



HAL
open science

Contribution à l'étude des caractéristiques des paliers et butées hydrodynamiques

Jean Bouyer

► **To cite this version:**

Jean Bouyer. Contribution à l'étude des caractéristiques des paliers et butées hydrodynamiques. Mécanique des structures [physics.class-ph]. Université de Poitiers, 2013. <tel-05030159>

HAL Id: tel-05030159

<https://hal.science/tel-05030159v1>

Submitted on 11 Apr 2025

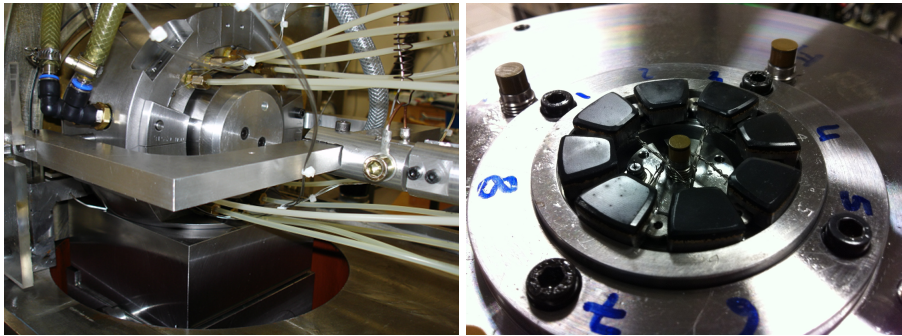
HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



HAL Authorization

Contribution à l'étude des caractéristiques des paliers et Butées hydrodynamiques



Par :

Jean BOUYER

HABILITATION À DIRIGER DES RECHERCHES

Soutenance le 20 septembre 2013

JURY

M.J. BRAUN	Professor	University of Akron	Rapporteur
M. WASILCZUK	Associate Professor, HdR	University of Gdansk	Rapporteur
I.F. SANTOS	Professor	Denmark Technical University	Rapporteur
B. BOU-SAÏD	Maître de Conférences, HdR	INSA de Lyon	Examineur
D. BONNEAU	Professeur Émérite	Université de Poitiers	Examineur
O. BONNEAU	Professeur	Université de Poitiers	Examineur
M. FILLON	Directeur de Recherche CNRS	Université de Poitiers	Examineur
D. MAZUYER	Professeur	École Centrale de Lyon	Examineur

A mes enfants,
Pierre,
Lucie,
Thomas,
et Nina.

A mon épouse Sabrina,

A tous ceux qui me sont chers...

Table des matières

Introduction	9
1 Généralités sur la lubrification hydrodynamique	13
1.1 Introduction	14
1.2 Cas élémentaires de portance	15
1.2.1 Surfaces parallèles	15
1.2.2 Surfaces inclinées	17
1.2.3 Patin de Rayleigh	18
1.3 Les butées	18
1.4 Les paliers	20
1.5 Les effets thermiques et les déformations	21
1.5.1 L'approche globale	22
1.5.2 L'approche ThermoHydroDynamique : THD	23
1.5.3 L'approche ThermoElastoHydroDynamique : TEHD	24
1.6 Conclusion	24
2 Dispositifs expérimentaux	27
2.1 Introduction	27
2.2 Centrale Hydraulique	28
2.3 Machine d'essais de paliers	30
2.4 Machine d'essais de butées	36
2.5 Prochaines évolutions	41

2.6	Projet Equipex GAP	42
2.7	Conclusion	45
3	Caractéristiques statiques des paliers	47
3.1	Conditions sévères	48
3.1.1	Mésalignement	48
3.1.2	Déformations	51
3.1.3	Usure	53
3.1.4	Influence des caractéristiques des surfaces	61
3.2	Influence des lubrifiants	67
3.3	Palier à rainure circonférentielle	70
3.4	Conclusion	77
4	Caractéristiques statiques des butées	79
4.1	Etudes sur les conditions dégradées	80
4.1.1	Etude rhéologique : expérimentations et modélisation sur le mélange huile-eau	81
4.1.2	Etude numérique	83
4.1.3	Expérimentations sur les butées à patins oscillants	87
4.1.4	Comparaison théorie/expérimentations	91
4.1.5	Conclusion	93
4.2	Texturations	94
4.2.1	Butée à plans inclinés	95
4.2.2	Butée plane	97
4.2.3	Butée texturée	99
4.2.4	Comparaison	103
4.2.5	Conclusion	105
4.3	Influence des matériaux	106
4.3.1	Introduction	106
4.3.2	Butées à pivots décentrés	107
4.3.3	Butées à pivots centrés	109
4.3.4	Comparaison peek/régule pour les butées à pivots centrés	112
4.3.5	Conclusion	115
4.4	Conclusion	117
5	Conclusions et perspectives	119

TABLE DES MATIÈRES

7

Bibliographie

123

Introduction

Ce document est l'aboutissement de dix années de recherches passées au Laboratoire de Mécanique des Solides, devenu le département Génie Mécanique et Systèmes Complexes de l'Institut Pprime en janvier 2010.

Après une brève introduction reprenant les bases de la lubrification hydrodynamique que j'enseigne en deuxième année de Master, la première partie est consacrée à l'étude des paliers hydrodynamiques qui ont été le point de départ de mon intérêt pour la Tribologie et plus particulièrement pour la lubrification.

La seconde partie concerne les butées hydrodynamiques sur l'étude desquelles j'ai passé une bonne partie de mon temps ces dernières années, en parallèle avec les études menées sur les paliers.

Enfin, une conclusion reprend les points forts ainsi que les projets de recherche qui me tiennent à coeur.

Mais avant de commencer :

- Je tiens surtout à exprimer ma plus profonde gratitude à mon collègue Michel FILLON, pour sa présence inconditionnelle, ses conseils avisés et ses encouragements ainsi que sa bonne humeur.
- Je tiens à remercier tous ceux qui ont accepté de relire et juger ce travail. Pour les rapporteurs étrangers, vous trouverez ci-dessous une liste des travaux dans lesquels vous pourrez retrouver une grande partie du contenu de ce mémoire,
- Un grand merci également à tous les étudiants qui ont largement contribué aux travaux présentés dans ce mémoire.

For international reviewers, please find below a list of publications that may help you in your review process, most of the work presented in this memory is detailed in those references. If you need more details or electronic versions of the papers please feel free to contact me.

- J. Bouyer and M. Fillon, “An experimental analysis of misalignment effects on hydrodynamic plain journal bearing performances,” *Journal of Tribology*, vol. 124, no. 2, pp. 313–319, 2002. Cited By (since 1996) : 14
- I. Pierre, J. Bouyer, and M. Fillon, “Thermohydrodynamic study of misaligned journal bearings-comparision between experimental data and theoretical results,” *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, vol. 7, pp. 949–960, 2002
- J. Bouyer and M. Fillon, “Improvement of the thd performance of a misaligned plain journal bearing,” *Journal of Tribology*, vol. 125, no. 2, pp. 334–342, 2003. Cited By (since 1996) : 2
- J. Bouyer and M. Fillon, “On the significance of thermal and deformation effects on a plain journal bearing subjected to severe operating conditions,” *Journal of Tribology*, vol. 126, no. 4, pp. 819–822, 2004. Cited By (since 1996) : 2
- J. Bouyer and M. Fillon, “Relevance of the thermoelastohydrodynamic model in the analysis of a plain journal bearing subjected to severe operating conditions,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 218, no. 5, pp. 365–377, 2004. Cited By (since 1996) : 3
- M. Fillon and J. Bouyer, “Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearing,” *Tribology International*, vol. 37, no. 2, pp. 129–136, 2004. Cited By (since 1996) : 7
- I. Pierre, J. Bouyer, and M. Fillon, “Thermohydrodynamic behavior of misaligned plain journal bearings : Theoretical and experimental approaches,” *Tribology Transactions*, vol. 47, no. 4, pp. 594–604, 2004. Cited By (since 1996) : 6
- J. Bouyer, M. Fillon, and I. Pierre-Danos, “Influence of wear on the behavior of a two-lobe hydrodynamic journal bearing subjected to numerous startups and stops,” *Journal of Tribology*, vol. 129, no. 1, pp. 205–208, 2007
- F. P. Brito, A. S. Miranda, J. Bouyer, and M. Fillon, “Experimental investigation of the influence of supply temperature and supply pressure on the performance of a two-axial groove hydrodynamic journal bearing,” *ASME Journal of Tribology*, vol. 129, no. 1, pp. 98–105, 2007

- J. Bouyer and M. Fillon, “Experimental measurement of the friction torque on hydrodynamic plain journal bearings during start-up,” *Tribology International*, vol. 44, pp. 772–781, 2011
- A. Cristea, J. Bouyer, M. Fillon, and M. Pascovici, “Pressure and temperature field measurements of a lightly loaded circumferential groove journal bearing,” *STLE Tribology Transactions*, vol. 54, pp. 806–823, 2011
- E. Harika, M. Hélène, J. Bouyer, and M. Fillon, “Impact of lubricant contamination with water on hydrodynamic thrust bearing performance.,” *Mechanics & Industry*, vol. 12, pp. 353–359, 2011
- E. Harika, S. Jarny, P. Monnet, J. Bouyer, and M. Fillon, “Effect of water pollution on rheological properties of lubricating oil.,” *Applied Rheology*, vol. 21, pp. 1–9, 2011
- M. Kasai, M. Fillon, J. Bouyer, and S. Jarny, “Influence of lubricants on plain bearing performance : evaluation of plain bearing performance with polymer-containing oils.,” *Tribology International*, vol. 46, pp. 190–199, 2012
- E. Harika, J. Bouyer, M. Fillon, and M. Hélène, “Measurements of lubricants char of a tilting-pad thrust bearing disturbed by a water-contaminated lubricant.,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 227, pp. 16–25, 2013

Généralités sur la lubrification hydrodynamique

Les frottements sont omniprésents dans tout ce qui nous entoure. Que l'on cherche à les réduire ou au contraire à les maintenir, il est indispensable de connaître les mécanismes qui les provoquent. Ainsi est née la Tribologie, science du frottement, qui regroupe trois domaines majeurs d'étude : la lubrification, le frottement et l'usure. Chacun de ces domaines peuvent interagir les uns avec les autres : un mécanisme lubrifié peut par exemple s'user en raison du frottement induit par un contact direct entre certaines parties. C'est ce qui a motivé mon attrait pour la Tribologie, qui est un domaine de recherche qui fait appel à un grand nombre de connaissances, afin de comprendre des phénomènes parfois extrêmement complexes. Mais la Tribologie étant un vaste domaine, les recherches que j'ai entreprises voilà bientôt quinze ans se sont concentrées sur la lubrification, dont je ferai une brève présentation dans la suite de ce chapitre.

La lubrification a pour principal but de diminuer le frottement entre deux pièces en mouvement relatif. Elle intervient dans de très nombreuses applications, aussi bien dans les mécanismes que chez les êtres vivants ; citons par exemple les articulations du corps humain ou encore les guidages d'arbres, dans de nombreux domaines allant de l'énergie à l'agro-alimentaire en passant par l'aéronautique ou encore les composants informatiques. Les études que j'ai menées se sont principalement concentrées sur les mécanismes de guidage que sont les paliers et butées hydrodynamiques. Bien que leur comportement soit aujourd'hui très bien prédit par les méthodes numériques, les expérimentations sur de nouveaux sujets tels que la lubrification mixte, la texturation ou encore les matériaux et lubrifiants com-

plexes, sont indispensables à la validation des nouvelles théories développées. C'est pourquoi ce chapitre fait un bref rappel des principales théories de la lubrification hydrodynamique.

1.1 Introduction

Les équations générales de la lubrification hydrodynamique par un fluide newtonien prennent différentes formes selon les hypothèses effectuées. La plus connue, dérivée des équations de Navier-Stokes est l'équation de Reynolds [16]. Afin d'y parvenir, un certain nombre d'hypothèses sur le fluide et la géométrie du contact, assez restrictives mais tout à fait spécifiques à l'étude des problèmes particuliers de la lubrification, sont nécessaires. Prenons l'exemple de deux surfaces quelconques séparées par un film fluide illustré ci-dessous par la figure 1.1.

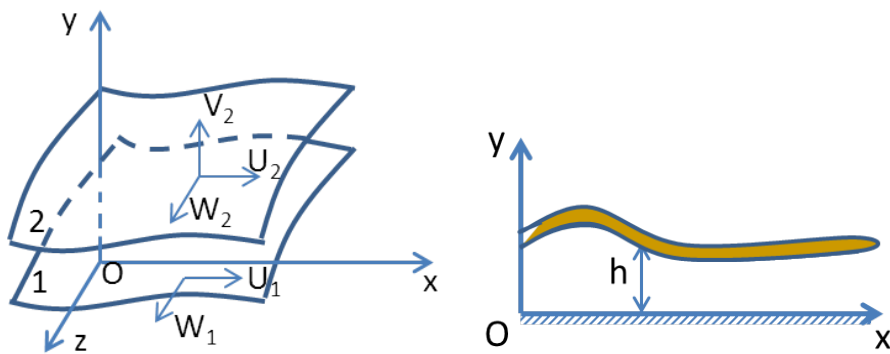


FIGURE 1.1 – Système de coordonnées

Ces équations sont déduites de la mécanique des milieux continus appliquée à un fluide newtonien. Ainsi, en utilisant l'équation de conservation de la masse, la loi fondamentale de la dynamique, une loi de comportement classique et la loi de conservation de l'énergie pour un fluide newtonien, en supposant négligeables les forces d'inertie dans le film et en adimensionnant (l'épaisseur de film est très faible devant les autres dimensions du contact), on aboutit à l'équation de Reynolds, écrite ci-dessous pour un fluide newtonien incompressible, en régime isotherme et laminaire :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6(W_1 - W_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) \\ + 6h \frac{\partial}{\partial z} (W_1 + W_2) + 12V_2 + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t} \end{aligned} \quad (1.1)$$

Selon la nature du problème étudié (géométrie, lubrifiants...) la pression calculée avec l'équation de Reynolds peut être inférieure à la pression de référence. Ceci va conduire à une rupture du film et trois états sont alors possibles :

- du gaz provient de l'extérieur et pénètre le contact dans la zone de dépression jusqu'à ce que l'équilibre se rétablisse,
- les gaz dissous dans le lubrifiant sortent jusqu'à l'équilibre,
- il y a vaporisation du lubrifiant due à une pression inférieure à la pression de vaporisation et les bulles peuvent imploser.

En fonction des caractéristiques physico-chimiques des lubrifiants et de la variation de pression imposée par l'écoulement, ces différents états peuvent être rencontrés. Il est vraisemblable que dans les applications industrielles, le régime s'établit à travers un compromis entre tous ces régimes.

Il faut noter que l'équation de Reynolds est une équation elliptique qui requiert d'imposer la pression sur toutes les frontières du domaine d'étude. De plus, telle que présentée ici, elle n'est pas adaptée pour prendre en compte les changements de phase ou les mélanges de gaz et de liquides. Il existe pour cela un certain nombre d'algorithmes s'appuyant sur des modélisations qui sont éprouvées et aujourd'hui très utilisées.

Il peut être également important de ne pas négliger les effets d'inertie. En effet, les effets temporels ou convectifs qui apparaissent dans l'équation de Reynolds ne sont pas les seuls déclencheurs d'inertie : un jeu important, une restriction importante ou encore un changement brusque de géométrie forcent le fluide à s'adapter rapidement et s'accompagnent d'une modification brusque du champ de pression. Il est donc primordial, selon l'application considérée (caractéristiques géométriques, dynamiques...) d'évaluer si les effets d'inertie doivent être pris en compte ou non afin de déterminer précisément les caractéristiques du fonctionnement des mécanismes de guidage que sont les paliers et butées.

Afin de comprendre le fonctionnement de ces mécanismes, nous exposerons dans les paragraphes suivants, sur des cas simples, l'application de ces hypothèses à l'équation de Reynolds.

