

I.1. Introduction

L'objet de ce chapitre est de faire un aperçu bibliographique concernant les paliers et leurs différents types, l'architecture du palier mise en place le principe de lubrification et mettre en lumière les domaines d'applications et les études faites récemment pour le calcul de leurs caractéristiques.

I.2. Historique

Les paliers et les butées hydrodynamiques ont, tout d'abord, été peu utilisés vu la complexité de leur fabrication, mais leur emploi s'est généralisé aujourd'hui car, bien d'un coût élevé, ils présentent d'excellentes caractéristiques de fonctionnement (capacité importante de charge et stabilité). Aussi, ils sont classés parmi les supports de ligne d'arbres les plus performants. Vu l'importance de ces guidages en industrie pour des machines tournantes, plusieurs études leurs sont consacrées pour analyser leur comportement; ainsi, plusieurs recherches ont été menées à l'étude des différents paramètres qui ont une influence sur leur bon fonctionnement.

La première étude a été présentée par Osborne Reynolds en 1886 où il a exposé la théorie hydrodynamique de la lubrification, mettant en évidence le phénomène de la portance (génération de la pression) au sein d'un film fluide dans un convergent par le déplacement relatif des surfaces en regard et qui est connu sous le nom de "coin d'huile". Peu de temps après, A. J. W. Sommerfeld (1868-1951) a étendu les œuvres de Reynolds spécialement dans le côté analytique pour la résolution de l'équation différentielle donnant la distribution de pression dans le film d'huile. Ensuite, Kingsbury (1933) a réalisé à la fois une analyse théorique et expérimentale (sur un viscosimètre de Couette) en tenant compte des variations de température et de viscosité dans l'épaisseur du film d'huile; il a montré en tenant compte de ces variations que la charge calculée en régime isotherme est largement surestimée.

En 1937, Swift a déterminé les valeurs des caractéristiques d'un palier en utilisant une viscosité moyenne effective calculée à partir d'un bilan thermique global. En 1946, Fogg a constaté l'existence d'une portance dans le cas d'un blochet à faces parallèles ; juste après, Cope, en 1949, a fait intervenir l'équation de l'énergie sous une forme simplifiée pour obtenir la température du film. En 1958, Cameron a montré que la portance est due aux déformations thermiques des surfaces et que la variation de la masse volumique du fluide avec la température joue un rôle non négligeable devant celle de la viscosité. Quelques années plus tard, Guillinger, Saibel, Zienkiewicz et Hunter ont proposé une méthode de résolution simultanée des équations de Reynolds et de l'énergie dans le

film d'huile. En 1962, Dowson a modifié l'équation de Reynolds classique qui devient l'équation de Reynolds généralisée et dont la résolution avec l'équation de l'énergie permet l'étude des phénomènes thermiques en lubrification hydrodynamique.

Au début des années 1960, les équations fondamentales qui gouvernent le phénomène thermique ont été mises en place; il reste donc à préciser les conditions aux limites et à résoudre un système d'équations aux dérivées partielles non linéaires à cause de la relation entre la température et la viscosité.

Au début, les études des phénomènes thermiques en lubrification ne concernent que le régime laminaire, par la suite, les recherches sont élargies aux cas des écoulements turbulents. Notons que les effets de la turbulence entraînent une puissance dissipée et des températures plus élevées et un débit faible par rapport au régime laminaire. En 1969, Castelli et Malanoski ont proposé une méthode de résolution simultanée des équations de Reynolds et de l'énergie tout en associant les déformations thermoélastiques. En 1984, Hashimoto et Wada ont proposé une théorie thermohydrodynamique en régime turbulent pour des butées à patins oscillants. Ils ont montré que les déformations thermiques et élastiques des patins et les forces centrifuges ont des effets non négligeables sur les performances des butées.

Parallèlement à ces études théoriques, beaucoup d'essais expérimentaux ont été effectués pour valider les modèles mathématiques développés. Ferron et Frêne ont construit une machine d'essai qui permet de mesurer la pression dans le film, la température de la surface de l'arbre et de coussinet, la charge, la vitesse de rotation, le débit de fluide et le positionnement relatif de l'arbre par rapport au coussinet. La comparaison des résultats obtenus sur le banc d'essai avec les résultats théoriques était très satisfaisante. De même une étude expérimentale importante sur les paliers lisses a été faite par Mitsui, Hori et Tanaka, où ils ont mesuré les températures (du palier) pour quatre paliers différents avec trois types d'huile ayant des viscosités différentes. Les résultats ont montré que la température maximale à la surface du coussinet augmente avec les accroissements de vitesse, de la viscosité du lubrifiant et avec la diminution de jeu radial du palier.

De Choudhury et Master ont réalisé une étude expérimentale afin de mesurer les répartitions circonférentielle et axiale des températures à la surface des patins; ils ont montré l'influence des conditions de fonctionnement (vitesse, charge et débit) sur la température et la puissance dissipée. Gardner et Ulschmid ont fait une comparaison des résultats obtenus en régimes laminaire et turbulent entre un palier à cinq patins oscillants et un palier cylindrique où ils ont montré que le frottement est plus élevé dans le cas du palier à patins oscillants. En 1985, Fillon, Frêne et Boncompain ont effectué des mesures de température des éléments d'un palier à quatre patins oscillants ainsi que des mesures de la position relative de l'arbre dans le palier. Les résultats obtenus sont en accord avec ceux trouvés par De Choudhury et Master ; de plus, ils ont mis en évidence

l'insuffisance de la théorie isotherme incluant un bilan thermique global à décrire les phénomènes thermiques. Capitaou, Gregory et Whithford ont trouvé que la transition du régime laminaire au turbulent est mise en évidence par une baisse de la température maximale des patins due à des échanges thermiques dans le fluide et par une augmentation de la puissance dissipée dans la butée.

D'une manière générale, depuis le début du siècle jusqu'aux années 1950, l'importance des phénomènes thermiques en lubrification a été progressivement mise en évidence. Depuis 1955 à 1965, les équations descriptives du problème ont été écrites de façon de plus en plus précise. En 1965, des conditions aux limites sont formulées même pour des géométries de complexité croissante. Des méthodes de calcul de plus en plus sophistiquées tenant compte des déformations élastiques et du régime turbulent ont été mises en évidence. Ces dernières années, soit en 1988, Ettles, Heshmat et Brockwell ont réalisé une étude théorique et expérimentale où ils ont conclu que la température maximale a une augmentation exponentielle avec l'augmentation de la vitesse de rotation nominale. En 1996, Bouard, Fillon, Frêne, ont travaillé sur l'influence des différentes caractéristiques thermiques du lubrifiant sur les performances des paliers. Les profils de vitesse à travers l'épaisseur du film et le flux de chaleur local sont donnés afin d'analyser la dissipation de la chaleur pour des régimes d'écoulement laminaire et turbulent. En 1999, Monmousseau et Fillon ont analysé le comportement thermo élastohydrodynamique (TEHD) d'un palier soumis à une charge dynamique synchrone ou asynchrone, aussi ils ont étudié l'influence de la température moyenne et du jeu radial de palier sur le comportement de ce dernier. En 2000, Daddouche, Fillon et Bligoud ont effectué des essais afin de savoir l'influence des conditions de fonctionnement (charge appliquée, vitesse de rotation et température d'alimentation) sur les caractéristiques des butées à savoir la température, la pression, le débit d'huile et l'épaisseur du film. Pierre et Fillon, ont déterminé le champ de validité du modèle THD en 2D avec celui en 3D, ils ont pris en considération l'influence du type de lubrifiant et des caractéristiques géométriques du palier (longueur de palier, jeu radial et diamètre d'arbre) [5].

I.3. Définition des paliers

Les Paliers sont des organes mécaniques fixes, supportant (les efforts dus aux inerties) et guidant l'arbre de transmission d'une machine (moteurs thermiques, compresseurs). En général, on trouve les paliers sur les supports rigides des arbres en rotation, là où les frottements sont les plus importants. Aucun palier ne supprime totalement les frottements, mais tous ont une efficacité considérable dans l'atténuation de ces derniers.

