d'un désalignement entre l'axe de l'arbre et celui du régule. Ce désalignement permet de faire chuter la pression car le jeu produit par le désalignement est très large au niveau l'alvéole de faible pression.
- un profil axial du régule qui ne permet guère d'obtenir une épaisseur minimale de film lubrifiant d'où la perte de charge.

L'analyse de la lubrification du palier hybride dans le chapitre 6 permettra de conclure sur les causes de la chute de pression.

Chapitre 5

Méthode de Résolution

5.1 Introduction

Après l'opération de décollement et la formation du film lubrifiant décrite dans le chapitre 4, le broyeur est alors mis en rotation. La vitesse nominale du palier de 14.5 t/mn en régime hydrodynamique est atteinte au bout de 30-45 secondes. Cette vitesse correspond aussi à la vitesse de condition de broyage du clinker dans les deux compartiments du broyeur (chapitre 4).

Au cours du démarrage le problème est décrit par les équations de base présentées dans le chapitre 3 où l'équation de Reynolds instationnaire régissant le palier désaligné en régime hydrodynamique est couplée avec le modèle de pression hydrostatique est résolue.

La méthode de résolution est complexe car, malgré les simplifications apportées on a à surmonter les difficultés suivantes :

- i- Résolution de l'équation de Reynolds instationnaire,
- ii- Au cours de la résolution de l'équation de Reynolds on doit à chaque pas de temps résoudre le problème inverse qui permet de calculer itérativement l'excentricité et l'angle de calage,
- iii- Résolution du palier partiel en introduisant les conditions aux limites spécifiques principalement la condition d'entrée (3.15),
- iv- Résolution du désalignement,
- v- L'étude est une étude du palier du broyeur au démarrage, durant cette période le palier est en fonctionnement de lubrification hybride. La pression est la superposition de la pression hydrostatique alimentée par les alvéoles axiales et la pression hydrodynamique due à la rotation du palier,
- vi- Enfin on doit résoudre le problème de désalignement du palier au cours duquel la pression varie dans les directions circonférentielle et axiale.

5.2 Résolution du problème inverse

Le problème inverse consiste à calculer itérativement l'excentricité et l'angle de calage. Cette résolution a pour base de trouver une position du palier pour laquelle il y a équilibre entre la force de portance et la charge externe.

L'algorithme de résolution du problème inverse est donné par la figure 5.1

Partant d'un couple (ε_0, ϕ_0) , l'angle de calage ϕ est calculé itérativement à chaque excentricité en utilisant une méthode de sous relaxation. L'angle de calage est initialisé lors de chaque itération de calcul de l'excentricité. La solution ϕ_{j+1} à l'itération actuelle est obtenue par la relation de correction

$$\phi_{j+1} = \phi_j + \alpha |\phi_c - \phi_j| \quad (5.1)$$

Le second membre représente la solution calculée à l'itération précédente

La solution converge quand la condition suivante est vérifiée

$$|\phi_c - \phi_{j+1}| \leq \bar{\varepsilon} \quad (5.2)$$

Une valeur optimale du coefficient de sous relaxation est adoptée, $\alpha = 0.3$.

L'excentricité ε_i à l'étape i est calculée par la relation :

$$\varepsilon_{i+1} = \varepsilon_i + de (i - 1) \quad (5.3)$$

Dans laquelle la variable 'de' représente un pas d'excentricité de correction donné mais pouvant être varié pour une meilleure précision de l'excentricité.

Au cours de cette étape le programme principal fait appel à différents sous programmes qui permettent de résoudre l'équation de Reynolds (3.10) en chaque point de la grille :

1. Définir la grille de discrétisation du film lubrifiant,
2. Le sous programme qui calcule l'épaisseur $\bar{h}(\theta, z)$, du film lubrifiant en fonction de l'excentricité et de l'angle de calage en fonction,
3. Le sous programme de calcul des dérivées $\frac{\partial \bar{h}}{\partial x}$, $\frac{\partial \bar{h}}{\partial z}$, coefficients de l'équation de Reynolds,

4. Le sous programme de calcul du champ de pression $\bar{p}(\theta, z)$. Le système d'équations algébrique est résolu par la méthode itérative de surrelaxation,
5. Le sous programme de calcul des composantes \bar{F}_x et \bar{F}_z de la force de portance \bar{F}_h

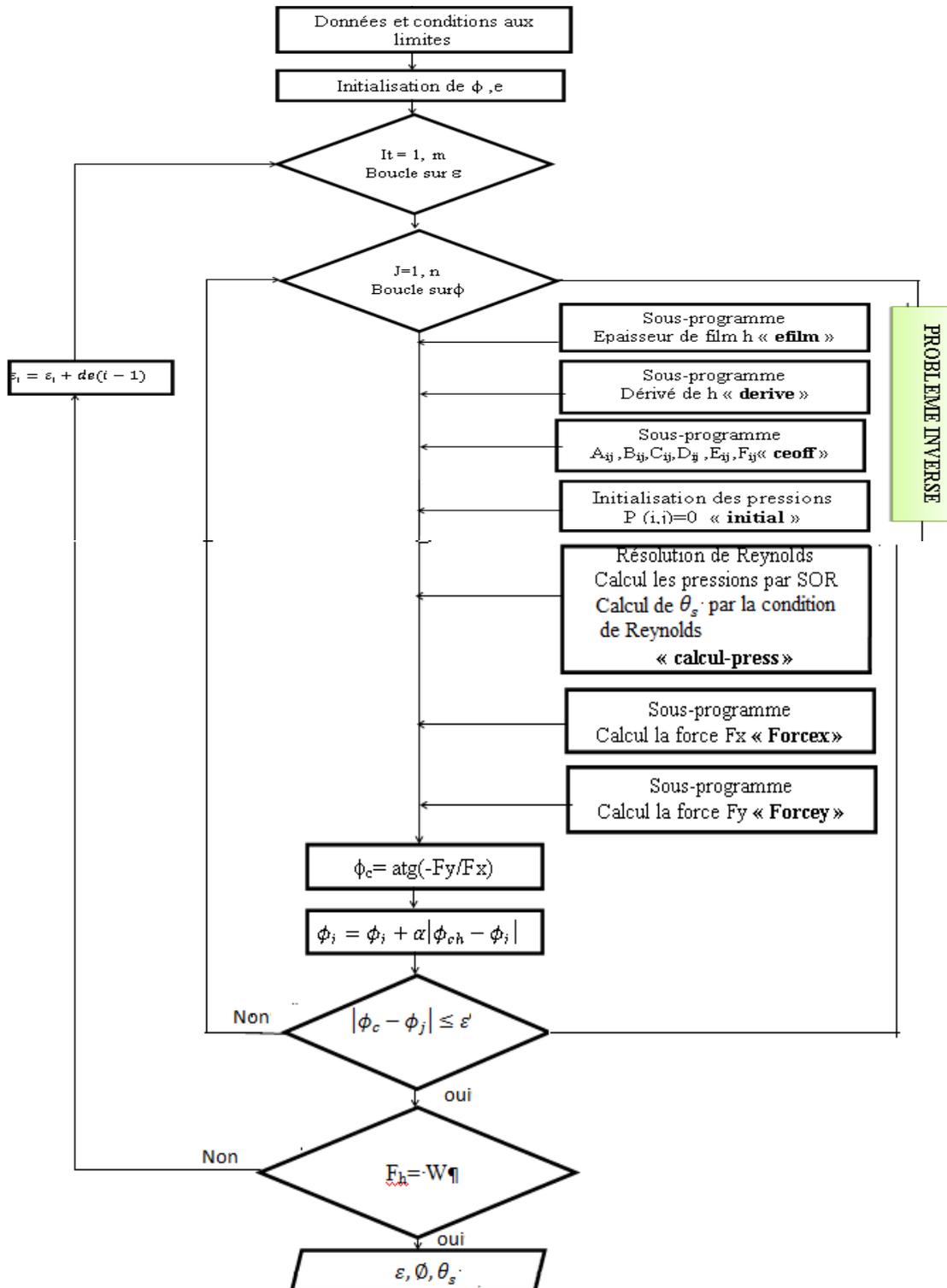


Fig. 5.1 Organigramme du calcul du palier en lubrification hydrodynamique

(a) Calcul de l'excentricité

Une fois la boucle sur j converge pour l'angle de calage et partant d'une valeur initiale ε_0 l'excentricité ε_i à l'itération i est calculée selon l'équation (5.3).