1.2 Cas élémentaires de portance

1.2.1 Surfaces parallèles

Le cas le plus élémentaire de portance est celui de deux surfaces parallèles que l'on nomme aussi portance hydrostatique. Considérons le cas du contact de largeur constante B illustré dans la figure 1.2 ci-dessous. La face inférieure est mobile en translation uniforme

telle que $U = U_1$ avec $\frac{dU}{dt} = 0$. Considérant que la vitesse u et l'épaisseur de film h sont constantes, on peut définir u par l'équation suivante :

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U$$

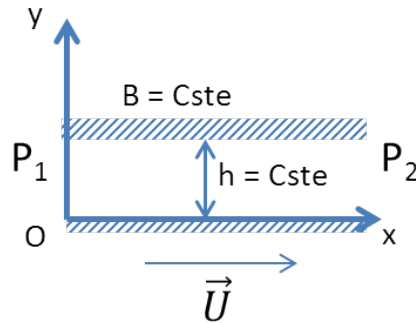


FIGURE 1.2 – Surfaces parallèles

Ainsi, l'équation de Reynolds (1.1) se réduit à une forme extrêmement simple :

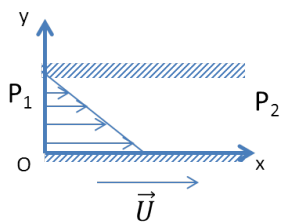
$$\frac{d^2 p}{dx^2} = 0$$

On en déduit donc que

$$\frac{dp}{dx} = Cste$$

ce qui nous donne deux cas :

1. $P_1 = P_2$

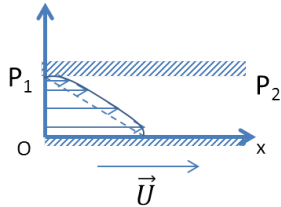


$$\frac{dp}{dx} = 0$$

il n'y a pas de portance et la répartition de pression suivant l'épaisseur de film est linéaire : c'est un écoulement de type Couette.

2. $P_1 \neq P_2$

$$\frac{dP}{dx} = \frac{P_2 - P_1}{L}$$



la vitesse du fluide dépend alors de deux effets :

- Couette : c'est le terme $\frac{h-y}{h} U$
- Poiseuille : c'est le terme $\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h)$

Il y a bien une portance mais elle est indépendante de la vitesse u et de l'épaisseur du film h ; c'est une portance hydrostatique.

1.2.2 Surfaces inclinées

Une autre géométrie extrêmement simple en lubrification est le plan incliné ou coin d'huile. C'est ce type de géométrie qui permet d'expliquer simplement la génération de pression et par conséquent le soutien d'une charge par le contact. Considérons le cas du contact de largeur constante B illustré dans la figure 1.3 ci-dessous. La face inférieure est mobile en translation uniforme telle que $U = Cste$ et telle que l'angle α est très petit ($B = 20mm$ et $h_1 - h_2 \approx 100\mu m$).

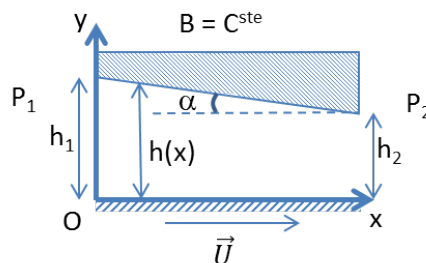


FIGURE 1.3 – Coin d'huile

Ainsi, l'équation de Reynolds (1.1) devient :

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu U \frac{dh}{dx} \quad (1.2)$$

Après une intégration simple en utilisant un changement de variable et en appliquant des conditions aux limites sur la pression telles que $P_1 = P_2 = 0$, on obtient l'expression de la pression :

$$p = \frac{6\mu U}{12g\alpha} \left[\frac{1}{h} - \frac{h_1 h_2}{h^2(h_1 + h_2)} - \frac{1}{h_1 + h_2} \right]$$

On obtient ensuite aisément la charge par intégration du champ de pression, puis la force de frottement et le débit.

C'est à partir de cet exemple simple que nous allons voir dans les deux paragraphes suivants les applications de butées et paliers hydrodynamiques.

1.2.3 Patin de Rayleigh

Il existe un autre cas élémentaire de portance qui est appelé "patin de Rayleigh". La figure 1.4 ci dessous présente la géométrie de ce type de patin qui a l'avantage d'être plus simple à mettre en oeuvre que le plan incliné (pour la fabrication) et de donner une portance légèrement supérieure à celle obtenue avec un plan incliné. Cependant, il faut noter que ce type de

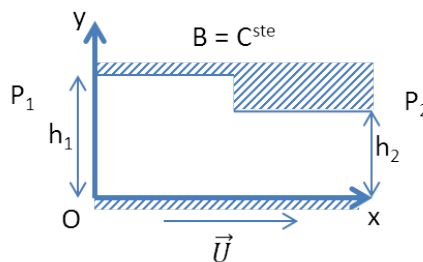


FIGURE 1.4 – Patin de Rayleigh

patin n'offre qu'une gamme très réduite de dimensions pour le rapport h_1/h_2 qui permette d'obtenir une portance conséquente. Les patins avec plan inclinés, auxquels on ajoute souvent une surface plane pour limiter les frottements au démarrage, ont une capacité de charge globalement supérieure sur une large gamme de ce même rapport.

1.3 Les butées

Une butée hydrodynamique fonctionne sur le principe du plan incliné que nous venons de décrire au paragraphe précédent. Il existe plusieurs formes de butées :

- à géométrie fixe : elles sont constituées de l'assemblage de plusieurs plans inclinés répartis uniformément sur la circonférence de la butée (figure 1.5), dont le nombre peut varier généralement entre 6 et 20. On adjoint également une partie parallèle sur le patin afin de limiter les frottements. La butée comporte de plus des rainures d'alimentation qui peuvent, éventuellement, être inclinées de 10 à 20° dans le sens de rotation.
- à patins oscillants : les patins sont montés séparément sur un support qui permettra à chaque patin de s'articuler autour de son pivot. Ainsi, la butée à patins oscillants, fonctionne toujours sur le même principe du coin d'huile, à la différence qu'ici, les patins s'adapteront en fonction des conditions de fonctionnement afin que la résultante de la charge passe par le point de contact (figure 1.6).

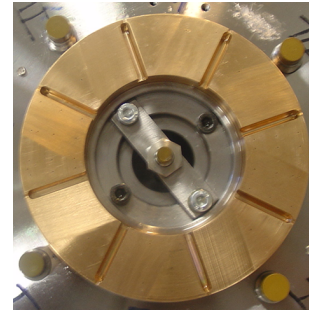
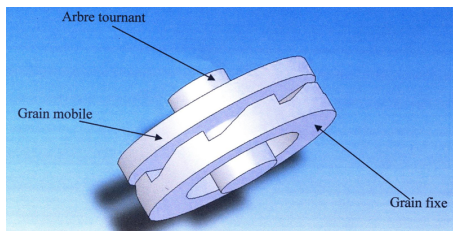


FIGURE 1.5 – Butée à géométrie fixe

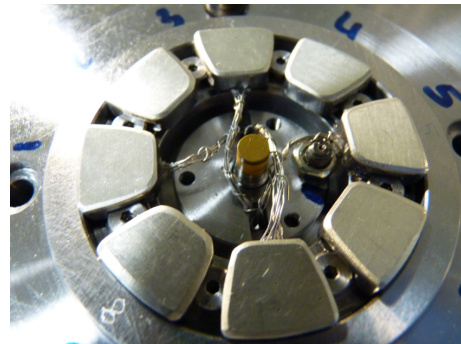
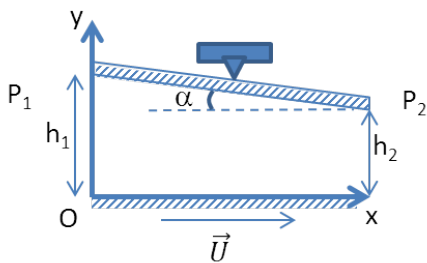


FIGURE 1.6 – Butée à patins oscillants

Pour réaliser des calculs de performance sur une butée, on négligera les pertes entre les patins. Les caractéristiques globales du composant (charge, couple de frottement) seront établies sur un seul patin et multipliées par le nombre de patins. Pour le calcul du débit, il faut tenir compte des conditions d'alimentation et du fluide recirculé entre les patins (sortant d'un patin pour aller dans le suivant).

Par exemple, pour une butée à plans inclinés, les caractéristiques de fonctionnement pour un patin dépendent de l'inclinaison du patin $\delta = (h_1 - h_2)/h_2$ et de ses dimensions : β qui est l'angle au centre qui intercepte le patin et γ le rapport de la différence des rayons intérieur et extérieur au rayon extérieur $\gamma = (R_2 - R_1)/R_2$. Il existe des abaques qui permettent à partir de ces éléments de calculer très simplement et rapidement les performances d'un grand nombre de butées, connaissant par exemple la vitesse de rotation, le type et la viscosité du fluide, etc...

Bien sûr, il existe de nos jours des modèles très performants qui permettent de calculer plus précisément les performances des butées en tenant compte d'un grand nombre de paramètres tels que les effets thermiques ou les déformations. Ceci sera traité dans les paragraphes ultérieurs.

1.4 Les paliers

Si une butée hydrodynamique permet de reprendre une charge axiale dans un système en rotation, les paliers permettent quant à eux de supporter une charge radiale. Ainsi, ces deux mécanismes sont les principaux éléments de guidage d'arbres de machines tournantes, lorsque celles-ci ne sont pas équipées de roulements. En effet, les guidages hydrodynamiques sont préférés aux roulements pour leur capacité d'amortissement mais aussi pour leur habilité à s'adapter à diverses conditions de fonctionnement.

Un palier circulaire est composé de deux éléments : l'arbre de rayon R_a et le coussinet de rayon R_c . Sa longueur est notée L . De cette façon, un palier peut être schématisé par deux cercles de rayons voisins et caractérisé par trois grandeurs :

- son jeu radial $C = R_c - R_a$,
- le jeu relatif R/C ,
- le rapport de la longueur au diamètre L/D .

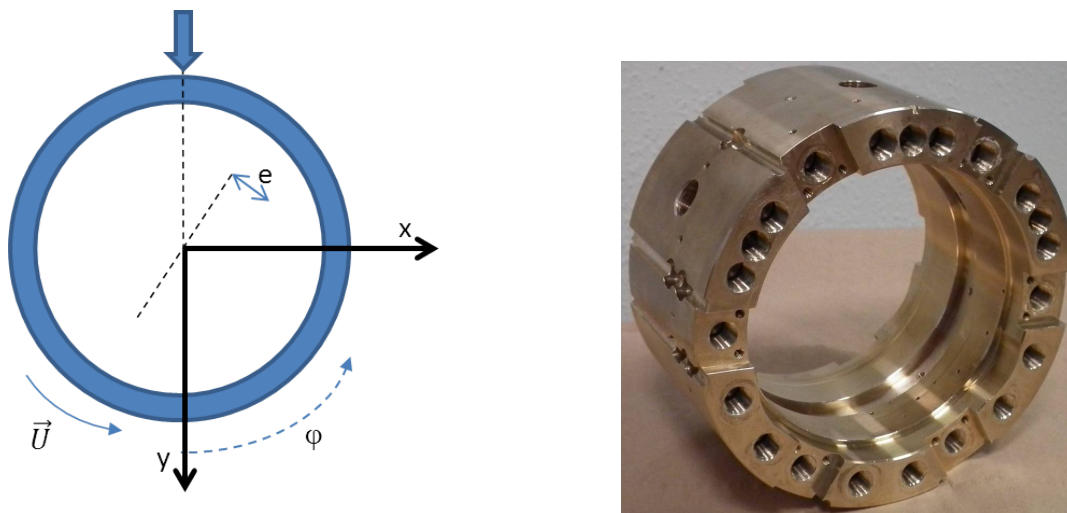


FIGURE 1.7 – Palier

La figure 1.7 présente une illustration de ces différentes grandeurs. Lorsque le régime hydrodynamique est établi, c'est-à-dire lorsqu'un film complet sépare les deux surfaces du palier (nous reviendrons plus tard sur le régime mixte), l'arbre prend une position fixe par rapport au coussinet. Dans ces conditions, si on réduit le torseur des efforts extérieurs à la seule charge radiale appliquée au palier, on utilise alors deux paramètres pour repérer la position de l'arbre dans le coussinet :

- l'excentricité e (distance entre les centres de l'arbre et du coussinet) ou l'excentricité relative $\varepsilon = e/C$,

- l'angle de calage, noté ϕ , que fait la direction de la ligne des centres avec celle de la charge.

Les dimensions classiques pour un palier circulaire de diamètre D , de longueur L , avec un jeu radial C sont telles que : $C/R \approx 10^{-3}$ et $L/D \approx 1$. En développant le coussinet, considérant que les courbures de l'arbre et de celui-ci sont très proches, on peut noter l'épaisseur de film comme $h = C(1 + \epsilon \cos\theta)$. Si on considère les vitesses des surfaces telles que $U_1 = R_c \omega_c$, $U_2 \approx R_a \omega_a$ et $W_1 = W_2 = 0$, l'équation de Reynolds se réduit à :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \frac{\partial}{\partial x} [(U_1 + U_2)h] \quad (1.3)$$

La résolution analytique de cette équation n'est possible que dans des cas simplifiés qui ne sont pas très réalistes : les paliers courts ($L/D \leq 0,25$) et les paliers longs tels que $L/D \geq 2$, qui ne sont pas très usités à cause des problèmes de mésalignement qu'engendre leur géométrie. Pour le palier classique tel que $L/D \approx 1$, les méthodes numériques sont indispensables, mais comme pour les butées, il existe des abaques qui permettent de faire très rapidement des calculs approchés. Si de plus l'écoulement est turbulent, c'est-à-dire pour des nombres de Reynolds ($Re = \frac{\rho \omega RC}{\mu}$) supérieurs à 1000, les solutions numériques sont incontournables.

De nos jours, des modèles très performants permettent donc de calculer précisément les performances des paliers en tenant compte d'un grand nombre de paramètres tels que les effets thermiques ou les déformations, qui sont présentés dans la suite de ce chapitre.

1.5 Les effets thermiques et les déformations

Les effets thermiques dans les paliers et butées sont très importants. En effet, le cisaillement du fluide dans le convergent (créé par l'excentrement de l'arbre dans un palier et sur chaque patin dans les butées) entraîne un échauffement qui modifie les propriétés du lubrifiant. La puissance dissipée se retrouve sous forme de chaleur aussi bien dans le lubrifiant que dans les solides, qui vont alors fonctionner à une température supérieure à la température ambiante.

Plusieurs raisons peuvent expliquer l'importance de prendre en compte les effets thermiques dans le calcul des performances des paliers et butées hydrodynamiques, parmi lesquelles nous n'en citerons que quelques unes :

- La viscosité d'un lubrifiant incompressible (eau, huile) est fortement dépendante de la température. De plus, le calcul isotherme n'est pas le pire car l'augmentation de température conduit à une diminution de la viscosité du lubrifiant qui génère une baisse

de la charge. Pour obtenir une capacité de charge équivalente, il suffira d'avoir une excentricité plus grande.

- Dans les paliers, les dilatations dues à l'augmentation de température conduisent à un accroissement du jeu ce qui impacte fortement les caractéristiques géométriques et par conséquent les conditions de fonctionnement. Ces dilatations pouvant être de l'ordre du jeu radial ou de l'épaisseur du film, le cas extrême peut être un grippage du palier.
- Les matériaux utilisés ont également une grande importance : les paliers et butées régulés peuvent être endommagés si les températures dépassent les 120°C et ceux qui sont revêtus de matériaux isolants thermiquement comme le PEEK ou le PTFE peuvent atteindre des températures beaucoup plus élevées, du fait que la quantité de chaleur dissipée à travers les solides est plus faible.

On distingue trois niveaux de prise en compte des effets thermiques : l'approche globale, très simple qui permet d'estimer une température moyenne, l'approche thermohydrodynamique qui utilise des équations supplémentaires que nous présenterons juste après et l'approche thermoélastohydrodynamique qui prend en compte également les déformations des solides.

1.5.1 L'approche globale

Cette approche consiste à évaluer, à partir de la théorie isotherme, l'énergie dissipée dans le film qui donne une température moyenne de fonctionnement. C'est une méthode très utilisée car elle permet d'obtenir rapidement les caractéristiques d'un mécanisme afin de pré-dimensionner un système de refroidissement par exemple.