On peut distinguer deux grandes familles de paliers :

- ❖ les paliers lisses : ou l'arbre prend appui sur un coussinet et il est séparé de celui-ci par un film lubrifiant. Ils sont utilisés dans des conditions de fonctionnement très divers (charge,

température, vitesse de rotation....) de plus en plus sévères, l'échauffement à l'intérieur du film lubrifiant devient important ce qui influera sur les performances des paliers.

- ❖ les paliers à roulements : dont les corps roulants (bille ou rouleaux) séparent la bague en rotation de l'alésage extérieur.

Selon la direction de la charge par rapport à l'arbre en rotation, on distingue les deux paliers porteurs

Pour lesquels la charge est radiale, généralement appelés paliers, des paliers de butée ou butée pour lesquels la charge est axiale.

- les paliers à charges radiales sont généralement constitués par deux éléments de 180° d'arc, appelés plus communément demi coussinets et un élément de 360° d'arc, appelé bague.
- les paliers à charges axiales sont généralement constitués de demi-flasques ou de rondelles complètes.

Quel que soit le type de palier considéré, il est soit :

- monocouche (exemple d'un palier en bronze massif)
- multicouches (exemple d'un cuproplomb sur un support acier).

Pour des applications sévères, les propriétés nécessaires au bon fonctionnement du palier sont bien souvent antagonistes et le moyen le plus élégant de contourner cette difficulté est d'utiliser des matériaux multicouches qui apportent à cœur ou en surface les propriétés recherchées [6].

I.4.Description d'un palie

Le palier est caractérisé par:

I.4.1. Paramètres géométriques

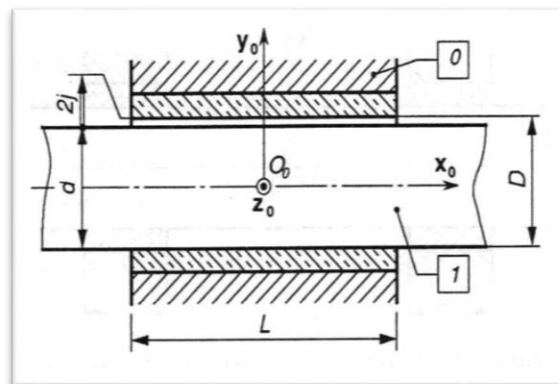


Figure I.1 : Description géométrique d'un palier lisse [10]

Avec :

- ❖ Diamètre $D = 2R$ et longueur L de la bague liée à-0;
- ❖ Diamètre $d = 2r$ de l'arbre repéré-1;

- ❖ Jeu radial $j = R - r$ entre la bague et l'arbre.

I.4.2. Architecture de la liaison du palier

Les paliers lisses servent à réaliser une liaison pivot ou bien une liaison pivot glissant. Dans les deux cas, on rencontre deux types de solution:

- **Premier Cas :** La liaison est réalisée à partir d'un seul palier « long ». Pour les valeurs usuelles de jeu ($j=D/2000$) le rapport L/D est pris supérieur à 1,5 pour conférer à l'ensemble le comportement d'une liaison pivot ou pivot glissant.

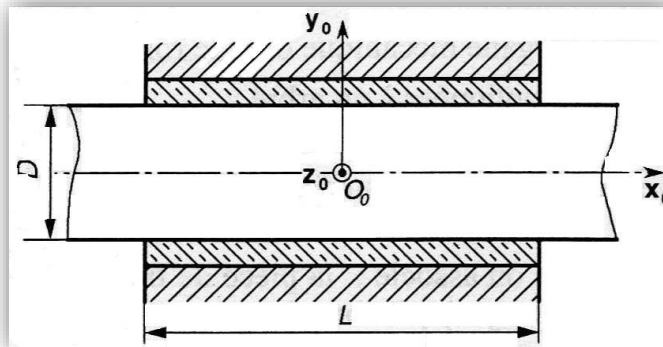


Figure I.2: Palier lisse « long » au comportement d'une liaison pivot glissant [10]

- **Deuxième Cas :** La liaison est réalisée à partir de deux paliers « courts ». Pour la même valeur du jeu on prend pour chacun d'eux un rapport L/D inférieur à 0,8 de manière à pouvoir leur associer un comportement de rotule ou de linéaire annulaire.

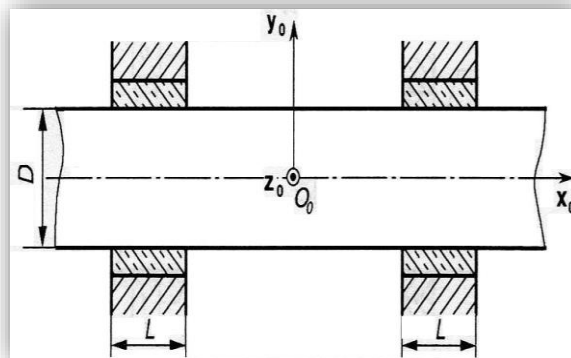


Figure I.3 : Liaison pivot réalisée par deux paliers courts au comportement d'un linéaire annulaire [10]

I.4.3. Couple de matériaux en présence

Le couple de matériaux est constitué de l'arbre en acier, souvent soumis à des traitements thermiques (trempe, revenu,...) et de la bague réalisée à partir de différents matériaux (bronze, métal fritté,...).

On note:

K : coefficient de rigidité du couple de matériaux en présence ;

f : coefficient de frottement entre l'arbre et l'alésage (modèle de Coulomb).

I.4.4. Efforts appliqués

Les efforts appliqués par l'arbre au palier sont représentables par un torseur, qui s'écrit dans le repère (O, x_0, Y_0, z_0) :

$$\{ T_{\text{arbre/bague}} \} = \left\{ \begin{array}{l} Y_0 y_0 + Z_0 z_0 \\ L_0 x_0 + M_0 y_0 + N_0 z_0 \end{array} \right\} \tag{I.1}$$

O est le centre géométrique de la liaison;

(O, x_0) matérialise l'axe de la liaison pivot;

Y_0 et Z_0 représentent les composantes de l'action de l'arbre sur la bague. Dans le cas de liaison pivot, les efforts axiaux sont supportés par une autre surface. La composante sur x_0 de la résultante est donc nulle;

L_0 représente le moment dû au frottement dans cette liaison.

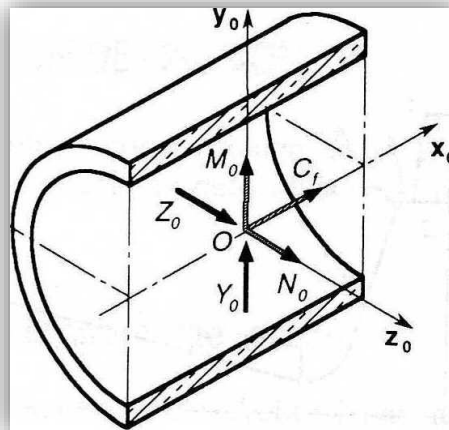


Figure I.4: Éléments du torseur d'action appliqué par la bague sur l'arbre, réduit en $O[10]$

$$L_0 = C_f = f + R \int p(M) dS \tag{I.2}$$

$p(M)$ représente la pression de contact au point M.

M_0 et N_0 représentent les composantes du moment de l'action de la bague sur l'arbre. Elles peuvent être nulles ou pas suivant le type de chargement.

➤ **Cas 1 (palier « long »)**

a) Si le chargement est centré, alors (**Figure. I.4**) :

$$W = \sqrt{(Y_0^2 + Z_0^2)} \tag{I.3}$$

Appartient au plan de symétrie du palier (0, Y_0 , Z_0).

$$M_0=N_0=0$$

b) Si le chargement est excentré, M_0 et N_0 sont différents de 0.

➤ **Cas 2 (paliers «courts»)** (Figure 1.3)

L'action de chacun des paliers sur l'arbre peut être représentée par un glisseur appartenant au plan de symétrie parallèle au plan (Y_0 , Z_0) de chacun des paliers. Ceci est d'autant plus vrai que le rapport L/D est petit.

Cette dernière configuration est la plus couramment usitée.

I.5. Définition phase de fonctionnement d'un palier

La (Figure.I.5) représente l'évolution du coefficient de frottement en fonction $\mu\Omega/P$ de pour un palier baignant dans l'huile. μ représente la viscosité dynamique du lubrifiant, Ω est la vitesse de rotation de l'arbre par rapport au palier et P la pression de contact.