La solution est obtenue lorsque la force hydrodynamique équilibre la charge du broyeur W selon la relation (3.21) $W = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$

(b) Traitement de la condition aux limites de Reynolds

La condition de Reynolds du palier partiel est montrée sur la figure 5.2

Les conditions aux limites sont alors données par :

$$P(0, z) = P_{\text{entrée}}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P(\theta = \theta_s, z) = 0 \\ \left. \frac{\partial P}{\partial \theta} \right|_{\theta = \theta_s} = 0 \end{array} \right\}$$

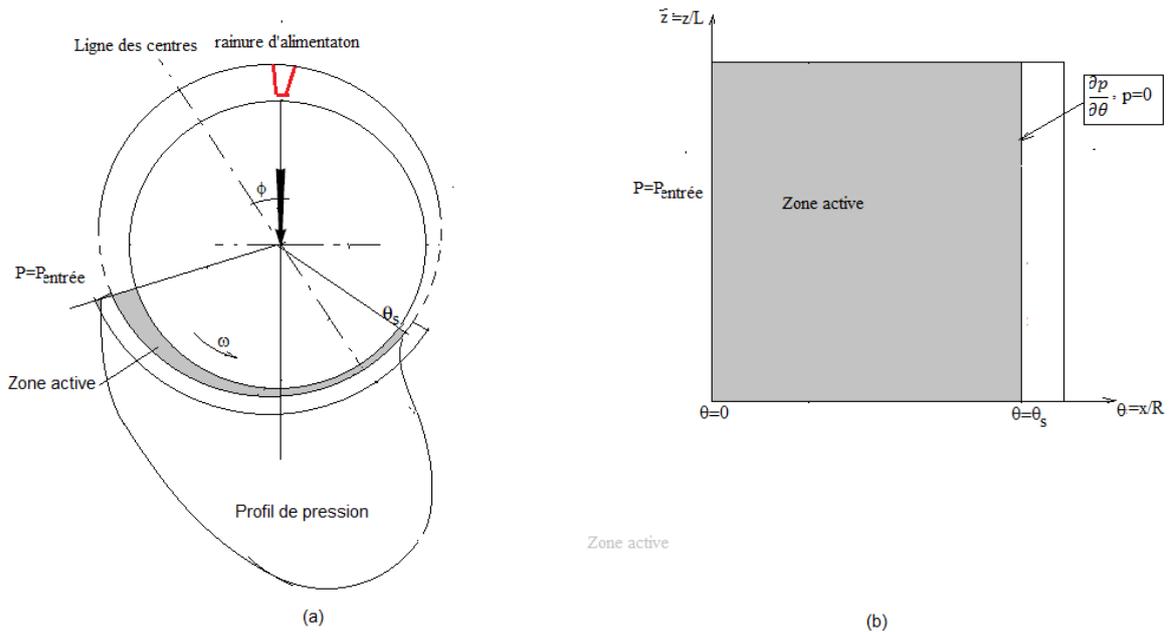
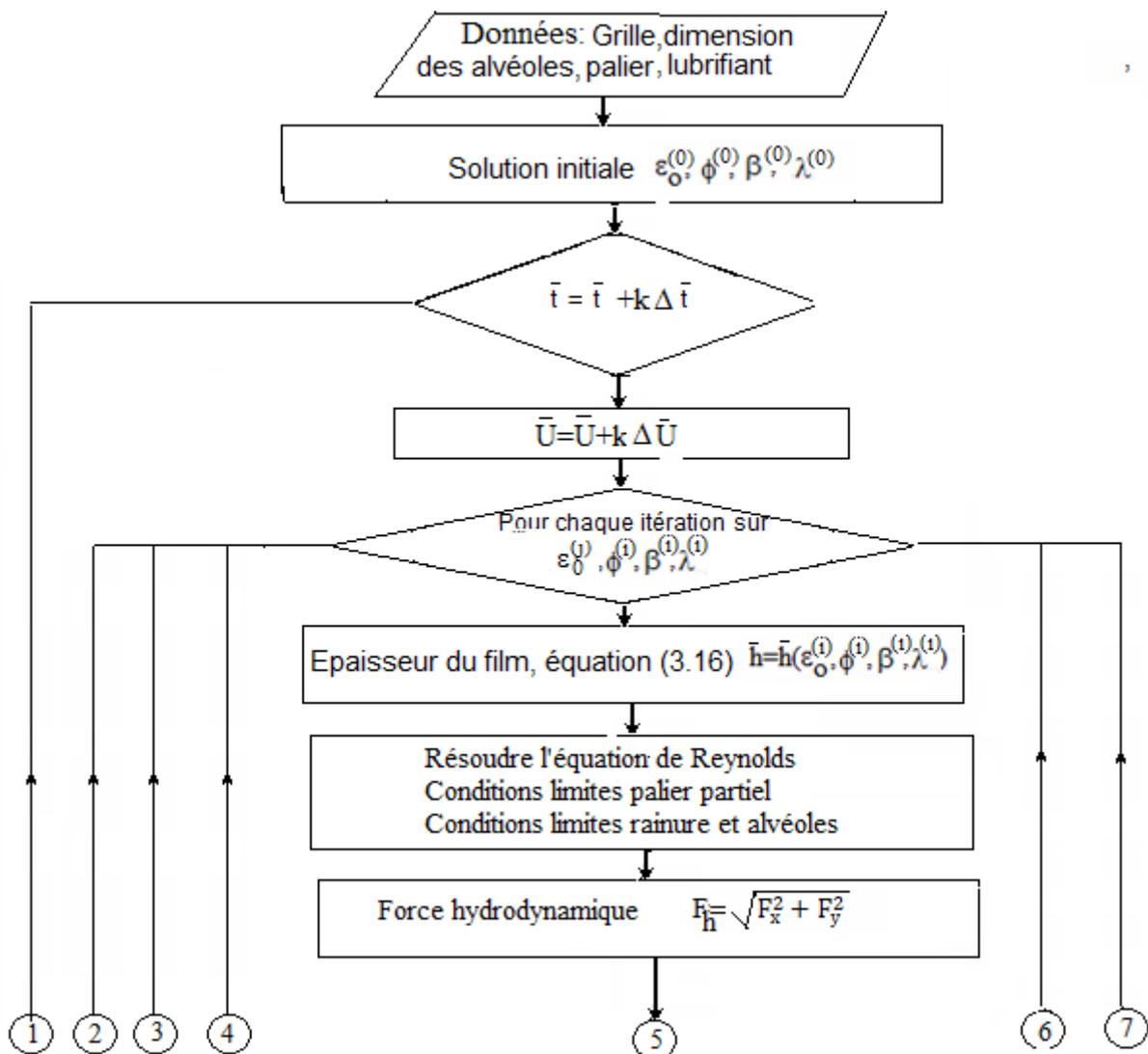


Fig.5.2: Palier partiel avec les conditions de Reynolds

5.3 Algorithme de résolution du palier hybride désaligné

Une fois le programme du palier hydrodynamique obtenu et la solution validée on présente l'algorithme global du palier hybride désaligné. Le modèle hybride est obtenu par le couplage de la pression hydrodynamique et hydrostatique. Lors de la résolution de l'équation de Reynolds instationnaire, la pression hydrostatique est incorporée comme conditions aux limites à la sortie des deux alvéoles axiales. La solution détaillée est donnée par l'organigramme de la figure 5.3 [38, 51].



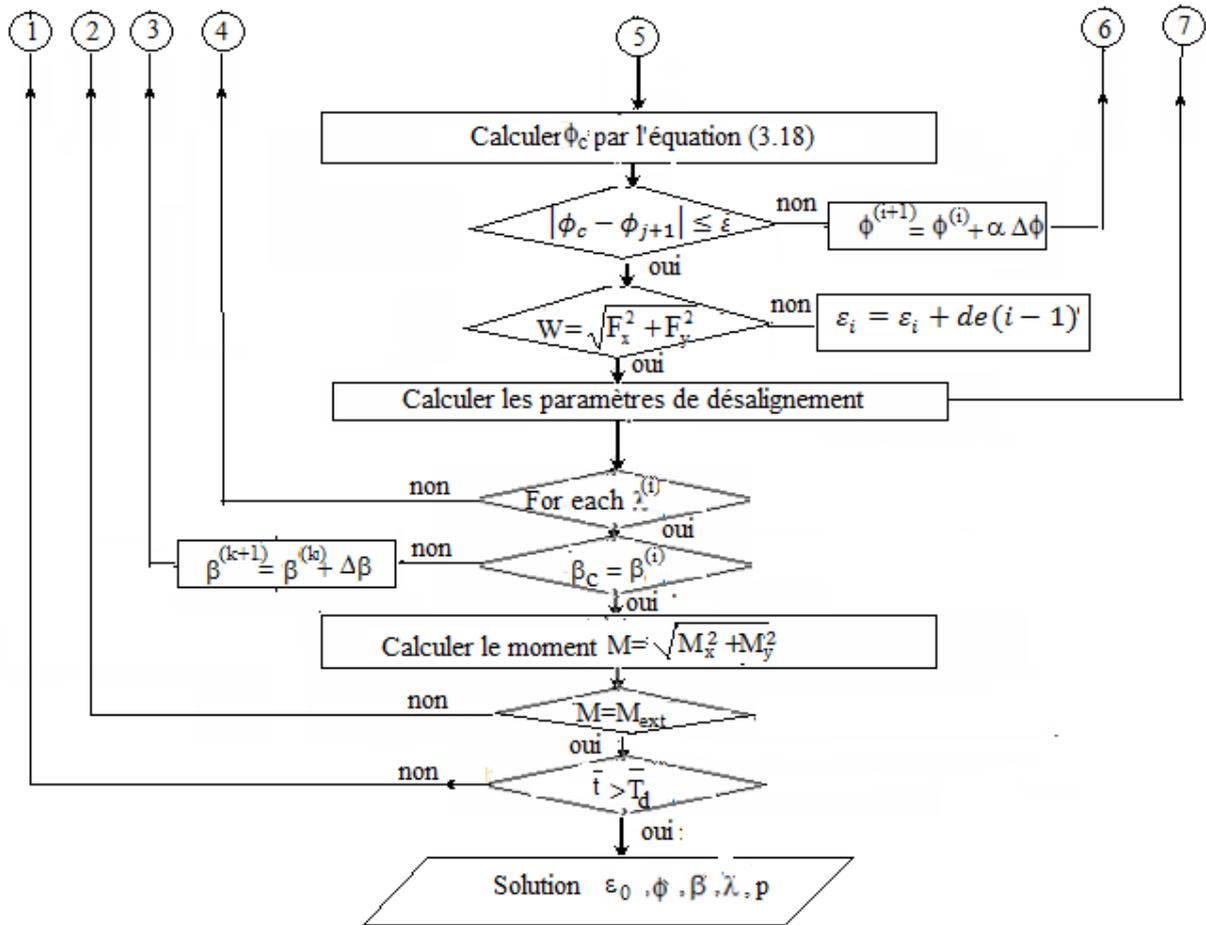


Fig. 5.3 Organigramme de résolution du palier hybride partiel mésaligné

La solution est obtenue itérativement en résolvant l'équation de Reynolds à chaque pas de temps pour les inconnus (ε_0, ϕ) définies dans le plan milieu du palier, l'épaisseur $\bar{h}(\theta, \bar{z})$ étant donnée par l'expression (3.16) et ce pour chacun des paramètres (β, λ) qui définissent le désalignement selon l'expression (3.17)

A partir d'une solution initiale $(\varepsilon_0^{(0)}, \phi^{(0)})$, la solution $(\varepsilon_0^{(i)}, \phi^{(i)})$ est performée à chaque itération i, j jusqu'à ce que les conditions sur les portance F_h et le problème inverse de calcul de ϕ soient satisfaite (5.2)

5.4 Méthode de résolution de l'équation de Reynolds du palier global

La méthode des différences finies est utilisée pour résoudre l'équation adimensionnelle de Reynolds. Le système d'équations algébriques de pressions inconnues est résolu de manière

itérative par la méthode SOR avec l'utilisation du facteur de sur-relaxation optimal $\bar{\omega} = 1.3$. Le désalignement des paliers est effectué de manière itérative pour un angle de désalignement β et degré de désalignement λ , la solution finale est obtenue lorsque le moment hydrodynamique donné par l'équilibre le moment extérieur du à la charge c'est-à-dire lorsque l'équation (3.28) est satisfaite.