On suppose qu'entre 50 et 100% de la chaleur est évacuée par le lubrifiant ($0,5 \leq \lambda \leq 1$) et que le reste l'est par les solides. On peut alors estimer par un calcul très simple (eq. 1.4) l'élévation moyenne de température.

$$\lambda C_a \omega = \rho C_p \Delta T \quad (1.4)$$

Cette élévation de température correspond à la différence entre la température d'entrée et la température de sortie. Cependant, comme pour une charge donnée, les performances dépendent de la viscosité du lubrifiant, pour être plus précis, on doit effectuer des calculs de façon itérative.

Ce type de calcul simple peut être également utilisé en préambule en définissant une limite de température moyenne au-delà de laquelle un calcul plus précis sera réalisé, avec une approche telle que celles présentées dans les paragraphes suivants.

1.5.2 L'approche ThermoHydroDynamique : THD

Cette approche consiste à résoudre simultanément l'équation de Reynolds et l'équation de l'énergie pour trouver la variation de température à travers l'épaisseur de film. Il faut également tenir compte des transferts de chaleur dans les matériaux en résolvant les équations de conduction de la chaleur à travers les solides, ainsi que des conditions aux limites qui dépendent de l'implantation du composant dans la machine.

L'équation de Reynolds à résoudre tient compte de la variation de viscosité suivant l'épaisseur de film. L'équation de l'énergie est écrite à la fois pour les solides et le film. En ce qui concerne le film (eq. 1.5), on utilise les mêmes hypothèses que pour les équations de quantité de mouvement en ne retenant que les effets de diffusion selon l'épaisseur du film.

$$\underbrace{\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} + \rho w \frac{\partial T}{\partial z}}_{\text{transport convectif}} = \underbrace{\kappa \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}}_{\text{conduction}} + \underbrace{\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]}_{\text{dissipation}} \quad (1.5)$$

où κ est le coefficient de conduction dans le lubrifiant.

Pour le coussinet (eq. 1.6) et l'arbre (eq. 1.7), l'expression est très simplifiée car on ne prend en compte que le transfert par conduction.

$$\rho_c \frac{\partial T}{\partial t} + \kappa_c \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{r \partial \theta^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] = 0 \quad (1.6)$$

$$\rho_a \frac{\partial T}{\partial t} + \kappa_a \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] = 0 \quad (1.7)$$

Remarquons que ces équations sont écrites en instationnaire car les effets thermiques sont particulièrement importants lors des phases transitoires d'arrêt et démarrage.

Les conditions aux limites ont une importance capitale. On considère généralement que la température de l'arbre est constante sur la circonférence, dû à la rotation de l'arbre. Cette température est inconnue a priori et on considère que la totalité du flux de chaleur provenant du film mince est absorbée (continuité du flux de chaleur à l'interface film/arbre). On vérifie également la continuité du flux à l'interface film/coussinet. Le refroidissement du palier a lieu par convection ou rayonnement avec le milieu extérieur et les conditions aux limites sont adaptées à chaque type d'échange (dos du palier, cotés, intérieur de l'arbre creux...).

1.5.3 L'approche ThermoElastoHydroDynamique : TEHD

L'approche thermoélastohydrodynamique utilise exactement les préceptes de l'approche thermohydrodynamique décrite ci-dessus en y ajoutant un calcul de déformation. Le processus de résolution étant itératif, que ce soit pour l'approche THD ou l'approche TEHD, le calcul des déformations ajoute simplement une boucle itérative à la résolution numérique. Ainsi, une fois le calcul THD achevé après convergence des champs de pression puis de température, on peut calculer les déformations thermiques (effets du champ de température) et/ou élastiques, dues au champ de pression. En fonction de la méthode numérique utilisée dans le code de calcul, il est possible soit d'externaliser le calcul en utilisant des matrices de compliance (thermique et élastique), soit de calculer les déformations à chaque itération sur les champs des pression et de température.

1.6 Conclusion

Les phénomènes ainsi que leur résolution décrite dans ce chapitre ne sont qu'une infime partie des phénomènes complexes mis en jeu dans la lubrification. En effet, si les principes de base ont été établis à la fin du dix-neuvième et au début du vingtième siècle et les premières applications industrielles dans les années trente, ce n'est que récemment, avec les progrès de l'informatique que les méthodes numériques les plus fines ont été adaptées aux problèmes de la lubrification. Les approches THD et TEHD sont aujourd'hui tout à fait maîtrisées et éprouvées et les codes de calcul nombreux et validés par des études expérimentales dont les premières remontent aux années cinquante.

Néanmoins, si ces travaux permettent de prédire de façon précise le comportement d'un palier ou d'une butée, ils ne permettent pas toujours de tenir compte de tous les phénomènes mis en jeu, en particulier les conditions sévères, qui peuvent être créées par divers problèmes, géométriques ou encore sur le lubrifiant lui-même. Les performances des systèmes informatiques ayant beaucoup évolué ces vingt dernières années, il a été possible de modéliser des phénomènes de plus en plus complexes, intervenant de façon de plus en plus précise dans la prédiction des performances des composants. Dans le même temps, le développement accéléré de ces nouvelles modélisations a nécessité une grande quantité de données expérimentales afin d'assurer la validation des codes de calculs les utilisant.

C'est par ce biais que j'ai commencé mes recherches voilà bientôt quinze ans lors de mon DEA avec une étude expérimentale sur les conséquences du mésalignement sur les performances d'un palier lisse. J'ai eu ensuite la chance d'approfondir cette étude par des essais expérimentaux complémentaires mais aussi par une modélisation TEHD lors de ma

thèse de Doctorat. Je me suis ensuite orienté vers les problèmes d'usure dans les paliers puis sur la lubrification mixte qui intervient au niveau des phases d'arrêt et démarrage. Après des études sur l'influence du lubrifiant sur le comportement d'un palier, mes travaux se sont poursuivis sur les butées hydrodynamiques avec une étude en conditions dégradées du point de vue du lubrifiant. Plus récemment, le phénomène de cavitation a également été étudié sur un palier à rainure d'alimentation circonférentielle. Enfin, les derniers travaux ont porté sur l'étude de la texturation de surface sur une butée hydrodynamique.

Mes travaux ont donc été majoritairement expérimentaux au cours de ces dix dernières années, axés sur les conditions de fonctionnement sévères et/ou dégradées, sur les paliers aussi bien que sur les butées hydrodynamiques. Le prochain chapitre sera donc consacré à la présentation des bancs d'essai que j'ai utilisés et modifiés pour réaliser les recherches citées juste avant faites en grande partie dans le cadre de thèses. Les chapitres suivants seront consacrés à la présentation plus détaillée de ces études respectivement sur les paliers et les butées hydrodynamiques.

Dispositifs expérimentaux

Ce chapitre est consacré à la présentation des dispositifs expérimentaux qui ont été utilisés pour les recherches dont ce document est l'objet. Les études présentées dans les chapitres suivants, réalisées aussi bien par des étudiants que par moi-même, ayant été effectuées quasiment exclusivement sur deux bancs d'essais, j'ai choisi de consacrer un chapitre entier à la présentation des moyens d'essais, afin de faire prendre connaissance au lecteur des principales caractéristiques (parfois communes) des deux dispositifs. Ce chapitre présentera donc les caractéristiques générales de chacun des bancs ainsi que les possibilités qu'ils offrent en termes de conditions de fonctionnement. Chaque étude étant consacrée en général à un composant spécifique, les dimensions propres à chaque composant seront données lors de la description des travaux faite aux chapitres trois et quatre.

2.1 Introduction

Les bancs d'essais ont pour objet l'étude en conditions établies des caractéristiques des paliers et butées hydrodynamiques. Ils ont beaucoup évolué depuis mon arrivée au laboratoire, notamment du point de vue opérationnel.

Lors de mon arrivée au laboratoire, les deux bancs fonctionnaient avec des prises de mesures toutes manuelles, tant au niveau des pressions que des températures. Les prises de pression s'effectuaient sur des manomètres de précision par l'intermédiaire de vannes multivoies permettant de regrouper les prises de pression en fonction du calibre du manomètre.

Les mesures de températures étaient quant à elles réalisées par des thermocouples reliés à des afficheurs eux-mêmes connectés à des boîtiers de sélection qui permettaient de choisir la température à afficher. Dans ces conditions, la prise de mesures sur tous les paramètres (pression, température, couple de frottement, vitesse de rotation) ne pouvait se faire qu'en régime établi, celle-ci durant plus de cinq minutes pour un relevé complet qui se faisait alors sur papier.

Il faut noter que des mesures automatisées avaient déjà été réalisées auparavant sur la machine d'essais de paliers par Bodgan Kucinski, Pascal Monmousseau et Michel Fillon [17, 18] qui avaient fait des relevés en régime transitoire avec un système rudimentaire peu performant. Malgré les faibles performances du système d'acquisition (néanmoins tout à fait honorables au moment où ces mesures ont été effectuées), des résultats très originaux pour l'époque ont pu être obtenus sur l'évolution transitoire de la température et du couple de frottement lors du démarrage du palier. Cependant, les mesures que nous souhaitions effectuer ne pouvaient se faire avec un tel système.

Une des premières tâches qui m'a donc été confiée fut la numérisation des prises de mesures avec un nouveau système d'acquisition : ce travail a été réalisé durant mon Doctorat avec la configuration d'un système d'acquisition de chez National Instruments fonctionnant grâce au logiciel *Labview*. Ce nouveau système a permis un grand nombre d'améliorations dont la plus notable est le temps de relevé des mesures. En effet, une fois toutes les mesures connectées au système d'acquisition, il suffit d'un clic pour les enregistrer. Ceci a cependant nécessité l'achat de capteurs de pression et d'un couplemètre. Le système permet également de piloter les bancs d'essais et comporte plus d'une centaine de voies d'acquisition. Il est donc dorénavant possible de réaliser un grand nombre de mesures instantanées, en choisissant soit un grand nombre de voies à acquérir soit une fréquence d'acquisition pouvant aller jusqu'à 1 kHz pour une seule voie.

Ces améliorations ayant déjà été présentées largement dans mon mémoire de thèse, je n'en parlerai pas dans ce document où je me concentrerai davantage sur les capteurs et les programmes de contrôle/commande dans les descriptions de chaque banc d'essais au cours des paragraphes suivants.

2.2 Centrale Hydraulique

La centrale hydraulique étant commune aux deux bancs d'essais, nous présenterons dans un bref paragraphe ses principales caractéristiques et fonctionnalités. Lors de mon arrivée au laboratoire, la centrale existante, qui avait été développée au laboratoire, fonctionnait tou-

jours mais présentait de nombreux désavantages, surtout au niveau de la maintenance et du système de régulation de la température, archaïque. Après mon recrutement et à l'occasion de l'arrivée d'un étudiant en thèse, il devenait important de prévoir une nouvelle centrale, adaptée aux nouvelles conditions de fonctionnement plus sévères et surtout capable de fonctionner avec de nouveaux fluides. Une nouvelle centrale a donc été conçue sur la base d'un cahier des charges que j'avais rédigé, permettant notamment l'utilisation de lubrifiants pollués sur la machine d'essais de butées hydrodynamiques.

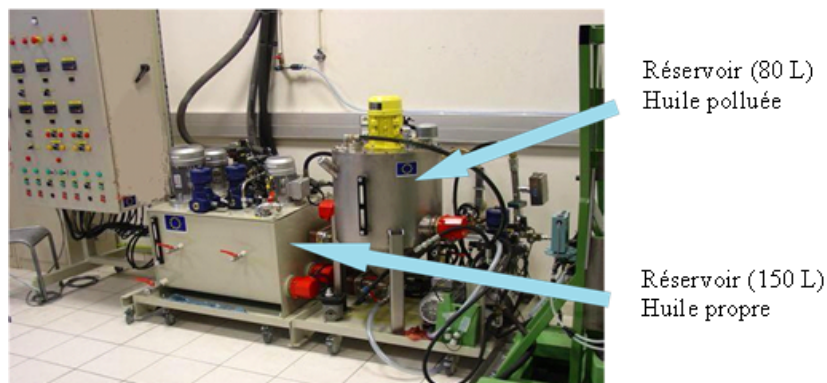


FIGURE 2.1 – Centrale hydraulique

Ainsi, la nouvelle centrale d'essais qui nous a été livrée en 2008 comporte deux réservoirs distincts, dont un est dédié à l'utilisation éventuelle de fluides pollués. L'étude réalisée dans le cadre de la thèse [19] sera présentée au chapitre 4.

Cette centrale hydraulique, présentée sur la figure 2.1, permet l'alimentation des deux bancs d'essais et est composée essentiellement des éléments suivants :

- deux réservoirs d'huile : l'un de 150 litres contenant de l'huile propre pour l'alimentation des butées hydrostatiques de l'une ou l'autre machine, et l'autre de 80 litres contenant éventuellement une huile polluée pour alimenter la machine butée,
- un mélangeur est monté sur le réservoir de 80 litres et entraîné par un moteur électrique afin de maintenir l'homogénéité du mélange huile-polluant dans le réservoir,
- deux systèmes de régulation thermique, un pour chaque réservoir, constitués de résistances électriques et d'échangeurs thermiques fonctionnant avec de l'eau refroidie à 15°C. Pour chacun des réservoirs, la puissance du chauffage est égale à celle du refroidissement : 6 kW pour le réservoir de 150 litres et 4 kW pour le réservoir de 80 litres.
- différents éléments formant les circuits hydrauliques comme des pompes électriques, des tuyaux, des filtres, des électrovannes et des régulateurs, connectés à des capteurs de température et de pression.

- une armoire électrique contenant les systèmes contrôle/commande permettant d'assurer au banc d'essais les conditions d'alimentation demandées.

2.3 Machine d'essais de paliers

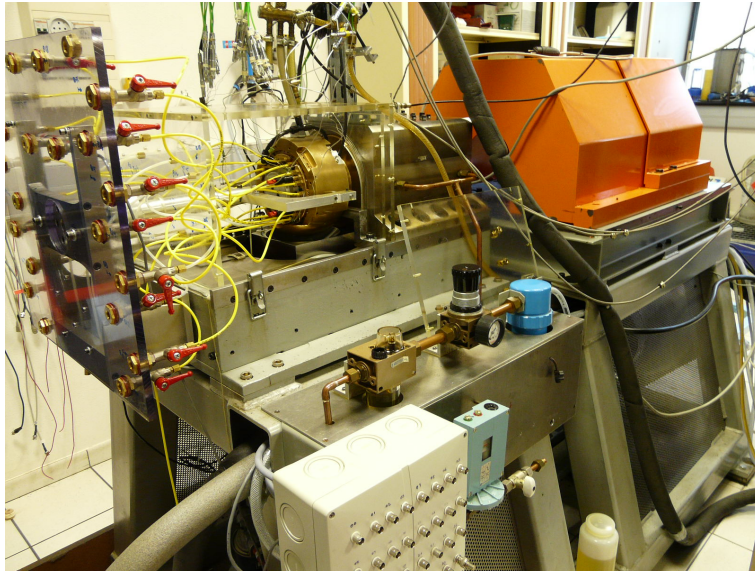


FIGURE 2.2 – Photographie du banc d'essais de paliers hydrodynamiques

Ce paragraphe est dédié au banc d'essais de paliers hydrodynamiques de l'*Institut Pprime* présenté sur la figure 2.2 ci-dessus. Le banc d'essais, initialement conçu à l'Institut National des Sciences Appliqués (INSA) de Lyon, a été adapté et construit par Ferron et al. [20]. Au cours des années, le dispositif a été continûment amélioré ce qui lui a permis de rester une référence parmi les bancs d'essais de ce type. La première étude, à laquelle ce dispositif était destiné, fut celle menée par Ferron [20] sur les phénomènes thermiques dans les paliers lisses en régime établi. Par la suite, le dispositif a été utilisé pour l'analyse des paliers à patins oscillants en régime stationnaire par Fillon [21, 22]. Le dispositif a ensuite été modifié pour étudier le régime transitoire, sur lequel 2 études ont été menées. Monmousseau [23] a réalisé celle des paliers à patins oscillants durant les phases de démarrage et de montée en vitesse. Les travaux de Kucinski [24] furent basés sur le comportement d'un palier lisse en régime thermique transitoire. D'autres travaux furent effectués par Costa [25] sur l'effet de la position de la rainure d'alimentation sur les performances d'un palier lisse hydrodynamique en régime établi.

