

1.1. Étude bibliographique

En lubrification par film complet, il est d'usage d'attribuer le qualificatif hydrostatique à tous les systèmes pour lesquels la charge est transmise à travers un film lubrifiant où la pression est maintenue par l'intermédiaire d'une pompe. Lorsque les surfaces en regard sont en mouvement mais que la géométrie du contact ou les vitesses ne permettent pas de fonctionner sans l'existence d'un générateur extérieur de pression, le mécanisme est dit hybride (superposition d'un effet hydrostatique et d'un effet hydrodynamique). En pratique, le terme hybride est très peu utilisé, et on désigne indifféremment par palier (ou butée) hydrostatique un mécanisme dont les surfaces sont immobiles ou en mouvement. Il ne faut toutefois pas en conclure que ses performances (portance, débit, etc.) sont indépendantes de la vitesse : nous verrons que celle-ci joue parfois un rôle déterminant. Bien que le fluide lubrifiant puisse être un gaz ou un liquide. [1]

On dit, un palier ou une butée hydrostatique fonctionnent parfaitement si l'une ou les deux conditions suivantes sont vérifiées. Dans le cas simple où l'épaisseur du film lubrifiant est constante et les vitesses des surfaces nulles, l'équation de Reynolds se réduit à l'équation de Laplace: $\Delta p = 0$. Cela entraîne un champ de pression positif, si et seulement si, une partie de la frontière du domaine d'intégration est à pression positive.

Lorsque la vitesse des surfaces conduit à une portance hydrodynamique et qu'il existe une source à pression positive, le régime de lubrification est appelé hybride.

Historiquement, l'existence de la lubrification hydrostatique était connue avant le début du XX^{ème} Siècle. Ainsi L.D. Girard en 1865 démontra le principe de la séparation des surfaces et de la réduction de frottement par injection d'huile sous pression. En 1917 Lord Rayleigh [2.3] fut le premier à présenter l'analyse d'un système hydrostatique et à calculer la charge et le couple de frottement d'une butée hydrostatique axiale. En 1948 Gérard a réalisé des broches utilisant des paliers hydrostatiques dont la raideur était comprise entre 5.107 et 108 N/m. Ces paliers ont été utilisés sur des broches d'aléseuses et de rectifieuses de grande précision.

Aujourd'hui, les systèmes hydrostatiques sont utilisés dans les machines-outils de précision et les appareils de mesure ainsi que dans les cas où le mouvement relatif des surfaces ne permet pas de créer une portance suffisante pour assurer un bon fonctionnement du mécanisme. Une application peu connue mais remarquable des paliers hybrides, est le palier

guide des pompes primaires des réacteurs nucléaires N4 dont la durée de vie doit excéder 30 ans. [4]

1.2. Définition

Les paliers sont des organes de machines utilisés pour guider les arbres en rotation. Deux grandes familles de paliers existent : les paliers lisses et les paliers à roulements. Dans les premiers, l'arbre prend appui sur un coussinet et est séparé de celui-ci par un film lubrifiant ; dans les seconds, des corps roulants (billes ou rouleaux) séparent la bague en rotation de l'alésage extérieur. Selon la direction de la charge par rapport à l'arbre en rotation.

En générale, un palier est défini comme la partie fixe d'une machine qui supporte une partie mobile. [6]

1.3. Différents types de paliers

1.3.1. Paliers hydrodynamiques

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. Le mouvement d'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 et l'équilibre. La vitesse maximale d'un palier hydrodynamique supportant un arbre de diamètre de 100 mm ayant une charge maximale de 400 kN peut atteindre 60.103 tr/min. Cependant, l'emploi de paliers hydrodynamiques résulte des seuils de vitesses supercritiques au-delà desquelles ils rendent le système instable ; ce qui découle des termes de couplage de la rigidité du film d'huile. Cette instabilité, dénommée "Oil whip", apparaît à une vitesse égale au double de la première vitesse critique du rotor et est caractérisée par un régime sous-synchrone qui dégrade dangereusement la performance de l'ensemble mécanique.[1]



Figure1.1: Palier hydrodynamique

1.3.2. Paliers lisses

Les paliers lisses sont fréquemment utilisés, mais leurs principes de fonctionnement est plus complexe. Les paliers lisses sont constitués d'une ou de plusieurs parties. Les surfaces d'appui de l'arbre sont des coussinets en bronze ou en fonte douce, de rayon intérieur R_c et de longueur L . La partie de l'arbre portée par le palier est le tourillon, la partie externe c'est le manchon.

Si le tourillon et le manchon sont fabriqués en acier de rugosité R_a , même avec une bonne lubrification les surfaces de palier peuvent se frotter l'une contre l'autre et provoquent le grippage de la machine. Par conséquent, les tourillons de la plupart des paliers sont fabriqués en laiton, en bronze ou en métal antifricition.

Les tourillons sont généralement lubrifiés sous pression. Ils sont souvent striés pour une distribution uniforme du lubrifiant sur toute la surface. On rencontre les paliers lisses dans les moteurs thermiques, les compresseurs, les turbomachines, alternateurs et réducteur, etc.[1]



Figure 1.2: Palier lisse.

1.3.3. Paliers à patin oscillants

Les paliers à patins oscillants sont exceptionnellement stables, leur réaction est complexe. Ils sont composés de (n) patins, qui peuvent être identiques ou non, individuellement articulés autour des pivots, est sont situés généralement sur un cercle appelé (cercle des pivots).

Les patins tournent autour de leurs pivots occupant une position d'équilibre statique telle que l'action hydrodynamique exercée sur chaque patin en régime dynamique, suivent le mouvement de l'arbre, ceci est à l'origine de la stabilité de ce palier [1].



Figure 1.3 : Palier à patin oscillant.

1.3.4. Les paliers magnétiques

Les paliers magnétiques sont utilisés lorsque les autres paliers ont atteint leur limite. Ils permettent à un rotor de tourner sans frottement ni contact. Leur domaine de prédilection concerne les applications à très haute vitesse de rotation, celles pour lesquelles il faut minimiser les pertes, éviter l'usure, ne pas polluer un environnement sensible par des poussières ou un lubrifiant, supprimer les vibrations, fonctionner à très basse ou très haute température ou limiter la maintenance .[4]



Figure 1.4 : Palier magnétique

1.3.5. Paliers aérodynamiques

Les butées et les paliers aérodynamiques fonctionnent sur les mêmes principes que ceux lubrifiés avec de l'huile. Leur particularité vient de la très faible viscosité des gaz lubrifiants, à la fois avantage et inconvénient, à laquelle s'ajoutent les spécificités apportées par la compressibilité. Ils sont donc utilisés dans des machines de grande précision et de petite taille où se trouvent réunies de grandes vitesses de rotation avec de très faibles jeux (appareils de mesure, industrie médicale).

1.3.6. Palier hydrostatique

Les paliers hydrostatiques sont des systèmes de paliers, à cause de leurs précisions extrêmement élevées et presque sans usure, qu'on trouve dans les applications précises de la construction mécanique et les outils de mesure et de contrôle. La fonction est basée sur le fait par un approvisionnement de pression externe, le liquide lubrifiant sortant des canaux d'entrée est pressé de façon continue dans les chambres entre les surfaces des paliers. Ces surfaces de

paliers sont toujours séparées par un film lubrifiant mince, pour éviter tout frottement de surfaces des paliers. Cela permet un réglage très précis du positionnement dans la limite du micromètre.