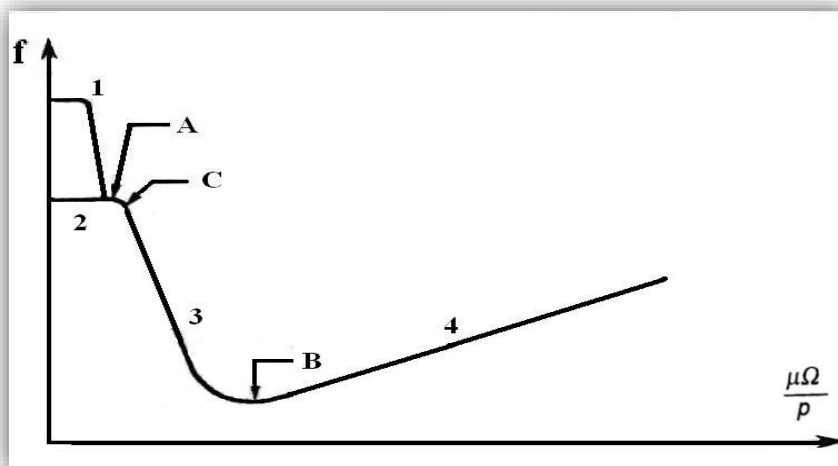


Figure I.5 : Évolution de f en fonction de $\frac{\mu\Omega}{P}$ [10]

1 : fonctionnement avec rupture de film onctueux (arrachement local ou total de la couche de lubrifiant assurant le régime onctueux)

2 : régime onctueux (avec une couche au moins mono-moléculaire de lubrifiant)

3 : régime mixte (hydrodynamique + onctueux)

4 : régime hydrodynamique

La zone 1 de la courbe représente le fonctionnement « à sec » du palier ; pour e phase de fonctionnement on a rupture du film fluide, avec pour conséquence une usure importante.

La zone 2 correspond au régime onctueux. Le régime onctueux est caractérisé par l'existence d'un

film fluide qui ne sépare pas complètement les surfaces; il existe donc des contacts métal/métal.

La zone 3 représente le fonctionnement en mixte. L'action sur palier est à la fois supportée par contact onctueux et par portance hydrodynamique.

Enfin, la **zone 4** correspond au fonctionnement en régime hydrodynamique pur. il existe entre l'arbre et l'alésage un film de lubrifiant assurant portance de l'arbre (cf. chapitre sur la lubrification).

Pour les bagues standard utilisées couramment dans les mécanismes, fonctionnement correspondra aux zones 1, 2 et à une partie de la zone 3 de la courbe.

En règle générale, le cahier des charges de la liaison précise les efforts appliqués au palier, la vitesse de rotation, les conditions physiques fonctionnement (température, frottement, ambiance) et la durée de vie.

L'objectif consiste alors à déterminer la géométrie du guidage (nombre et position des paliers, diamètre, longueur) et les matériaux constitutifs.

La zone 1 correspond à un fonctionnement à caractère statique, pour lequel la pression de contact est le facteur déterminant.

Les zones 2 et 3 correspondent à un fonctionnement du type plutôt dynamique pour lequel les critères de détermination seront à la fois la pression maximale et le produit de la pression par la vitesse de glissement ($p \times V$).

I.6. La durée de vie d'un palier

La durée de vie d'un palier est également directement influencée par les conditions de fonctionnement. L'évolution du jeu en fonction du temps comporte deux phases (Figure 1.6) :

- la première phase, où l'accroissement est rapide, correspond à la période de rodage, caractérisée par un écrasement rapide des aspérités au contact entre l'arbre et le palier. A l'issue de cette période, les caractéristiques du contact sont améliorées:
 - réduction du coefficient de frottement;
 - accroissement de la surface de contact;
 - réduction de la valeur maximale de la pression, pour un chargement donné.
- la seconde phase correspond à l'usure normale et progressive du palier, proportionnelle au temps de fonctionnement de la liaison.

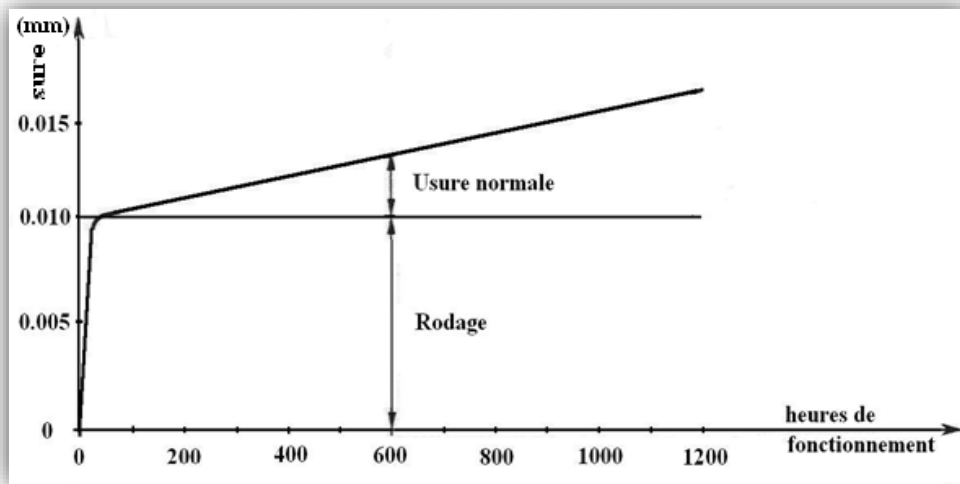


Figure I.6 : Évolution typique de l'usure [10]

La durée de vie pour une géométrie (R , L et j) et un chargement donnés du palier est conditionnée par:

- la pression de contact ;
- la vitesse de glissement ;
- les matériaux employés ;
- les conditions des fonctionnements.

Le critère pV utilisé pour l'étude du comportement thermique est également retenu par les constructeurs pour l'estimation théorique de la durée de vie. Les autres paramètres sont pris en compte par des coefficients minorant la durée de vie nominale, calculée pour un fonctionnement dans des conditions de référence (Figure 1.7).

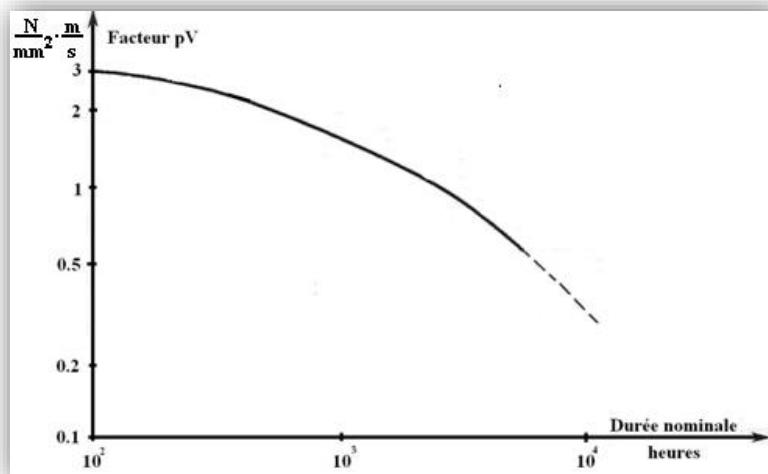


Figure I.7 : Evolution du produit pV en fonction de la durée nominale de vie [10]

I.7. Évaluation de la température du lubrifiant

Les caractéristiques de fonctionnement des paliers lisses calculé à partir de la théorie isotherme. Ce modèle suppose que la viscosité du lubrifiant à l'intérieur du film est uniforme et égale à la viscosité du fluide à la température d'alimentation.

Or la puissance dissipée par cisaillement du film se transforme en chaleur et chauffe le film. On a vu par ailleurs la forte dépendance de la viscosité avec la température. Il s'agit donc pour le concepteur d'approcher au mieux la température moyenne de fonctionnement du palier.

Cette approche peut s'effectuer de façon simple en faisant un bilan thermique global. On peut supposer en première approximation que l'intégralité de la chaleur dissipée est évacuée par phénomène convectif

Par le lubrifiant (hypothèse d'adiabaticité). Une approche fine nécessite la résolution de l'équation de l'énergie dans le film (premier principe de la thermodynamique).