On passe par les étapes suivantes :

a) Maillage du film lubrifiant et méthode d'incorporation des alvéoles dans la grille

- Calcul des pas $\Delta\theta$, $\Delta\bar{z}$

Données de la grille (Fig. 5.4) de différences finies (pour la discrétisation de Reynolds), longueur (\bar{L} , \bar{l}) spatiale selon x et z

$$m = \frac{\bar{L}}{\Delta\theta} + 1 \tag{5.4}$$

$$n = \frac{\bar{l}}{\Delta\bar{z}} + 1 \tag{5.5}$$

On choisit une grille à pas uniforme selon θ et z

$$\Delta\bar{z} = \Delta\theta \tag{5.6}$$

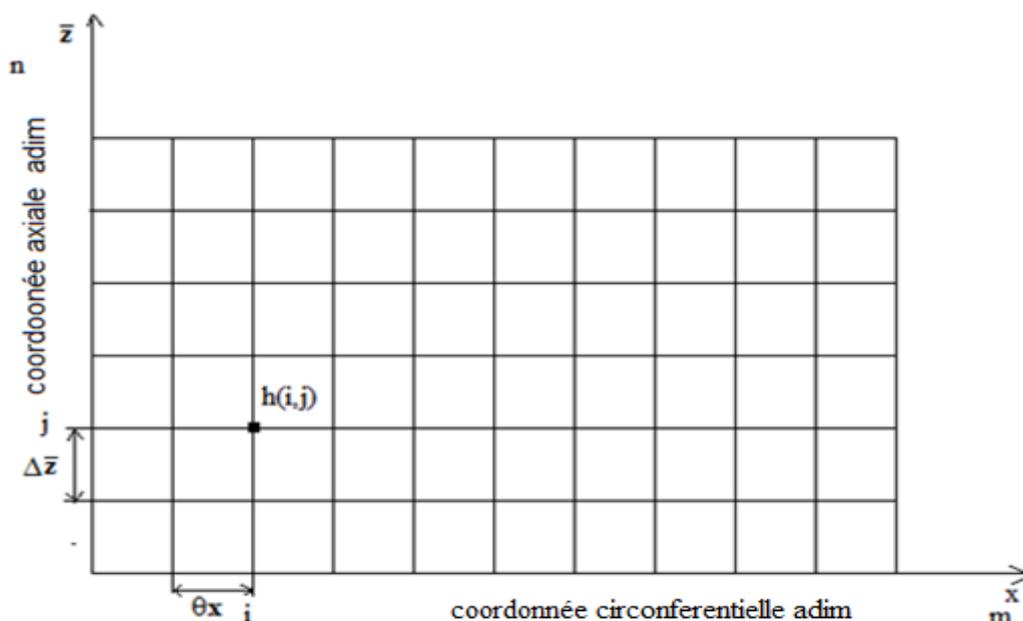


Fig. 5.4 Maillage du film lubrifiant

Avec :

$$\bar{L} = 1$$

$$\bar{I} = \frac{5\pi}{6}$$

Pour calculer le pas du maillage, on doit prendre en considération l'existence d'un maillage qui discrétise les deux alvéoles axiaux de diamètre $\varnothing_{alv} = 60$ mm.

Les pas circonférentielles et axiales $(\Delta\theta, \Delta z)$ de la grille des différences finies sont déterminés par la condition que la discrétisation de l'espace des deux alvéoles soit prise en compte (on prend en compte le nombre minimal de points dans chaque direction de l'alvéole circulaire $n_r = 5$). Puis la grille du film fluide analysé ($L = 0.9$ m, $R = 0.95$ m), est formée avec $m = 208$ et $n = 72$ points dans la direction circonférentielle et axiale respectivement.

Ainsi on doit avoir le nombre minimum de points qui discrétisent l'alvéole: $N_{alv} = 7$, soit un pas minimal de la grille:

$$\Delta\theta = \frac{\varnothing_{alv}}{N_{alv}-1} \quad (5.7)$$

Soit

$$\Delta\theta = \frac{60}{6} = 10$$

On prend un maillage uniforme

$$\Delta\bar{z} = \Delta\theta \quad (5.8)$$

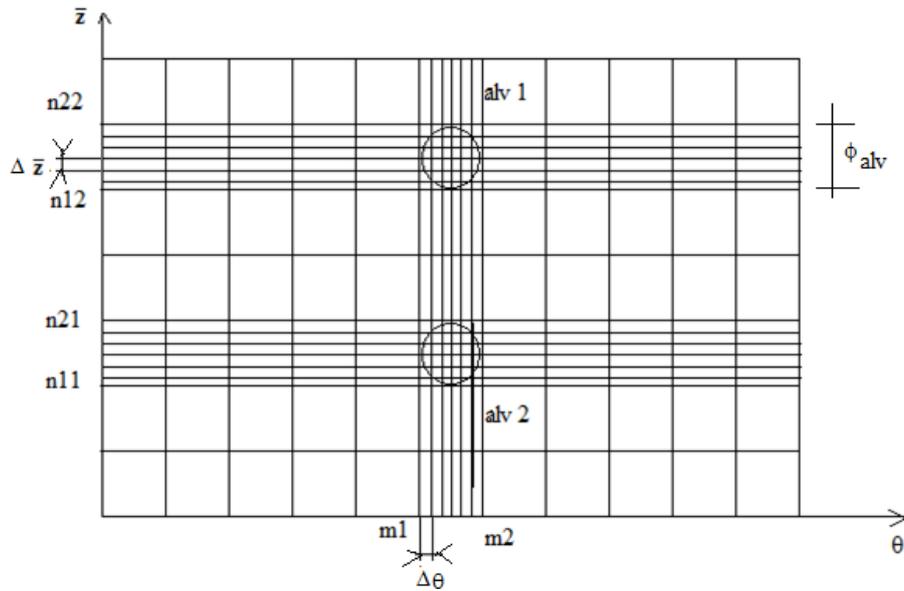


Fig. 5.5 Condition d'obtention des pas du maillage selon θ et \bar{z}

b) Résolution de Reynolds

L'équation de l'épaisseur du film (3.16) est donnée par le sous programme discuté dans le paragraphe 5.2 est donc calculée donc connue quand on l'insère dans la molécule de Reynolds.

L'équation adimensionnelle de Reynolds est projetée sur la grille de différences finies ($m \times n$) points (figure 5.6).

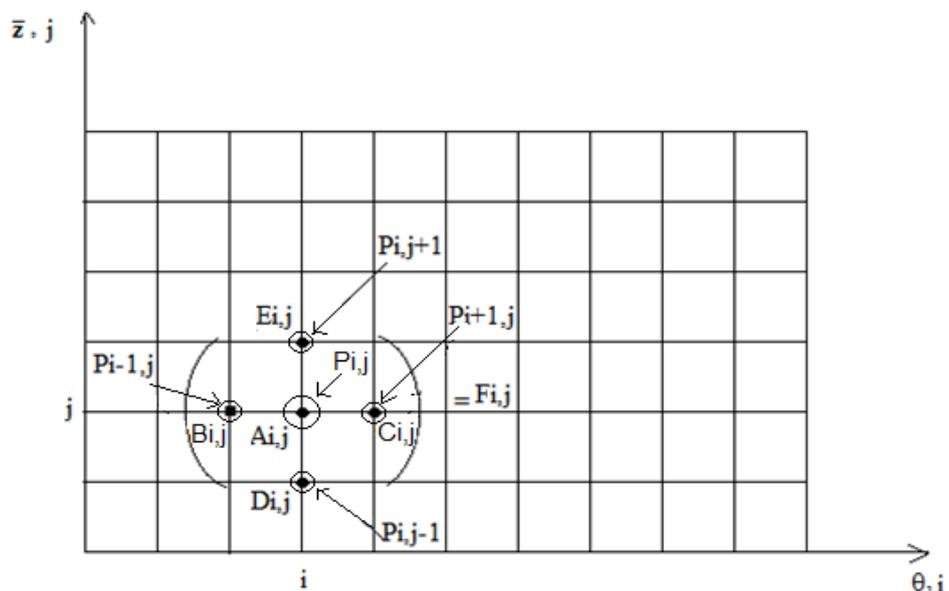


Fig. 5.6 Equation de Reynolds discrétisée (molécule) au point i, j

Après avoir déterminé le maillage, on parcourt la molécule régime de $i = 2, m-1$ $j=2, n-1$ l'exclusion des alvéoles car la pression est connu et égale à la pression hydrostatique aux alvéoles qui est de 45 bars.