Par rapport aux autres types de support, la différence essentielle est qu'il n'y a jamais de contact entre les deux surfaces puisqu'une pompe extérieure permet l'introduction de liquide sous pression à l'intérieur de la zone de contact et assure donc l'existence permanente d'un film lubrifiant même à vitesse nulle .[1]

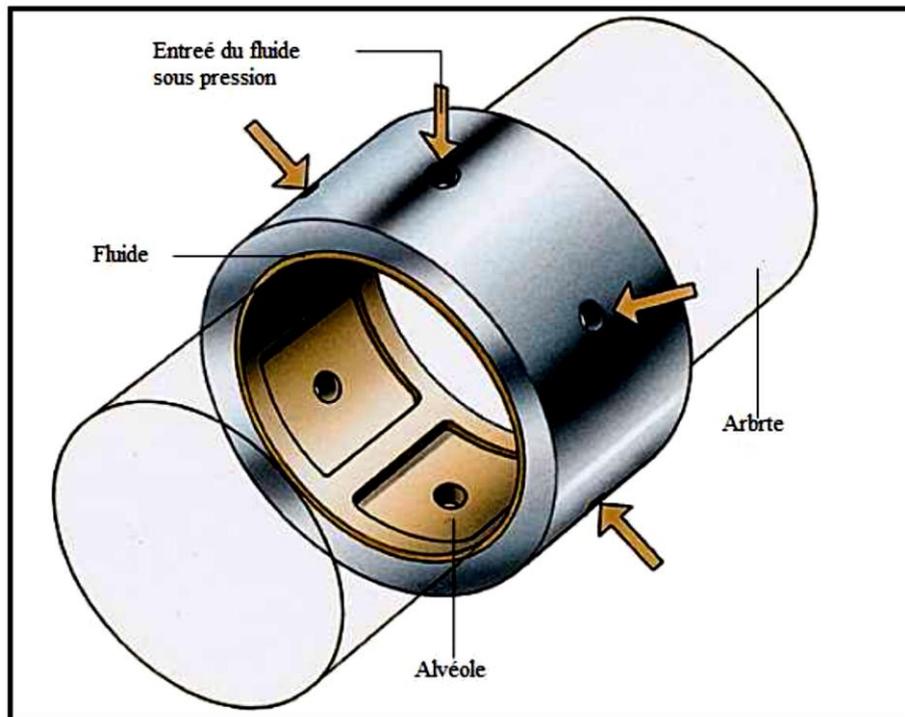


Figure 1.5 : Palier hydrostatique.

1.4. Domaine d'utilisation des butées et paliers hydrostatiques :

Les paliers hydrostatiques peuvent être utilisés quel que soit la charge et la vitesse. Ils sont utilisés avec succès dans un grand nombre de machines fonctionnant à faibles vitesses et supportant de fortes charges. Cependant, l'utilisation d'un palier hydrostatique dans des machines fonctionnant aux hautes vitesses en tant que support « ressort -amortisseur » par rapport aux autres types de paliers n'est pas répandue. Depuis l'avènement du contrôle des vibrations des rotors, le palier hydrostatique est nettement plus étudié en tant que structure contrôlable.

Du fait de l'environnement important que nécessite un dispositif hydrostatique, du coût de sa réalisation et de l'absence de standardisation, on a recours à un système hydrostatique lorsqu'un roulement ou un palier hydrodynamique ne permet pas un fonctionnement correct. Les

avantages énumérés précédemment montrent que le domaine d'utilisation des butées et paliers hydrostatiques est très vaste. Citons quelques applications particulières :

- les télescopes et grandes antennes radars, qui doivent se déplacer très lentement et de façon régulière ;
- les cylindres pour broyeurs de minerai, dans lesquels les températures ambiantes sont très élevées ;
- les machines-outils de précision et les machines de contrôle, où un grand décentrage et une grande rigidité sont nécessaires ;
- les turbopompes, utilisées pour véhiculer des fluides cryogéniques à très basse température et animées de grandes vitesses de rotation ;
- les dispositifs de mesure sur machines d'essai, qui nécessitent d'isoler des éléments afin de mesurer précisément les efforts.

1.5. Lubrification hydrostatique

Lorsque la vitesse relative entre deux surfaces est trop faible pour générer une pression sustentatrice, on introduit alors une pression dans le fluide par un système extérieure au palier, pour obtenir un film d'huile épais.

La friction générée par le déplacement entre les deux surfaces ne sera alors fonction que du cisaillement d'huile. Plus la pression extérieure sera forte et plus la friction sera faible du fait de l'accroissement de l'épaisseur de film.

Lorsque la vitesse relative des deux surfaces antagonistes a généré une pression hydrodynamique, mais qu'il existe toujours une source de pression extérieur, parle de lubrification hybride.

1.6. Principes de la lubrification hydrostatique :

Dans tout dispositif hydrostatique, une des deux surfaces en regard est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (ou alvéoles) reliées à un générateur de pression (**figure 1.6a**). On distingue deux régions :

- une zone représentée par les portées AB et CD de largeur a où l'épaisseur h du film lubrifiant est mince ; l'évolution de la pression dans cette région est décrite par l'équation de Reynolds on suppose que la pression ne varie pas selon l'épaisseur du film;

- une zone BC constituée par la cavité où l'épaisseur du film lubrifiant e est grande : $e/h > 20$; dans cette région, la pression est supposée être constante : $P = P_a$; cette hypothèse est très souvent vérifiée expérimentalement.

Les deux principales méthodes utilisées pour introduire le liquide à l'intérieur de la butée sont l'alimentation à débit constant et celle à pression constante (**figure 1.6 b**).

Dans les systèmes à débit constant, on place une pompe à débit constant entre le réservoir et l'alvéole. Ce système est peu employé car, lorsque le mécanisme comporte plusieurs alvéoles (ce qui est pratiquement toujours le cas), il faut soit alimenter chacun d'entre eux par une pompe individuelle, soit utiliser des régulateurs à débit constant. Cette solution, qui assure une grande raideur, est complexe et coûteuse. On lui préfère le système à pression constante.

Dans les mécanismes à pression constante, on place une résistance hydraulique immédiatement en amont de l'alvéole. Le rôle de cette résistance est de créer une perte de charge, c'est-à-dire d'asservir le débit à la chute de pression. Ce système, simple à mettre en œuvre, permet d'alimenter plusieurs alvéoles avec une seule pompe à condition, bien évidemment, que le débit de celle-ci soit suffisant. Dans la pratique, le système hydraulique est plus complexe.

La figure 1c donne le schéma du circuit pour l'alimentation à pression constante d'un palier à quatre alvéoles. Une pompe alimente le palier à un débit supérieur d'environ 30 % à celui nécessaire ; le surplus de liquide retourne au réservoir par l'intermédiaire d'un régulateur de pression. Un capteur de pression permet d'arrêter l'entraînement du rotor si la pression atteint une valeur trop faible. Le clapet anti-retour et l'accumulateur hydraulique assurent l'alimentation du palier jusqu'à l'arrêt complet de l'arbre (on peut aussi prévoir une pompe de secours). L'écoulement est ensuite dérivé vers chaque alvéole ; sur chaque portion de circuit, on peut prévoir un clapet anti-retour en cas de surpression dans un alvéole. La résistance hydraulique RH doit être placée au plus près de l'alvéole afin d'éviter les instabilités de type pneumatique dues à la compressibilité du lubrifiant. Une pompe peut être nécessaire pour assurer le retour du lubrifiant vers le réservoir. Une prise de température T permet de contrôler la température du liquide à la sortie du palier et déclencher l'arrêt si la température devient trop importante. Enfin, un système de refroidissement assure une température constante au niveau de l'alimentation. [1]

