

Résumé de la thèse de doctorat :

*Analyse de nouvelles conceptions pour les butées hydrostatiques à
compliance structurelle*

Présenté par : Alice MARINESCU

*Encadré par : Aurelian FATU
Traian CICONE*

Institut PPRIME, CNRS – Université de Poitiers, ISAE – ENSMA, UPR 3346, 11 Bd Marie et Pierre Curie,
86360 CHASSENEUIL DU POITOU (France)

Université Nationale de Sciences et Technologies Politehnica de Bucarest, Département des Éléments de
Machine et de la Tribologie, 313 Splaiul Independentei, 060042, BUCAREST (Roumanie)

Mots-clés: butées hydrostatiques, compliance structurelle, interaction fluide-structure, modèles analytiques, simulations numériques, validation expérimentale

Chapitre 1. : INTRODUCTION

Il est bien connu que les butées hydrostatiques reposent sur un film fluide injecté par un système d'alimentation en lubrifiant afin de séparer les surfaces en contact. En raison de leur capacité à supporter des charges élevées sur une large gamme de vitesses (y compris à vitesse nulle), de leur faible frottement et de leur excellente raideur, les butées hydrostatiques sont largement utilisées dans diverses applications industrielles, allant des installations à grande échelle nécessitant des mouvements précis et lents aux machines-outils et broches exigeant une grande rigidité et précision.

Des études antérieures ont montré que les butées ayant des composants présentant une compliance, obtenue soit par la nature du matériau utilisé, soit par des moyens structurels, avaient une capacité de charge et une raideur plus élevée que les alternatives rigides dans les mêmes conditions de fonctionnement.

Partant de cette idée, la présente thèse propose de nouvelles solutions de butée hydrostatiques structurellement compliantes, visant à mettre en évidence leurs effets positifs en termes de performance par rapport à leurs homologues rigides. L'étude se concentre sur les effets de l'élasticité structurelle sur les caractéristiques de performance des butées, à savoir la capacité de charge, la raideur du film, l'épaisseur du film, le débit et les pertes de puissance.

Bien que les butées hydrostatiques rigides avec une ou plusieurs poches aient été largement étudiés dans le passé, les éléments de nouveauté des solutions proposées sont apportés par l'introduction de composants compliantes de la géométrie des butées, ainsi que l'étude de l'effet du mésalignement, en conjonction avec un mouvement de rotation (pour les butées à poches multiples).

En raison d'une utilisation prolongée, souvent dans des conditions sévères de fonctionnement, les surfaces des composants mécaniques sont affectées par l'usure, qui résulte de la friction et de la chaleur produites par le mouvement relatif entre les pièces en mouvement. La friction et, par conséquent, l'usure sont directement corrélées à la dégradation quantitative des matériaux et, en fin de compte, à la perte de matière. Il est donc primordial de prévenir, ou du moins de réduire les niveaux d'usure, afin d'assurer le bon fonctionnement des systèmes mécaniques. Une solution importante pour réduire la friction et ses effets sous-jacents est la lubrification.

Le mécanisme de lubrification fonctionne en créant un film fluide entre deux pièces en mouvement relatif, entraînant une réduction drastique des niveaux de friction conduisant à l'usure. La lubrification peut être réalisée soit par des mécanismes hydrostatiques (HS), soit par des mécanismes

hydrodynamiques (HD). Dans la lubrification hydrostatique, les surfaces sont séparées par un film, mais au lieu d'être auto-générée (comme dans le cas de la lubrification hydrodynamique), la pression de séparation est fournie par une alimentation externe en lubrifiant [2], [6].

Les butées lisses ont été largement étudiés et utilisés en pratique, et en général, leurs composants sont rigides. Cependant, il existe des solutions de conception alternatives impliquant la compliance. Une telle solution consiste à inclure dans la géométrie de la butées un composant fabriqué dans un matériau déformable. Une particularité importante de ce type de butée est le fait que la pression générée dans le film produit de grandes déplacements élastiques, comparables à l'épaisseur du film.

Ainsi, le concept de compliance représente une notion clé pour ce travail, et la raison derrière le choix de la compliance comme solution de conception pour les modèles proposés réside dans l'observation historique des avantages qu'elle apporte en termes de paramètres de performance. Au fil du temps, il a été noté que l'incorporation de composants compliantes dans des pièces de machine par ailleurs rigides offrait des avantages distincts. Un exemple bien connu est celui des butées à feuille [7], dont la conception simple et compacte s'est révélée une bonne solution pour l'amortissement, dans le cas des butées nécessitant un apport d'air pour fonctionner.

Cependant, l'utilisation de la compliance ne se limite pas seulement aux butées, étant également employée dans d'autres types de mécanismes [11] et des éléments de machine. Un autre exemple est celui des joints à brosse [8] qui ont montré une tolérance plus élevée aux irrégularités de surface, une génération de chaleur réduite et des émissions fugitives réduites même pour des gradients de pression élevés.

Une manière d'obtenir la compliance est d'employer des matériaux déformables, ayant un faible module de Young [3]. Une autre solution consiste dans l'utilisation des composantes [4] avec des rapports épaisseur-rayon ou épaisseur-longueur faibles. Selon que l'élément compliant est intégré ou non directement dans la géométrie d'une butée, on peut parler de compliance interne ou de compliance externe.

Dans le premier cas, une ou les deux surfaces conjuguées de la butée sont soit recouvertes d'un matériau facilement déformable (caoutchouc, plastique, etc.), soit ont une des surfaces en contact flexible (généralement en éléments métalliques fins) ; les réducteurs de débit à membrane métallique peuvent également être considérés comme des éléments structurellement compliantes. En ce qui concerne la compliance externe, une des deux composantes de la butée est fixée sur un support élastique [12].

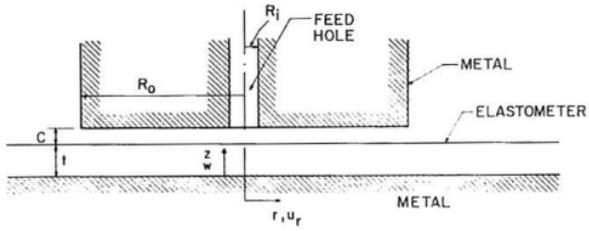


Fig. 1. Schéma d'une butée hydrostatique compliant avec élément élastomère [3]

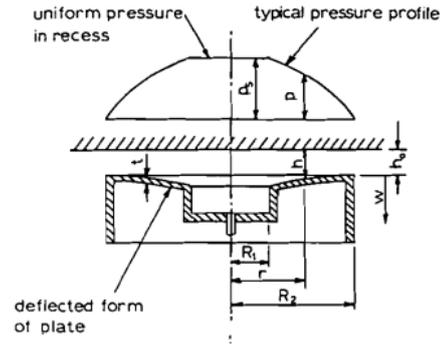


Fig. 2. Schéma d'une butée hydrostatique structurellement compliant [4]