Lors de la dernière décennie, le banc a été utilisé pour la détermination des effets du mésalignement sur un palier à une rainure axiale [26], pour mesurer le coefficient de frot-

tement au démarrage [27], pour analyser l'effet de la température d'alimentation [28] et d'autres paramètres sur les performances de paliers à rainure axiale [29]. Enfin, une thèse sur le comportement d'un palier à une rainure d'alimentation circumférentielle a récemment été soutenue [30].

Le banc d'essais actuel (figure 2.3), est composé d'un arbre monté sur une broche dont le guidage est assuré par des roulements à billes de précision. La broche de précision est très rigide afin de limiter au maximum le niveau de vibrations. Ceci permet que les mesures expérimentales effectuées au niveau du palier d'essais demeurent indépendantes de son environnement mécanique. L'entraînement de la broche est assuré par un moteur à courant continu de 21 kW. La transmission est réalisée par une courroie plate, ce qui permet de limiter les vibrations. Selon le jeu de poulies utilisé pour la transmission, on peut obtenir une vitesse de rotation allant jusqu'à 6000 tr/min. Un stagiaire de deuxième année du Master Ingénierie de l'Innovation Technologique est, au moment de la rédaction de ce mémoire, en train de réaliser une modification de la machine pour permettre des vitesses de rotation allant jusqu'à 15000 tr/min. Cette modification consiste à adjoindre un arbre de transmission secondaire qui permettra de multiplier la vitesse de rotation du moteur par 5 au niveau de la broche. Ce système sera de plus réversible afin de pouvoir réaliser une réduction de la vitesse moteur du même ordre pour étudier les paliers en phases de virage (vitesses de quelques tours par minute et forte charge).

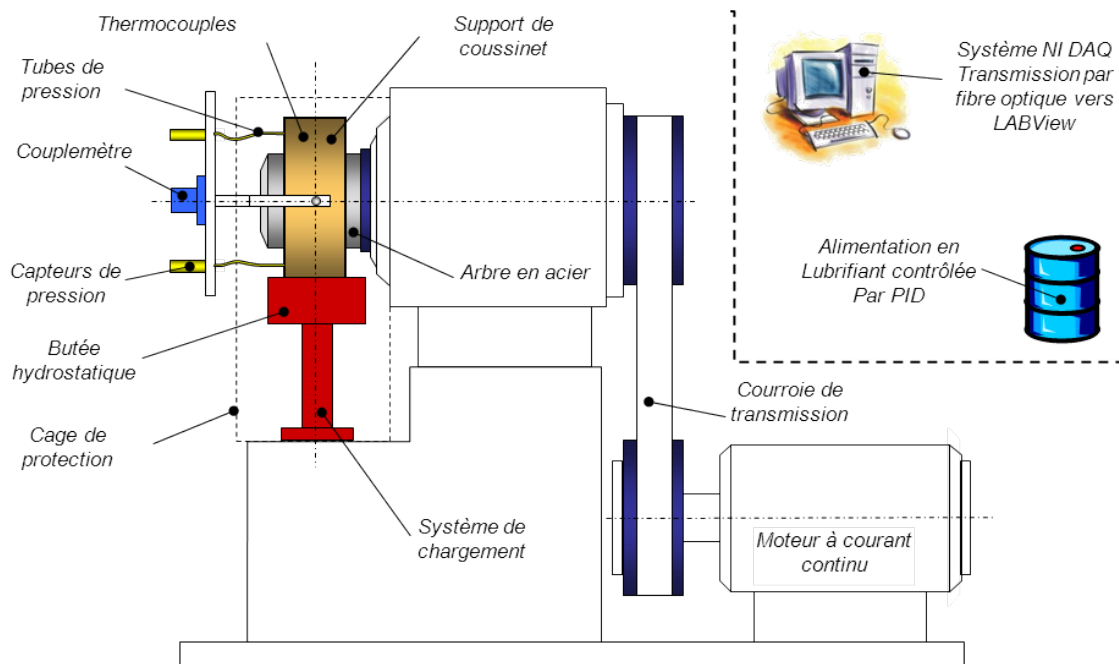


FIGURE 2.3 – Détail des parties composant le banc

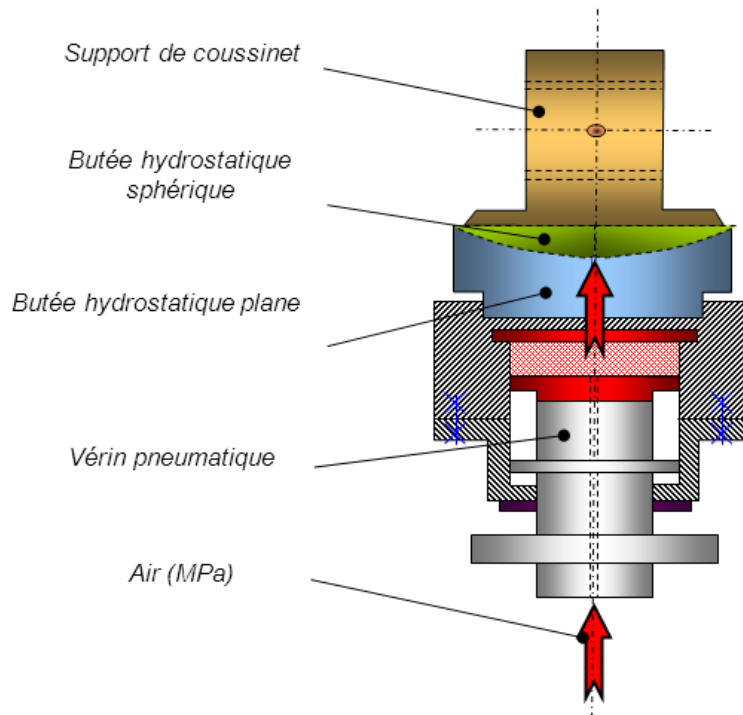


FIGURE 2.4 – Dispositif de chargement

La charge est appliquée par l'intermédiaire de deux butées hydrostatiques qui garantissent un bon alignement de l'arbre et du coussinet. Un vérin pneumatique permet d'appliquer au palier une charge allant jusqu'à 10000 N. Le dispositif de chargement est présenté sur la figure 2.4.

Les différents capteurs et contrôleurs sont câblés sur un système d'acquisition National Instruments dont les données sont transférées vers un PC de commande placé dans une salle annexe. L'interface homme-machine est assurée par un programme *Labview* à travers différents instruments virtuels. La figure 2.5 présente une vue de la face avant du programme de contrôle/commande de la machine palier. Ce programme permet notamment de donner les consignes de charge et de vitesse ainsi que le type et le mode d'enregistrement ou encore de spécifier le dossier dans lequel les données seront enregistrées. Il affiche simultanément les valeurs des différents capteurs, permettant ainsi une surveillance continue des machines lors des campagnes d'essais, à travers des affichages sur graphes déroulants. L'alimentation en huile des butées hydrostatiques ainsi que du palier d'essais est réalisée par la centrale hydraulique décrite juste avant.

Ce banc d'essais permet de tester différents types de paliers hydrodynamiques : lisses, à une ou plusieurs alimentations axiales, à rainure circonférentielle, à lobes ou encore à patins

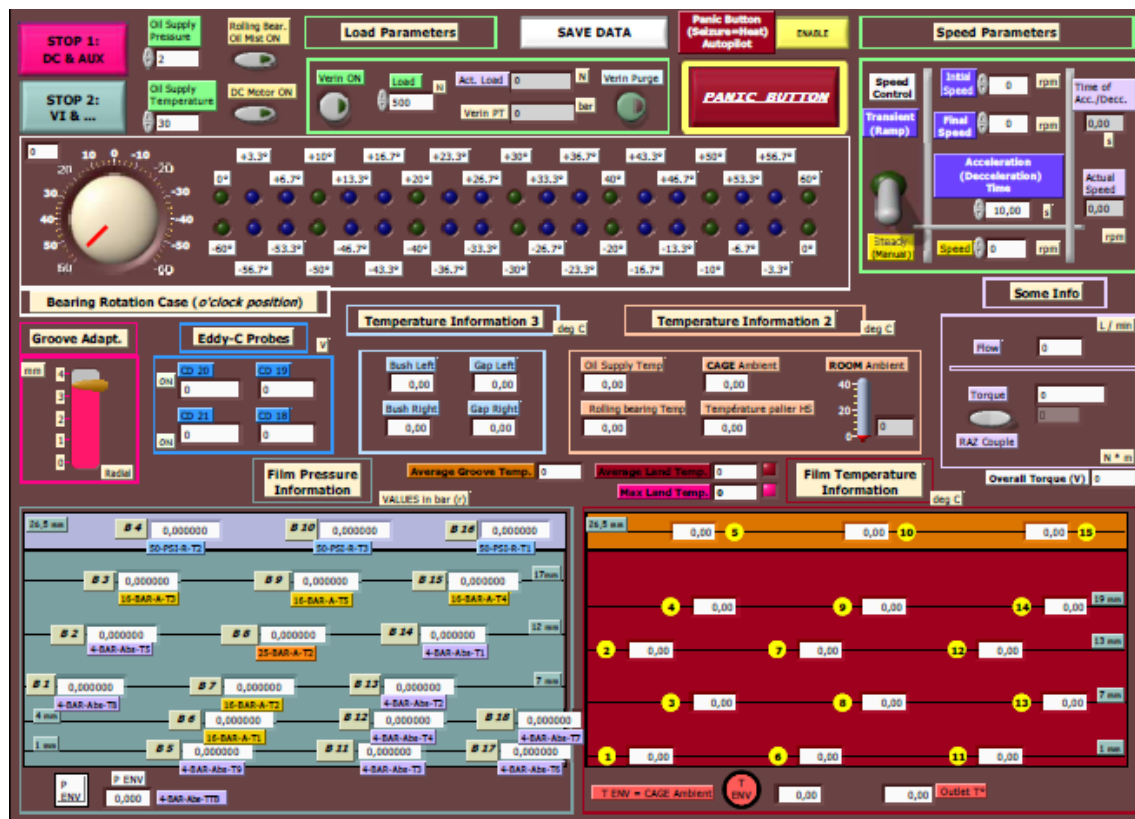


FIGURE 2.5 – Face avant du programme Labview : machine palier

oscillants. Les photographies de la figure 2.6 permettent de voir quelques uns de ceux qui ont déjà été testés sur le banc d'essais.

Les paliers d'essais ont classiquement un diamètre de 100 mm. Ils sont composés d'un arbre tournant et d'un coussinet qui est placé dans un support équipé de capteurs de déplacement à courant de Foucault. Ces capteurs sans contact sont placés à $\pm 45^\circ$ de la direction de la charge à l'avant et à l'arrière du coussinet, permettant ainsi de déterminer la position relative du coussinet par rapport à l'arbre (figure 2.7).

Afin de réaliser les mesures expérimentales, les paliers sont bien évidemment instrumentés. Les arbres peuvent comporter jusqu'à 3 thermocouples placés suivant trois sections et éventuellement des capteurs de pression ou de proximité. Les coussinets, quant à eux, sont équipés classiquement d'une trentaine de thermocouples et de prises de pressions qui sont reliées à des capteurs. Ces capteurs sont placés à l'extérieur des coussinets pour des raisons évidentes d'encombrement.

La figure 2.8 ci-dessous présente un arrangement classique de prises de pressions et de thermocouples qui a été réalisé sur un coussinet utilisé dans le cadre d'une thèse sur l'influence de la rhéologie des lubrifiants sur le comportement des paliers [29].

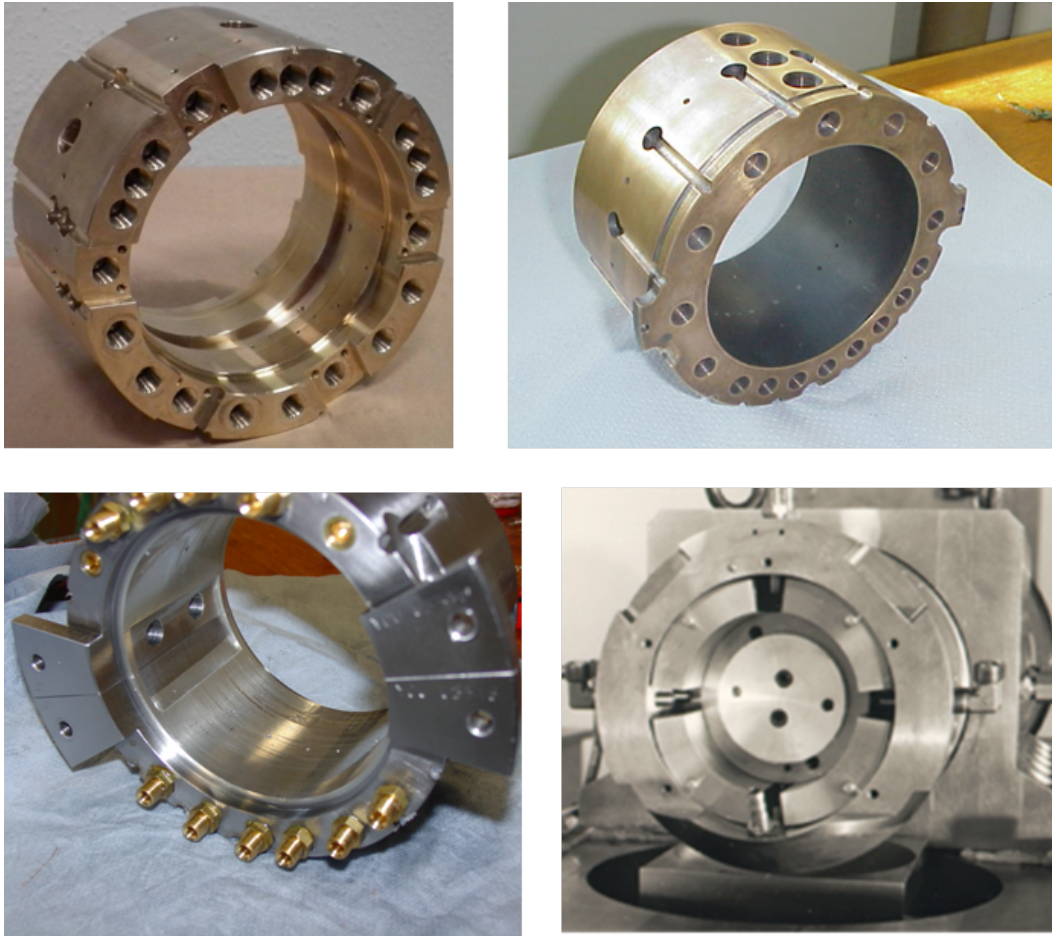


FIGURE 2.6 – Divers paliers d'essais

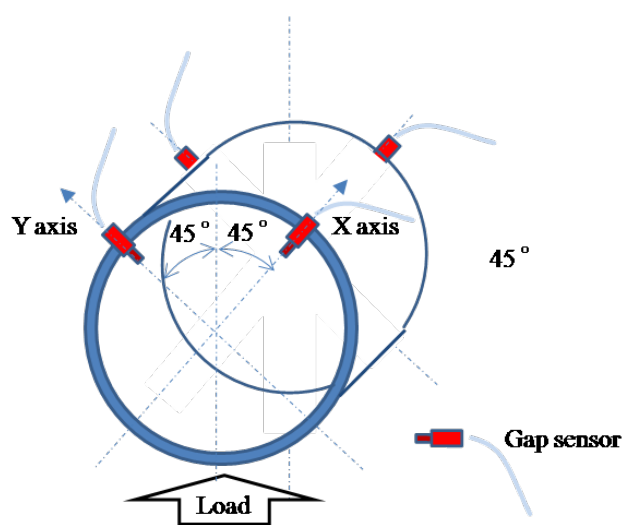


FIGURE 2.7 – Capteurs de déplacement

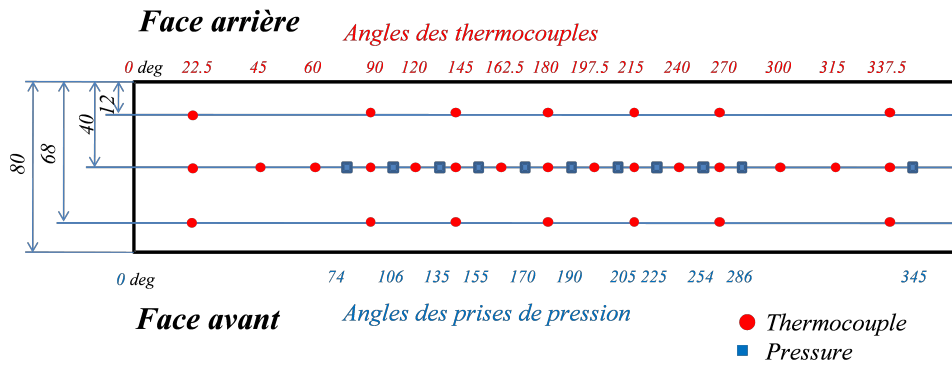


FIGURE 2.8 – Equipement d'un palier d'essais

Le tableau 2.1 donne un exemple d'un lubrifiant utilisé le plus couramment pour les essais de paliers hydrodynamiques. Il s'agit d'une huile minérale tout à fait classique utilisée pour la lubrification de turbines.