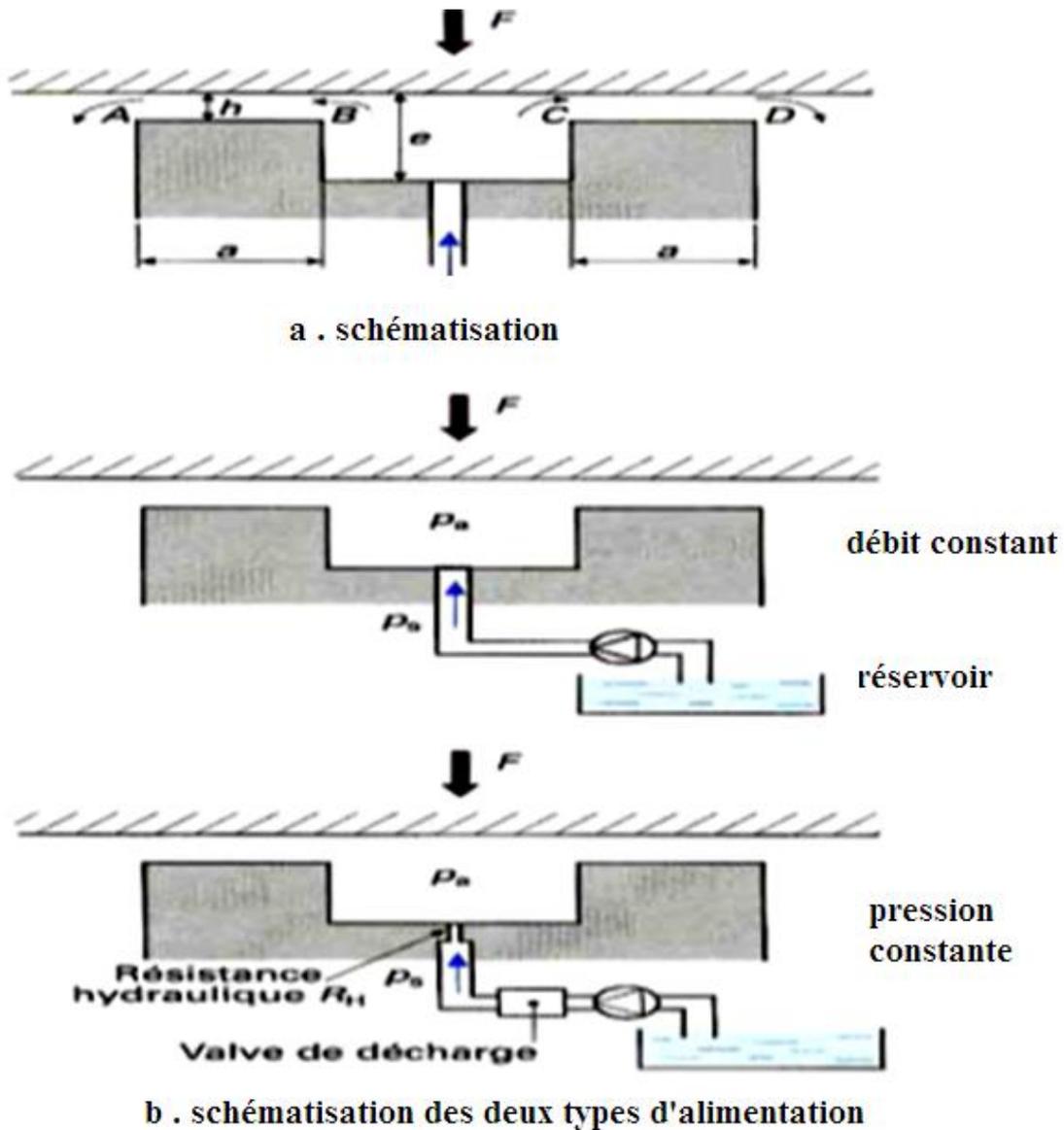
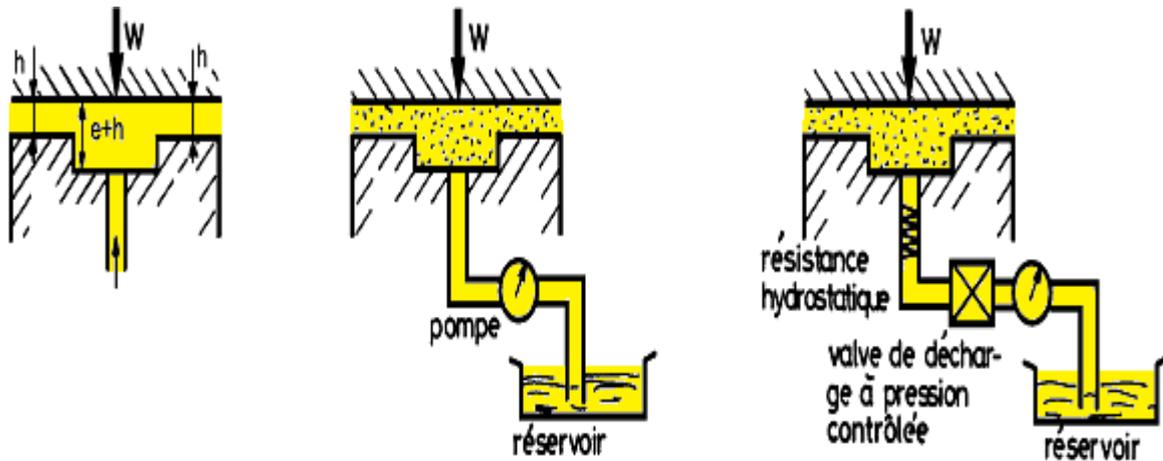


Figure1.6 : Principe de fonctionnement d'une butée hydrostatique [1]

Les deux principales méthodes utilisées pour introduire le fluide à l'intérieur du palier sont:

- L'alimentation à débit constant (ce type de lubrification est seulement valable pour les liquides) (figure 1.7.b).
- L'alimentation à pression constante (figure 1.7.c).



a) Schématisation

b) débit constant

c) Pression constant

Figure 1.7 : Principe d'alimentation d'une butée hydrostatique. [4]

1.7. Palier hydrostatique à trois patins

Dans tout dispositif hydrostatique, l'une des deux surfaces en regard est lisse tandis que l'autre comporte une ou plusieurs cavités (ou alvéoles) reliées à un générateur de pression.

On considère dans nos études un palier hydrostatique constitué de trois alvéoles.

La (**figure 1.8**) représente les éléments qui forment un palier hydrostatique à 3 patins, contrôlés et alimentés par trois résistances hydrauliques.

Le palier hydrostatique à trois patins est constitué de deux parties :

- Une partie fixe : représentée par trois patins identiques, où chaque patin a un alvéole central qui est contrôlée et alimentée par une résistance hydraulique de type capillaire.
- Une partie mobile : représentée par le grain mobile.

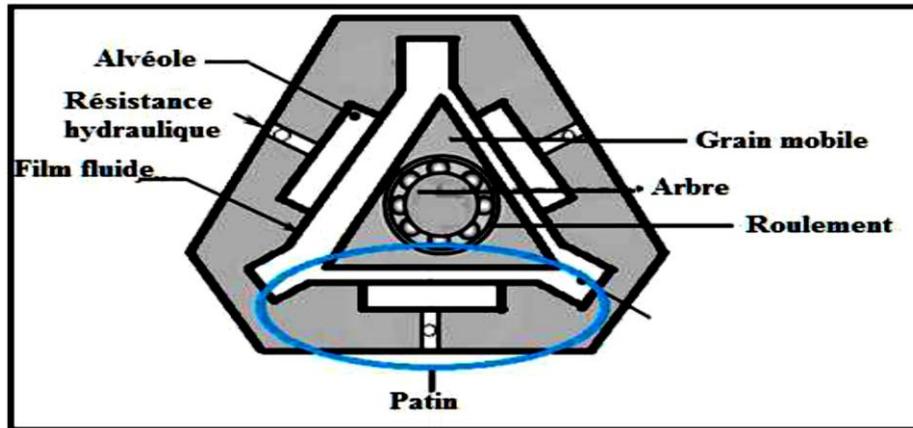


Figure1.8 : Palier hydrostatique à trois patins

1.8. Butée à simple effet :

Nous allons, sur un exemple très simple, montrer les principes de fonctionnement et de calcul d'une butée hydrostatique lubrifiée. Considérons une butée plane infiniment longue à un alvéole central ; on notera P_a la pression dans l'alvéole. La butée étant supposée infiniment longue, les calculs seront effectués pour une longueur L .

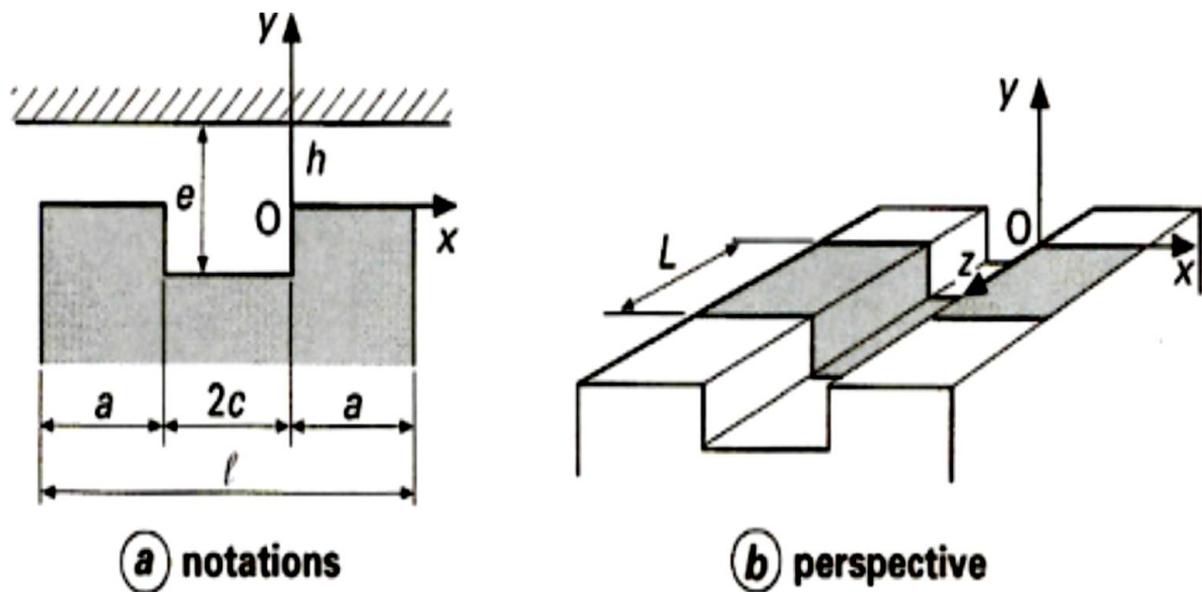


Figure1.9 : Butée plane infiniment longue [1]