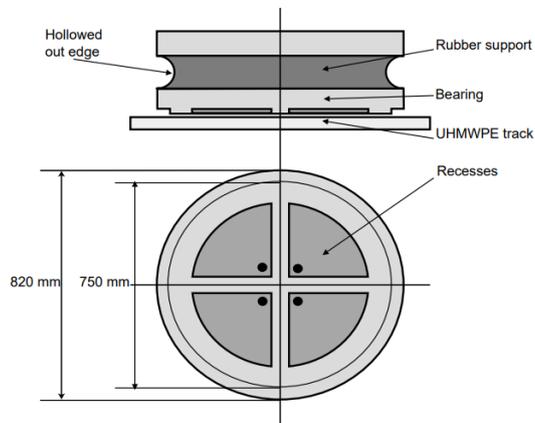


Fig. 3. Schéma d'une butée hydrostatique avec supports compliant [12]

Chapitre 2. : MODÈLES THÉORIQUES POUR LES BUTÉES COMPLIANTES AVEC UNE SEULE POCHE

Ce chapitre présente deux solutions analytiques pour les butées hydrostatiques structurellement compliantes avec une seule poche centrale, utilisant des plaques encadrées (Fig. 4a) et un appui simple sur le bord extérieur (Fig. 4b). L'évaluation des performances des butées repose sur une modélisation de l'interaction fluide-structure (FSI). Afin de valider les modèles analytiques, deux modèles numériques correspondants ont été développés.

Les deux modèles analytiques reposent sur une série de simplifications :

- Une distribution de pression constante dans la poche et une distribution linéaire de la pression sur la portée de la butée (Fig. 5a) pour calculer le déplacement de la plaque [14], [15]- commun pour les deux configurations géométriques ;
- Le modèle de plaque encadrée fait comme hypothèse une variation linéaire de la déformée sur la portée de la butée (Fig. 5b) ;
- Le modèle de plaque en appui simple considère une variation parabolique de la déformée [13] (Fig. 5c).

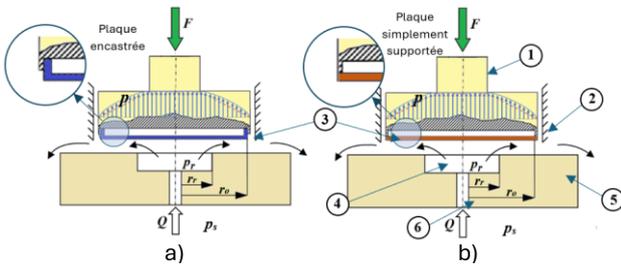


Fig. 4. Schéma de la butée proposée, avec les géométries de plaques encadrée (a) et simplement supportées (b) : 1 - patin supérieur ; 2 - cavité peu profonde ; 3 - plaque structurellement compliant ; 4 - poche ; 5 - patin inférieur ; 6 - trou d'alimentation.

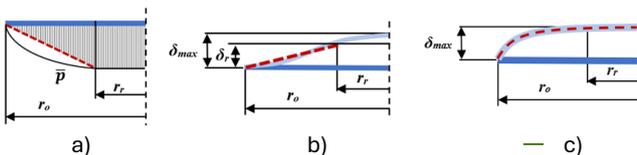


Fig. 5. Assumptions des modèles analytiques concernant la distribution de pression (a) et le déplacement de la plaque / épaisseur du film (b), (c)

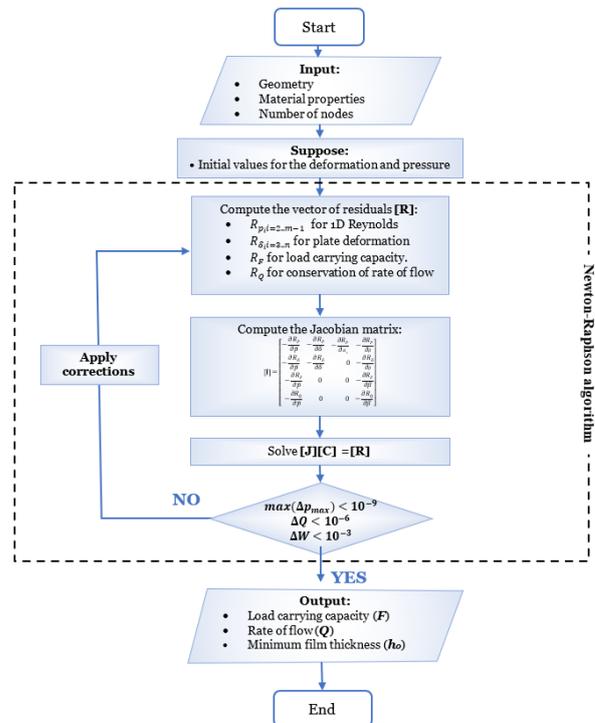


Fig. 6. L'algorithme d'interaction fluide-structure

Le maillage unidimensionnel, réparti de manière équidistante le long du rayon de la butée, a permis la résolution simultanée de l'équation de Reynolds sur la portée de la butée et de l'équation de déplacement élastique sur l'ensemble du rayon, mise en œuvre à l'aide d'un code informatique en Fortran [9] utilisant des différences finies, la méthode de Newton-Raphson et la factorisation L-U (Fig. 6).

Le processus de validation a confirmé la fiabilité des modèles analytiques par rapport aux simulations numériques, avec des différences relatives acceptables entre les résultats analytiques et numériques – de 1% à 5 % pour les charges faibles et moyennes, atteignant environ 13 % pour les charges élevées et pour les deux configurations. Cela a permis d'utiliser les modèles analytiques dans une analyse paramétrique non dimensionnelle, prenant en compte la géométrie, les propriétés des matériaux et les conditions de fonctionnement des butées.

L'analyse s'est concentrée sur trois paramètres ($K = \frac{p_s r_o^4}{Et^4}$, $T = \frac{t}{h_{ref}}$, $R = \frac{r_r}{r_o}$, ou p_s - pression d'alimentation, r_o - rayon extérieure de la butée, r_r - rayon intérieure de la butée, E - module de Young, t - épaisseur de la plaque, h_{ref} - épaisseur de film de référence). Ces analyses ont été effectuées sous forme adimensionnelle, permettant une couverture plus large des paramètres d'entrée pour les butées. Chaque paramètre a été varié séparément, tandis que les autres étaient maintenus constants.

Les plaques encastrées ont montré une épaisseur minimale du film plus élevée et un débit plus faible par rapport aux plaques simplement supportées. Les différences entre ces deux configurations ont été observées dans divers situations, montrant des comportements différents concernant la distribution de la pression, le déplacement et d'autres paramètres de performance.

Les différences de performances des deux structures, même lorsque les conditions de fonctionnement étaient les mêmes, proviennent du fait que le mode de fixation des plaques influence leur rigidité. En particulier, une plaque encastrée est plus rigide qu'une plaque en appui simple, entraînant un débit plus faible. En général, les butées rigides ont tendance à avoir des débits plus faibles par rapport aux butées compliantes. Cependant, malgré des débits plus élevés, les butées compliantes montrent une portance supérieure. Par conséquent, plus la butée est élastique, plus sa capacité de charge est élevée. Ainsi, la plaque en appui simple, plus élastique, montre une capacité de charge supérieure.