On obtient

$m \times n = 249 \times 105$ équations algébriques de Reynolds discrétisées à $m \times n = 249 \times 105$ inconnues p_{ij} et h_{ij}

$$[A]. \{P\} = \{F\} \quad (5.8)$$

Projetée sur la grille de la figure 5.5 on a

$$A_{i,j} \cdot p_{i,j} + p_{i-1,j} \cdot B_{i,j} + p_{i+1,j} \cdot C_{i,j} + p_{i,j-1} \cdot D_{i,j} + p_{i,j+1} \cdot E_{i,j} = F_{i,j} \quad (5.9)$$

D'où

$$p_{i,j} = [F_{i,j} - (p_{i-1,j} \cdot B_{i,j} + p_{i+1,j} \cdot C_{i,j} + p_{i,j-1} \cdot D_{i,j} + p_{i,j+1} \cdot E_{i,j})] / A_{i,j} \quad (5.10)$$

Les coefficients dimensionnels de l'équation de Reynolds :

$$A_{i,j} = -2h^3 \left(\frac{1}{\Delta x^2} + \frac{1}{\Delta z^2} \right) \quad (5.11)$$

$$B_{i,j} = \frac{3h^2}{2\Delta x} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{h^3}{\Delta x^2} \quad (5.12)$$

$$C_{i,j} = -\frac{3h^2}{2\Delta x} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{h^3}{\Delta x^2} \quad (5.13)$$

$$D_{i,j} = \left(\frac{3h^2}{2\Delta z} \cdot \frac{\partial h}{\partial z} + \frac{h^3}{\Delta z^2} \right) \frac{x^2}{z^2} \quad (5.14)$$

$$E_{i,j} = \left(-\frac{3h^2}{2\Delta x} \cdot \frac{\partial h}{\partial z} + \frac{h^3}{\Delta z^2} \right) \frac{x^2}{z^2} \quad (5.15)$$

$$F_{i,j} = \frac{c}{X} \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5.16)$$

Ou en considérant les coefficients adimensionnels de l'équation de Reynolds

$$A_{i,j} = -2\bar{h}^3 \left(\frac{1}{\Delta \theta^2} + \frac{1}{\Delta \bar{z}^2} \cdot \frac{R^2}{L^2} \right) \quad (5.17)$$

$$B_{i,j} = \frac{3\bar{h}^2}{2\Delta\theta} \cdot \frac{\partial\bar{h}}{\partial\theta} + \frac{\bar{h}^3}{\Delta\theta^2} \quad (5.18)$$

$$C_{i,j} = -\frac{3\bar{h}^2}{2\Delta\theta} \cdot \frac{\partial\bar{h}}{\partial\theta} + \frac{\bar{h}^3}{\Delta\theta^2} \quad (5.19)$$

$$D_{i,j} = \left(\frac{3\bar{h}^2}{2\Delta\bar{z}} \cdot \frac{\partial\bar{h}}{\partial\bar{z}} + \frac{\bar{h}^3}{\Delta\bar{z}^2} \right) \frac{R^2}{L^2} \quad (5.20)$$

$$E_{i,j} = \left(-\frac{3\bar{h}^2}{2\Delta\bar{z}} \cdot \frac{\partial\bar{h}}{\partial\bar{z}} + \frac{\bar{h}^3}{\Delta\bar{z}^2} \right) \frac{R^2}{L^2} \quad (5.21)$$

$$F_{i,j} = \frac{\partial\bar{h}}{\partial\theta} \quad (5.22)$$

La pression apparaissant dans (5.10) est résolue itérativement par la méthode de relaxation SOR (Successive Over Relaxation) selon l'algorithme donné en annexe 2

Chapitre 6

Résultats et discussions

Les résultats sont donnés pour l'épaisseur du film fluide et la pression répartie pour différentes valeurs de vitesse du broyeur pendant la période de démarrage. Le programme est validé pour une alvéole puis pour deux alvéoles.

6.1 Cas d'une alvéole

Le système d'alimentation utilisé dans cette étude est la 'source d'alimentation à pression constante' qui alimente à pression constante l'alvéole axiale où un limiteur de pression, 'resistor' se trouve en amont de l'alvéole pendant la circulation du film lubrifiant (figure 6.1).

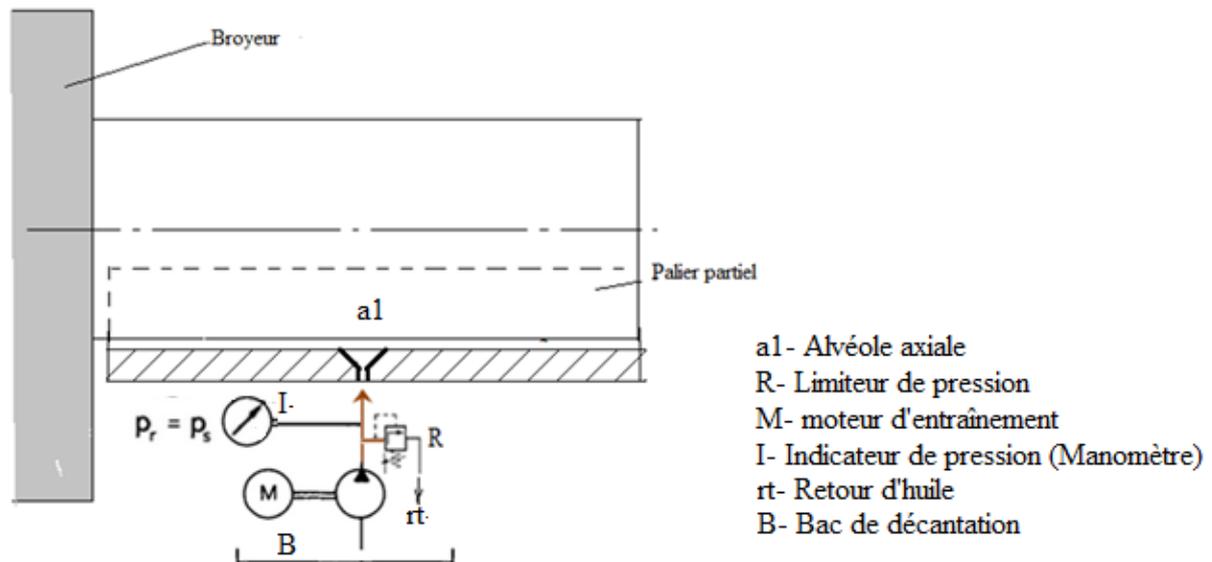


Fig. 6.1 Système d'alimentation (cas d'une seule alvéole)

6.1.1 Validation du programme : cas désalignement maximal

Les données principales de la simulation sont indiquées dans le tableau 6.1. Après exécution on obtient la validation de notre programme : la figures 6.2 montre l'épaisseur du film lubrifiant du palier désaligné pour une valeur maximale du désalignement $d_{max} = 2c$

c'est-à-dire $\lambda = 1$, $c = 4.10^{-5}$ m. L'excentricité calculée au milieu du palier est $\varepsilon = 0,8$. Le profil de l'épaisseur est un profile typique d'un palier désaligné. Ainsi ce résultat montre la validation du programme.

Tableau 6.1 Paramètres de simulation [40]

Viscosité à 40°C (Pa.s)	0.144
Rayon du palier (m)	0.95
Longueur du palier (m)	0.9
Diamètre alvéole (m)	0.06
Distance entre deux alvéoles (m) (ici une alvéole)	0.350
Distance entre paliers (entrée et sortie du broyeur) (m)	13,45
Charge totale (Kg)	$275 \cdot 10^3$
Jeu radial (μm)	60
Angle du palier partiel ($^\circ$)	150°
Haute pression (HP) (bar)	40
Basse pression (LP) (bar)	3.5
vitesse nominale de rotation (rpm)	14.7

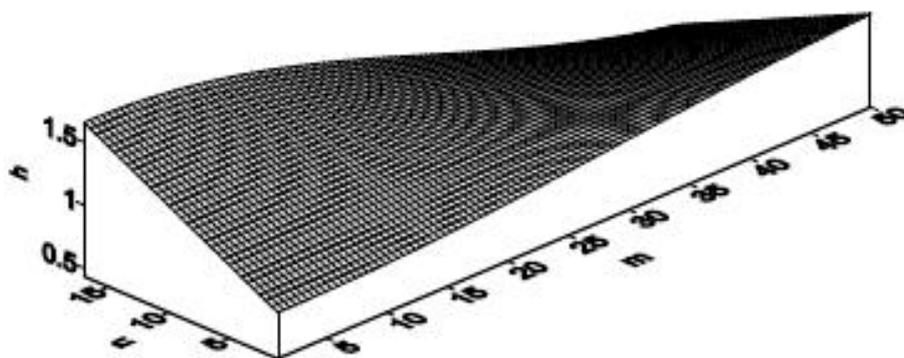


Fig. 6.2 L'épaisseur du film de lubrifiant adimensionnel du palier désaligné

6.1.2 Palier aligné (seconde vérification du programme)

Le programme peut aussi être vérifié par le cas sans désalignement.

Le palier aligné est obtenu pour $\lambda = 0$. La figure 6.3 représente le palier de tourillon aligné avec une vitesse minimale de 0.25 tr/mn, donc la pression maximale se trouve dans la zone de l'alvéole avec une valeur de 45 bars (valeur nominale en fonctionnement hydrodynamique du palier).