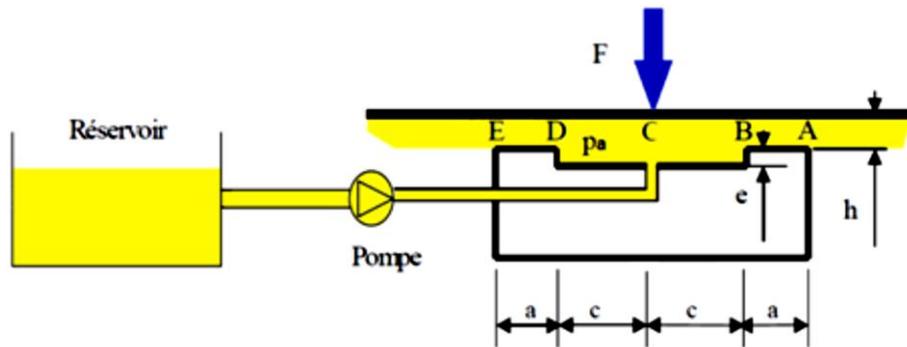


Figure1.10 : Butée hydrostatique à simple effet [6]

1.8.1. Calcul de la portance :

ici l'équation de Reynolds se réduit à :

$$\frac{d^2 p}{dx^2} \tag{I.1}$$

avec p pression dans le film lubrifiant d'épaisseur h .

Les variations de pression sont donc linéaires et, compte tenu des conditions aux limites :

$$p(0) = p_a \text{ et } p(a) = 0$$

on obtient :

$$p = p_a \left(1 - \frac{x}{a}\right) \text{ si } x \in [0, a] \tag{I.2}$$

La portance de l'écoulement (effort exercé par le fluide sur les surfaces) est telle que :

$$w = p_a L(a + 2c) = p_a L \ell [1 - (a/\ell)] \tag{I.3}$$

expression que l'on écrit généralement sous la forme :

$$w = p_a S k_w \tag{I.4}$$

avec $S = L \ell$

$$k_w = 1 - (a/\ell)$$

k_w est appelé coefficient de surface effective ou encore coefficient de charge. On remarque que la portance est fonction des dimensions de la butée, proportionnelle à la pression dans l'alvéole mais indépendante de l'épaisseur h du film lubrifiant.

1.8.2. Calcul du débit

Le débit sortant de la butée est obtenu par intégration de la vitesse axiale qui s'écrit ici :

$$u = \frac{1}{2\mu} y(y - h) \frac{dp}{dx} \tag{I.5}$$

Avec μ viscosité dynamique, d'où le débit-volume :

$$Q = 2L \int_0^h u_{(x=0)} dy = \frac{Lh^3 p_a}{6\mu a} \tag{I.6}$$

soit, en introduisant le coefficient de débit k_Q :

$$Q = \frac{P_a h^3}{\mu} k_Q \tag{I.7}$$

avec $k_Q = L/6a$

ou encore d'après la relation (I.4) :

$$Q = \frac{W h^3 k_Q}{S \mu k_w} \tag{I.8}$$

Le débit est donc fonction de la géométrie de la butée, proportionnel à la pression dans l'alvéole ainsi qu'au cube de l'épaisseur et inversement proportionnel à la viscosité dynamique du lubrifiant.

1.8.3. Stabilité

Pour que le système soit stable, il est nécessaire que, à la suite d'un déplacement à partir de la position d'équilibre, il y ait génération d'une force qui tende à ramener la butée à sa position initiale. La relation (1) montre que cela est possible si l'on asservit la pression P_a dans l'alvéole à l'épaisseur h : cela pourra se faire à partir du débit (2), en plaçant t une résistance hydraulique RH entre une source à pression constante P_s et l'alvéole. Le débit à travers la résistance peut, de façon générale, s'écrire :

$$Q_R = f(p_s - p_a) \quad (\text{I.9})$$

et l'égalité de ce débit à celui de la butée permet d'exprimer h en fonction de p_a . La raideur λ de la butée s'écrit alors :

$$\lambda = -\frac{\partial w}{\partial h} = -\frac{\partial w}{\partial p_a} \frac{\partial p_a}{\partial h} = -\frac{3w}{h} \frac{1}{1 - \frac{p_a}{Q} \frac{\partial Q_R}{\partial p_a}} \quad (\text{I.10})$$

Cette raideur dépend de la résistance choisie. Par une conception appropriée, on peut obtenir une très grande raideur. Nous distinguerons les résistances hydrauliques fixes simples à réaliser, des résistances à régulation, souvent de véritables servomécanismes, qui peuvent parfois se comporter comme des générateurs de vibrations.

Le comportement de la fente étroite est très semblable à celui du tube capillaire ; on ne parlera donc plus que de tube capillaire par la suite pour ces deux types.

Compte tenu des relations (I.4) et (I.10), la raideur s'écrit :

Pour un capillaire :

$$\lambda_c = \frac{3SK_w P_s}{h} \beta(1 - \beta) \quad (\text{I.11})$$

Pour un orifice :

$$\lambda_o = \frac{6 S K_w P_s}{h} \beta \frac{(1 - \beta)}{(2 - \beta)} \quad (\text{I.12})$$

avec $\beta = p_a/p_s$

La figure I.11 montre que la raideur adimensionnée

$$\bar{\lambda} = \lambda h / S k_w p_s \quad (\text{I.13})$$

Est maximale pour $\beta = 0,5$ dans le cas d'un capillaire et pour $\beta = 0,586$ dans le cas de l'orifice, et que le maximum est supérieur dans ce dernier cas.

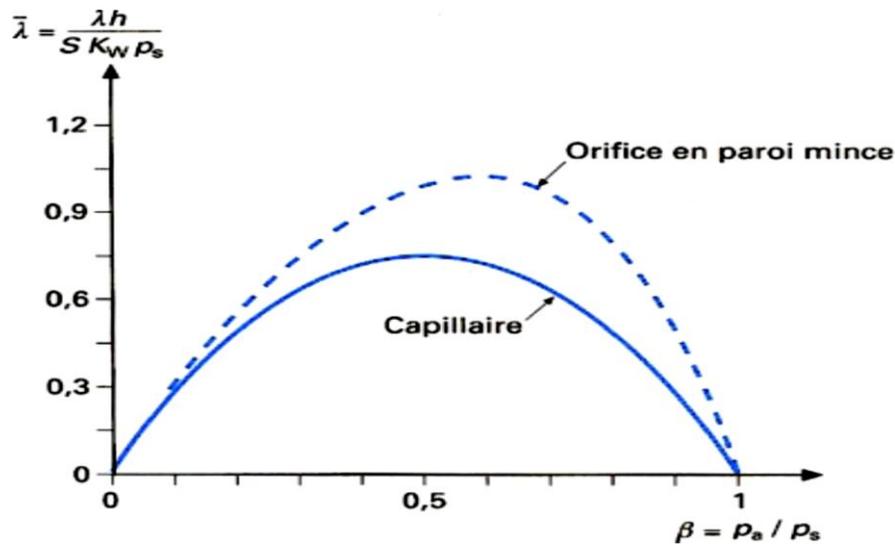


Figure 1.11 : Variation de la raideur adimensionnée $\bar{\lambda}$ en fonction du rapport des pressions $\beta[1]$

1.9. Butée double symétrique :

La butée simple décrite au paragraphe I.8 ne fonctionne que pour des charges de direction constante (support de rotor vertical par exemple) ; la butée double effet permet d'encaisser des charges dont la direction varie (guidage en translation d'un rotor horizontal par exemple). Le rôle de la butée double symétrique est de guider un solide soumis, théoriquement, à une charge nulle.