Les approximations utilisées pour les modèles analytiques s'avère réaliste pour des charges faibles à moyennes. Lorsque les charges sont élevées, les pressions subséquentes sur la surface de contact deviennent également plus élevées, entraînant des déformées plus importants qui, à leur

tour, aboutissaient à des résultats s'écartant des hypothèses simplificatrices proposées. Le modèle numérique met clairement en évidence la raideur supérieure de la butée compliant, qui peut être jusqu'à deux fois celle d'une butée rigide. Une raideur maximale a également été mise en évidence, considérant qu'elle peut être un critère d'optimisation des butées. Les résultats théoriques ont montré que l'élasticité de la plaque influence de manière directement proportionnelle la raideur du film fluide.

Cependant, cet effet positif est limité par les déformées maximales, dans le cas des plaques très élastiques. Si la déformé maximal dépasse la moitié de l'épaisseur de la plaque, les effets élastiques non linéaires prédominent et le modèle linéaire utilisé ici devient moins réaliste. Aussi, lorsque la déformé augmente au-delà d'une certaine limite, la contrainte normale maximale devient également un point à surveiller.

Afin de prendre en compte les non-linéarités élastiques, un second modèle numérique, 2D et basé sur la méthode des éléments finis, a également été développé. La modélisation proposée couple l'équation de Reynolds à un logiciel capable de prendre en compte le comportement non linéaire de la plaque, à savoir Abaqus [1]. De nouvelles formulations d'éléments, qui ne sont pas disponibles dans la fonctionnalité standard d'Abaqus, peuvent être définies grâce à des procédures spécifiques nommés "User Subroutine". Par conséquent, un nouvel élément "Reynolds" (Reynolds user Subroutine - RUE) est développé et mis en œuvre pour modéliser l'interaction fluide/structure. À chaque itération, Abaqus fournit à RUE les valeurs de déplacement. Ainsi, l'équation de Reynolds, couplée aux équations d'équilibre de charge et d'équilibre de débit est résolue pour un déplacement connu. Le champ de pression résultant est renvoyé à Abaqus pour calculer une nouvelle déformation. Un processus itératif est utilisé pour obtenir la convergence.

L'étude numérique compare les modèles d'élasticité linéaire et non linéaire à travers diverses cas d'étude, révélant des différences significatives au niveau des déplacements et des contraintes de von Mises (Fig. 7), en particulier pour les plaques minces à des valeurs élevées du paramètre dimensionnel K .

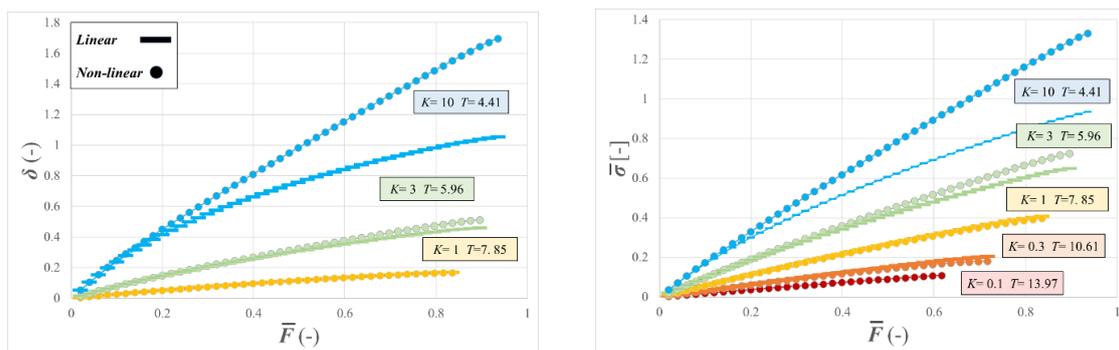


Fig. 7. Comparaison entre les modèles du déplacement linéaire et non linéaire : déplacements (a) et contraintes von Mises (b)

Les modèles linéaires sont plus précis pour les faibles valeurs (inférieurs à 3) de K , montrant jusqu'à 50 % d'erreurs en termes du déplacement et 40 % en termes de contraintes pour des valeurs plus élevées, par rapport aux résultats obtenus en utilisant un modèle de déformations non linéaires. Pour des valeurs d'erreur acceptables (<10 %), K devrait être maintenu en dessous de 4. Ces résultats étaient en accord avec les résultats de discrétisation par différences finies précédents, confirmant les limites des modèles d'élasticité linéaire.

Chapitre 3. : TRAVAIL EXPÉRIMENTAL POUR LES CONFIGURATIONS AVEC UNE SEULE POCHE

Dans une première étape, initiée à l'Université Politechnica de Bucarest (UPB), l'étude expérimentale a suivi une série d'expériences menées en parallèle sur une butée hydrostatique compliant non rotative avec une seule poche (Fig. 8), ainsi qu'une alternative rigide. Les expériences visaient à valider les résultats théoriques (c'est-à-dire analytiques et numériques – Ch. 2).

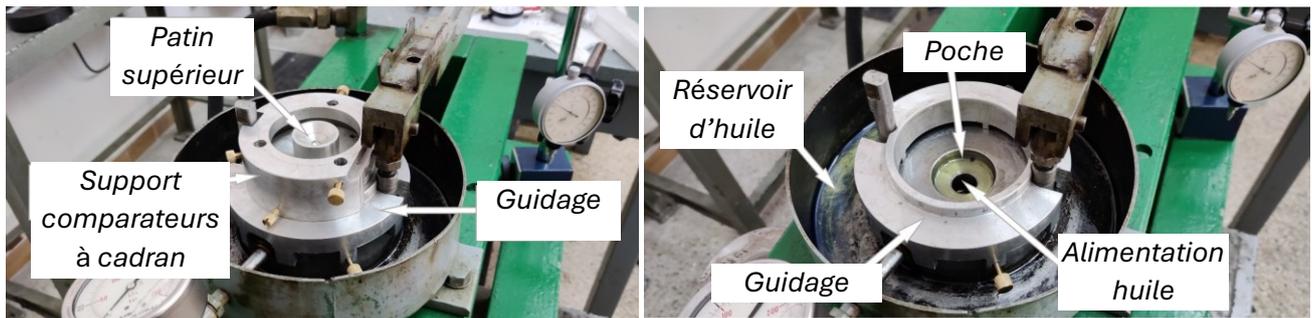


Fig. 8. La butée elasto-hydrostatique (EHS) testée

Le travail expérimental a été réalisé sur un banc d'essai situé au Département des Éléments de Machines et Tribologie de l'UPB, principalement utilisé pour tester des butées rigides. Le banc a été adapté pour accueillir le nouveau dispositif expérimental et son instrumentation a été mise à niveau. Le banc d'essai et sa vue schématique détaillée sont présentés sur la Fig. 9.