On écrit alors:

$$C_a \Omega = \rho C_p Q (T_s - T_e) \quad (I.4)$$

Dans cette égalité:

ρ : masse volumique du fluide;

Q : débit volumique d'alimentation du palier;

C_p : chaleur massique du lubrifiant;

T_e : température d'entrée du fluide;

T_s : température de sortie du fluide.

La température moyenne à l'intérieur du film est approchée par:

$$T_m = (1 - \alpha) T_e + \alpha T_s \quad (I.5)$$

Le coefficient α dépend du mode d'alimentation du palier. On prend en général $\alpha = 0,5$ pour un palier alimenté à l'aide d'une rainure circumférencielle et $\alpha = 0,8$ pour une alimentation par rainure axiale.

On évalue par ailleurs la température maximale du fluide par:

$$T_{max} = 2 T_s - T_e \quad (I.6)$$

Cette température maximale est importante car elle se situe pratiquement sur la surface du coussinet au voisinage de la zone d'épaisseur minimale du film. Or les revêtements internes des coussinets sont très sensibles à la température.[9].

Les relations (I.4) et (I.5) conduisent à:

$$T_m = T_e + \frac{\alpha C_a \Omega}{\rho C_p Q} \quad (I.7)$$

$$T_{max} = T_e + \frac{2 C_a \Omega}{\rho C_p Q} \quad (I.8)$$

I.8. Différent type de palier

I.8.1. Palier hydrodynamique

Un palier hydrodynamique est constitué d'un arbre qui tourne à l'intérieur d'un coussinet fixe séparé de celui-ci par un fluide lubrifiant. Lors d'un mouvement l'arbre présente un certain excentrement par rapport au coussinet, il forme ainsi un convergent et un divergent dans le fluide. La rotation de l'arbre entraîne le fluide dans le coin convergent et crée un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge d'équilibre [6].

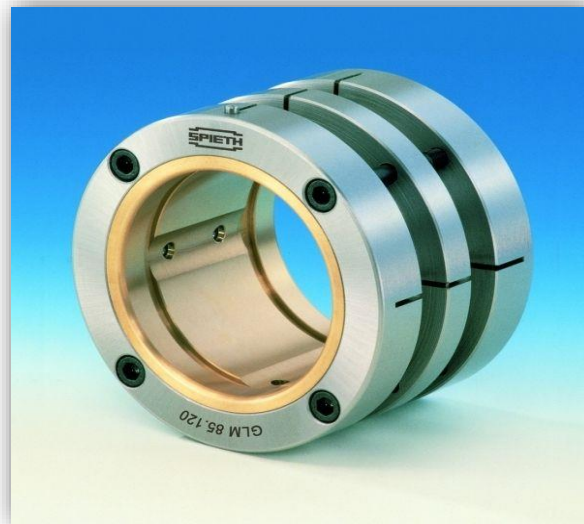


Figure I.8 : Palier Hydrodynamique

I.8.2. Paliers hydrostatiques

Un palier hydrostatique fonctionne parfaitement sous charge importante, il peut être soumis à des charges alternées, il possède par ailleurs une rigidité beaucoup plus grande. A cause des difficultés technologiques de réalisation, les paliers hydrostatiques à rainures axiales sont rarement utilisés sauf dans le cas des hautes vitesses où il est nécessaire d'évacuer une grande quantité de chaleur,

Il faut alors s'assurer que les rainures soient remplies de lubrifiant, afin d'éviter l'introduction d'air, par rotation, dans le palier

- **Avantages et inconvénients des paliers hydrostatiques**

L'inconvénient majeur est le coût et l'encombrement, cependant, dans de très nombreux cas, il est possible d'utiliser une source de pression existante pour faire fonctionner le palier. Les paliers hydrostatiques, particulièrement ceux qui fonctionnent avec des liquides, possèdent de nombreux avantages :

les deux surfaces sont toujours séparées par un film fluide, même lorsqu'elles sont immobiles, ce qui théoriquement rend l'usure nulle et assure ainsi une très grande durée de vie. Le phénomène de frottement est supprimé ;

- la pression est distribuée sur une très grande surface, il n'y a pas de concentration de pression.
- comme la portance ne résulte pas du mouvement des surfaces, l'effet des imprécisions d'usinage est atténué surtout dans le cas de liquides.

Ces paliers ont été utilisés sur des broches d'alésoises et des rectifieuses de grande précision.

- Les principales caractéristiques sont l'absence d'usure, un coefficient de frottement faible, nul au départ, une grande raideur. En revanche, le coût est élevé et la consommation de puissance due à la pompe importante. [8]

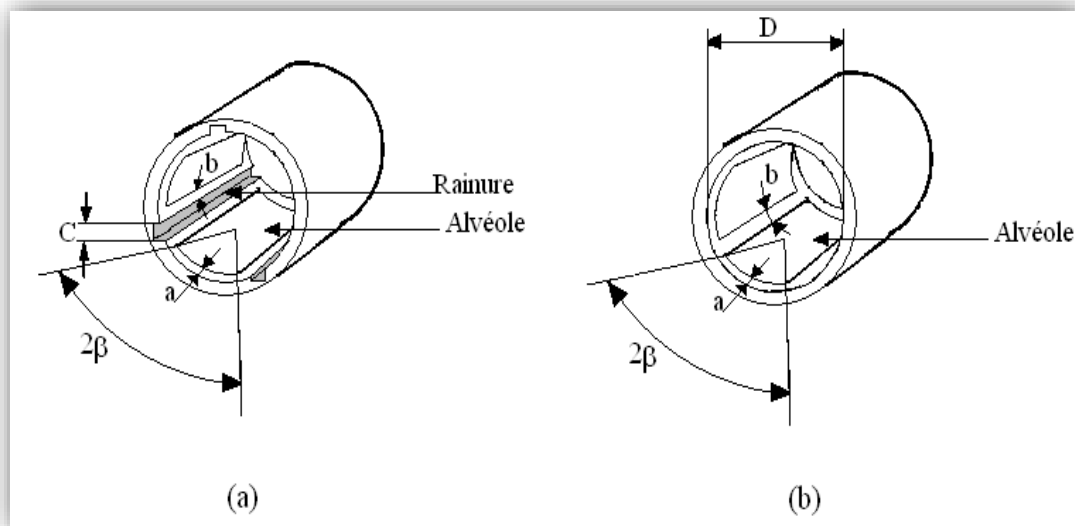


Figure I.9: palier hydrostatiques [10]

I.8.3. Paliers aérodynamiques

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

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

Cependant, l'utilisation de l'air comme fluide sustentateur entraîne des modifications importantes dans l'étude théorique des lois d'écoulement ainsi que dans les principes des réalisations et les choix technologiques.

L'utilisation des paliers aérodynamiques présente donc un certain nombre d'avantages par rapport à la lubrification à l'huile :

- Elle permet de limiter les frottements fluides et donc les variations de température, d'où la possibilité d'atteindre de grandes vitesses de rotation (application aux réacteurs et aux turbines de conditionnement d'avions).
- Elle donne une très grande précision de guidage en rotation et en translation (application aux tables de machines- outils faiblement chargées usinage d'alliages légers).
- Elle permet une meilleure fiabilité (le mécanisme fonctionnant à lubrifiant perdu) cependant, la faible viscosité des gaz présente également des inconvénients ; ainsi dans la conception d'un dispositif utilisant un palier ou une butée à gaz, un certain nombre de problèmes doivent être prise en compte.
- Faible capacité de charge de ces mécanismes ; les pressions maximales rencontrées dans le film fluide sont de 10 à 20 fois plus faibles que celles des paliers à l'huile.
- Problèmes technologiques liés à la fabrication : afin de conserver des charges portantes raisonnables, il est nécessaire de diminuer le jeu radial ce qui entraîne une qualité d'usinage très poussée, une stabilité dimensionnelle des matériaux utilisés ainsi qu'une bonne qualité de l'air.
- Problèmes des instabilités de ces dispositifs que l'on peut regrouper en deux grandes familles :
 - les vibrations dues à une perturbation extérieure (vitesse critique d'ensemble),
 - les vibrations auto excitées (frottement, plaquage).
- Lors des phases d'arrêt - démarrage, il y a contact entre les surfaces en regard avant la création du film fluide d'où la nécessité de prévoir un revêtement de surface.
- Ce type offre le maximum de capacité de vitesse (au-delà de 100 m/s), les pressions acceptables sont faibles, de l'ordre de 0,3 MPa, les coefficients de frottement statique et dynamique proches de ceux des paliers à l'huile. Soit respectivement 0,15 et 0,005, la fiabilité est excellente, les durées de vie sont possibles jusqu'au plus de 100 000 h [9].