La figure I.12 en donne le principe et précise les notations : les deux butées, supposées infiniment longues, sont identiques et alimentées par des capillaires identiques. Pour une charge axiale nulle ($F=0$), la butée est centrée et on a :

$$h_1 = h_2 = h_0$$

$$p_{a1} = p_{a2} = p_a$$

$$Q_1 = Q_2 = P_a h^3 k_Q / \mu$$

$$w_1 = w_2 = p_a s k_w$$

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \frac{3w}{h} \frac{k_Q h_0^3 / k_c}{1 + k_Q h_0^3 / k_c}$$

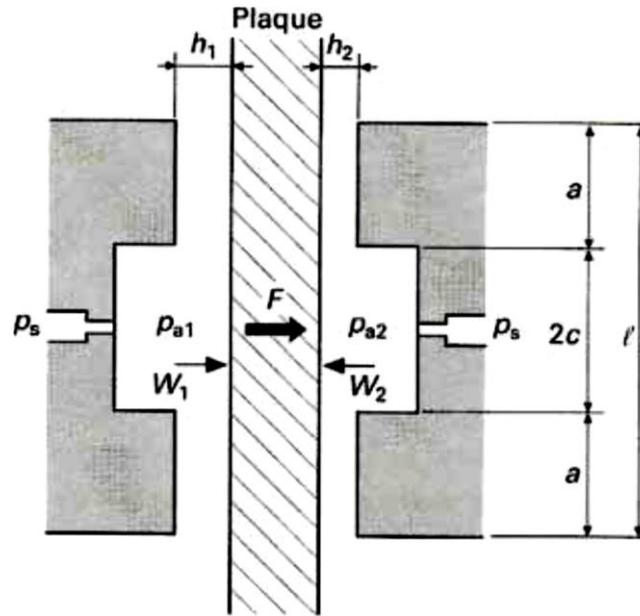


Figure1.12 : Schématisation d'une butée double symétrique [1]

Appliquons une charge F; on observe que :

$$\left. \begin{array}{l} h_2 \searrow \Rightarrow Q_2 \searrow \Rightarrow P_s - P_2 \searrow \Rightarrow P_{2a} \nearrow \Rightarrow W_2 \nearrow \\ h_1 \nearrow \Rightarrow Q_1 \nearrow \Rightarrow P_s - P_a \nearrow \Rightarrow P_{a1} \searrow \Rightarrow W_1 \searrow \end{array} \right\} \Rightarrow W_2 > W_1$$

la plaque occupe une nouvelle position d'équilibre telle que :

$$F = W_2 - W_1 = (P_{a2} - P_{a1})SK_w \tag{I.14}$$

avec

$$P_{a1} = \frac{P_s}{1 + K_Q h_1^3 / k_c}$$

et

$$P_{a2} = \frac{P_s}{1 + K_Q h_2^3 / k_c}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 = \frac{K_Q [P_{a1} h_1^3 + P_{a2} h_2^3]}{\mu} \tag{I.15}$$

et

$$\lambda = -\frac{\partial W}{\partial h_2} = 3P_s SK_w \frac{K_Q}{K_C} \left[\frac{h_1^3}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_C} h_1^3\right)} + \frac{h_2^3}{\left(1 + \frac{K_Q}{K_C} h_2^3\right)} \right] \tag{I.16}$$

On remarque que la raideur de la butée double symétrique est égale à la somme des raideurs relatives à chacune des deux butées simples qui la constituent.

1.10. Principaux types de butées

On donne une schématisation et les caractéristiques des principales butées hydrostatiques. Ces résultats découlent d'un calcul analytique approché où l'on a supposé :

- des variations de pression linéaires entre le bord des alvéoles et les extrémités de la butée, c'est-à-dire là où le jeu est le plus faible ;
- une pression constante, égale à P_a , dans les régions inter alvéoles, c'est-à-dire à l'intérieur du domaine borné par les tiretés sur les coupes.

Une comparaison des résultats obtenus avec des approches analytiques et de ceux calculés numériquement à partir de codes de calcul montre que les écarts sont faibles tant que la largeur des portées reste petite par rapport aux autres dimensions de la butée. Ainsi, pour une butée plane rectangulaire, le rapport a/L peut atteindre 0,2 sans que l'on note des différences significatives vis-à-vis des imprécisions dues à l'usinage.[7]

1.10.1. Butée plane

1.10.1.1. Butée plane à un alvéole

Cette butée peut être rectangulaire ou carrée. Les notations utilisées sont précisées sur la figure 1.13 .

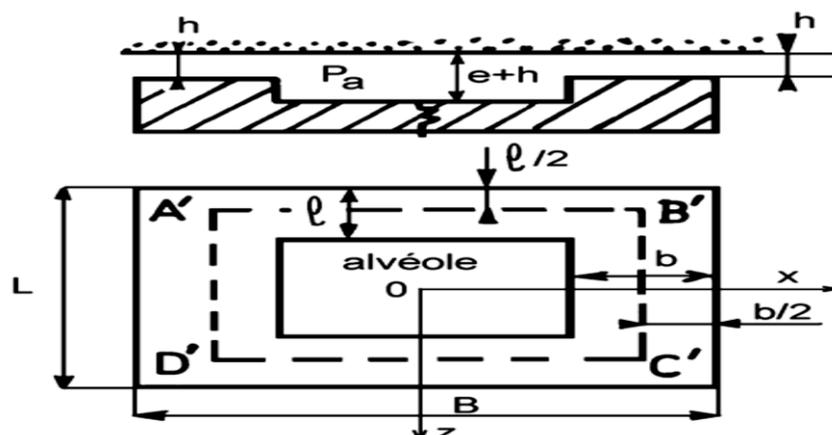


Figure 1.13 : Butée à un alvéole

1.10.1.2. Butée plane a 4 alvéoles

En pratique, les butées sont assujetties à supporter des charges verticales que ne sont pas nécessairement centrées. Les butées planes à un alvéole ne peuvent pas supporter de telles charges par contre, celles comportant quatre alvéoles à débit contrôlé (Fig. 10) sont plus adaptées à ce type de charge. Cependant l'excentration de la charge doit rester relativement faible.[6]

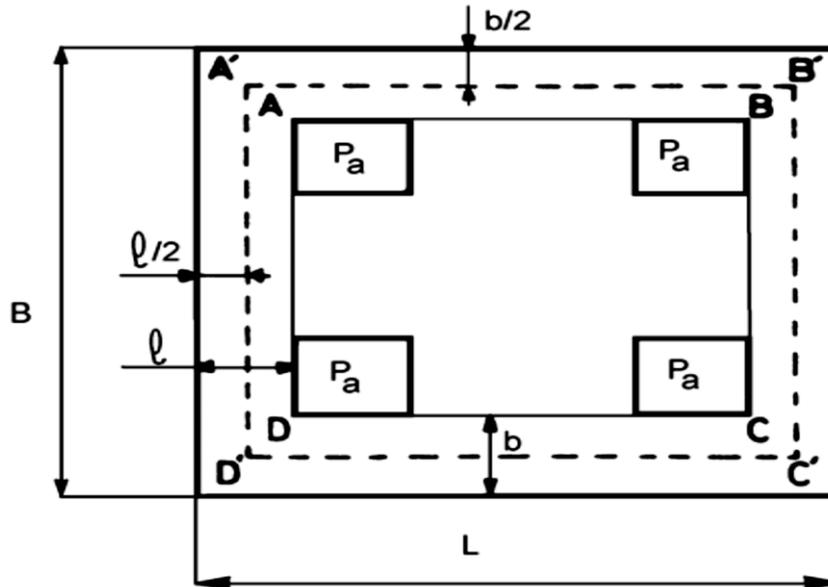
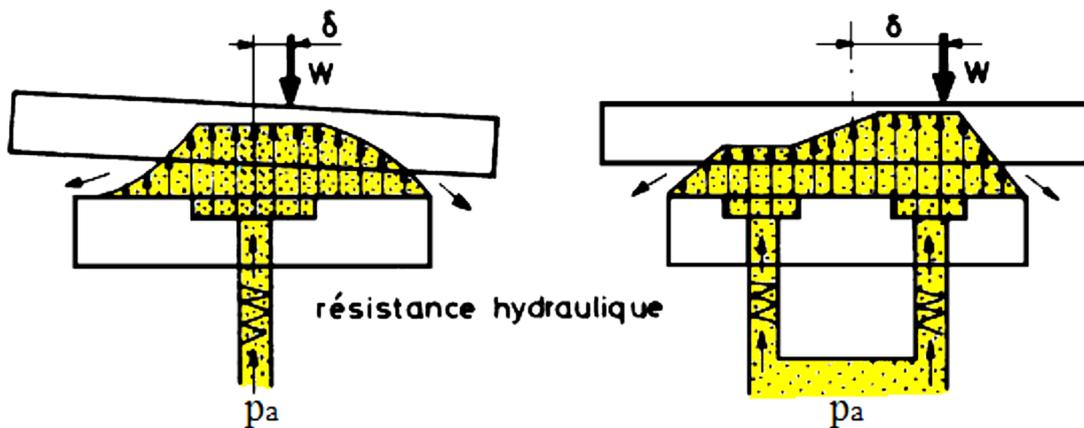