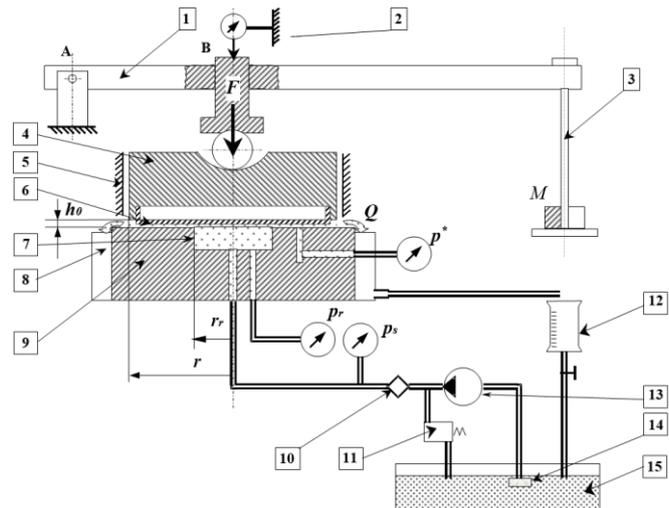
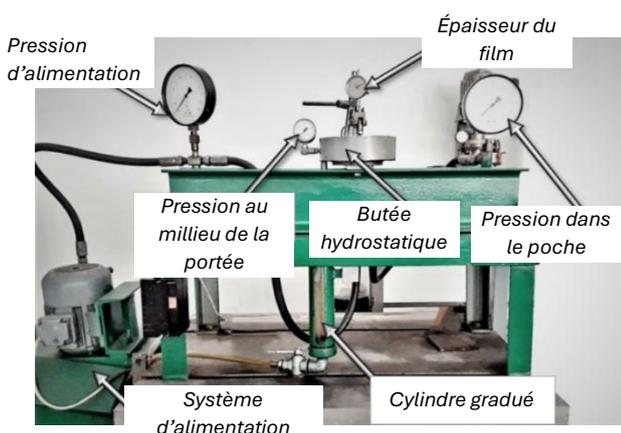


Fig. 9. Le banc d'essai et sa vue schématique

L'huile injectée dans la poche est collectée dans un réservoir situé au diamètre extérieur de la butée. Le banc d'essai utilisait un lubrifiant hydraulique ISO VG-46. Les charges étaient appliquées mécaniquement à l'aide d'un bras amplificateur rigide, articulé à une extrémité par une articulation sphérique, qui presse sur le patin supérieur et assure l'alignement des deux patins. À l'autre extrémité du bras, une plaque de charge pouvait être chargée avec divers poids calibrés. Une série de charges a été utilisée, variant jusqu'à 1200 N lors des tests sur les butées rigides, et atteignant près de 2000 N pour les configurations élastiques.

La méthodologie expérimentale pour tester les butées hydrostatiques implique plusieurs étapes. Tout d'abord, il est essentiel de vérifier que le robinet du cylindre gradué n'est pas ouvert et, s'il l'est, tout lubrifiant restant de l'expérience précédente doit être retiré. Les comparateurs à cadran doivent être ajustés à zéro, correspondant à une épaisseur de film nulle.

Ensuite, le premier poids de masse connue M doit être placé sur la plaque de charge située au bord du bras d'amplification, et le moteur électrique qui entraîne la pompe à huile de boîte de vitesses doit être mis en marche. À ce stade, il convient d'observer de près le manomètre de pression de la poche et d'enregistrer le premier saut dans la valeur de pression, connu sous le nom de pression de levage. Après avoir atteint cette pression maximale, la valeur de la pression de la poche devrait se stabiliser. Ensuite, les valeurs des pressions d'alimentation, de la poche et du milieu de la portée, ainsi que les valeurs des épaisseurs de film lues sur les comparateurs à cadran, doivent être enregistrées.

Pour mesurer le débit, le robinet du cylindre gradué doit être fermé et le temps nécessaire à l'accumulation d'un volume fixe d'huile dans le cylindre gradué doit être mesuré. La température de l'huile dans le réservoir d'huile doit également être mesurée.

Une fois ces mesures enregistrées, le robinet du cylindre doit être ouvert et le moteur électrique arrêté. Le processus doit ensuite être répété pour différents poids, généralement avec des incréments croissants de 100 N. Il est important de s'assurer que le poids maximal M ne dépasse pas 1200 N pour la butée rigide et 2000 N pour le dispositif compliant. Enfin, pour disposer d'un ensemble de données exploitables, les expériences doivent être réalisées avec au moins 5 charges différentes sur la plaque.

La validation expérimentale impliquait des comparaisons quantitatives entre les prédictions computationnelles et les résultats expérimentaux afin de garantir que le modèle théorique utilisé reflète avec une précision suffisante le comportement réel du système mécanique. Pour l'évaluation des données numériques, les résultats obtenus par des moyens expérimentaux ont été utilisés (Fig. 10).

L'analyse a suivi deux directions :

- L'évaluation des différences entre les résultats théoriques et expérimentaux.
- Une comparaison entre les résultats obtenus pour la butée rigide et deux configurations élastiques ayant des plaques de différentes épaisseurs.

Les résultats ont clairement démontré la supériorité de la solution de conception élastique par rapport à une butée rigide classique. De plus, les résultats obtenus étaient très similaires à ceux prédits et mesurés pour les butées elasto-hydrostatiques (EHS) à patins structurellement élastiques.