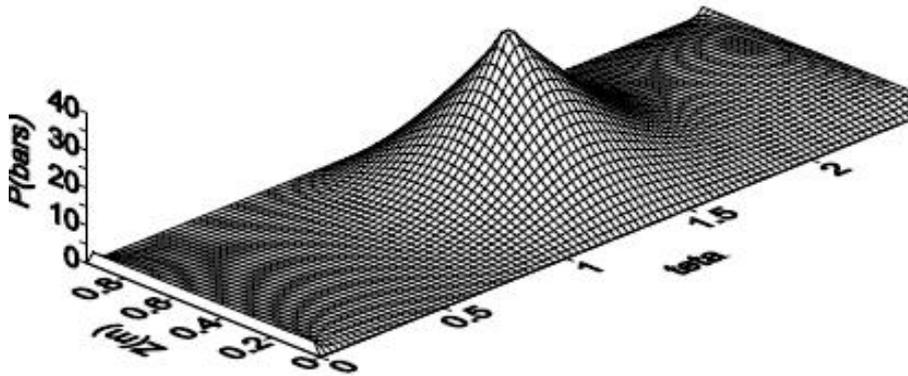


Fig. 6.3 Pression du film lubrifiant sans désalignement ($\lambda = 0$)

La figure ci-dessus montre que la pression répartie symétriquement autour de l'alvéole et atteint la valeur maximale de 45 bars au point où est situé l'alvéole. Puisque l'alvéole est situé au centre du palier la pression elle doit être répartie symétriquement sur le film lubrifiant c'est-à-dire qu'il n'y a pas de pression asymétrique d'un côté ou d'un autre, c'est-à-dire sans désalignement ce qui vérifie le programme.

L'excentricité obtenue est de $e = 0.37856$ m, ($c = 6 \cdot 10^{-5}$ m, $w = 0.25$ tr/mn). L'épaisseur correspondante est donnée par la figure 6.4. Cette courbe montre que l'épaisseur adimensionnelle du film est constante et égal à 1.3 selon la direction axiale ce qui vérifie le programme.

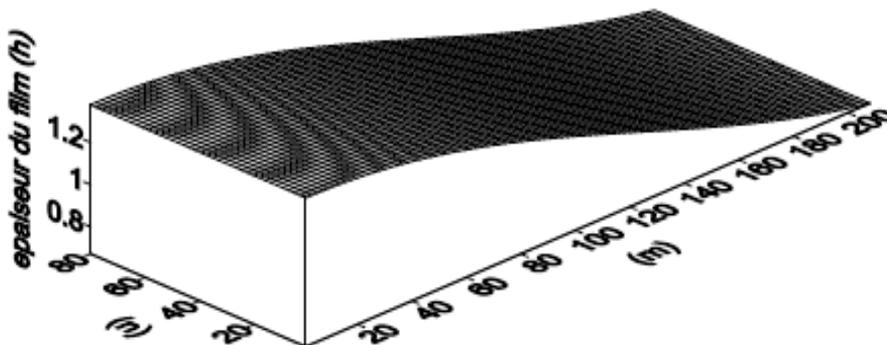


Fig. 6.4 Epaisseur h du film ($\lambda = 0$, $w = 0.25$ tr/mn, $e = 0.37856$ m, $c = 6 \cdot 10^{-5}$ m) palier aligné

La figure 6.5 représente la pression du film lubrifiant du palier de tourillon aligné avec une vitesse de 1 tr/mn.

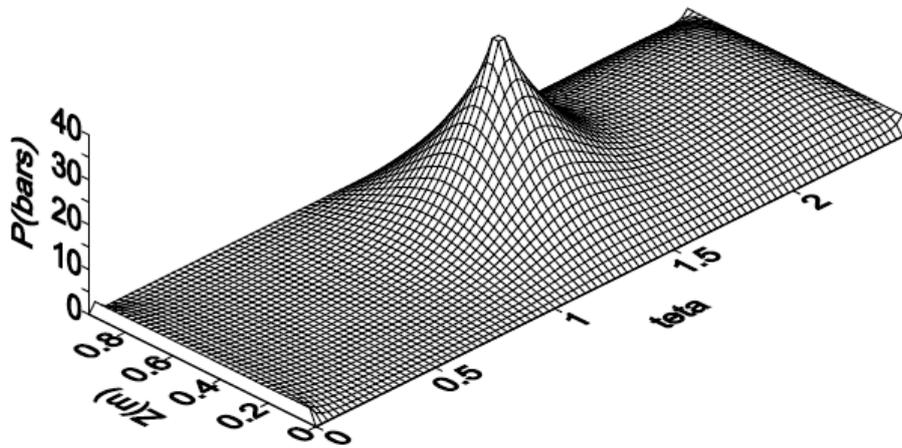


Fig. 6.5 Pression du film lubrifiant ($\lambda = 0$, $w = 1$ tr/mn, $e = 0.392$ m, $c = 6 \cdot 10^{-5}$ m)

6.1.3 Palier désaligné

Une fois le programme vérifié, on passe au calcul de la lubrification du palier désaligné au démarrage (fonctionnement hybride au démarrage).

La figure 6.6 et 6.7 montre la répartition de pression dans le palier partiel pour différentes valeurs du paramètre de désalignement (β , λ).

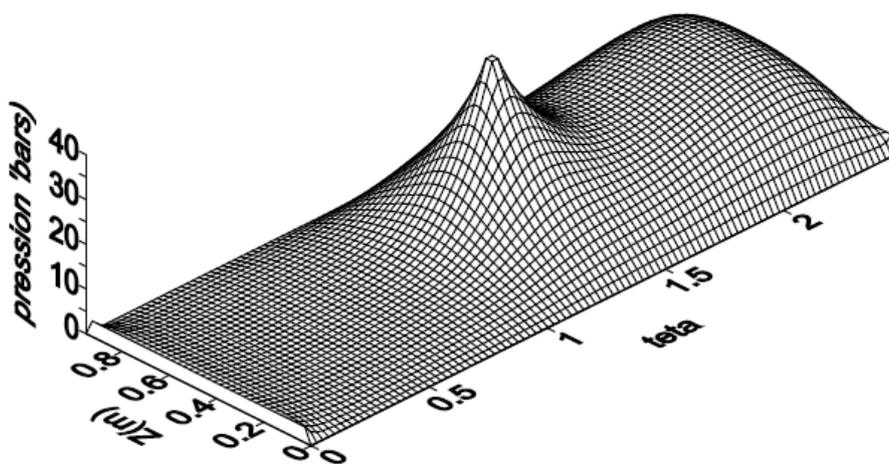


Fig. 6.6 Pression du film d'huile pour un palier désaligné ($N = 4$ tr/mn, $\beta = 65^\circ$)

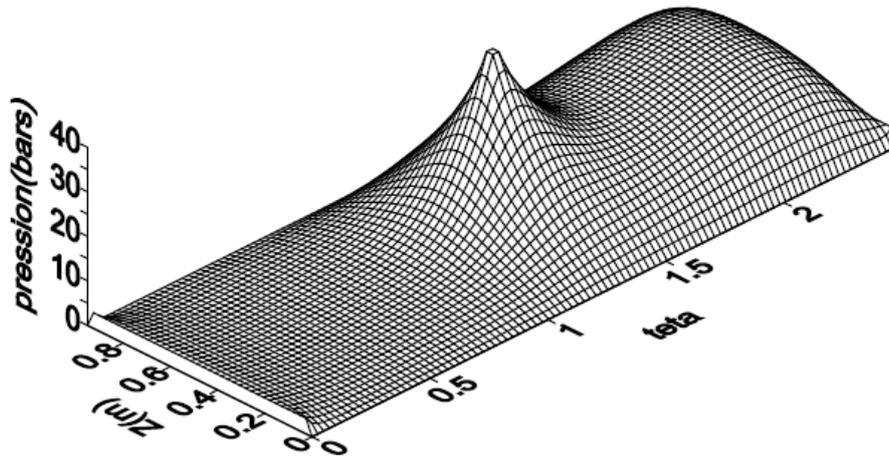


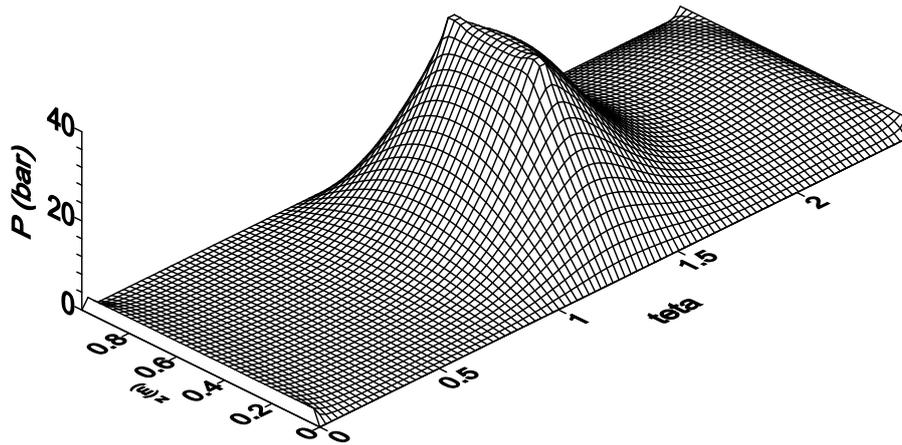
Fig. 6.7 Pression du film d'huile pour un palier désaligné ($\eta = 0.144 \text{ Pa.s}$, $c = 6 \cdot 10^{-5} \text{ m}$,
 $N = 4 \text{ t/mn}$, $\beta = 80^\circ$)

La figure montre que l'élément de palier situé sur le côté du broyeur étant déplacée vers le bas est soumis à une pression uniforme lorsque $\beta = 65^\circ$. Cette augmentation de pression lors de l'augmentation de β et de la vitesse du broyeur rotatif (figure 6.7).