Lubrifiant	-	ISO VG 32
Viscosité dynamique à 40°C	Pa.s	0,0293
Viscosité dynamique à 70°C	Pa.s	0,0111
Masse volumique	kg/m ³	870

TABLE 2.1 – Principales caractéristiques d'un lubrifiant usuel

Le tableau 2.2 ci-dessous donne une vue d'ensemble des capacités du banc en termes de conditions de fonctionnement ainsi que dimensionnelles.

Grandeur	Unité	
Diamètre	mm	80 à 110
Longueur	mm	80 à 110
Vitesse de rotation	tr/min	0 à 6000
Charge radiale appliquée	N	0 à 10000
Pression d'alimentation	MPa	0,05 à 0,35
Température d'alimentation	°C	20 à 80
Débit d'alimentation	l/min	3 à 20

TABLE 2.2 – Capacités de la machine d'essais de paliers

2.4 Machine d'essais de butées

La machine d'essais de butées hydrodynamiques, dont la figure 2.9 donne une vue, est beaucoup plus récente. Elle a été conçue au cours des années 1990 par Dadouche pour réaliser des essais expérimentaux dans le cadre de sa thèse de doctorat [31]. Le banc d'essais avait ainsi permis de réaliser plusieurs études à faibles vitesses de rotation pour lesquelles il avait fait preuve d'une conception fiable [32, 33]. Il est ensuite resté inactif jusqu'en 2004 où quelques études ont repris sur des butées avec des matériaux différents. Les premières modifications majeures ont été apportées par Matta [34] durant son stage de DEA, qu'il a effectué sous ma direction. Le banc a en effet été complètement revu au niveau du système de chargement, adoptant un fonctionnement proche de celui de la machine palier avec un vérin pneumatique et une butée hydrostatique sphérique en lieu et place du système de rotule-vis-écrou précédemment installé. Plus récemment, il a été également revu par Henry [35] au cours du stage de Master 2 qu'il a effectué sous ma direction, dans le cadre d'un contrat avec SNECMA. Les détails des différentes parties sont données dans la suite du chapitre.

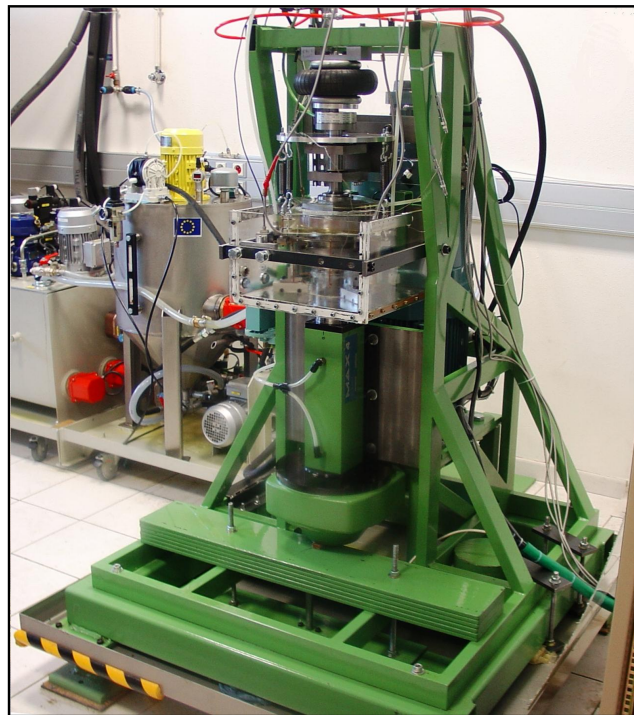


FIGURE 2.9 – Photographie du banc d'essais de butées hydrodynamiques

Comme le détaille la figure 2.10, la butée est entraînée en rotation par un moteur électrique de puissance 15 kW contrôlé par un variateur de vitesse, permettant une vitesse de rotation variant entre 0 et 3 000 tr/min. La rotation de l'axe du moteur est transmise à une

broche de précision par une courroie et deux poulies. Le rapport de vitesse étant de 10/3, il permet d'obtenir une vitesse maximale de rotation de la broche de 10 000 tr/min. Sur la partie supérieure de cette broche est fixé le grain mobile qui constitue l'élément mobile de la butée d'essais.

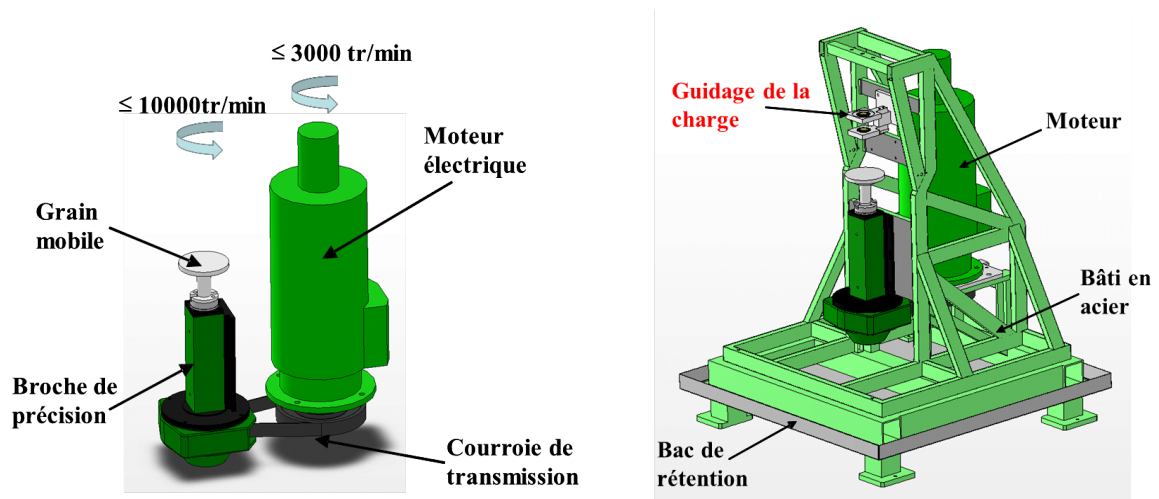


FIGURE 2.10 – Schéma global du banc d'essais de butées

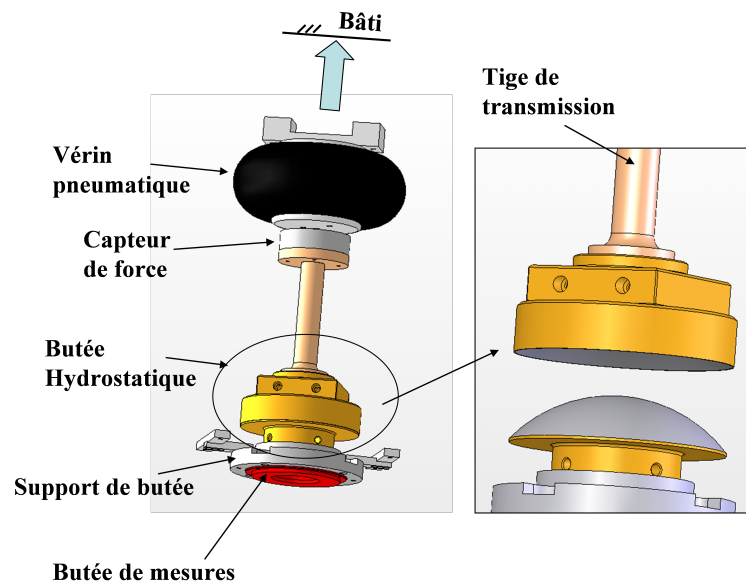


FIGURE 2.11 – Système de chargement

Le grain fixe de la butée est placé au-dessus du grain mobile et en dessous du système de chargement actionné par un vérin pneumatique (figure 2.11). Le vérin prend appui sur le bâti et exerce une force axiale via une tige de transmission en acier. La charge ainsi appliquée doit

passer à travers le capteur de force fixé à la tige métallique du côté du vérin. Un régulateur de pression d'air comprimé permet de commander l'intensité de la charge. Le vérin étant déformable, la direction de la charge n'est pas fixe par rapport au bâti. La tige métallique est maintenue dans un système de guidage fixe, et les degrés de liberté nécessaires sont conservés entre le vérin et le capteur de force grâce à un appui ponctuel établi entre les deux. Ainsi, la force transmise par ce système sera purement verticale. De plus, afin d'éviter tout mésalignement résiduel, une butée hydrostatique sphérique est introduite entre la tige de transmission et la butée d'essais. Celle-ci permet au grain fixe de rester à tout moment parallèle au grain mobile en conservant ses trois degrés de liberté de rotation. La rotation autour de l'axe vertical est bloquée par l'intermédiaire d'un doigt métallique en contact avec un capteur de force qui permet la mesure du couple de frottement transmis par le film d'huile cisailé.

Comme pour la machine palier, les différentes prises de mesures sont effectuées par l'intermédiaire de cartes d'acquisition et un programme *Labview* permet de piloter le banc (figure 2.12) depuis un PC placé derrière une vitre. Ce programme permet de donner les

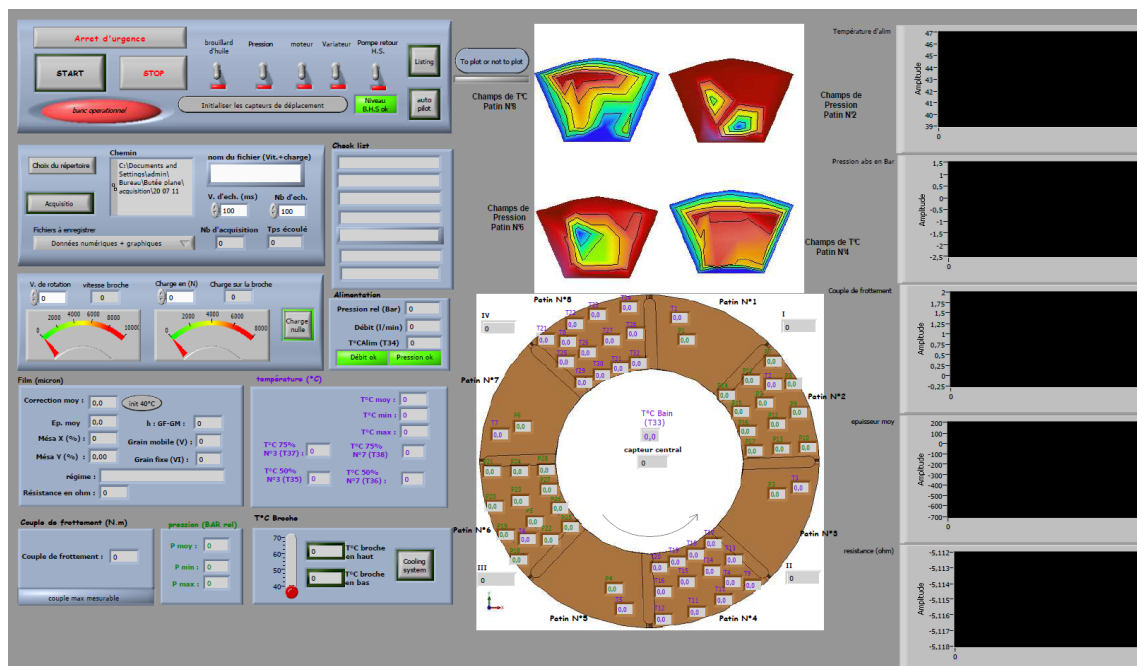


FIGURE 2.12 – Face avant du programme *Labview* : machine butée

consignes de charge et de vitesse ainsi que d'enregistrer les données. Il affiche simultanément les valeurs des différents capteurs, permettant ainsi une surveillance continue des machines lors des campagnes d'essais, à travers des affichages sur graphes déroulants. L'alimentation

en huile de la butée hydrostatique est assurée par le réservoir servant à la machine palier et celle de la butée d'essais par le réservoir de 80 litres en inox.

Les butées d'essais peuvent avoir un diamètre allant de quelques dizaines de millimètres à deux cents millimètres. Le grain fixe sur lequel elles sont fixées est équipé de quatre capteurs de déplacement à courant de Foucault placés sur un même diamètre à 90° les uns des autres, permettant ainsi de déterminer la position relative du grain fixe par rapport au grain mobile. Un cinquième capteur est placé au centre de la butée afin de compléter la mesure d'épaisseur de film.

Afin de réaliser les mesures expérimentales, les butées sont instrumentées de thermocouples et éventuellement, pour les butées à géométrie fixe, de capteurs de pression. La figure 2.13 ci-dessous présente un arrangement classique de prises de pressions et de thermocouples qui a été réalisé sur une butée utilisée dans le cadre d'une thèse sur l'influence des textures sur le comportement d'une butée qui devrait être soutenue à la fin de l'année 2013 par Yann Henry.

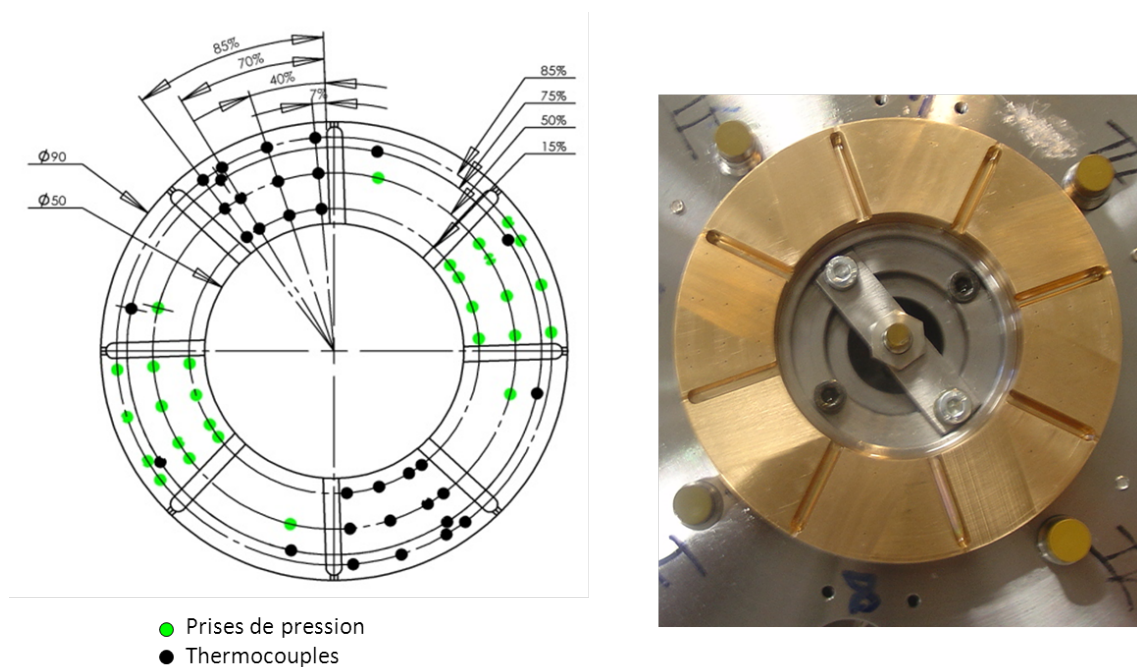


FIGURE 2.13 – Equipement d'une butée d'essais

Cette machine permet de tester différents types de butées hydrodynamiques : à géométrie fixe ou à patins oscillants. Les photographies de la figure 2.14 permettent de voir quelques unes de celles qui ont déjà été testées sur le banc d'essais.