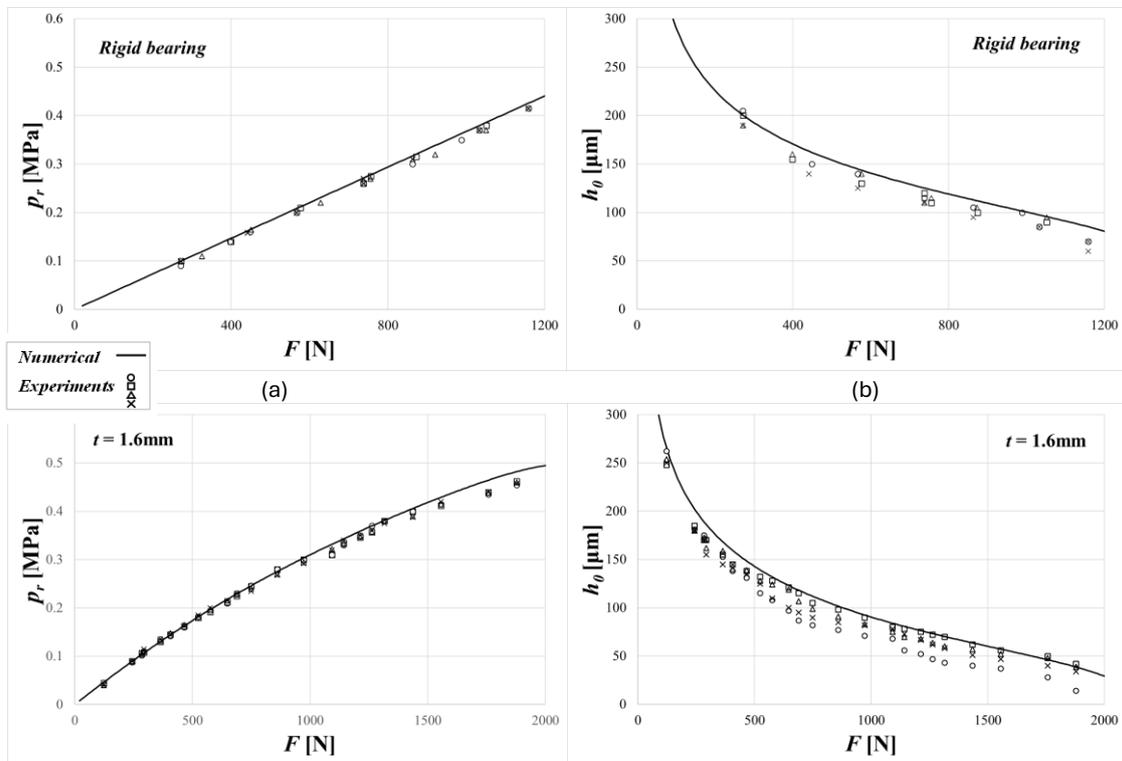


Fig. 10. Les résultats numériques par rapport aux résultats expérimentaux pour les butées rigides et compliantes

Chapitre 4. : MODÈLES THÉORIQUES POUR LES BUTÉES AVEC POCHE MULTIPLES

Les résultats théoriques et expérimentaux obtenus précédemment pour le butée hydrostatique élastique avec une seule poche circulaire ont montré que cette géométrie est sujette au mésalignement à des charges moyennes à élevées ; ce problème peut être important, car il entraîne une augmentation du débit et, dans les cas les plus graves, un fonctionnement instable. Pour remédier aux inconvénients rencontrés lors des tests de la butée avec une seule poche, une nouvelle configuration de butée, avec plusieurs poches, a été recherchée.

Les butées hydrostatiques avec des poches multiples présentent plusieurs avantages par rapport aux configurations avec une seule poche. Tout d'abord, leur nombre accru des poches permet une répartition plus uniforme de la charge. Cela rend les butées à multi-poches adaptés aux applications lourdes telles que les grandes machines industrielles ou les applications aérospatiales.

Deuxièmement, dans le cas des butées rigides, les configurations avec des poches multiples ont été utilisées pour offrir une meilleure raideur et des caractéristiques d'amortissement améliorées. Cela peut contribuer à réduire les vibrations et à améliorer la stabilité globale de la butée, ce qui est important dans les applications où la précision et l'exactitude sont critiques.

De plus, les butées aux poches multiples peuvent fonctionner avec une pression d'alimentation plus basse que les butées avec une seule poche, ce qui réduit la consommation d'énergie et peut entraîner des économies à long terme. Cette pression d'alimentation plus basse aide également à réduire la quantité de chaleur générée pendant le fonctionnement, ce qui peut contribuer à prolonger la durée de vie de la butée.

En résumé, les butées hydrostatiques multi-poche offrent plusieurs avantages par rapport à leurs homologues uni-poche, ce qui en fait une option attrayante pour un large éventail d'applications.

Les aspects pris en compte dans la modélisation de la butée avec plusieurs poches comprenaient le nombre de poches, leur angle d'étendue et par conséquent leur surface par rapport à celle de la surface de la butée. L'étude aborde les butée planes (Fig. 11b) ainsi que les butées annulaires (Fig. 11a).

Bien que les géométries analysées présentent des différences en termes de nombre des poches ou de géométrie de la plaque, le modèle de base pour les butées hydrostatiques élastiques proposés reste le même pour les deux configurations. La butée se compose de deux patins circulaires, entre lesquels une plaque élastique – l'élément de compliance – est interposée.

La plaque rigide, qui se déforme sous l'action de la pression d'alimentation, recouvre le patin supérieur, qui présente une cavité de faible profondeur. La plaque est mince, flexible et faite d'un matériau homogène et isotrope ; plusieurs épaisseurs de plaques ont été analysées. Le patin inférieur comporte trois ou quatre poches sous la forme de secteurs trapézoïdaux annulaires, qui sont ensuite reliés au système d'alimentation par un ensemble de dispositifs de compensation de débit.

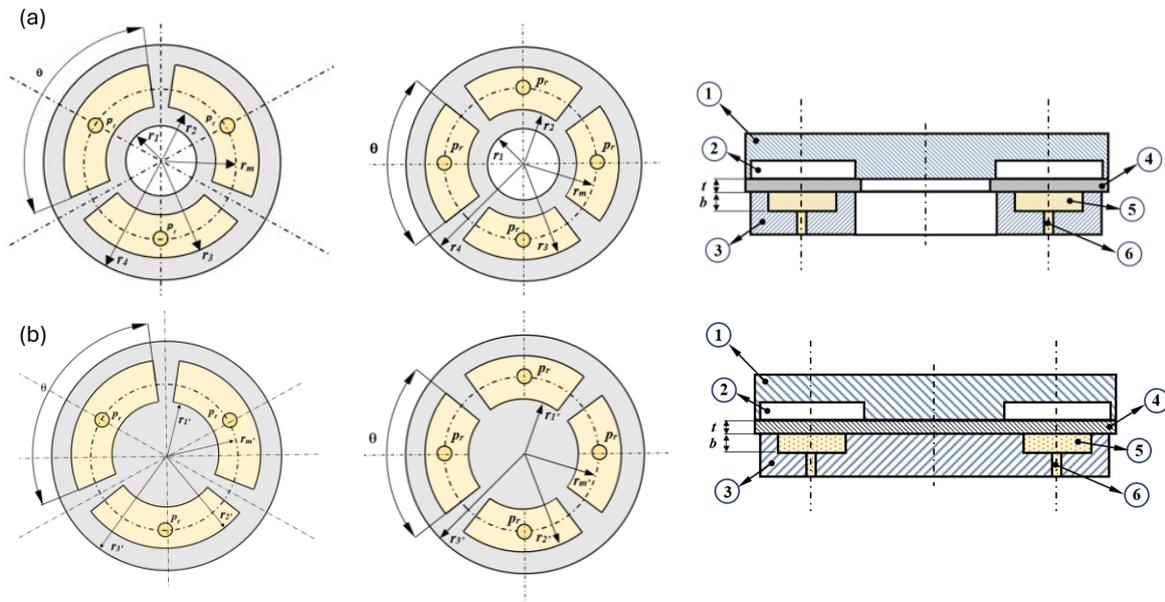


Fig. 11. Butées annulaires (a) et butées d'extrémité (b) avec plusieurs poches

Les analyses ont été réalisées en termes adimensionnels, et des graphiques du coefficient de puissance H_f ont été tracés en fonction du rayon relatif $R' = \frac{r_3 - r_2}{r_4 - r_1}$. Les résultats ont été générés à l'aide d'un code Fortran qui utilise une discrétisation par éléments finis et la méthode de la matrice de souplesse pour prendre en compte l'élasticité des plaques. L'algorithme numérique utilise la méthode de Newton-Raphson, similaire à celle utilisée pour la modélisation 1D décrite dans le chapitre 2.