I.8.4.Paliers aérostatiques

Leurs vitesses pouvant aller sans problème au-delà de 100 m/s, la pression est de 0,1 à 0,2 MPa suivant la source de pression. Le coefficient de frottement statique est nul, le coefficient de frottement dynamique dépendant de la vitesse (il est de l'ordre 0,003).

L'alimentation en fluide à partir d'une source extérieure sous pression permet l'obtention d'un film fluide à vitesse nulle et donc d'un coefficient de frottement nul au départ. En revanche, l'alimentation en fluide sous pression n'est pas gratuite comme pour les paliers aérodynamiques, on n'a pas à se préoccuper de la récupération de fluide.

I.9. Paliers lisses hydrodynamique

Les paliers lisses hydrodynamiques sont des organes de machines tournantes séparés par un film mince de fluide. Un palier hydrodynamique est constitué d'un arbre qui tourne à l'intérieur d'un coussinet fixe, séparé de celui-ci par un film de fluide lubrifiant. Lors d'un mouvement l'arbre présente un certain excentrement par rapport au coussinet, il forme ainsi un convergent et un divergent dans le fluide. La rotation de l'arbre entraine le fluide dans le coin convergent et crée un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge et l'équilibre.

Les principaux paramètres qui interviennent dans la définition de ces paliers sont nombreux dont on peut citer :

- les paramètres géométriques : diamètre, longueur, jeu radial,
- les paramètres cinématiques : vitesse de rotation, charge,
- les paramètres dynamiques : charge variable, mode de rotation (continu ou alternatif), vibrations....
- les paramètres caractéristiques du lubrifiant : viscosité dynamique, masse volumique, chaleur spécifique.
- la nature des matériaux formant les paliers.

Ainsi la détermination des paliers hydrodynamiques ne dépend pas seulement de la théorie de la lubrification mais aussi d'un ensemble de conditions liées à l'environnement des mécanismes. Il est possible de présenter leurs principales caractéristiques de fonctionnement.

Tout d'abord l'épaisseur minimale du film lubrifiant doit toujours être nettement supérieure à la somme des hauteurs des aspérités des surfaces, si non l'usure rapide du coussinet sera due soit à l'abrasion soit plus rapidement encore au grippage des surfaces.

Par ailleurs, sous l'effet de ces charges dynamiques, des phénomènes de cavitation dans le film lubrifiant du palier peuvent conduire à la destruction du coussinet par fatigue [10].

La température maximale du palier peut être évaluée de façon approchée à l'aide d'un bilan thermique global du palier ; elle peut aussi être calculée avec une excellente précision en effectuant une analyse fine du problème thermo élasto hydrodynamique de l'ensemble du palier.

Comme la plus grande partie de la chaleur est évacuée par le fluide, la connaissance du débit de lubrifiant nécessaire au bon fonctionnement du palier est importante.

Dans la plupart des paliers et des butées hydrodynamiques, l'écoulement du fluide dans le film lubrifiant s'effectue en régime laminaire ; cependant l'emploi de fluides de très faible viscosité,

de l'eau par exemple, ou la nécessité d'utiliser des paliers de grandes dimensions fonctionnant à vitesses élevées entraînent des changements de régime dans le fluide dont l'écoulement peut devenir turbulent. Le calcul des caractéristiques du palier s'effectue alors en tenant compte des changements de régime dans le fluide

On distingue deux grandes familles des paliers lisses hydrodynamiques :

I.9.1. Paliers lisses circulaires

Les paliers lisses sont fréquemment utilisés ; les plus simples sont constitués d'un arbre en acier tournant dans un alésage (coussinet) en bronze ou en acier en présence de lubrifiant, (Figure I.10) sur certains mécanismes, ils correspondent à la meilleure solution technologique existant actuellement. On les rencontre dans les moteurs thermiques, les compresseurs,

Un palier lisse peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs :

- 1) Le jeu radial $C = R_c - R_a$
- 2) Le jeu relatif R/C
- 3) Le rapport de la longueur au diamètre du palier L/D

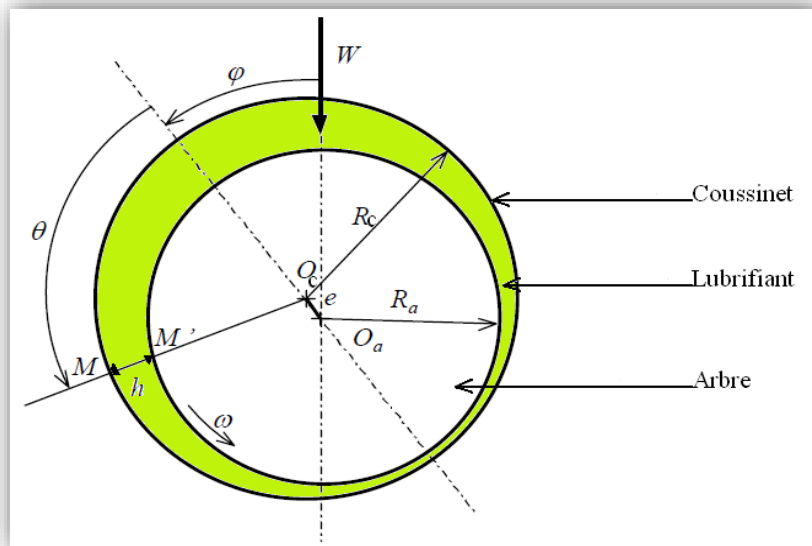


Figure I.10 : Définition de la géométrie d'un palier lisse

La (Figure I.11) présente les trois phases que l'on observe lors de la mise en route sous charge d'un palier . les point O_a et O_c représentent respectivement les centres de l'arbre et du coussinet , tandis que W désigne la charge extérieure appliquée à l'arbre .

À l'arrêt, (Figure. I.11a) l'arbre et le coussinet sont en contact , la génératrice commune est opposée à la charge et la distance $O_a O_c$ est égale au jeu radial C .

Au démarrage (Figure. I.11b), l'arbre roule en glissant à l'intérieur du coussinet, le régime de lubrification est dit mixte, le lubrifiant est entraîné dans l'espace convergent formé par l'arbre et le coussinet.

Dès que la vitesse de rotation devient suffisante, il y a création d'un champ de pression hydrodynamique qui s'oppose à la charge (Figure. I.11c) Pour une vitesse de rotation stable, et une charge W constante, le centre de l'arbre occupe une position fixe à l'intérieur du coussinet.

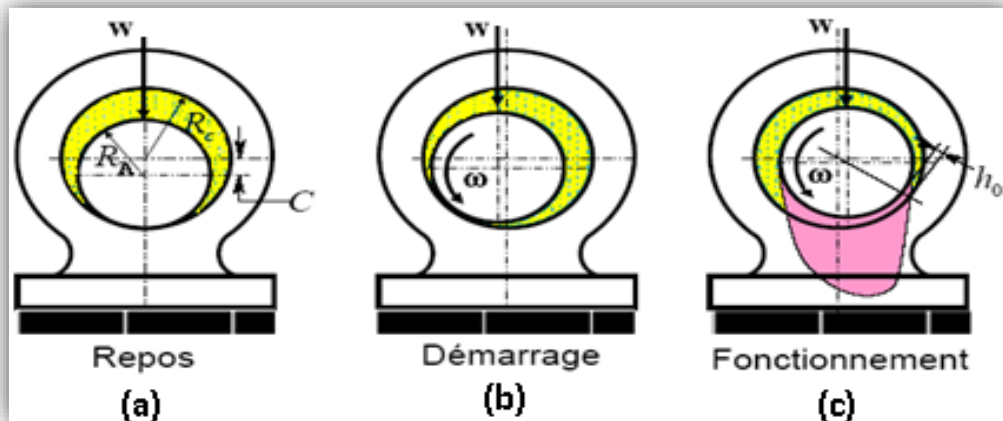


Figure I.11 : Schéma des trois phases d'un palier lisse sous charge

Le palier lisse cylindrique possède une capacité de charge élevée avec la présence d'une rainure d'alimentation axiale ; d'une rugosité faible et d'une mauvaise stabilité mais d'une réalisation simple, dans le cas d'une charge faible, ce palier devient instable. Pour les paliers lisses à une rainure circumférentielle sont caractérisés par une rigidité faible, une capacité de charge moyenne et d'une mauvaise stabilité mais ils sont idéals pour les charges dynamiques.