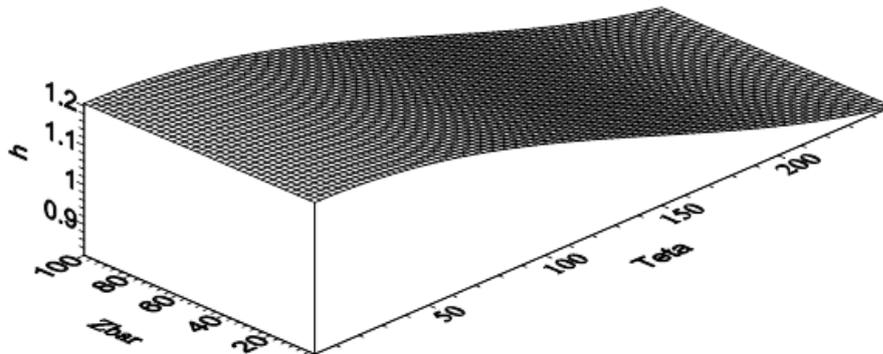
6.2 Cas de deux alvéoles

Les figures 6.8a et 6.8b montrent la validité du programme pour le cas du palier aligné à deux alvéoles. Les résultats sont donnés pour l'épaisseur du film fluide et la pression répartie pour différentes valeurs de la vitesse du palier pendant la période de démarrage du palier.

L'excentricité obtenue est $\varepsilon = 0.3$, pour une vitesse $N = 0.25 \text{ t/mn}$. On voit que la distribution de la pression est symétrique par rapport à l'axe z et le plan du milieu (Axe y). On peut remarquer aussi que la valeur maximale de la pression est située dans la zone des deux alvéoles à mi-plan et a une valeur uniforme de 40 bars, (valeur de la haute pression HP). Ce résultat est typique pour deux alvéoles axiales, comme celui obtenu dans la référence [52].



(a) Distribution de pression, $N = 0.25$ tpm, $\varepsilon = 0.306$, $c = 60 \text{ e}^{-6}$ m, $\lambda = 0$ (Palier aligné)

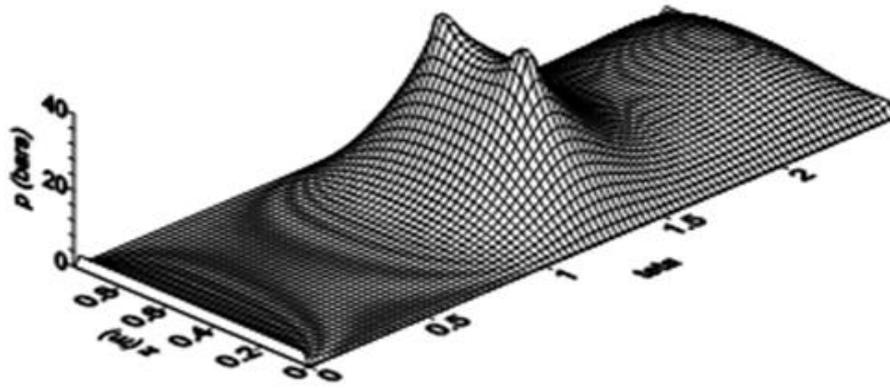


(b) L'épaisseur du film d'huile, $N = 0.25$ tpm, $\varepsilon = 0.306$, $c = 60 \text{ e}^{-6}$ m, $\lambda = 0$ (Palier aligné)

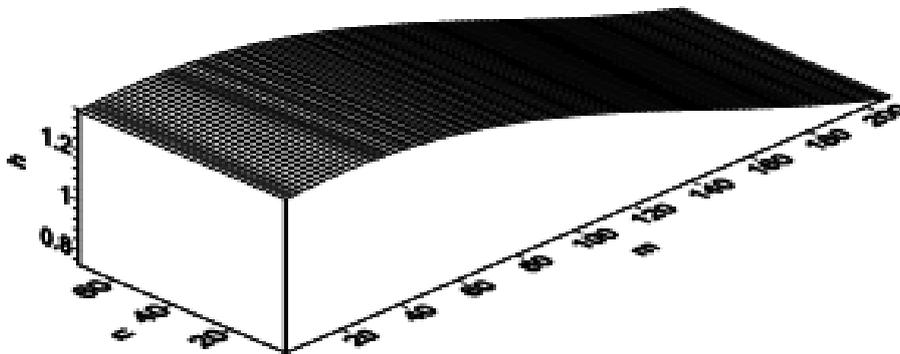
Fig. 6.8 Validation du programme pour un palier aligné

L'épaisseur du film de lubrifiant correspondant est indiquée sur la figure 6.8(b). Cette courbe montre que l'épaisseur sans dimension du film d'huile ne varie que circonférentiellement de 1.2 à 0, elle est constante et égale à 1.2 dans la direction axiale, résultat, qui vérifie le programme pour un palier aligné.

Lorsque la vitesse de rotation de l'arbre N augmente, l'excentricité et l'épaisseur du film augmentent dans le cas d'un palier aligné, comme illustré à la figure 6.9.



(a) Distribution de pression, $N = 1$ tpm, $\varepsilon = 0.365$, $c = 60 \text{ e}^{-6} \text{ m}$, $\lambda = 0$ (Palier aligné)

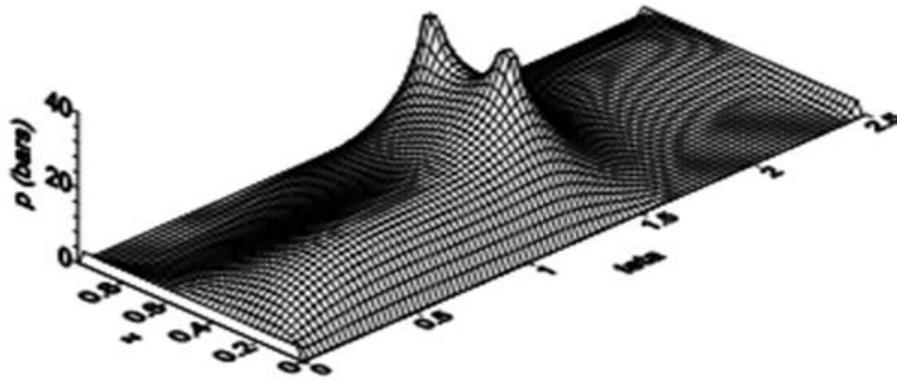


(b) Epaisseur du film d'huile, $N = 1$ tpm, $\varepsilon = 0.365$, $c = 60 \text{ e}^{-6} \text{ m}$, $\lambda = 0$ (Palier aligné)

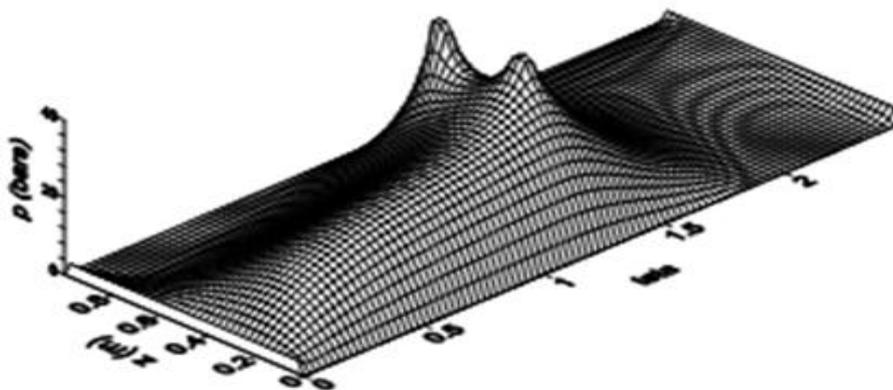
Fig. 6.9 Effet de la vitesse N sur les paramètres principaux du palier

La figure 6.10 montre la répartition de la pression dans le fluide lubrifiant pour différentes valeurs de l'angle de désalignement β . Les figures montrent que la partie porteuse située près du réservoir du côté du broyeur qui est déplacée vers le bas est soumise à une pression hydrodynamique uniforme due à la vitesse de rotation du broyeur rotatif. La pression hydrodynamique est générée circonférentiellement et axialement uniquement sur la moitié du palier situé sur le côté du broyeur. Les figures 6.10(a) et 6.10(b) montrent que cette pression augmente lorsque l'angle de désalignement β augmente.

L'emplacement de la pression générée correspond à l'emplacement du palier endommagé, comme indiqué sur la figure 6.2 (voir chapitre 4), où un côté est essuyé, tandis que l'autre n'est pas marqué. Ce résultat confirme la validité du programme développé.



(a) Distribution de pression, $N = 5$ tpm, $\beta = 65^\circ$



(b) Distribution de pression, $N = 5$ tpm, $\beta = 80^\circ$

Fig. 6.10 Palier désalignés pour $\eta = 0.144$ p_{a,s}, $c = 60 \text{ e}^{-6}$ m, $\lambda = 0.5$

6.3 Chute de pression et correction

Lorsque l'angle de désalignement β augmente avec l'inclinaison de l'arbre sur le coussinet du côté le plus chargé, la pression augmente dans l'alvéole r_1 (voir figure 4.1 dans le chapitre 4), tandis que l'écoulement fuit de l'autre côté du palier, la pression chute brusquement dans l'alvéole r_1 et devient inférieur à 40 bars (la pression va avoisiner les 20 à 30 bars ce qui est insuffisant pour le soulèvement de l'arbre dans notre cas). D'autre part, la pression générée par la vitesse de rotation au démarrage n'est pas suffisante pour atteindre le régime de lubrification hydrodynamique dans lequel une vitesse de 14,7 tr/min est nécessaire pour atteindre le régime hydrodynamique. Puis le désalignement, dû à la charge excentrée appliquée F_{ext} , continue d'augmenter et la pression de levage diminue jusqu'à ce que l'arbre entre en contact avec la surface du coussinet, ce qui provoque un essuyage sur la face

supérieure de la zone d'huile de coin convergente du coussinet. Cela ne peut pas se produire si un système d'alimentation externe adéquat permet cette variation de pression dans les creux. Cela peut être réalisé en utilisant un système d'alimentation à débit constant qui utilise un palier séparé pour chaque système d'évacuation ou à pression constante qui utilise une source commune de lubrifiant sous pression.