Comme montré par Bassani et Piccigallo [2], la géométrie optimale des alvéoles pour les butées annulaires, permet de minimiser les pertes de puissance lorsque le paramètre R' est d'environ 0,4. L'épaisseur minimale du film ne montre pas des différences significative entre les butées rigides et les butées compliantes.

Les butées compliantes avec des plaques plus fines ont montré les pertes totales de puissance les plus faibles lors de fonctionnements mésalignés et en présence d'un mouvements rotationnels (Fig. 12a). Cependant, la configuration de la plaque annulaire est intrinsèquement plus rigide, ce qui limite l'effet de souplesse. Cette considération pratique a incité à une étude expérimentale supplémentaire et

à une validation théorique d'une configuration de butée plane à trois alvéoles, décrite dans le chapitre suivant.

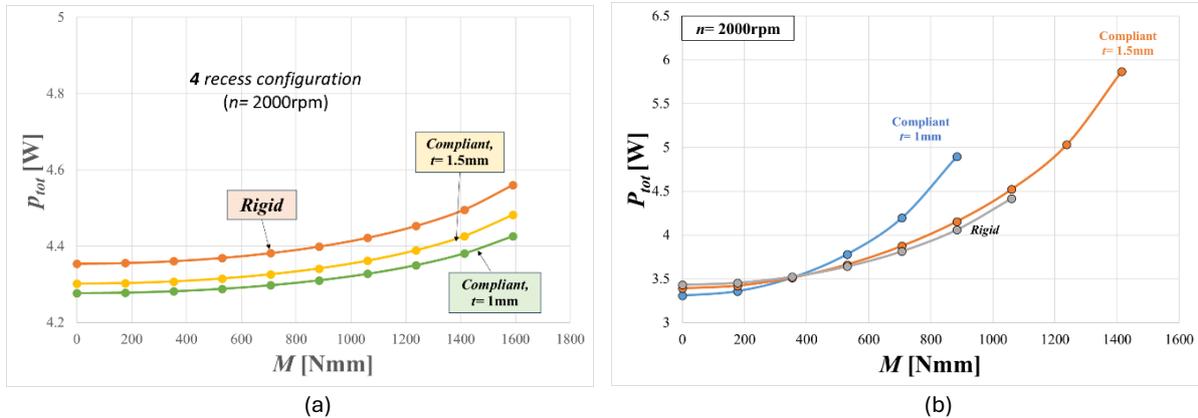


Fig. 12. Pertes de puissance totales pour les butées annulaires (a) et les butées d'extrémité (b)

Dans le cas des butées planes, les pertes minimales de puissance se sont déplacées vers des valeurs plus élevées de souplesse. Lors de fonctionnements mésalignés et de mouvements rotationnels, la butée compliant avec la plaque la plus épaisse (1,5 mm) a donné les meilleures performances, présentant des pertes de puissance inférieures tout en supportant des moments plus élevés (Fig. 12b).

Chapitre 6. : TRAVAIL EXPÉRIMENTAL POUR LES CONFIGURATIONS AVEC POCHE MULTIPLES

Le banc d'essai, tel que représenté dans la Fig. 13 et illustré par un modèle CAO dans la même figure, a été conçu pour fonctionner selon deux configurations : l'une impliquant un mouvement de rotation et l'autre pour des conditions statiques.