Figure1.14 : Butée à quatre alvéoles [8]



Butée plane à une alvéole

Butée plane à plusieurs alvéoles

Figure1.15 : Effet d'une charge excentrée

Les coefficients K_W et K_Q pour Butée plane à un alvéole ou à quatre alvéoles donnés par les relations:

$$S = L\ell$$

$$K_W = (L - a)(\ell - b)/L\ell \quad (\text{I. 17})$$

$$K_Q = \frac{1}{6} \left[\frac{(\ell - b)}{a} + \frac{(L - a)}{b} \right] \quad (\text{I. 18})$$

1.10.1.3. Butée plane circulaire

1.10.1.3.1. Butée plane circulaire à un alvéole

Si la butée possède un orifice central circulaire de rayon R_i (figure 1.6.a.) Où la pression est égale à la pression ambiante on a alors:

$$K_W = \frac{1 - R_i^2/R_e^2}{2\ln(R_e/R_i)} \quad (\text{I. 19})$$

$$K_Q = \frac{\pi}{6\ln R_e/R_i} \quad (\text{I. 20})$$

Avec : $S = \pi R_e^2$

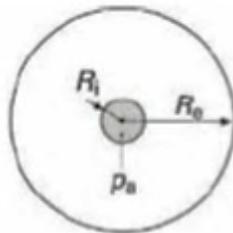


Figure1.16 : Butée plane circulaire à un alvéole

1.10.1.3.2. Butée plane circulaire à n alvéole

Le débit radial est donné par :

$$Q = P_a \frac{h^3}{\mu} K_Q \quad (\text{I. 21})$$

$$K_Q = \frac{\pi}{6\ln(R_e/R_2)} \quad (\text{I. 22})$$

Avec: $S = \pi R_e^2$

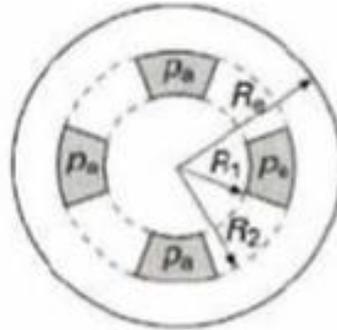


Figure1.17 : Butée plane circulaire à n alvéole

1.10.2. Butées hydrostatiques coniques

Ces butées assurent un guidage radial mais se comportent pratiquement comme une rotule.

1.10.2.1. Butée conique comportant un alvéole central

Une pompe ou un autre organe, amène le fluide à la pression **Pa** dans l'espace circulaire central.

Le calcul exact de la répartition de pression et de la composante verticale de la charge supportée par la butée, est effectué dans le plan projeté. Sous ces conditions les résultats sont identiques à ceux obtenus pour la butée plane circulaire :

$$K_W = \frac{1 - R_i^2/R_e^2}{2 \ln R_e/R_i} \quad (\text{I.23})$$

$$S = \pi R_e^2$$

L'expression du débit est différente car l'écoulement a lieu selon des directions parallèles aux génératrices du cône. Il vient :

$$K_Q = \frac{\pi \sin \alpha}{6 \ln R_e/R_i} \quad (\text{I.24})$$

Si l'on compare les caractéristiques de cette butée avec celles d'une butée plane circulaire, on remarque que pour une même charge normale, la pression dans l'alvéole central et

l'épaisseur du film sont identiques ; par contre, le débit est plus faible et le coefficient de frottement plus élevé. En statique, la capacité de charge radiale est nulle.[7]

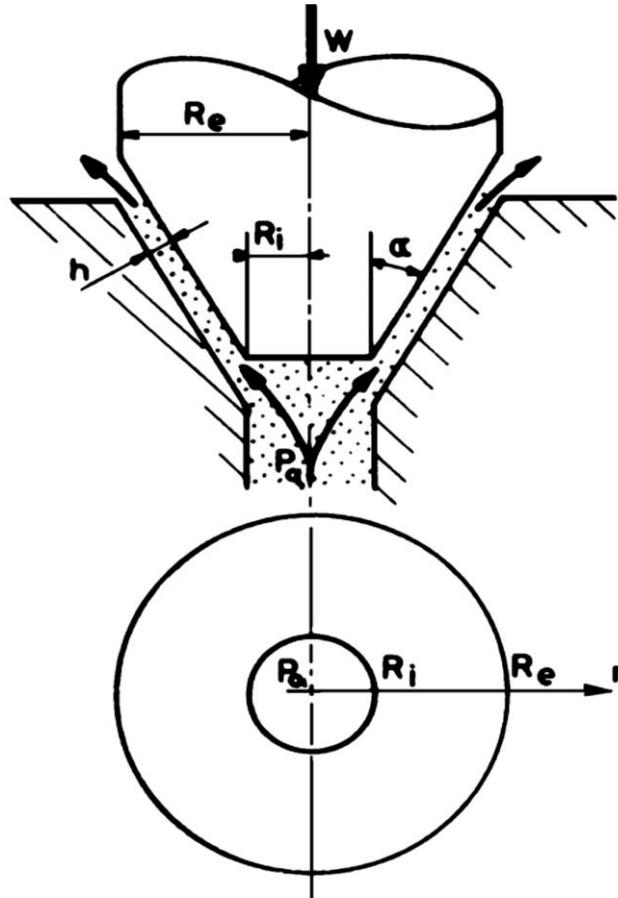


Figure1.18:Butée conique à alvéole central [7]

1.10.2.2. Butée conique à 4 alvéoles

Afin d'obtenir un guidage radial, on place le long d'une circonférence 4 alvéoles identiques (**figure1.14**). Chacun de ces alvéoles est alimenté à travers une résistance hydraulique. Le calcul des caractéristiques de cette butée est identique aux calculs précédents. Si l'on suppose que la pression est constante dans l'espace annulaire $R_1 \leq r \leq R_2$ et égale à la pression P_a , il vient :

$$K_w = \frac{1}{2(R_e^2 - R_i^2)} \left[\frac{R_e^2 - R_2^2}{\ln(R_e/R_2)} - \frac{R_1^2 - R_i^2}{\ln(R_1/R_i)} \right] \quad (I.25)$$

$$K_Q = \frac{\pi \sin \alpha}{6} \left[\frac{1}{\ln(R_e/R_2)} + \frac{1}{\ln(R_1/R_i)} \right] \quad (I.26)$$