Le système d'alimentation utilisé dans cette étude est l'alimentation à pression constante, qui maintient généralement la pression constante, mais ne maintient pas un débit constant de lubrifiant dans le palier. La solution recommandée consiste à utiliser le 'système d'alimentation à débit constant' qui maintient un débit constant dans l'alvéole r_2 (voir figure 4.1 dans le chapitre 4) et qui permet ainsi de corriger la perte de charge dans l'alvéole r_1 .

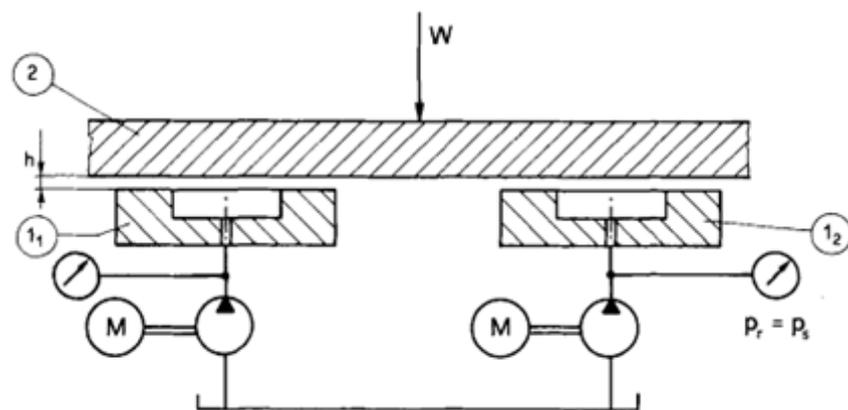


Fig. 6.11 Système d'alimentation à volume constant préconisé : une pompe pour chaque palier

Conclusion générale

Dans cette thèse l'analyse d'un palier hybride présentant un défaut de désalignement dû aux charges appliquées a été effectuée. Le palier est alimenté par deux alvéoles axiales utilisant une source externe avec système de lubrification à pression constante.

Dans cette thèse il a été présenté une compréhension d'un problème réel de la chute de pression dans le but de donner une solution appropriée.

Ainsi les travaux de thèse se sont concentrés principalement sur le défaut de désalignement du palier fortement chargé. Le problème de chute de pression est observé au démarrage, juste après la mise en fonctionnement du broyeur on aperçoit que les pressions alvéolaires sont satisfaites durant un court temps, puis il y a une perte de charge qui amène à la détérioration du régule du coussinet. Les paliers étudiés comportent chacun deux alvéoles à pression constante et supportent un broyeur de 225 t en rotation de 14.5 t/mn en régime hydrodynamique

Une application réelle est faite sur un palier hybride de broyeur rotatif ciment localisé à la cimenterie de Chlef. Les résultats montrent que les rayures importantes sur le régule ou un défaut de parallélisme entre le tourillon et le régule peuvent expliquer une perte de pression par jeu et fuite trop importante au niveau de la poche de décollage.

Ces résultats concordent avec ceux obtenus dans la présente étude. La résolution est basée sur le développement d'un programme informatique qui prédit le comportement du palier vis-à-vis du mésalignement.

Le programme est validité dans une première étape où il montré la concordance entre la localisation des dommages réels du palier est celle trouvée numériquement par le programme.

D'autre part selon les résultats obtenus dan l'étude, la principale correction recommandée est de préconiser l'utilisation d'un type approprié de système d'alimentation. Le présent système d'alimentation utilise le d'alimentation à pression constante ce qui ne permet pas de corriger la chute de pression axiale au niveau de la deuxième alvéole de sortie. On préconise alors le système d'alimentation à débit constant, qui corrige le basculement du tourillon donc le mésalignement en fournissant un écoulement de fluide constant qui évite la chute de pression dans les alvéoles.

Nous pouvons aussi proposer un coussinet moins dur (le régule du coussinet) pour préserver le matériau de l'arbre contre l'abrasion. Par exemple, on peut choisir un support acier + bronze. Des revêtements supplémentaires, à base de plomb ou nickel peuvent compléter les caractéristiques des produits.

Les résultats peuvent être très utiles pour la cimenterie afin d'éviter les chutes de pression dans l'alvéole la moins chargée, ce qui endommagerait le palier et d'accroître ainsi les performances du broyeur à ciment.

Références bibliographiques

- [1] Bernard Fantino, 'Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique, Thèse de doctorat 3ième cycle, Université Claude Bernard de Lyon, France, (1973).
- [2] Olivier Bonneau, Sébastien Berger, Jean Frêne. Comportement dynamique des paliers-Butées de lignes d'arbres soumis à des défauts géométriques. Mechanics Industry, EDP Sciences, 2004, 5, pp.41-47.
- [3] Philippe Arquès 'Diagnostic prédictif et défaillances des machines: Théorie. Traitement. Analyse. Reconnaissance. Prédiction', éditions technip, 2009
- [4] Boisset and Cie BC SA, 'Centrale de lubrification, le broyeur ciment', ECDE Cimenterie de Chlef, 2011
- [5] Boris M. Klebanov, David M. Barlam, Frederic E. Nystrom Machine Elements: Life and Design, CRC press, Taylors and Francis group, USA, 2007
- [6] Paul Robert 'Machinery's Handbook', 25th Edition, Industrial Press, Inc., 1997
- [7] M. J. Neal, 'the tribology handbook', BE, BSc(Eng), DIC, FCGI, WhSch, FEng, FIIMEchE, UK, 1995
- [8] Muzakkir, S.M., Lijesh, K. P., Hirani, H., Thakre, G.D. (2015) Effect of Cylindricity on the Tribological Performance of Heavily-Loaded Slow Speed Journal Bearing, Proc. Institute Mech. Engineers., Part J, Journal of Engineering Tribology, , vol 229, no.2, pp.178-195, 2015
- [9] Djs Barrett, 'Developments for the Calculation of Heavily Loaded Journal Bearings', EngD Thesis, Cranfield University,USA, 2010
- [10] S.M. Muzakkir , K.P. Lijesh, Harish Hirani, 'Tribological failure analysis of a heavily-loaded slow speed hybrid journal bearing', Engineering Failure Analysis, 2014
- [11] Muzakkir, S.M., Hirani, H., Thakre, G.D., Lubricant for Heavily-Loaded Slow Speed Journal Bearing, Tribology Transactions, vol.56, no. 6, pp. 1060-1068, 2013.

- [12] Yu ZHANG, Guoding CHEN and Lin WANG, ‘Thermoelastohydrodynamic analysis of misaligned bearings with texture on journal surface under high-speed and heavy-load conditions’, *Chinese Journal of Aeronautics*, 32(5): 1331–1342, 2019
- [13] Xu H. ‘Hybrid Lubrication Modeling Approaches’. In: Wang Q.J., Chung YW. (eds) *Encyclopedia of Tribology*. Springer, Boston, MA, 2013
- [14] Bassani, R. "Lubricated Hybrid Journal Bearings." *ASME. J. Tribol.* July 2011; 133(3): 034501, 2011.
- [15] Hem Chander Garg, Vijay Kumar Jadon,, ‘On the design and development of hybrid journal bearings: A review’, *Tribotest* 12(1):1 - 19 · January 2006
- [16] VK Jadan, ‘analysis and design of machine elements, I K International Publishing House; 2nd Revised edition edition , November 24, 2014.
- [17] S. Strzelecki, ‘Operating characteristics of heavy loaded cylindrical journal bearing with variable axial profile’, *Materials Research*, 8 (4), 481-486, 2005.
- [18] W. B. Rowe, *Hydrostatic, Aerostatic and hybrid bearing design*, Butterworth (1983).
- [19] X. Raud, M. Fillon and M. Helene, Numerical modeling of hydrostatic lift pockets in hydrodynamic journal bearings – Application to low speed working conditions of highly loaded tilting pad journal bearings, *Mechanics & Industry*, 14 (5) (2013) 327–334.
- [20] Gwidon W. Stachowiak, Andrew W. Batchelor, ‘Engineering tribology’, Butterworth, page 170 Australia
- [21] J. Y. Jang and M. M. Khonsari, On the Characteristics of Misaligned Journal Bearings, *Lubricants*, 3 (2015) 27-53.
- [22] Qiang LI, Shu-lian LIU, Xiao-hong PAN, Shui-ying ZHENG, ‘A new method for studying the 3D transient flow of misaligned journal bearings in flexible rotor-bearing systems’, *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering)*, 13(4):293-310, 2012

- [23] A. Krinner, W. Tsunoda, C. Wagner, T. Berninger, T. Thummel, D. Rixen, ‘Simulation and Experimental Validation of a Misaligned Rotor in Journal Bearings using Different Levels of Detail’ *Technische Mechanik*, 37, 2-5, 450 – 459, 2017
- [24] Fangrui Lv, Chunxiao Jiao, Na Ta, Zhushi Rao, ‘Mixed-lubrication analysis of misaligned bearing considering turbulence’, *Tribology International* 119, 19–26, 2018
- [25] McKee, S.A.; McKee, T.R. Pressure Distribution in Oil Films of Journal Bearings. *Trans. ASME* 1932, 5, 149–165.
- [26] Pigott, R.J.S. Bearings and Lubrication - Bearing Troubles Traceable to Design Can Be Avoided by Engineering Study. *Mech. Eng.* 1942, 64, 259–269.
- [27] DuBois, G.B.; Mabie, H.H.; Ocvirk, F.W. Experimental Investigation of Oil Film Pressure Distribution for Misaligned Plain Bearings. National Advisory Committee for Aeronautics: Kitty Hawk, NC, USA, 1951.
- [28] DuBois, G.B.; Ocvirk, F.W.; Wehe, R.L. Properties of Misaligned Journal Bearings. *ASME J. Basic Eng.* 1957, 79, 1205–1212.
- [29] P. Maspeyrot, Comportement dynamique des paliers de vilebrequin. Influence des défauts de forme et des mésalignements, Thèse de doctorat, Université de Poitiers, France, (1989).
- [30] Booker J. F., ‘Dynamically loaded journal bearings: mobility method of solution’ *Journal of basic Engineering*, ASME, series D, p.537, sept. 1965.
- [31] Zhen-peng He, Jun-hong Zhang, Wei-song Xie, Zhou-yu Li, Gui-chang Zhang, ‘Misalignment analysis of journal bearing influenced by asymmetric deflection, based on a simple stepped shaft model’, *Journal of Zhejiang University - Science A: Applied Physics & Engineering* 13(9) September 2012
- [31] Tanneau G., ‘Contribution à l’étude des paliers de bielle- Effet des rugosités’, Thèse de 3ième cycle, Poitiers, mars 1984
- [32] l Rod H.G., ‘A review of theories for the fluid dynamic effects of roughness in laminar lubricating films’, *Proc of the 4th Leeds-Lyon Symposium on tribology*, sept. 1977