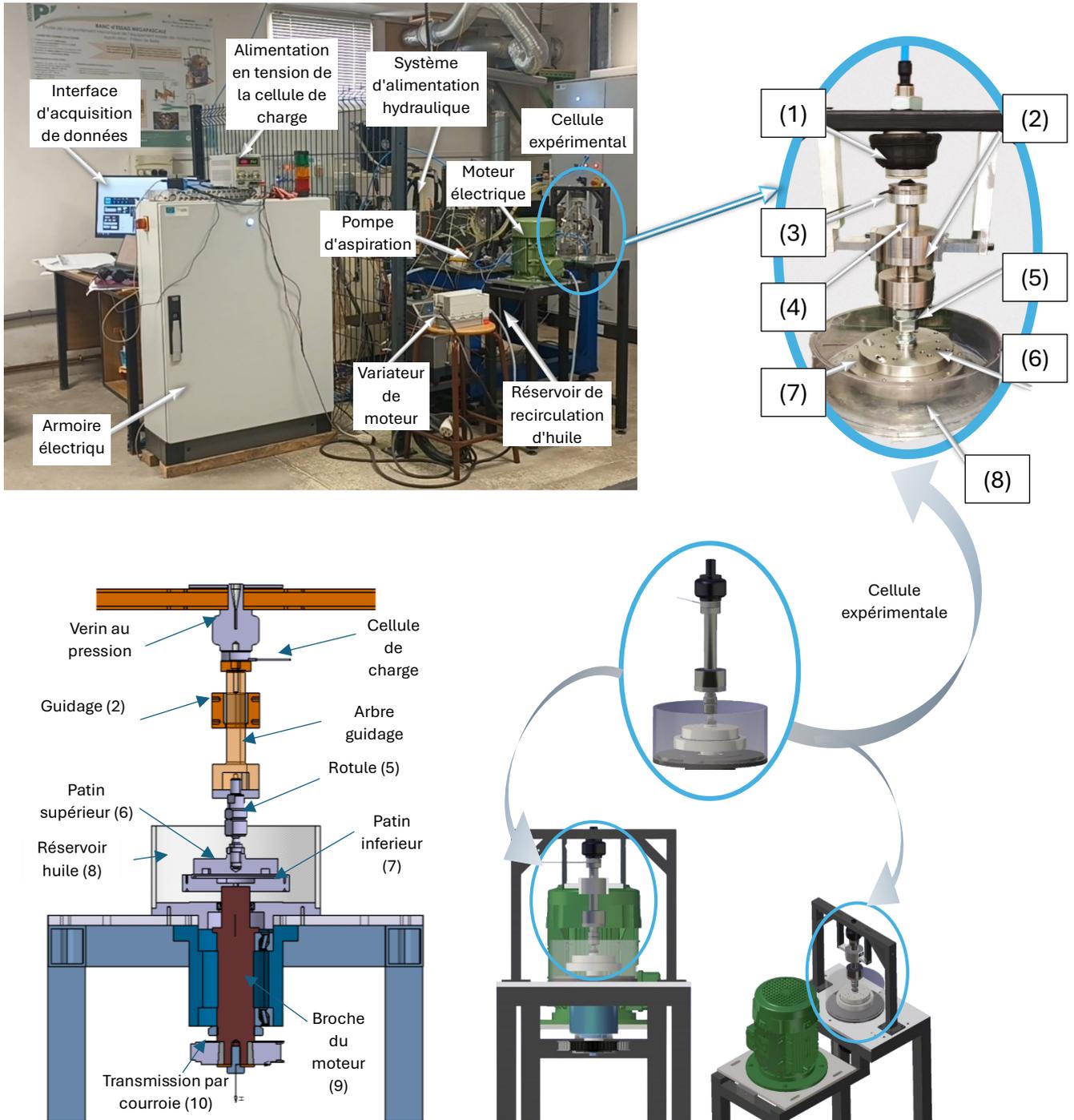


Fig. 13. Banc d'essai et modèle CAO avec détails

Pour chaque configuration d'essai, un système d'alimentation était nécessaire. Ce système d'alimentation comprend une pompe avec une capacité maximale de 20 L/min et capable d'atteindre une pression allant jusqu'à 20 bars. De plus, la centrale d'essais dispose d'un système de refroidissement et de régulation de la température, d'un réservoir principal d'huile (d'une capacité d'environ 100 L), ainsi que d'une pompe d'aspiration et d'un second réservoir pour la recirculation de l'huile.

Pour la configuration impliquant un mouvement de rotation, la partie inférieure de la butée (7) est contenue dans un récipient (8) destiné à collecter l'huile lubrifiante, étanché avec un joint à lèvres. Le récipient a une forme annulaire pour permettre le passage de l'arbre (9), sur laquelle la partie inférieure de la butée est montée à l'aide de trois vis équidistantes de type M4. La broche est reliée à un moteur électrique par une transmission à courroie crantée (10). La vitesse du moteur est contrôlée à l'aide d'un variateur.

Sur la partie inférieure de la butée, des plaques de différentes épaisseurs peuvent être montées. Le patin supérieur (6), est monté en contact avec les plaques déformables ou alternativement avec un composant intermédiaire rigide.

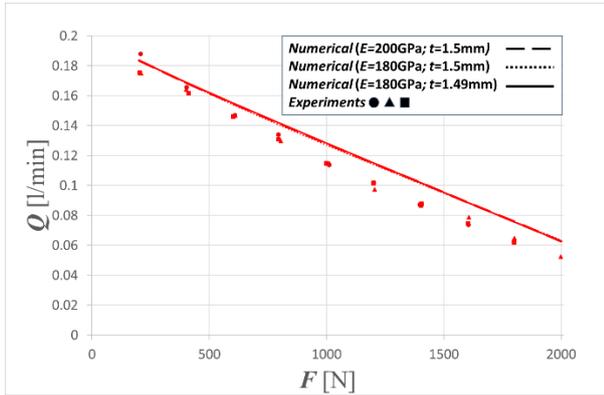
La charge est appliquée à l'aide d'un système de pressurisation à air, relié à un vérin pneumatique (1), permettant d'appliquer une force maximale d'environ 3000 N. Le vérin appuie sur un capteur de force (3) monté sur le dessus d'un arbre guidé (4), connecté ensuite à un système de joint sphérique (5) qui, à son tour, est fixé sur le patin supérieur. Le système de guidage de l'arbre est utilisé pour assurer la concentricité du patin supérieur avec le patin inférieur, en permettant des mouvements dans quatre directions à 90 degrés, tandis que le système de joint sphérique permet à la butée de s'auto-aligner pendant le fonctionnement.

Dans la deuxième configuration expérimentale destinée aux tests effectués en conditions statiques - celle utilisée pour les tests présentés ici - la broche de moteur a été retirée pour permettre la mesure de la déformation au centre de la plaque.

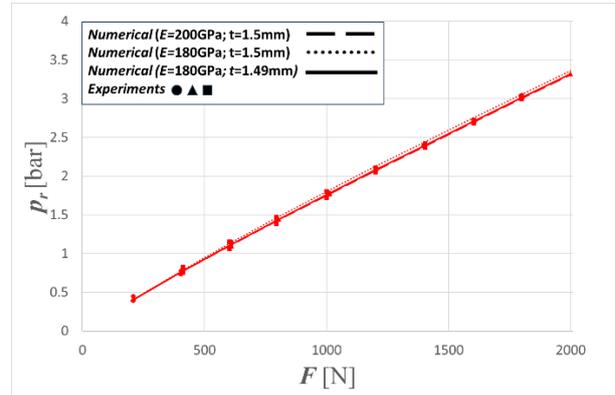
Les multiples séries de tests réalisées ont fourni des résultats fiables. La configuration de la butée rigide a montré des débits les plus bas, des pressions de poche plus élevées et des épaisseurs de film minimal plus grandes, ce qui concorde avec les résultats précédents pour la configuration avec une seule poche.

La configuration de plaque avec ajustement par interférence, bien que moins analysée en détail, a montré des performances similaires à la configuration vissée sous des charges faibles et moyennes, mais avec des débits plus élevés, des pressions de poche plus faibles et moins de déformation.

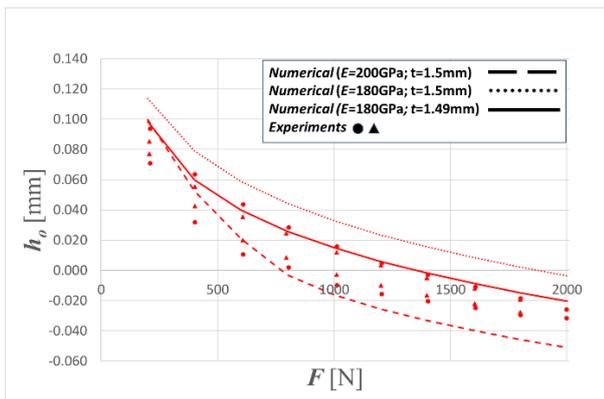
Les simulations numériques, tenant compte des conditions exactes des tests et des paramètres variables, ont indiqué que bien que le module de Young ait un impact minimal, la légère variation de l'épaisseur de la plaque influençait significativement les résultats (Fig. 14). Le meilleur ajustement entre les données théoriques et expérimentales a été obtenu avec un module de Young de 180 GPa et une épaisseur de plaque de 1,49 mm.



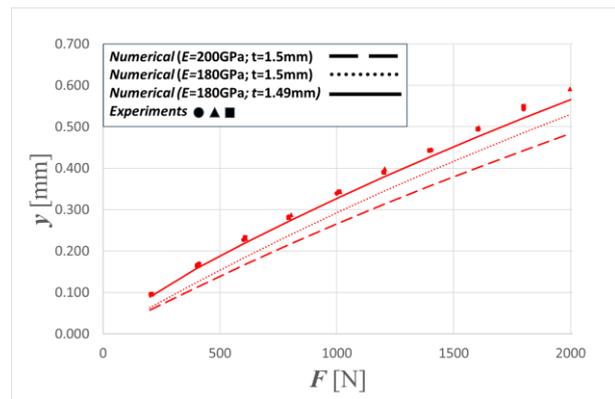
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 14. Les résultats numériques par rapport aux résultats expérimentaux pour les butées à poches multiples

Chapitre 6. : CONCLUSIONS GÉNÉRALES ET PERSPECTIVES

Pour les butées avec une seule poche :

Deux solutions analytiques pour les plaques serrées et u appui simple ont été validées par rapport aux modèles numériques. Les résultats ont montré un bon accord avec des différences relatives de 1 à 5 % à faibles et moyennes charges, augmentant à 13 % à charges élevées.