D'après le rapport de la longueur au diamètre du palier L/D on distingue deux types de paliers :

- palier infiniment long : le rapport L/D est grand, supérieur à 4, dont l'écoulement est purement circumférentielle.
- Palier infiniment court : lorsque le rapport L/D de la longueur au diamètre du palier est faible inférieur ou égale à $1/8$.

I.9.2. Paliers non circulaires

A. Paliers à lobes

➤ Paliers à deux lobes

Ces types de paliers sont de simple réalisation, on les rencontre dans les réducteurs à engrenages, ils supportent une charge d'une capacité assez élevée. possèdent une rigidité

moyenne et une moyenne stabilité mais l'amplitude est mauvaise pour des charges tournantes, (Figure I.12).

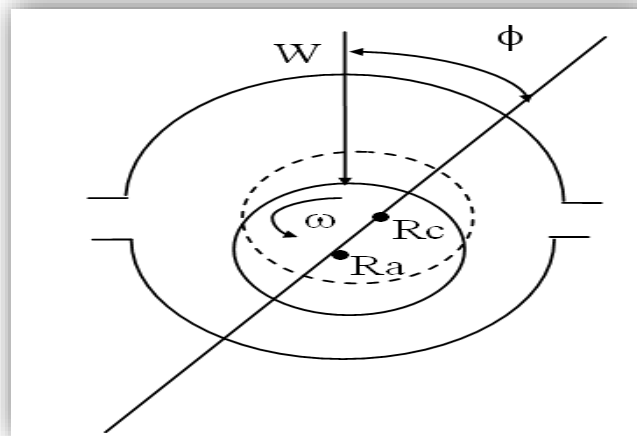


Figure I.12 : Schéma d'un palier a deux

➤ **paliers à trois lobes**

Ils supportent une charge moyenne, ils sont caractérisés par sa bonne stabilité et leurs rigidités élevées, ces paliers sont caractérisés également par ces lobes symétriques qui sont de réalisation difficile. Un autre type de palier à trois lobes asymétriques, (fig 1.13), supporte une charge assez élevée et possède une très grande rigidité et une très bonne stabilité mais de réalisation difficile. L'arbre étant en position centrée, on définit deux types de paliers à lobes selon le lieu de la ligne des centres O_i vis- vis des lobes.

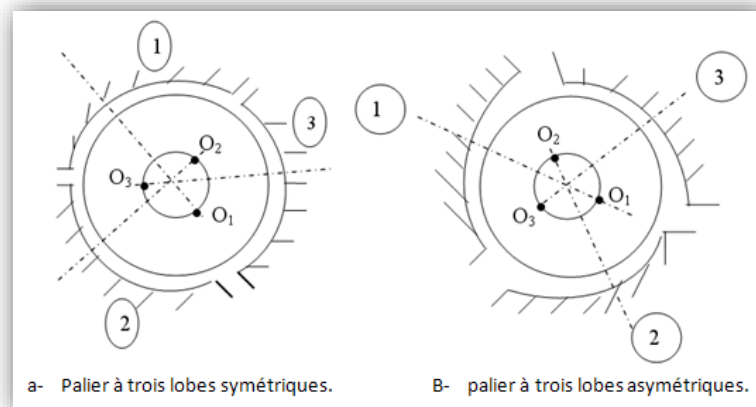


Figure I.13 : Palier à trois lobes

Si cette ligne des centres est l'axe de symétrie du lobe, le palier est dit à lobes symétriques (Figure I.13a), dans le cas contraire, il est dit à lobes asymétriques (Figure. I.13b).

Les caractéristiques géométriques d'un palier à lobes imposent donc la définition des grandeurs suivantes (Figure .I.14).

Le nombre de lobes (n),

- l'amplitude circonférentielle β_i
- les rayons R_L des lobes, R_a de l'arbre et R_b du cercle inscrit au coussinet,
- Le pré charge géométrique (a), qui correspond à la distance entre le centre géométrique du palier et le centre de courbure du lobe considéré,
- la position des lobes vis- à -vis d'un axe fixe arbitraire (o, x) caractérisé par la coordonnée angulaire θ_{1i} et ψ_i , ou θ_{1i} positionne le début du lobe (i) et ψ_i repère sa ligne des centres en position centrée(o, i, o),
- l'amplitude circonférentielle γ_i (et axiale) au rainures de découplage.

La connaissance de ces grandeurs permet de définir :

- le jeu radial d'usinage : $C_l = R_l - R_a$
- le jeu radial d'assemblage : $C_b = R_b - R_a$
- le coefficient de pré charge géométrique : $m = a/C_l$

Si ($m = 0$), le palier n'est pas pré chargé, c'est un palier circulaire à (n) rainures axiales, tandis que la valeur ($m = 1$) représente le cas limite où il y a contact permanent entre l'arbre et chacun des lobes.

- le coefficient d'asymétrie α_i : $\alpha_i = (\psi_i - \theta_{1i})/\beta_i$ qui caractérise le rapport de l'amplitude de la région convergente à celle de lobe. Si $\alpha_i = 0,5$ le lobe est symétrique, si $\alpha_i = 1$ tout la région est convergent.

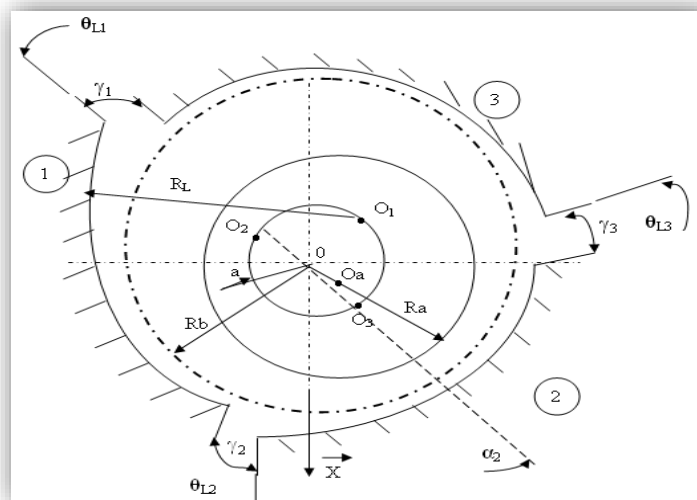


Figure I.14 : Caractéristiques géométriques d'un palier à 3

B. Paliers à patins oscillants

Un palier à patins oscillants est composé de (n) patins, identiques ou non, individuellement articulés autour de pivots, situés généralement sur un cercle appelé (cercle de pivots) (R_b), (Figure 1.15).

Ce type de palier supporte une charge de capacité assez élevée et d'excellente stabilité. Sa réalisation est difficile.

Il y a un risque de détérioration des pivots dans le cas d'une charge tournante ou d'une charge dynamique. Lors que le palier est chargé, l'arbre est excentré. Les patins tournent autour de leurs pivots et occupent une position d'équilibre statique tel que l'action hydrodynamique exercée sur chaque patin passe par son pivot et que la résultante de toutes les forces \vec{F} , soit égale et opposée à la charge extérieure supportée par le palier.

En régime dynamique, les patins suivent le mouvement de l'arbre ; ceci est à l'origine de la grande stabilité de ce palier. Les principaux paramètres d'un palier à patins oscillant sont :

- le nombre de patin (n),
- le rayon de l'arbre R_a ,
- le rayon de (cercle de pivots) R_b ,
- l'amplitude angulaire β , le rayon de carbure R_p ; la masse équivalente de chaque patin $M = l/R_p^2$.
- la position des pivots ψ ,
- jeu d'usinage $C_p = R_p - R_a$,
- le rapport α/β qui définit la position angulaire du pivot,
- la distance (a) qui sépare le centre géométrique du palier du centre de courbure du patin,
- le coefficient de pré chargem = a/C_p ,
- le jeu d'assemblage $C_b = C_p - a = C_p(1 - m) = R_b - R_a$. [7].