Le tableau 2.3 ci-dessous donne une vue d'ensemble des capacités du banc en termes de conditions de fonctionnement ainsi que dimensionnelles.

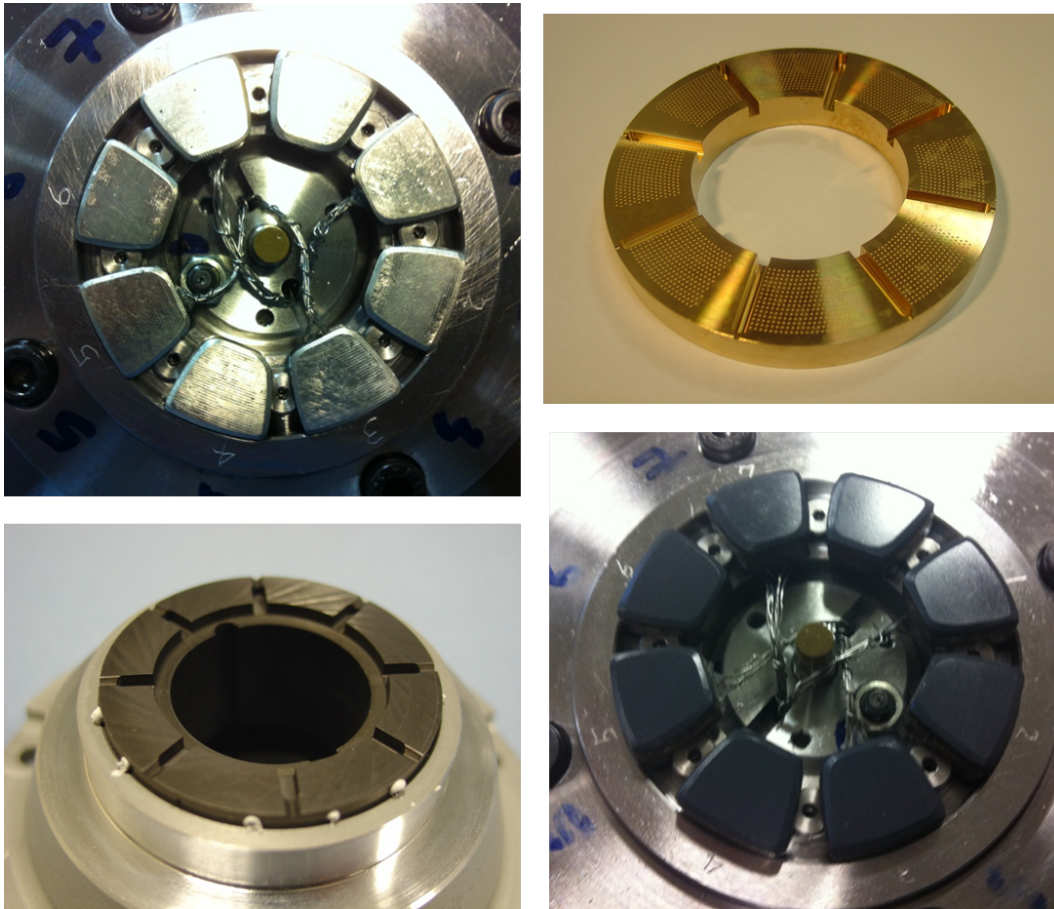


FIGURE 2.14 – Diverses butées d’essais

Grandeur	Unité	
Diamètre	mm	30 à 250
Vitesse de rotation	tr/min	0 à 10000
Charge radiale appliquée	N	0 à 10000
Pression d’alimentation	MPa	0,05 à 0,35
Température d’alimentation	°C	20 à 80
Débit d’alimentation	l/min	3 à 20

TABLE 2.3 – Capacités de la machine d’essais de butées

2.5 Prochaines évolutions

Comme nous avons pu le voir, les deux bancs d'essais présentés dans les paragraphes précédents sont en constante évolution. En effet, afin de rester proche des demandes de validation de codes de calculs qui prennent en compte de plus en plus de phénomènes, il est important de les moderniser constamment dans le but d'avoir des mesures d'une qualité irréprochable avec une précision toujours meilleure.

Afin d'atteindre ces objectifs, les deux bancs sont actuellement en cours de modification par deux étudiants en Master 2 Ingénierie de l'Innovation Technologique :

- *Banc d'essais de paliers* : une nouvelle transmission est en cours de conception. Elle permettra notamment d'accroître la vitesse de rotation, jusqu'alors limitée à 6000 tr/min afin d'atteindre les 15 000 tr/min. Grâce à une vitesse linéaire dépassant les 75 m/s, cette nouvelle possibilité ouvrira la voie à de nouvelles validations sur des écoulements qui pourront devenir turbulents.
- *Banc d'essais de butées* : la structure actuelle du banc, d'une conception ancienne, est beaucoup trop légère pour permettre l'accroissement des vitesses et des charges dont nous avons besoin pour nos expérimentations. En effet, le banc actuel a été conçu pour une vitesse maximale de 2600 tr/min et une charge de 8000 N ; le cahier des charges que nous avons confié à l'étudiant est de 15000 tr/min et 15000 N, respectivement pour la vitesse et la charge que devra pouvoir supporter le banc. Cette modification très importante des conditions de fonctionnement passe par la conception d'un tout nouveau bâti, beaucoup plus rigide ainsi que par le choix et/ou la conception d'une nouvelle broche de guidage.

De plus, le système de contrôle commande actuel, regroupant les deux bancs d'essais, ne permet pas de les faire fonctionner en même temps. C'est pourquoi un étudiant en troisième année de Licence Ingénierie de l'Innovation et des Systèmes Complexes a été recruté pour son stage de fin d'étude pour effectuer la migration des systèmes de la machine butée vers un nouveau système d'acquisition identique à celui qui équipe déjà notre salle d'expérimentation. Ainsi, il sera désormais possible de faire des essais sur les deux bancs en même temps et de contrôler les machines depuis deux PC dédiés, déportés dans la salle annexe. Un troisième PC permettra de prendre la main sur le contrôle/commande des bancs directement depuis la salle d'essais.

2.6 Projet Equipex GAP

Un appel à projet a été lancé par le gouvernement en 2011 concernant les investissements d'avenir, et en particulier les équipements d'avenir EQUIPEX. Notre projet, concernant une plate-forme d'essais et de recherche de nouvelles technologies de "Groupe Aéro Propulseur" pour l'aéronautique et le spatial, appelé "GAP" a été retenu. Le projet GAP propose notamment de se doter de quatre nouveaux bancs d'essais pour étudier le refroidissement (banc BATH), le comportement des matériaux sous environnement (bancs ENDOMAT), la tribologie et la lubrification (bancs TRILOGIE) ainsi que la détonation comme mode de combustion alternatif (banc RDE). Ces bancs permettront de traiter les problématiques du moteur aéronautique du futur depuis le coeur jusqu'à la soufflante suivant une approche pluridisciplinaire qui s'appuie sur les compétences de l'institut Pprime. Par ailleurs, ces bancs sont générateurs d'interactions scientifiques. Ainsi, les matériaux et structures testés mécaniquement dans ENDOMAT pourront alimenter de nouvelles architectures de paroi multi-performées pour refroidissement testés dans BATH ou le développement de nouvelles surfaces tribologiques pour paliers à rotation élevés et avec une plus grande durée de vie testés dans TRILOGIE. L'ensemble des installations avec cet EQUIPEX constituera une plateforme unique sur le plan national et international pour le développement des nouveaux systèmes de propulsion. Le coût du projet financé par le programme EQUIPEX est de 3,75 millions d'euros pour sa conception, la fabrication et l'installation des équipements et leurs premières années de fonctionnement.

J'interviens naturellement pour la partie concernant la tribologie et la lubrification à travers les bancs TRILOGIE en particulier le banc STRIBECK. Ce projet de bancs d'essais, comme son nom l'indique, comporte trois volets : les deux premiers sont suivis par deux de mes collègues et le troisième par moi-même. Chaque banc d'essai, nommé par un acronyme, possède son propre champ d'application :

1. le banc BALAFRE est déjà existant. Il a été conçu pour mesurer les déplacements et la réponse du film de fluide à une excitation dynamique, de manière à identifier le comportement dynamique d'un composant de guidage ou d'étanchéité. Ce banc doit être modifié afin d'améliorer ses performances quant aux tests de composants et en particulier mieux contrôler les conditions expérimentales (régulation thermique, pré-rotation) afin de mieux comprendre les phénomènes physiques induits par les flux ou le comportement non linéaire dans les composants ; d'autre part, d'augmenter sa plage de fonctionnement ce qui permettra de tester des composants plus rigides. Enfin, l'ajout d'un 5ème degré de liberté par un actionneur axial permettra, en particulier, d'étudier

la combinaison de phénomènes dynamiques axiaux/radiaux qui est un point clé pour étudier certains des composants de turbopompes comme les butées ou roues à aubes.

2. le banc MISTRAL devrait permettre de réaliser des expérimentations proches de la réalité : une vitesse maximale de $100000 \text{ tr}/\text{min}$, des températures jusqu'à 800 K et des pressions allant de 1 à 200 bar pour des composants d'un diamètre inférieur à 100 mm . Ce type de banc d'essai sera unique en France et même en Europe ; il permettra de tester les composants dans des conditions pour lesquelles la lubrification par de l'air n'est pas encore utilisée. Le banc de test permet l'étude de la stabilité des films minces sous une charge statique et dynamique, de l'influence des effets thermiques en mettant l'accent sur les hautes températures, de l'influence de hautes pressions sur la déformation de la surface, de l'écoulement à travers le film et de sa stabilité ainsi que des effets de la vitesse de rotation élevée sur le régime d'écoulement. Ceci permettra notamment la validation des solutions technologiques innovantes avant de les utiliser sur des prototypes et appuiera également le développement de codes de calcul futurs.
3. le banc STRIBECK est quant à lui un dispositif expérimental de grandes dimensions pour l'étude de paliers et butées lubrifiés à l'huile. Le dispositif, dont un schéma de principe est proposé sur la figure 2.15, sera constitué des principaux éléments suivants : une plate forme modulable, un coussinet d'essai équipé de capteurs (palier N°1), un coussinet de guidage sur lequel on n'appliquera qu'une surveillance limitée (palier N°2), une cellule de chargement et un moteur, connecté à l'arbre d'essai (rotor) via un dispositif de transmission de puissance. Le guidage en rotation de la ligne d'arbre sera donc assuré par deux paliers hydrodynamiques. Le maintien en position axiale pourra être réalisé par une double butée hydrostatique plane, directement intégrée au palier N°2. Chaque palier sera alimenté en huile au moyen d'une centrale hydraulique. L'ensemble du dispositif expérimental ou dispositif d'essais sera géré par un système de commande et de contrôle.

Comme on peut le voir sur la figure 2.15, le banc d'essais pourra servir aussi bien à tester les paliers que les butées. Le principal objectif des essais, dans la configuration "palier", est de mesurer, au niveau du palier d'essai, deux valeurs que sont l'excentricité et la charge supportée. Les paliers seront testés dans des conditions très proches des conditions d'utilisation industrielle, la charge appliquée sur le rotor d'essai (arbre) sera imposée et la position de l'arbre par rapport au stator (coussinet) sera mesurée en conséquence. La charge imposée pourra ainsi être obtenue par le poids propre de l'arbre et complétée par une cellule de chargement dont la direction de sollicitation pourra être réglée dans une direction autre que la verticale. De plus, la distance entre les deux paliers sera modifiable, ainsi que la position

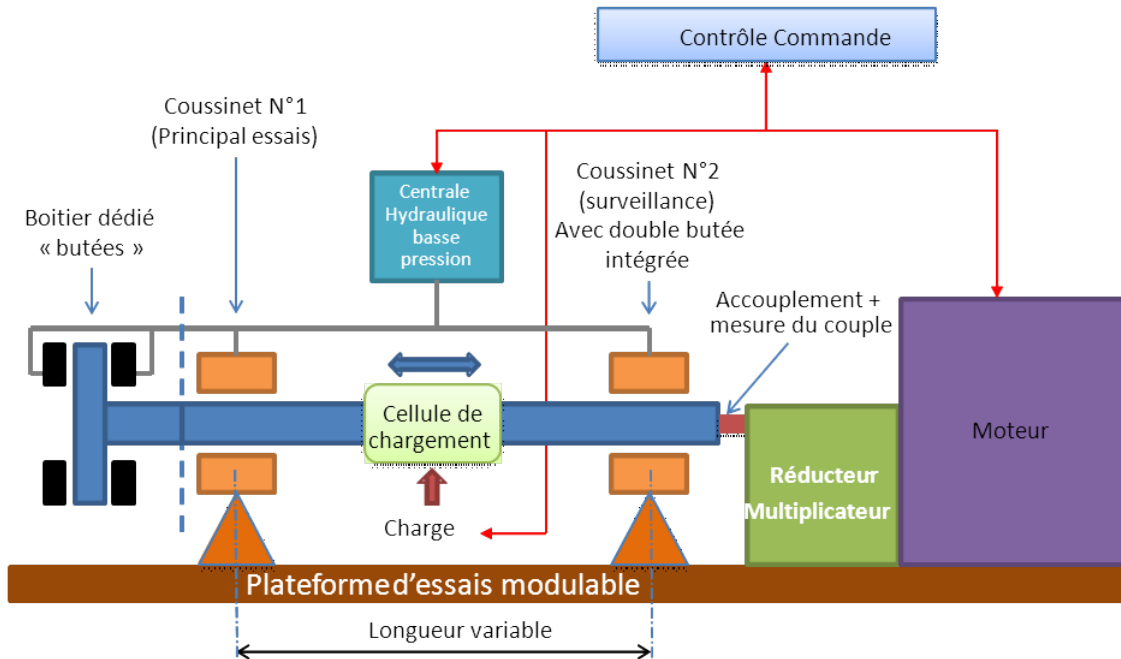


FIGURE 2.15 – Schema de principe du banc STRIBECK

de la cellule de chargement entre les deux paliers afin de permettre différentes configurations de fonctionnement. Il est également envisagé de réaliser des études expérimentales sur des composants du commerce avec des propriétés dégradées, comme une surface de rotor non conforme à une situation nominale de fonctionnement, par exemple des rayures ou des trous. Afin d'assurer cette fonction, la portion de l'arbre au niveau du coussinet d'essai sera facilement dissociable du reste de la ligne d'arbre afin qu'il puisse y être étudié l'influence de la présence de rayures ou d'usures par exemple. Le coussinet d'essai sera équipé des systèmes de mesure appropriés à l'étude expérimentale des paliers (thermocouples, capteurs de pression, capteurs de déplacement).

Dans la configuration "butées", la cellule de chargement sera non utilisée. Un boîtier dédié s'y substituera ou sera placé en bout de ligne d'arbre. Ce boîtier comportera deux butées montées en opposition avec un dispositif de chargement axial interne. Il reposera sur la plate forme d'essai modulable, sera alimenté en huile par la centrale hydraulique et pourra être équipé des systèmes de mesure appropriés à l'étude expérimentale des butées (thermocouples, capteurs de pression, capteur de déplacements).

Les caractéristiques générales retenues sont les suivantes :

- vitesse d'entraînement de la ligne d'arbre variable de 2 jusqu'à 4000 tr/min (vitesse périphérique de 83,8 m/s pour un arbre de 400 mm),

- pression spécifique jusqu'à 2 MPa, correspondant à une charge de 500 kN sur la ligne d'arbre pour le palier de 400 mm,
- diamètre d'arbre des coussinets à tester : de 100 à 400 mm,
- fluide d'alimentation : huile de grade ISO VG 10 à ISO VG 46,
- pression d'alimentation des paliers : de 0,05 à 0,5 MPa,
- température d'alimentation des paliers : de l'ambiante à 80°C,
- vitesse de rotation maximale : 15 000 tr/min (pour les paliers de diamètre 100 mm).