L'étude a mis en évidence trois paramètres sans dimension (K , T , R) influençant les performances de la butée, la distribution de pression et la déformation de la plaque. Le paramètre composite KT était particulièrement significatif en raison de l'interaction fluide-structure impliquée.

Les plaques encastrées ont montrés une épaisseur minimale de film plus élevée et des débits plus faibles par rapport aux plaques un appui simple, en raison de leur raideur supérieure. Les plaques un appui simple, étant plus élastiques, ont montré une capacité de charge plus élevée.

À des charges plus élevées, les modèles analytiques s'éloignent des résultats numériques. L'étude a montré que plus l'élasticité est importante, plus la raideur augmente. Cependant, de grandes déformations pourraient entraîner des effets non linéaires et des niveau de contraintes dangereux.

Des différences significatives ont été trouvées entre les modèles d'élasticité linéaire et non linéaire ; les modèles linéaires étaient précis pour les faibles valeurs de K (inférieures à 4), mais les effets non linéaires sont devenus prédominant pour des valeurs plus élevées.

Les comparaisons entre les résultats théoriques et expérimentaux ont confirmé l'exactitude des modèles numériques. Il a été démontré que les butées compliantes surpassent les rigides en termes de capacité de charge et de raideur.

Pour les butées avec des poches multiples :

Une géométrie optimale de poche pour les butées annulaires afin de minimiser les pertes de puissance a été identifiée, avec R' autour de 0,4, en accord avec les résultats de recherche [2]. Les butées compliantes et rigides ont montré une épaisseur minimale de film similaire.

Pour le fonctionnement avec décalage et mouvement rotatif, les butées annulaires avec des plaques plus minces ont présenté des pertes de puissance moindres. Cependant, la configuration annulaire n'a pas mis en évidence de manière significative les effets de compliance.

Dans les configurations de butées palnes, les pertes de puissance se sont déplacées avec l'augmentation de la compliance. Les plaques compliantes les plus épaisses (1,5 mm) ont mieux performé dans des conditions de mésalignement.

Des conditions d'essai cohérentes ont validé les simulations numériques, les butées rigides montrant des débits plus faibles, et des pressions plus élevées dans les poches. La configuration avec ajustement par interférence a performé de manière similaire aux butées vissés mais avec des débits plus élevés et des pressions plus faibles sous différentes charges.

L'épaisseur de la plaque a eu un impact significatif sur les résultats, tandis que le module de Young a eu un effet minimal. Le meilleur ajustement entre les données théoriques et expérimentales a été obtenu avec une épaisseur de plaque de 1,49 mm et un module de Young de 180 GPa.

Conclusions Générales

Les butées compliantes surpassent généralement les rigides en termes de capacité de charge et de fonctionnement mésaligné, bien qu'ils puissent avoir des débits plus élevés.

Les paramètres sans dimension K , T , R , et leurs formes composées sont essentiels pour l'optimisation de la conception de la butée, influençant significativement les caractéristiques de performance.

Pour des charges élevées et des déformations importantes, les modèles d'élasticité non linéaire fournissent des prédictions plus précises que les modèles linéaires.

Perspectives

Des analyses de charge dynamique sont envisagées comme perspectives, afin de comprendre le comportement transitoire des butées hydrostatiques compliantes. Cela inclut l'étude de l'impact des charges fluctuantes et de la capacité de la butée à amortir les vibrations et absorber les chocs.

Des tests expérimentaux seront réalisés dans des conditions de fonctionnement rotatif, afin de vérifier leur concordance avec les analyses numériques. L'étude se concentrera principalement sur la compréhension de l'impact de la vitesse de rotation sur la distribution de pression, l'épaisseur du film, la génération de chaleur, ainsi que sur d'autres paramètres de performance. Une étude sur les effets des forces centrifuges sur le film fluide et la structure de la butée, en particulier à haute vitesse de rotation, pourrait également être envisagée. Différents matériaux pourraient être utilisés pour l'élément compliant (par exemple, laiton, bronze, aluminium).

BIBLIOGRAPHIE

- [1] ****ABAQUS Analysis User's Manual*, Version 6.11, 2011, <http://abaqusdocs.eait.uq.edu.au/v6.11/books/usb/default.htm>
- [2] Bassani, R., and Piccigallo, B., *Hydrostatic Lubrication*, Elsevier Science, 1996
- [3] Castelli, V., Rightmire, G. K., and Fuller, D. D., "On the Analytical and Experimental Investigation of a Hydrostatic, Axisymmetric Compliant-Surface Thrust Bearing", *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 89, no. 4, 1967, pp. 510-519
- [4] Davies, P. B., "Investigation of an All-Metallic Flexible Hydrostatic Thrust Bearing", *ASLE Transactions*, vol. 17, no.2, 1974, pp. 117-126
- [5] Etsion, I., "Nonaxisymmetric Incompressible Hydrostatic Pressure Effects in Radial Face Seals", *Journal of Lubrication Technology*, vol. 100, 1978, pp. 379-384
- [6] Frêne, J., Nicolas, D., Degueurce, B., Berthe, D., and Godet, M., *Lubrification Hydrodynamique : Butées et Butées*, Eyrolles, Paris, 1990
- [7] Heshmat, H., Walowit, J.A., Pinkus, O., "Analysis of gas-lubricated foil journal bearings", *Journal of Lubrication Technology*, vol.105, 1983, pp. 647-655
- [8] Lattime, S.B., Braun, M.J., Choy, F.K., "Design considerations towards the construction of hybrid floating brush seal (HFBS)", *Tribology International*, vol. 37(2), 2004, pp. 159-167
- [9] Nicholson, J.A., *Introduction to programming using FORTRAN 95*, www.fortrantutorial.com, 2001
- [10] Howarth, R. B., "Effects of Tilt on The Performance of Hydrostatic Thrust Pads", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 185, 1970, pp. 717-723
- [11] Howell, L.L., *Compliant mechanisms*, John Wiley & Sons, New York, 2001
- [12] Van Ostayen, R. A. J., *The Hydro-Support: An Elasto-Hydrostatic Thrust Bearing with Mixed Lubrication*, Ponsen & Looijen BV, Wageningen, 2002
- [13] Reynolds, O. "On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil". *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 1886
- [14] Timoshenko, S. and Woinowsky-Krieger, S., *Theory of Plates and Shells*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1959
- [15] Young, W. and Budynas, R., *Roark's formulas for stress and strain*, McGraw-Hill Companies, New York, 2011