$$\text{Avec } S = \pi(R_e^2 - R_i^2)$$

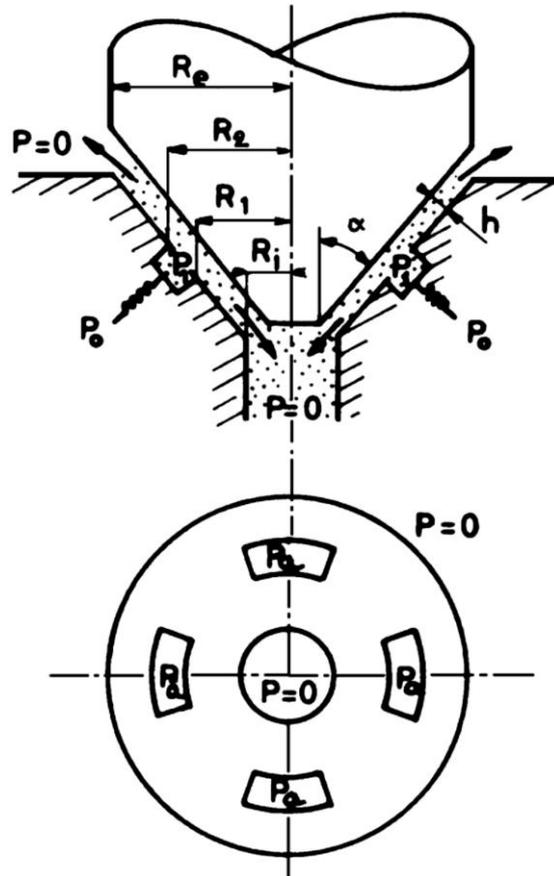
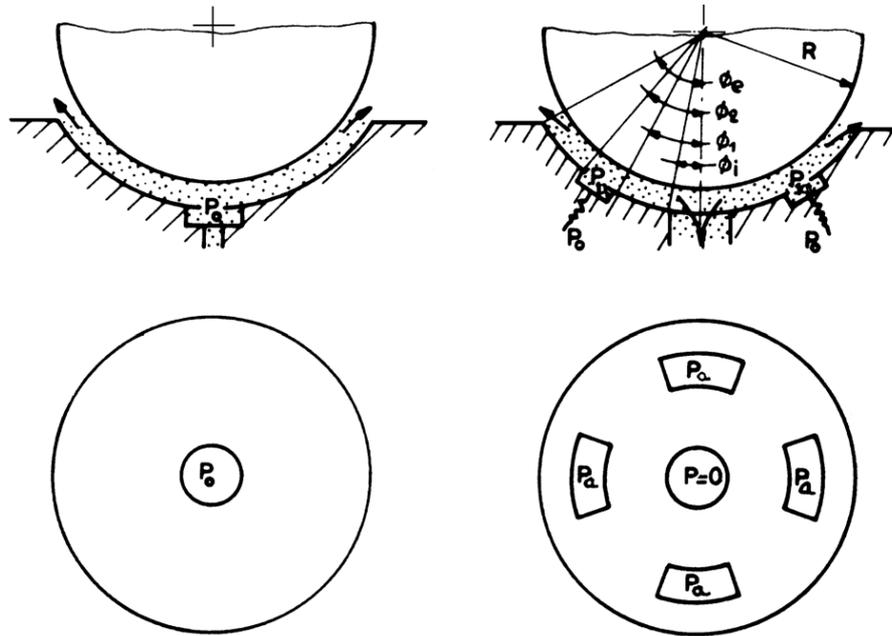


Figure 1.19 : Butée conique à 4 alvéoles

1.10.3. Butée sphérique à rayons différents

Ces butées assurent un guidage aussi précis que les butées coniques, elles permettent en plus, des rotations quelconques autour du centre de la sphère sans qu'il y ait rupture du film fluide. Elles peuvent comporter un alvéole central ou plusieurs alvéoles indépendants, (**Figure 1.20**), les rayons des deux sphères peuvent être ou non égaux. La majorité des butées sphériques sont à rayons identiques, car il est plus facile de roder deux calottes sphériques de même rayon. Toutefois, si l'angle au centre $e 2 \phi_e$ est supérieur à 100° , il est nécessaire de prendre deux rayons différents afin d'éviter le contact du à un film trop mince (**Figure 1.21**).



Butée sphérique à alvéole central

Butée sphérique à quatre alvéoles

Figure 1.20 : Configurations de butées sphériques

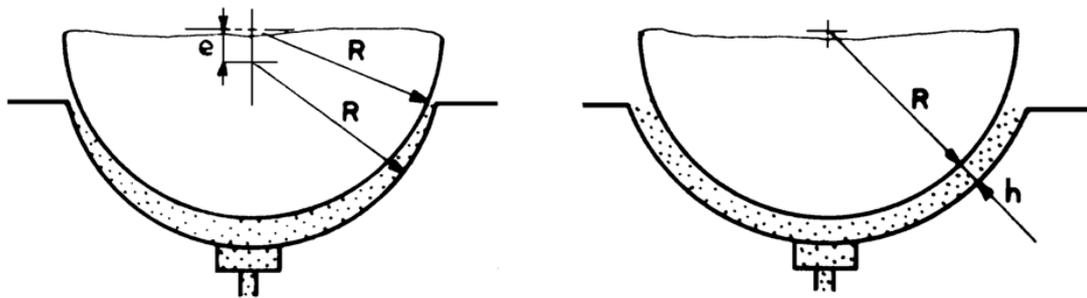


Figure 1.21 : Influence du rayon des sphères

1.10.3.1. Butée sphérique à un alvéole central

$$S = \pi R^2 \sin^2 \phi_e$$

$$K_W = \frac{\pi R^2}{S} \left[\frac{\cos \phi_i - \cos \phi_e}{\ln[\tan(\phi_e/2)/\tan(\phi_i/2)]} \right] \tag{I.27}$$

$$K_Q = \frac{\pi}{6 \ln[\tan(\phi_e/2)/\tan(\phi_i/2)]} \tag{I.28}$$

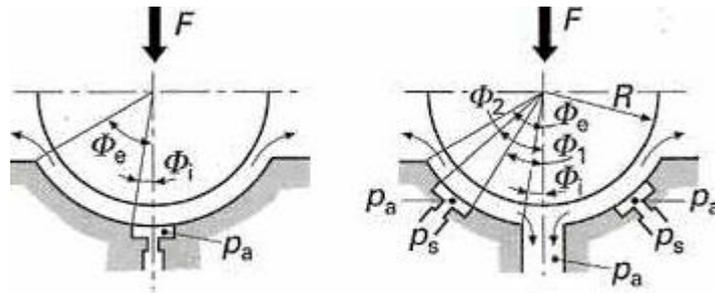


Figure 1.22 : Butée sphérique à un alvéole central

1.10.3.2. Butée sphérique à n alvéoles identiques

$$S = \pi R^2 (\sin^2 \phi_e - \sin^2 \phi_i) \tag{I.29}$$

$$K_W = \frac{\pi R^2}{S} \left[\frac{\cos \phi_2 - \cos \phi_e}{A} - \frac{\cos \phi_i - \cos \phi_1}{B} \right] \tag{I.30}$$

$$K_Q = \frac{\pi}{6} \left[\frac{1}{A} + \frac{1}{B} \right] \tag{I.31}$$

avec $A = \ln[\tan(\phi_e/2) / \tan(\phi_2/2)]$

$B = \ln[\tan(\phi_1/2) / \tan(\phi_i/2)]$

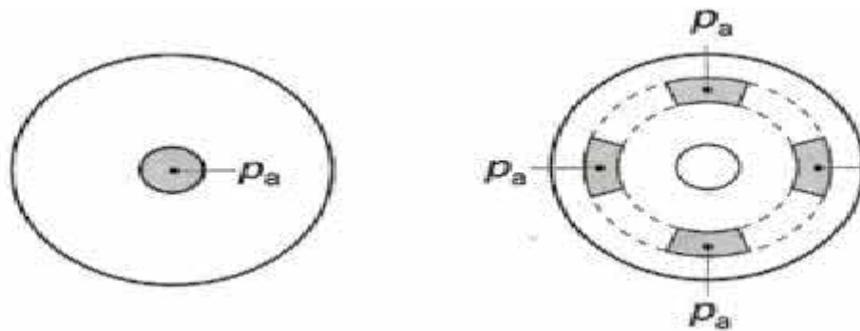


Figure 1.23 : Butée sphérique à n alvéoles identiques

1.10.4. Butée sphérique de mêmes rayons $\phi_e < 60^\circ$

1.10.4.1. à un alvéole central :

$$S = \pi R^2 \sin^2 \phi_e \quad (\text{I. 32})$$

$$K_W = \frac{\pi R^2 (\tan^2 \phi_e - \tan^2 \phi_i)}{(SC)} \quad (\text{I. 33})$$

$$K_Q = \pi/3C \quad (\text{I. 34})$$

Avec: $C = \tan^2 \phi_e - \tan^2 \phi_i + \ln(\tan^2 \phi_e / \tan^2 \phi_i)$

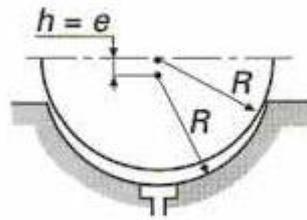


Figure 1.24 : Butée sphérique de mêmes rayons à un alvéole central

1.10.4.2. Butée cylindrique à un alvéole ou à quatre alvéoles identiques

$$S = LD \sin \phi_e$$

$$K_W = \frac{(1 - a/L)(\sin \phi_e + \sin \phi_2)}{2 \sin \phi_e} \quad (\text{I. 35})$$

$$K_Q = \frac{1}{3} \left[\frac{0.25 (\phi_e + \phi_2)}{L/D} + \frac{L/D(1 - a/L)}{\phi_e - \phi_2} \right] \quad (\text{I. 36})$$