L'enveloppe globale que nous avons à gérer pour ces équipements d'excellence est de près d'un million d'euros dont environ la moitié est dédiée au banc dont je coordonne la mise en place en collaboration avec mes collègues. Au moment de l'écriture de ce document, la phase de conception n'a pas encore commencé mais le cahier des charges est fixé afin de pouvoir lancer l'appel d'offres pour la conception et la réalisation. Il faut noter que le bâtiment qui doit recevoir ces trois nouveaux bancs n'est pas encore construit car il fait partie d'un vaste programme d'une nouvelle plate forme technique sur le site du Futuroscope, PROMETEE. L'appel d'offres pour la réalisation de la plate forme est terminé depuis six mois et nous sommes actuellement dans une phase de discussion technique avec les architectes afin qu'ils puissent prendre en compte nos besoins en termes d'encombrement et de contraintes techniques.

2.7 Conclusion

Je travaille maintenant depuis environ quinze ans sur ces bancs d'essais et l'expertise que j'ai pu acquérir en termes d'expérimentations sur les composants de guidage que sont les paliers et butées hydrodynamiques m'a permis de réaliser de nombreuses études qui ont pour la plupart été publiées dans des journaux à comité de lecture. Cette expérience est très enrichissante du point de vue technique et me permet d'envisager la recherche expérimentale avec sérénité, en conservant une curiosité intacte à expliquer des phénomènes de plus en plus complexes à prendre en compte du point de vue numérique, nécessitant donc des expérimentations toujours plus pointues et précises. Afin de réaliser de telles expériences, les améliorations ainsi que les nouveaux bancs d'essais que nous concevons actuellement revêtent une importance capitale. Je mettrais donc à profit mon expérience au service de ces nouveaux moyens de validation ainsi qu'à ceux de mes collègues avec qui je travaille sur d'autres bancs comme celui servant à l'étude des garnitures mécaniques par exemple.

Caractéristiques statiques des paliers

Ce chapitre regroupe les différentes études qui ont été réalisées sur le banc d'essais de paliers hydrodynamiques présenté dans le chapitre précédent. Les différentes parties présentent chronologiquement les études menées aussi bien par des étudiants en thèse que par moi-même depuis ma thèse en 2003. Le premier paragraphe sera consacré à l'étude du mésalignement qui a représenté une bonne partie de mon travail de thèse et s'est poursuivi pendant l'année qui a suivi alors que j'étais attaché temporaire d'enseignement et de recherche. Mon expérience sur le banc m'a ensuite permis de réaliser une étude complète sur l'usure d'un palier fonctionnant en conditions extrêmes dans le cadre d'un contrat avec EDF R&D. Par la suite, j'ai entamé une longue étude sur la mesure du coefficient de frottement au démarrage sur un palier lisse, avec différents types d'états de surface. La visibilité internationale des travaux de Michel Fillon et moi-même, de par nos publications communes et communications lors de congrès internationaux sur les expérimentations réalisées sur la machine, nous a permis d'accueillir en 2008 un ingénieur Japonais employé par un fabricant de lubrifiants, Idemitsu Kosan. Il a effectué au laboratoire un séjour de 18 mois au cours duquel il a réalisé des essais dans le cadre d'une thèse qu'il a soutenu en 2010. Ces travaux sont présentés dans le paragraphe 4. Notre laboratoire entretient depuis de nombreuses années des liens privilégiés avec l'Université Politehnica de Bucarest : j'ai eu l'occasion de rencontrer les chercheurs de cette institution à plusieurs reprises aussi bien en Roumanie qu'en France et de développer avec eux des liens forts qui nous ont permis de co-encadrer un étudiant en thèse. Il a effectué une étude poussée sur le phénomène de cavitation dans les paliers, pour

laquelle il a réalisé de très nombreux essais sur notre banc, qui seront présentés dans le paragraphe 5. Enfin, je conclurai ce chapitre par un bilan de mon travail expérimental sur le banc d'essais de paliers ainsi que par les perspectives.

3.1 Conditions sévères

Ce paragraphe sur les conditions de fonctionnement sévères (mésalignement, usure, état de surface) concerne une partie des travaux de recherche que j'ai effectués seul jusqu'en 2008. Ils ont conduit à un certain nombre de publications dont la dernière, concernant l'influence de l'état de surface sur le coefficient de frottement au démarrage, est parue en 2011.

3.1.1 Mésalignement

L'étude du mésalignement étant très largement détaillé dans mon mémoire de thèse [36] ainsi que dans plusieurs publications [26, 37], je ne ferais ici qu'un rappel des principaux résultats et conclusions.

Faisons tout d'abord un bref rappel des équations et notations utilisées pour caractériser le mésalignement. Lorsque le palier est mésaligné, l'excentricité et l'angle de calage ne suffisent plus pour donner la position du palier. Quatre grandeurs sont alors nécessaires pour caractériser la position de l'arbre par rapport à celle du coussinet (figure 3.1). Nous utiliserons les grandeurs suivantes [38] :

- l'excentricité relative e_0 dans la section médiane ($\epsilon_0 = \frac{e_0}{C}$), où e_0 représente la distance entre le centre de l'arbre C_0 et le centre du coussinet O_0 ;
- l'angle de calage φ dans la section médiane, qui correspond à l'angle entre la ligne des centres O_0C_0 et la direction de charge \vec{W} ;
- l'amplitude du mésalignement d caractérisée par le module de la projection du segment C_1C_2 dans une section droite du palier. C_1 et C_2 sont les positions du centre de l'arbre aux deux extrémités du palier. On utilise aussi le mésalignement relatif $\delta = \frac{d}{C}$;
- l'angle de mésalignement β entre la ligne des centres C_1C_2 et la direction de la charge \vec{W} .

La relation définissant l'épaisseur du film et tenant compte du mésalignement a ainsi la forme suivante :

$$h(\theta, z) = C + e \cos(\theta - \varphi) - \delta \left(z - \frac{L}{2} \right) \frac{C}{L} \cos(\theta - \beta) \quad (3.1)$$

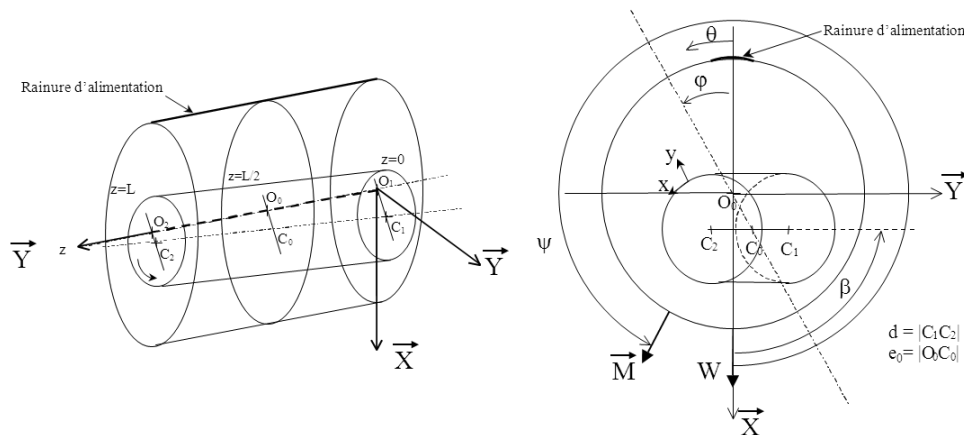


FIGURE 3.1 – Palier mésaligné

De nos jours, les paliers hydrodynamiques sont pour la plupart très sollicités que ce soit du point de vue de la température maximale que du point de vue de l'épaisseur minimale du film. Cette situation résulte des conditions de plus en plus sévères appliquées sur les organes de guidage de rotors. L'énergie dissipée dans le film étant alors plus grande, la température dans le palier augmente et l'épaisseur minimale du film diminue : les limites d'utilisation du palier peuvent être dépassées. C'est pourquoi le mésalignement est réellement un problème car il modifie sensiblement ces paramètres et augmente le risque d'endommagement du palier. S'il est dû la plupart du temps à un défaut de montage ou d'usinage, il peut être également engendré par la flexion de l'arbre sous l'influence de son propre poids. Le mésalignement dans les paliers hydrodynamiques est donc un phénomène important pour les utilisateurs de paliers car il conduit presque inévitablement à une usure prématurée qui génère un coût pour la réparation ou le remplacement des coussinets. Le mésalignement n'est donc pas qu'une singularité et il convient d'en tenir compte lorsque l'on s'intéresse aux performances des paliers.

C'est pourquoi une étude a été menée par Pierre et al. [39, 40] sur la modélisation THD de paliers prenant en compte ce phénomène. J'ai participé à cette étude en réalisant les expérimentations mais aussi en apportant par la suite une amélioration à la modélisation de par la prise en compte des déformations aussi bien thermiques qu'élastiques [41, 42].

Pour ces premières études, diverses conditions de fonctionnement ont été testées en faisant varier l'intensité du couple de mésalignement ainsi que la vitesse de rotation et la charge appliquée au palier. Ces essais ont été à l'origine de résultats importants : le mésalignement perturbe les paramètres de fonctionnement essentiels du palier, il conduit à une augmentation globale de la température moyenne dans le palier (de 1 à 5 K selon le cas), une augmentation de la pression maximale qui se déplace vers l'une ou les deux extrémités du palier, un

fort gradient axial de température (8 K) et à une forte diminution de l'épaisseur minimale de film, atteignant 97% selon la direction de mésalignement (l'épaisseur minimale de film est de l'ordre de quelques micromètres). Ces travaux ont été publiés dans ASME Journal of Tribology en 2002 [26].

Une autre étude expérimentale sur le mésalignement a ensuite été réalisée en faisant varier la direction du couple en plus de son intensité, de la charge et de la vitesse. L'influence de l'intensité et de la direction du couple de mésalignement sur le comportement du palier a été analysée pour trois directions : 0, +20° et -20° par rapport à la direction de la charge. Cette étude a confirmé que le mésalignement avait une forte influence sur les caractéristiques du palier, modifiant aussi bien les pressions que les températures mais également l'épaisseur minimale du film d'huile qui, dans certains cas, était réduite très fortement. Ces effets sont plus marqués lorsque le palier est peu chargé ou lorsque la vitesse de rotation de l'arbre est moins élevée car ici encore, lorsque la vitesse ou la charge sont peu élevées, les effets hydrodynamiques sont moins importants et le palier résiste moins au mésalignement. Malgré l'importance de l'effet du mésalignement lui-même, sa direction est également un facteur non négligeable. Les paramètres auxquels nous nous sommes intéressés, à l'exception de la pression maximale dans le plan médian, sont plus affectés par un couple de mésalignement dont la direction est -20°. La direction +20° n'affecte pas plus les performances du palier que la direction 0°.

Ces deux études ont permis de dégager des conclusions plus générales sur l'influence du mésalignement : lorsque la vitesse de rotation et/ou la charge sont peu élevés, les effets hydrodynamiques sont plus faibles, le palier résiste donc moins au mésalignement. L'importance de la prise en compte du mésalignement a été mise en exergue par la forte influence qu'il a sur les performances du palier. Il modifie très sensiblement ses paramètres de fonctionnement et des paramètres critiques comme la pression maximale, la température maximale ou l'épaisseur minimale du film. Lorsqu'il existe, le mésalignement de l'arbre dans le palier ne peut donc être négligé pour prédire les performances thermohydrodynamiques des paliers.

Ces modifications géométriques du film ou encore les modifications géométriques propres du coussinet comme l'usure par exemple, que nous développerons dans le paragraphe suivant, entraînent donc des modifications importantes du comportement du palier. Afin d'améliorer les prédictions données par le code de calcul, j'ai donc réalisé un module permettant de prendre en compte les déformations dans le calcul, devenant ainsi un code de calcul TEHD.

3.1.2 Déformations

Les modifications auxquelles nous allons nous intéresser dans ce paragraphe sont des modifications d'ordre géométrique, qui interviennent au cours du fonctionnement du palier comme par exemple une modification du jeu radial qui peut être due aux déformations thermiques. Les déformations élastiques engendrées par la pression hydrodynamique modifient également la forme géométrique du palier mais plus localement, en induisant une augmentation ou une réduction de l'épaisseur de film dans certaines zones du palier. Les calculs qui permettent d'obtenir les déformations élastiques puis ceux qui donnent les déformations thermiques seront présentés dans ce qui suit. La modification sera effectuée sous la forme d'un changement de l'épaisseur de film à laquelle on ajoute $\delta h(\theta, z) = \delta h_{p_c}(\theta, z) + \delta h_{T_c}(\theta, z) + \delta h_\alpha$. Le calcul des différentes parties est abordé dans la suite de ce paragraphe.

Déformations mécaniques

Les déformations mécaniques du coussinet sont les déformations élastiques qui sont engendrées par le champ de pression hydrodynamique qui règne dans le palier. Elles sont dites "élastiques" car on peut considérer que, ne dépassant pas les limites de l'élasticité, les déformations sont purement élastiques. Le calcul de ces déformations est un calcul long ; c'est pourquoi effectuer ce calcul à chaque itération sur la pression, serait extrêmement pénalisant en temps de calcul. Pour cette raison, nous faisons appel initialement à un code de calcul par éléments finis qui va nous permettre d'obtenir, en chaque point de l'interface film/coussinet, les déplacements engendrés par un champ de pression unitaire. Une fois ce calcul effectué, les déplacements sont stockés dans une matrice de coefficients d'influence que nous appellerons "matrice de compliance". Les déformations de l'arbre dues au champ de pression sont considérées comme négligeables car l'arbre est massif. Ainsi, le déplacement en chaque point de la surface est obtenu en multipliant le coefficient de la matrice de compliance associé au noeud considéré par la pression correspondante :

$$\delta h_{p_c}(\theta, z) = m_p(\theta, z) * p(\theta, z) \quad (3.2)$$

Déformations thermiques

Le calcul des déformations thermiques du coussinet se fait selon le même procédé que celui des déformations élastiques. Nous utilisons le même logiciel éléments finis qui nous donne une matrice de compliance "thermique" pour un flux de 1000 W/m^2 (cette valeur est également choisie pour éviter un grand facteur d'échelle). Les calculs de la matrice sont ef-

fectués pour des conditions thermiques données : le coefficient de convection ainsi que la température extérieure ambiante sont imposés sur les faces externes du coussinet. A partir du champ de température calculé à chaque itération, les déplacements sont calculés par multiplication de la matrice par le flux de chaleur à l'interface film/coussinet :

$$\delta h_{T_c}(\theta, z) = m_T(\theta, z) * q(\theta, z) \quad (3.3)$$

L'arbre étant en rotation rapide, les gradients thermiques y sont peu importants et nous ne considérons donc pas les déformations engendrées par ceux-ci mais seulement la dilatation globale.

Influence de la prise en compte des déformations

Une étude sur l'influence de la prise en compte des déformations sur les performances du palier a été réalisée [42, 41]. Cette étude a montré que les déformations mécaniques, dues au champ de pression, ainsi que les déformations thermiques, dues à la fois aux dilatations des éléments du palier et aux gradients thermiques existants dans le coussinet, avaient une influence considérable sur les performances du palier. La prise en compte des déformations mécaniques et thermiques est donc indispensable à la détermination précise des caractéristiques de fonctionnement d'un palier soumis à des conditions de fonctionnement sévères.

Pour un palier soumis à une forte charge, les déformations élastiques engendrées par le champ de pression ont une forte influence sur la pression maximale qui est très largement surestimée par le modèle THD. Elles modifient sensiblement la forme de l'épaisseur du film (sans en changer la valeur minimale) ce qui conduit à une diminution de la température dans les zones de température maximale. Les déformations élastiques sont prépondérantes par rapport aux déformations thermiques, mais l'ensemble des déformations doit être pris en compte dans le cas de chargement extrême.

Dans le cas des vitesses élevées, on peut noter que la prise en compte des déformations thermiques entraîne une légère diminution de l'épaisseur minimale du film et une forte augmentation de l'excentricité relative au jeu radial initial qui dépasse largement 1. Le jeu radial en fonctionnement augmente fortement pour les cas les plus sévères, dû à la forte influence des déformations thermiques, et permet de ramener l'excentricité relative en dessous de 1. Pour la vitesse la plus élevée, la prise en compte des déformations diminue la température moyenne d'arbre de plus de 6 K et augmente la pression maximale de plus de 10%. Ce sont, dans ce cas, les déformations thermiques qui deviennent prépondérantes.