- [33] Dyson A. 'Hydrodynamic lubrication of rough surfaces', Proc of the 4th Leeds-Lyon Symposium on tribology, sept. 1977
- [34] A. Cameron, Principles of Lubrication, Longmans Green and Co. Ltd., London, 1966.
- [35] I. KAIDI1, A. KABOUChE, 'effet du désalignement sur les caractéristiques dynamiques d'un palier hydrodynamique', Third International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution. ICEMAEP2016, October 30-31, 2016, Constantine, Algeria.
- [36] T. Someya (editor), Journal Bearing Data-book, Springer Verlag, Berlin, 1989.
- [37] A. Ruggiero, A. Senatore and S. Ciortan, Partial journal bearing couple stress fluids, an approximate form solution, Mechanical Testing and Diagnosis, 2 (2012) 21-26.
- [38] Michael M Khonsari, Applied Tribology (Bearing Design and Lubrication), John Wiley & Sons, 2001
- [39] Stribeck, R. (1901), Kugellager für beliebige Belastungen (Ball Bearings for any Stress), Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 45.
- [40] Cimenterie de Chlef, les broyeurs ciment, 1471 Chleff CEM, Polysius S.A.S, Nov. 2012
- [41] Frêne, J., Nicolas, D.; Degueurce, B., Lubrification hydrodynamique : Paliers et butées', Paris : Eyrolles, 1990
- [42] B. J. Hamrock, S. R. Schmid and B. O. Jacobson, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, 2nd edition, CRC Press, USA (2004).
- [43] Notes 2 Derivation of the classical Reynolds equation for the thin film flow Luis San Andrés (2010).]
- [44] Sommerfeld. A. (1904): Zur Hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. Z. Anpew. Math. Phys., vol. 50, pp. 97-155.
- [45] Gumbel L., (1921) Verleich der Ergebnisse der rechnerischen Behandlung des Lagerschmierungsproblem mit neueren Versuchsergebnissen, Monatsblätter Berlin. Bez.- V.D.I.,Sept.,125-8

- [46] K. Lingaiah, 'Machine Design Databook', Second Edition McGraw-Hill, 2003
- [47] A. Raimondi and John Boyd 'A solution of the finite journal bearing and its application to analysis and design', ASLE Transactions, Vol. 1 N° 1, April 1958
- [48] Boisset et Cie, 'Centrale de lubrification, tourillon entrée et sortie, broyeur ciment', MAAG GEAR, AG , 2011.
- [49] Tong Junfeng, Hou Honghai, Zhao Hongxia, 'The Ball Mill Driving Device Fault and the Main Bearing Lubrication Analysis', TELKOMNIKA, Vol. 11, No. 4, April 2013, pp. 2073~2078.
- [50] L. San Andrés, Bulk-Flow Analysis of Hybrid Thrust Bearings for Process Fluid Applications, ASME Journal of Tribology, 122(1) (2000) 170-180
- [51] J. L. Ligier, Lubrification des Paliers Moteurs, Technip (1997).
- [52] T. A. Stolarski, Tribology in Machine Design, Butterworth-Heinemann (2000) 175-180.
- [53] R. Bassani and B. Piccigallo, Hydrostatic Lubrication, Elsevier Science Publishers (1992)
- [54] Krzysztof NADOLNY, Seweryn KIERAŚ, New approach for cooling and lubrication in dry machining on the example of internal cylindrical grinding of bearing rings, Elsevier Science Publishers (2020)

Annexe 1:

Le Broyeur Ciment BK2

Le broyeur ciment BK2 de charge totale de 275 tonnes de la cimenterie de Chlef est un broyeur horizontal à deux compartiments remplis partiellement de boulets sphériques qui broient le clinker (figure A1).

Le broyage du clinker est dû au mouvement combiné des boulets entraînés par la rotation du broyeur dont la vitesse nominale spécifique est de 14.5 tr/min et au mouvement local des boulets à l'intérieur du broyeur rotatif [40,48-50].

Le broyage est obtenu par l'effet de la fragmentation par impacts des grains de clinker dans le premier compartiment au moyen de billes de plus grand diamètre et par écrasement dans le second compartiment.

Les principaux paramètres de dimensionnement sont donnés par :

- D Le diamètre extérieur du broyeur
- D_i Le diamètre intérieur du broyeur
- H le degré de remplissage
- L_1 longueur du compartiment 1
- L_2 longueur du compartiment 2
- Φ_1 - Diamètre des boulets dans le compartiment 1
- Φ_2 Diamètre des boulets dans le compartiment 2

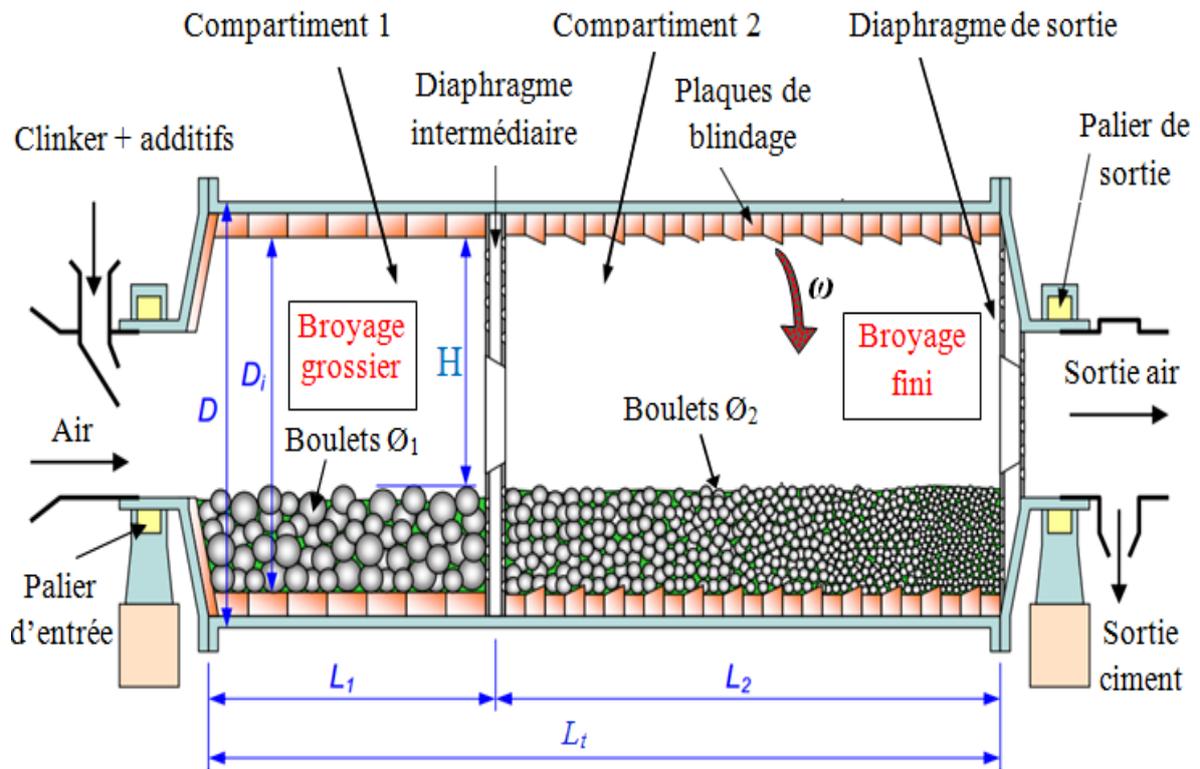


Fig. A1 : Broyeur à boulets à deux compartiments de la cimenterie de Chlef.

Annexe 2:

Algorithme de résolution par la méthode SOR

L'algorithme suivant donne la méthode SOR utilisé dans le programme de résolution de l'équation de Reynold pour la pression aux points du maillage du film lubrifiant

1. Données : facteur de relaxation ω , maillage du film lubrifiant, précision de la solution ε
2. Initialisation de la pression p_{ij} aux points du maillage
3. Calcul des coefficients de la molécule de l'équation de Reynolds :
4. A chaque itération k de SOR

- Calculer la pression en tous les points du maillage c'est-à-dire les composantes du vecteur $\{p\}$ par la relation SOR

- $$p_{i,j}^{(k+1)} = \omega \frac{1}{a_{ii}} \left(b_i - \sum_{j=1}^{i-1} a_{ij} P_{i,j}^{(k+1)} - \sum_{j=i+1}^m a_{ij} P_{i,j}^{(k)} \right) + (1 - \omega) P_{i,j}^{(k)}$$

- Vérifier la condition de convergence

$$\frac{p_{i,j}^{(k+1)} - p_{i,j}^{(k)}}{p_{i,j}^{(k)}} < \varepsilon$$

- Si la condition est vérifiée afficher le rsultat de la pression sinon retour au point 4