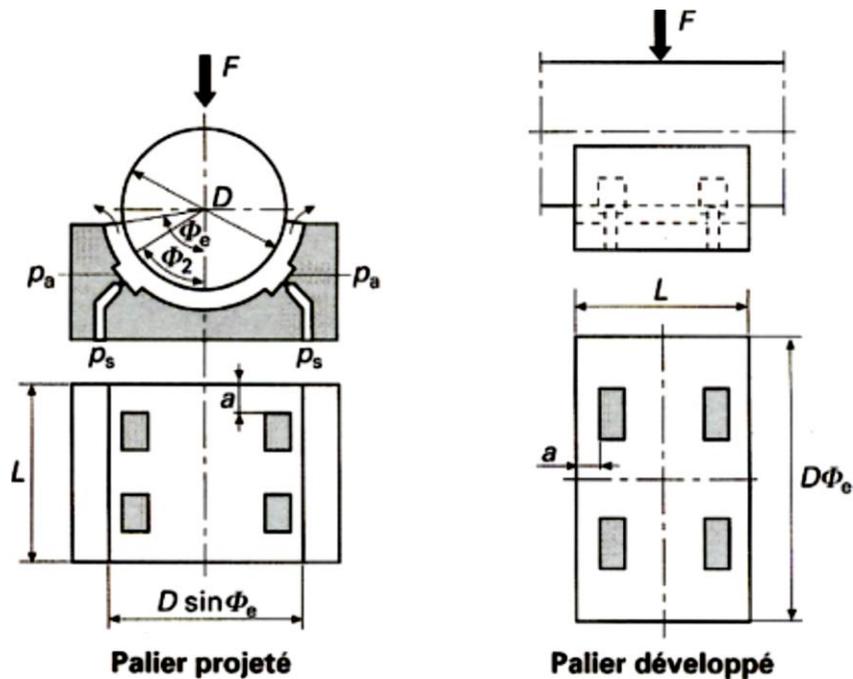


Figure 1.25 : Butée cylindrique à un alvéole ou à quatre alvéoles identiques

1.11. Régulation des résistances hydrauliques

Une régulation des résistances permet d'accroître la raideur d'une butée hydrostatique, il existe des solutions qui, théoriquement, permettent d'obtenir une raideur infinie au point de fonctionnement ; nous ne donnerons ici que quelques principes élémentaires.

La figure 1.26a donne un schéma de principe de régulation simple. Le régulateur constitue un laminage de tête avec un jeu J variable contrôlé par un **ressort linéaire**. Si, pour une raison quelconque, la charge extérieure F subit une augmentation, l'épaisseur h du film diminue, ce qui a pour conséquence d'entraîner une augmentation de la pression dans l'alvéole A . Cet accroissement de pression va provoquer un déplacement du mobile m , c'est-à-dire entraîner une augmentation du jeu j donc une augmentation de la pression P_a . Le fonctionnement de ce dispositif est déterminé par les lois d'équilibre de la butée et du régulateur m ainsi que par la conservation des débits. **Charcosset**[10] étudie de manière théorique ce type de régulateurs et d'autres plus complexes, telles des régulations par ressort hydraulique non linéaire.

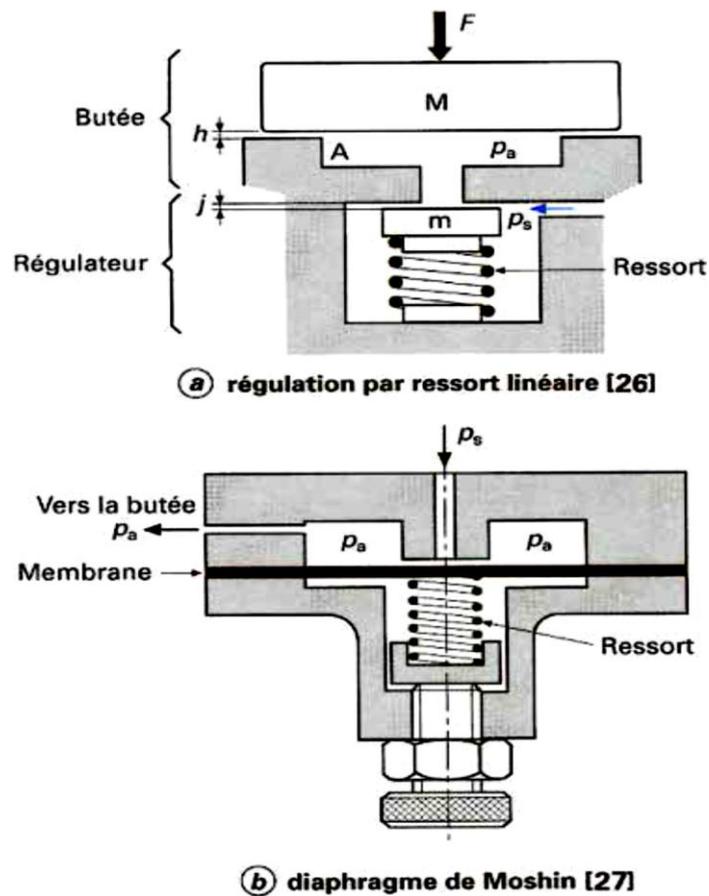


Figure 1.26 : Régulation des résistances hydrauliques : ressort linéaire et diaphragme

Moshin[11] propose un diaphragme dont le principe est voisin de celui décrit précédemment (**figure 1.26b**). L'huile à la pression d'alimentation P_s passe dans une zone de laminage de jeu variable contrôlé par une membrane sur laquelle agit un ressort. La pression dans l'alvéole agit toujours sur la membrane. Ainsi, toute variation de charge entraîne une variation de P_a et un déplacement de la membrane, donc une modification de la résistance d'entrée. La flexibilité de la membrane conditionne la raideur de la butée ; si elle est très épaisse, il n'y a aucune action, la compensation est semblable à celle obtenue avec un capillaire ; en revanche, si la membrane est trop flexible, on peut obtenir une raideur négative et des vibrations apparaissent. Le point crucial avec ce type de régulation est donc le choix d'un ressort, ou d'une membrane, de raideur adéquate.

1.12. Avantages et inconvénients des butées hydrostatiques

Par rapport aux autres types de support, la différence essentielle est qu'il n'y a jamais de contact entre les deux surfaces puisqu'une pompe extérieure permet l'introduction de liquide sous pression à l'intérieur de la zone de contact et assure donc l'existence permanente d'un film lubrifiant même à vitesse nulle. Cela entraîne les avantages suivants :

- L'absence d'usure ;
- Un coefficient de frottement très faible ;
- Une très grande raideur, permettant de conserver un positionnement précis malgré des fluctuations de charge importantes ;
- L'inexistence de concentrations de contraintes car, La pression étant sensiblement constante dans l'alvéole, la charge est supportée par une grande surface ;
- Des problèmes thermiques au sein du film lubrifiant très souvent secondaires, car on est en présence d'un écoulement forcé à débit important ainsi l'hypothèse d'un régime d'écoulement isotherme est justifiée.

Les inconvénients majeurs des dispositifs hydrostatiques sont leur coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc. Car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces.

Du fait de l'environnement majeur des dispositifs hydrostatiques sont leur coût de sa réalisation et dans l'absence de standardisation, on a recours à un système hydrostatique lorsqu'un roulement ou un palier hydrodynamique ne permet pas un fonctionnement correct.

Inconvénients

Les inconvénients majeurs des dispositifs hydrostatiques sont leur coût, car ils nécessitent une pompe, des filtres, des régulateurs de pression, etc., et leur fiabilité, car le moindre incident dans le système d'alimentation peut entraîner la destruction des surfaces.[4]

1.13. Conclusion

Un très grand nombre d'études ont été consacrées à la lubrification hydrostatique ; la plupart d'entre elles traitent de problèmes spécifiques et ont été publiées dans des revues spécialisées.

Au cours des années 1980 à 1990 les publications ont été principalement axées sur le fonctionnement en régime non laminaire, avec comme principale application les turbopompes utilisées dans le domaine spatial.

Il faut également noter une série d'articles liés aux dispositifs de régulation afin de contrôler les raideurs et les amortissements en fonctions de charge par exemple.