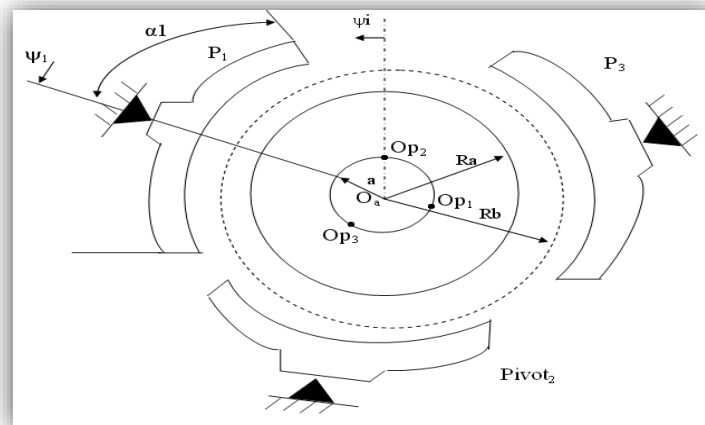


Figure I.15: Schématisation d'un palier à patin oscillant

I.10. Critère de choix du palier

Confronté aux problèmes techniques, il nous apparaît opportun de définir des critères de choix en étant largement conscient de l'ambition et de la nécessité de tels propos.

1. Les facteurs essentiels conditionnant le choix d'un palier sont :

La pression diamétrale P_d [bar], c'est-à-dire le quotient de la charge portante souhaitée W [daN] et de la surface projetée du coussinet $L.D$,

$$P = \frac{W}{LD} \quad (I.9)$$

Avec :

- L (m) largeur du coussinet
 - D (m) diamètre intérieur du coussinet.
2. La valeur de la vitesse linéaire V [m/s] :

$$V = \omega_a R \quad (I.10)$$

Où : ω_a (rad/s) vitesse de rotation de l'arbre par rapport au coussinet.

$$R = \frac{D}{2} \quad (I.11)$$

3. La température de fonctionnement du palier, qui conditionne le choix du fluide lubrifiant, (la température de fonctionnement est celle du fluide à la sortie du palier),
4. La charge peut être de direction et de module fixés (fonctionnement stationnaire en chargement statique) ; il faut alors envisager le problème de stabilité de la position de l'arbre dans l'alésage qui conditionne la précision de la machine : si la charge est de direction et ou de module variable (cas d'un chargement dynamique) ; le dispositif d'alimentation doit alimenter en fluide tout le palier.
5. Le fluide lubrifiant, s'il est imposé par le contexte de la machine, est-il contaminant ? (cela conditionne l'emploi de dispositifs étanches).
6. Le palier peut être rapide et avoir tendance à chauffer, L/D a alors une valeur au voisinage de 0,5.
7. Pour les valeurs des vitesses périphériques v de l'ordre de 20 m/s, $L = D$ sera retenu.
8. Les critères retenus, peuvent controversés et, inévitablement, feront l'objet d'une évolution néanmoins face à un problème.

Il est à noter que les valeurs maximales du produit $P_d v$ sont relatives à un palier de 20 mm de diamètre et de rapport $L/D = 1$.

Si le diamètre est de l'ordre de 40 mm avec un rapport $L/D = 1$, il convient de réduire ces valeurs de 20% et de 40% dans le cas d'un diamètre de 80 mm. Les conductivités des matériaux étant voisines de celles de l'acier.

I.11. Lubrification et lubrifiant

Le rôle principal d'un lubrifiant est de réduire le frottement et l'usure des surfaces en frottement en introduisant un film entre les surfaces en contact glissant de deux corps massifs. Une grande variété de matériaux peuvent être utilisés comme lubrifiants à l'état gaz, liquide ou solide.

I.11.1. Fonctions des lubrifiants

Elles sont multiples :

- Diminuer les frottements et les résistances passives dans les machines.
- Améliorer leur rendement et économiser l'énergie.
- Protéger les organes lubrifiés contre les diverses formes de corrosion et d'usure, donc contribuer à leur longévité.
- Evacuer la chaleur produite dans les moteurs ou lors de l'usinage.
- Favoriser l'équilibre thermique des machines.
- Améliorer l'étanchéité vis-à-vis des gaz, des liquides ou des poussières.
- Eliminer les impuretés et les débris d'usure.
- Transmettre de l'énergie ou de la chaleur.
- Assurer l'isolation électrique.
- Améliorer l'état de surface des pièces usinées.

I.11.2. Notions fondamentales

- Un lubrifiant est un produit qui satisfait à trois conditions fondamentales :
- Un film doit pouvoir être formé à la surface des pièces.
- Le film formé doit être maintenu au contact.
- Le film formé et maintenu doit se déformer facilement, sans se rompre, par cisaillement.

Pour des surfaces correctement lubrifiées, le frottement et l'usure apparaissent comme deux grandeurs indépendantes ; en revanche, une lubrification médiocre les met en relation directe. Une partie de l'usure provient de l'attaque chimique. Si cette dernière forme des composés faciles à cisailier, les facteurs de frottement faibles iront souvent de pair avec une usure importante.

L'utilisation inconsidérée de lubrifiants ou d'additifs susceptibles d'attaquer les surfaces peut entraîner de graves désordres.

L'onctuosité est une variable que l'on ne sait pas encore chiffrer et qui qualifie le comportement global des trois matériaux en présence, le lubrifiant et les deux pièces, compte tenu des traitements de surface éventuels et de l'ambiance. Elle caractérise la plus ou moins grande solidité des manteaux protecteurs.

La viscosité sera étudiée en détail. C'est une propriété fondamentale pour deux raisons aussi essentielles que contradictoires : un bon rendement mécanique impose un lubrifiant très fluide Mais la sécurité de fonctionnement liée à l'épaisseur des films superficiels le fait préférer très visqueux.

I.11.3. Régimes de lubrification

On passe progressivement du frottement sec à la lubrification « idéale » où un film suffisamment épais sépare complètement les pièces. La transmission des efforts est assurée dans le premier cas par les seules aspérités des surfaces, dans le second par la pression qui règne dans la couche de lubrifiant.

Le frottement lubrifié ou médiat est subdivisé en plusieurs régimes différents :

1. Lubrification limite: L'épaisseur du film lubrifiant est insuffisante pour isoler complètement les solides en contact ; si la charge devient trop forte, il ne subsiste qu'une couche adsorbée quasi mono moléculaire.

C'est la solidité de cette dernière qui empêche les contacts métal sur métal. L'aptitude du lubrifiant à former une couche adhérente, appelée onctuosité, est ici une qualité primordiale.

2. Lubrification onctueuse : La couche de lubrifiant est plus épaisse, elle commence à porter une partie des charges mais il subsiste des contacts entre les aspérités des pièces. En général, les pressions sont plutôt importantes et les vitesses relatives plutôt faibles.

3. Lubrification hydrodynamique : Le lubrifiant liquide est entraîné et mis sous pression par le mouvement relatif des surfaces. Il sépare totalement ces dernières et supporte l'intégralité des charges, grâce à sa viscosité, qui correspond à sa résistance à l'écoulement. Dans ce cas de figure les vitesses relatives ne sont jamais très faibles mais les pressions restent modérées, de sorte que l'on peut négliger les déformations des pièces et la compressibilité du lubrifiant.

4. Lubrification élasto-hydrodynamique : C'est un cas particulier du précédent, lorsque la pression dans le film liquide est suffisante pour déformer localement les solides en contact, comme c'est le cas lors du fonctionnement des engrenages. Cette déformation change la géométrie du film et la répartition des pressions, mais aussi les caractéristiques des lubrifiants.

5. Lubrification hydrostatique ou aérostatique : Elle consiste à envoyer, à l'aide d'une pompe ou d'un compresseur, un liquide ou un gaz sous pression pour séparer les surfaces qui peuvent alors être ou non en mouvement relatif. Elle est la garantie d'un frottement extrêmement faible et d'une absence quasi totale d'usure mais il faut une source d'énergie extérieure.

1.12. Viscosité de lubrification

De toutes les propriétés physiques et chimiques à considérer en lubrification, la viscosité est l'une des plus importantes. Dans les paliers, les engrenages et les systèmes hydrauliques où le régime de fonctionnement est hydrodynamique, c'est la viscosité qui détermine les pertes par frottement, la capacité de charge et l'épaisseur du film d'huile.

La viscosité est véritablement une mesure de l'aptitude physique d'un fluide à assurer la lubrification par film complet sous des conditions définies de vitesse, de charge et de température.

I.12.1. Définition de la viscosité

Selon la norme N.F. T 60-100 de Novembre 1959 : « La viscosité d'un liquide est la propriété de ce liquide, résultant de la résistance qu'opposent ses molécules à une force tendant à les déplacer par glissement dans son sein ».

Ainsi la viscosité d'un fluide est la résistance opposée par ce fluide à tout glissement interne de ses molécules les unes sur les autres. Cette force de résistance peut être calculée par la formule de Newton relative à l'écoulement laminaire d'un fluide entre une surface mobile animée d'une vitesse V et une surface fixe (fig 1.16). Entre ces deux surfaces les différentes « pellicules » de fluide vont également se déplacer à des vitesses v différentes variant de 0 à V .

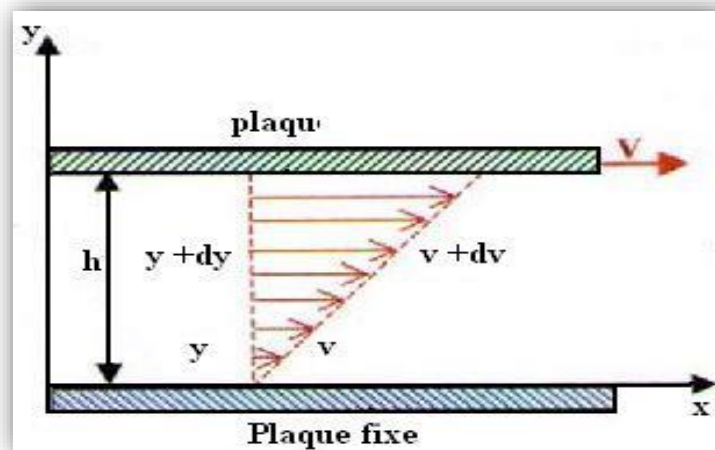


Figure I.16 : Distribution des vitesses

Si à une distance y de la surface fixe, la vitesse de la pellicule de fluide est v et devient $v + dv$ à la distance $y + dy$ alors la contrainte tangentielle σ_{xy} appelée fréquemment contrainte de cisaillement, et notée τ est donnée par :

$$\tau = \sigma_{xy} = \mu \frac{dv}{dy} \quad (\text{I.12})$$

Où μ est un coefficient caractéristique du fluide appelé viscosité dynamique. L'hypothèse selon laquelle il existe un coefficient de proportionnalité, appelé viscosité dynamique, entre la contrainte de cisaillement et le gradient de vitesse est justifié par l'expérience pour un grand nombre de fluides, dits fluides newtoniens. Parmi ceux-ci, on trouve l'eau et de nombreuses huiles lubrifiantes. La présence de macromolécules, ou des conditions sévères d'utilisation, font que la relation de proportionnalité n'existe pas toujours : le fluide est alors non newtonien.

Dans le cas général, pour un fluide newtonien, la relation qui lie le tenseur des contraintes σ_{ij} au tenseur des taux de déformation ε_{ij} s'écrit :

$$\sigma_{ij} = (-p + \lambda\theta)\delta_{ij} + 2\mu\varepsilon_{ij} \quad (\text{I.13})$$

Avec : $\theta = \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$

Dans cette relation, p est la pression, θ le taux de dilatation cubique, δ_{ij} le symbole de Kronecker et μ et λ deux coefficients de viscosité. Pour un fluide incompressible $\theta = 0$: le second coefficient de viscosité λ n'intervient plus.

I.12.2. Unités de viscosité

De la relation ci-dessous, on tire immédiatement l'équation dimensionnelle de la viscosité dynamique μ :

$$\mu = ML^{-1}T^{-1} \quad (I. 14)$$

En mécanique des fluides, s'introduit fréquemment dans les calculs la quantité $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique du fluide. Cette viscosité ν s'appelle la viscosité cinématique. Ses dimensions sont :

$$\nu = L^2T^{-1} \quad (I. 15)$$

L'unité de viscosité dynamique, dans le système normalisé (S.I.) est le Pascal seconde (Pa.s) identique au Poiseuille (P l) anciennement utilisé dans le système M.K.S.A.. C'est le coefficient de proportionnalité d'un fluide dans lequel la contrainte de cisaillement est 1 N/m^2 pour un gradient de vitesse de 1 s^{-1} . Dans le système C.G.S., l'unité de viscosité dynamique est le Poise (Po). Ces unités étant généralement trop grandes pour les huiles couramment employées, on utilise souvent le milli Pascal seconde (mPa.s) et le centipoise (cPo) qui correspondent sensiblement à la viscosité de l'eau à 20° C .

Dans le système C.G.S. l'unité de viscosité cinématique est le Stokes (St). Dans la pratique on utilise le centistokes (cSt). Il n'existe pas de nom à l'unité de viscosité cinématique dans le système S.I. c'est donc le m^2/s . Le tableau 1 résume les données relatives aux unités de viscosité.

Viscosité	Dimension	C.G.S.	S.I.	Correspondance
μ (dynamique)	$ML^{-1}T^{-1}$	Poise (Po)	Pascal seconde (Pa.s)	1 cPo
		g/cm.s	Kg/m.s	1 mPa.s
ν (cinématique)	L^2T^{-1}	Stokes (St)	m^2/s	1 cSt
		cm^2/s		1 mm^2/s

Tableau I.1: Unités de viscosité

I.12.3. Les Viscosimètres

Pour mesurer la viscosité d'un liquide, on emploie des viscosimètres qui se rangent en deux catégories, les viscosimètres absolus et les viscosimètres empiriques.

I.12.3.1. Les Viscosimètres absolus

Il existe plusieurs types de viscosimètres :

- Les viscosimètres à chute de billes.
- Les viscosimètres absolus étalonnés.
- Les viscosimètres à capillaire.
- Les viscosimètres de Couette.

I.12.3.2. Les Viscosimètres empiriques

Dans ces appareils, dont les plus courants sont les viscosimètres Saybolt (Etats-Unis), Redwood (Angleterre) et Engler (Europe continentale), on mesure le temps d'écoulement d'un volume donné de fluide à travers un ajutage. Les mesures sont généralement faites pour des températures fixées à l'avance et à chaque type de viscosimètre correspond une unité de viscosité qui lui est propre. Comme le régime d'écoulement au travers l'ajutage n'est pas permanent la relation qui permet de déterminer la viscosité cinématique dans un système d'unités cohérent est une loi empirique qui, pour les viscosimètres Saybolt et Redwood, dépend de la température à laquelle les mesures sont effectuées. Par contre il existe pour le viscosimètre Engler une relation, dite d'Ubbelodhe, valable quelle que soit la température : $\nu = 7,55E - 3,6/E$

Où ν est la viscosité cinématique exprimée en centistokes et E la viscosité exprimée en degrés Engler ($E > 3$).

Le tableau 2 résume l'essentiel concernant les viscosimètres empiriques en usage dans la pratique.

[12]

Nom du viscosimètre	Quantité d'huile	Expression des résultats	Température de référence	Unité de viscosité
ENGLER (Europe continentale)	200 cm ³	Temps d'écoulement de l'huile divisé par celui de la même quantité d'eau à 20°C	20°C 50°C 100°C 150°C	Degré Engler
SAYBOLT (Etats-Unis)	60 cm ³	Temps d'écoulement en secondes	70°F 100°F 130°F 210°F	Seconde Saybolt Universelle S.U.S.
REDWOOD (Angleterre)	50 cm ³	Temps d'écoulement en secondes	70°F 100°F 140°F 200°F	Seconde Redwood

Tableau I.2 : viscosimètres empiriques

I.13. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons parlé sur les paliers leurs caractéristiques, modes de lubrification et généralité sur les lubrifiants, ainsi que les grands types de paliers utilisés à l'industrie mondiale.

Le chapitre suivant est consacré sur la modélisation des films minces dans les paliers lisse en régime turbulent, aussi les modèles de fermeture de l'équation de Navier-Stocks et les démarches d'une simulation numérique décrit par une étude de cas.