Pour un palier soumis à un fort mésalignement, la prise en compte des déformations entraîne une augmentation de l'épaisseur minimale du film et de l'amplitude de mésalignement de respectivement 23 et 16%. Un autre paramètre est également modifié : la pression maximale augmente de 18%. Les autres paramètres ne sont que peu affectés. La plupart des différences obtenues sont dues à une augmentation du jeu radial lors du fonctionnement induit par la dilatation différentielle des éléments du palier.

Le modèle complet (TEHD) a une forte influence sur tous les paramètres du palier lorsqu'il est fortement chargé et/ou qu'il fonctionne à une vitesse de rotation élevée. L'excentricité est très supérieure, la pression maximale est diminuée de presque 50% dans certains cas, l'épaisseur minimale du film augmente de près de 40%. Il doit être utilisé dès lors que la pression spécifique dépasse les limites admissibles (définies classiquement entre 4 et 7 MPa suivant les matériaux) ou que la vitesse de rotation est supérieure à 30 m/s. Le modèle THD donne des résultats tout à fait satisfaisants lorsque les conditions de fonctionnement sont moins sévères.

Comme nous avons pu le voir avec le mésalignement, la géométrie a une influence tout à fait significative sur le comportement du palier, au moins aussi importante que les conditions de fonctionnement. Il est donc apparu nécessaire d'étudier plus précisément les phénomènes d'usure qui représentent une modification très importante de la géométrie du palier. Les différentes études qui ont été menées sur l'usure sont présentées dans le paragraphe suivant.

3.1.3 Usure

Les arrêts et démarrages plus ou moins fréquents auxquels le palier est soumis, souvent pendant de nombreuses années, le mésalignement ou encore une alimentation en fluide contaminé par exemple, peuvent entraîner une usure importante du palier. Son comportement peut devenir ainsi totalement différent, et il convient de le connaître afin de déterminer si le palier peut continuer à fonctionner en l'état ou non.

La modélisation de la zone d'usure a été intégrée au code de calcul numérique décrit dans le début de ce document. Elle est réalisée à partir de la géométrie définie par Dufrane et al. [43] qui supposent que l'empreinte de l'usure créée par l'arbre dans le coussinet est située en bas du palier, centrée par rapport à la direction de la charge (verticale). Cette géométrie est présentée sur la figure 3.2 où C_0 est le centre de l'arbre, O_0 le centre du coussinet et W la charge.

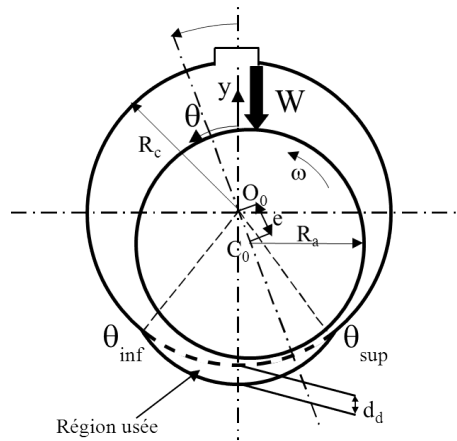


FIGURE 3.2 – Palier usé

Dufrane et ses co-auteurs ont défini une valeur maximale de défaut qui est égale à la moitié du jeu radial du palier. Le défaut est donné par l'équation suivante :

$$\delta h(\theta) = d_d - C - C \cos(\theta) \quad (3.4)$$

La variable adimensionnée δ_d est utilisée pour les calculs : elle correspond au pourcentage d'usure par rapport au jeu radial $\left(\frac{d_d}{C}\right)$. La valeur du défaut (équation 3.4) est ensuite ajoutée à l'épaisseur de film calculée avec :

$$h = h + \delta h(\theta) \quad \text{avec} \quad \begin{cases} \delta h(\theta) = C [\delta_d - 1 - \cos \theta] \text{ pour } \theta_{inf} \leq \theta \leq \theta_{sup} \\ \delta h(\theta) = 0 \text{ pour } \theta < \theta_{inf} \text{ et } \theta > \theta_{sup} \end{cases}$$

Les angles θ_{inf} et θ_{sup} , qui correspondent respectivement au début et à la fin de l'empreinte, sont calculés à partir de l'équation : $\cos(\theta) = \delta_d - 1$.

Des simulations numériques ont été réalisées et on a permis de montrer que, même si la présence d'un défaut d'usure semble a priori être un inconvénient, celui-ci peut conduire à l'amélioration des performances statiques du palier. Ces travaux, présentés dans une publication parue dans le *Journal of Tribology* [44], ont en effet permis de montrer qu'un défaut pouvait être bénéfique aux performances du palier :

- Dans le cas de paliers très chargés fonctionnant à de faibles vitesses de rotation, les paramètres critiques sont l'épaisseur minimale du film et la pression maximale : la présence d'un défaut d'usure permet de diminuer le pic de pression tout en maintenant ou en augmentant sensiblement l'épaisseur minimale du film. On obtient également une diminution de la puissance dissipée.

- Dans le cas de paliers peu chargés fonctionnant à des vitesses de rotation élevées, l'arbre étant centré, l'échauffement devient important et la température maximale devient le paramètre critique. La présence d'un défaut d'usure conduit à une chute importante de la température maximale et également de la température moyenne de fonctionnement. Ceci est dû principalement à l'augmentation de l'épaisseur moyenne du film. Cependant, la puissance dissipée augmente sensiblement.

Ces travaux ont conduit à tenter d'améliorer les performances d'un palier mésaligné en modifiant sa forme géométrique à l'endroit où l'épaisseur du film est minimale afin de l'augmenter artificiellement. En effet, certains utilisateurs de paliers réalisent volontairement des usures afin d'améliorer les performances d'un palier qu'ils savent mésaligné. Une étude théorique et numérique a été réalisée sur un défaut de forme de l'alésage, réalisé dans la zone critique afin d'augmenter l'épaisseur minimale de film et donc les performances du palier.

La figure 3.3 présente une vue schématique de ces défauts qui peuvent être soit local, soit global. La modification locale correspond en fait à l'empreinte qu'aurait laissé dans le coussinet un arbre mésaligné. Le rayon de courbure du défaut est donc celui de l'arbre. Le défaut local est défini par trois paramètres :

- sa position angulaire (β_d),
- sa longueur axiale (l_d),
- sa profondeur maximale (d_d).

Le défaut global, correspondant à un défaut de conicité à l'une des extrémités du palier, est défini quant à lui par seulement deux paramètres qui sont les mêmes que ceux du défaut local : sa longueur axiale (l_d) et sa profondeur maximale (d_d).

Les équations qui régissent de telles géométries sont obtenues à partir de celles utilisées pour le défaut de mésalignement et le défaut d'usure.

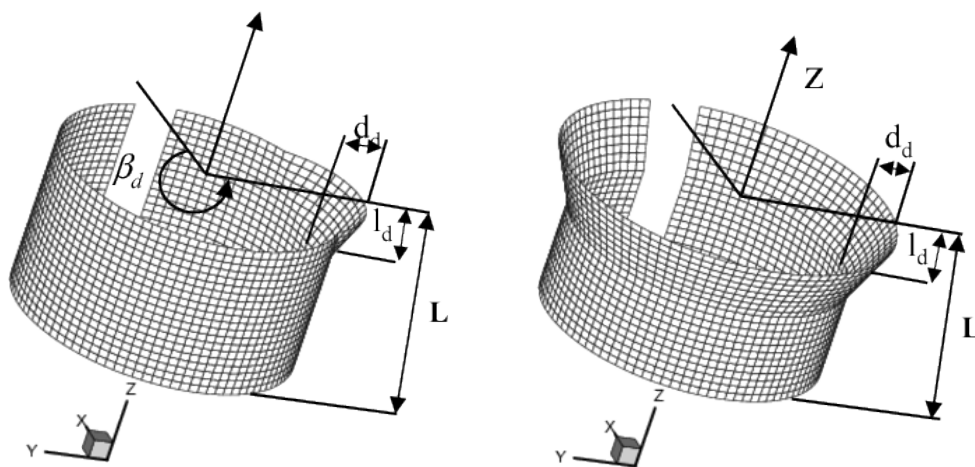


FIGURE 3.3 – Défaut de géométrie

L'étude théorique a été réalisée à partir de l'analyse en régime THD du palier usé présentée ci-dessus. Le code a été adapté afin de réaliser des simulations numériques de paliers comportant ce type de défaut. Il a été montré que les performances du palier pouvaient être significativement améliorées en modifiant la géométrie du coussinet. Les simulations ont été effectuées pour différents cas de mésalignement (direction, angle) et pour plusieurs conditions de fonctionnement :

- Le défaut local augmente l'épaisseur minimale du film de 69 et 44% respectivement pour les directions du couple de mésalignement 0 et -90° . Le défaut global a le même effet : il augmente l'épaisseur minimale du film pour les directions 0 et -90° de 74 et 42% respectivement.
- La température maximale est réduite lorsque la direction du couple de mésalignement est 0° ; la diminution atteint par exemple 2,3 K pour le défaut local et 2 K pour le global.
- La pression maximale est souvent plus élevée avec un défaut mais reste tout à fait raisonnable.
- Les autres paramètres ne sont que peu modifiés sauf pour le défaut global qui conduit à une augmentation du débit axial de plus de 10% quelles que soient les conditions de fonctionnement.
- Soumis à des conditions de fonctionnement peu sévères (cas aligné ou mésalignement faible), le palier se comporte normalement et les quelques modifications entraînées par la présence du défaut ne sont pas dangereuses, les valeurs étant très inférieures à celles observées dans le cas d'un palier sévèrement mésaligné.

Ces conclusions pourraient être appliquées à d'autres paliers, cependant, à cause de la complexité du problème THD, l'optimisation de la profondeur et de la longueur du défaut ainsi que de sa position ne peut être réalisée que dans une étude spécifique à chaque palier, prenant en compte sa configuration géométrique et les conditions de fonctionnement. Ces travaux ont fait l'objet de ma première communication dans un congrès international en 2002 et une publication dans le *Journal of Tribology* en 2003 [37].

L'expérience acquise de par cette étude complète sur le phénomène d'usure nous a permis d'obtenir un contrat avec EDF R&D portant sur des essais expérimentaux à réaliser sur notre banc d'essais de paliers. Ce contrat, intitulé "Etude expérimentale de l'usure de paliers à géométrie fixe sans poche de soulèvement" a été réalisé sur une durée de quinze mois avec cinq rapports, dont le dernier reprend la totalité de l'étude [45]. Les essais réalisés ont porté sur un palier à deux lobes dont j'ai réalisé la conception depuis les plans jusqu'à la fabrication. Ces essais se sont décomposés en 3 campagnes : la première a consisté à effectuer un grand

nombre d'arrêts/démarrages tout en observant l'évolution des conditions de fonctionnement avec une mesure de l'usure du coussinet à la fin des essais ; la deuxième fut de réaliser un nombre d'arrêts/démarrages limité mais en mesurant l'usure tout au long des essais ; la troisième fut enfin de maintenir le palier sous forte charge à une très faible vitesse de rotation durant plusieurs centaines d'heures et de mesurer l'usure occasionnée sur le coussinet. Les principaux résultats obtenus et en particulier deux lois d'usure, établies en fonction du type de sollicitation (virage ou arrêts-démarrages) sont respectivement présentées dans les deux paragraphes suivants.

Arrêts-démarrages

Les premiers essais ont consisté à vérifier la tenue du palier suite à un nombre important d'arrêts/démarrages : en l'occurrence, 2160 arrêts/démarrages ponctués de mesures à vitesse nominale ($Nn \approx 1690 \text{ tr/min}$) ont été effectués. Les mesures à vitesse nominale de pression, température, couple de frottement et position sont utilisées comme référence. Elles sont réalisées aux 1^{er}, 150^{ème}, 500^{ème}, 1000^{ème}, 1500^{ème}, 2000^{ème} et 2160^{ème} cycle afin de déterminer l'influence de l'usure sur les performances du palier. La surface interne du coussinet a également été contrôlée pour obtenir le profil de l'usure induite par les arrêts/démarrages successifs. Une autre série d'essais a ensuite été effectuée afin de tenter de définir une loi d'usure en fonction du nombre d'arrêts démarrages.

Les essais réalisés sur les séquences d'arrêts/démarrages ont été les plus dommageables en terme d'usure. Cependant, l'usure maximale relevée ne représente qu'environ 8 % du jeu radial du palier, ce qui est très éloigné des préconisations des constructeurs. Deux périodes ont pu être identifiées aux cours des essais : une première période, que l'on pourra considérer comme une période de rodage, durant laquelle l'usure est importante avec une augmentation significative de la pression maximale, puis une période d'usure plus classique, durant laquelle le palier s'adapte progressivement aux nouvelles conditions de fonctionnement qui lui sont imposées du fait du changement de géométrie. En effet, l'usure crée alors une sorte de cuvette dans la partie centrale du lobe inférieur qui tend à modifier les paramètres de fonctionnement du palier. Plus l'usure est importante, plus la température diminue et plus la pression diminue, se rapprochant alors des valeurs observées sur le palier neuf.

Des relevés profilométriques ont permis d'établir une loi d'usure en fonction du nombre d'arrêts/démarrages. La figure 3.4 présente l'évolution de l'usure en fonction du nombre de cycles et propose deux lois d'usure, l'une de type logarithmique et la seconde de type polynomial, établies à partir des essais.

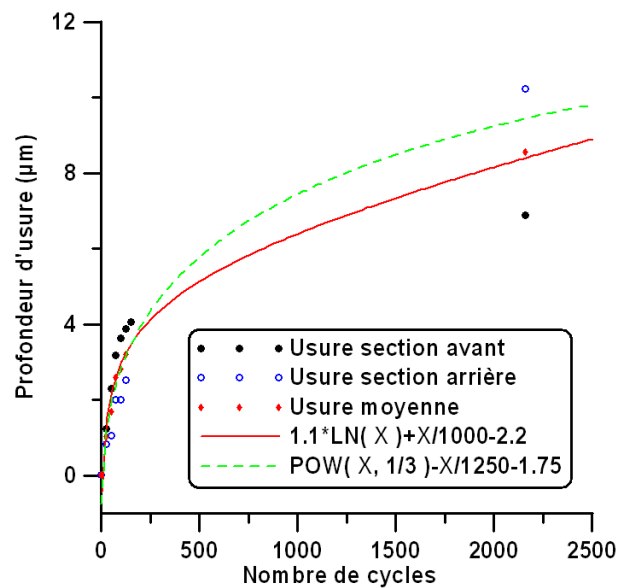


FIGURE 3.4 – Evolution de l’usure en fonction du nombre de cycles

Il est à noter que les profils d’usure obtenus sont tout à fait similaires à ceux qui avaient été observés par Dufrane et al. [43] sur les paliers de turbine à vapeur. De plus, les tendances obtenues relevées en terme de pression et de température tendent à conforter les résultats établis lors d’études numériques réalisées au laboratoire [44] : on retrouve également une augmentation de la pression maximale et de la température maximale avec l’usure lors de la phase de rodage, puis celles-ci diminuent avec l’augmentation du niveau d’usure.

Virage

Les essais sur le virage (rotation de l’arbre à très faible vitesse), ont été réalisés en deux phases : la première phase correspondait au premier contrat cité en référence plus haut [45] et la deuxième à un autre contrat [46], d’une durée de neuf mois, qui a porté sur des essais complémentaires de virage.

Les premiers essais effectués sur le virage ont permis de mettre en évidence que le virage est beaucoup moins pénalisant que les arrêts/démarrages. En effet, l’usure constatée après les 350 heures de virage était de l’ordre de 3 à 4 μm alors qu’elle était d’environ 8 μm pour les essais d’arrêts/démarrages. Cependant, il faut noter que, si les 2160 arrêts/démarrages étaient représentatifs des conditions auxquelles sont réellement soumis les paliers, les 350 heures de virage ne le sont pas et il faudrait multiplier ce temps par 10 pour obtenir un temps de fonctionnement en virage s’approchant de conditions réelles.

Des relevés profilométriques ont également été réalisés après 70, 140, 210, 280 et 350 heures de virage. Les résultats de ces relevés sont présentés sur la figure 3.5 qui donne l'évolution de l'usure en fonction du nombre d'heures de virage.

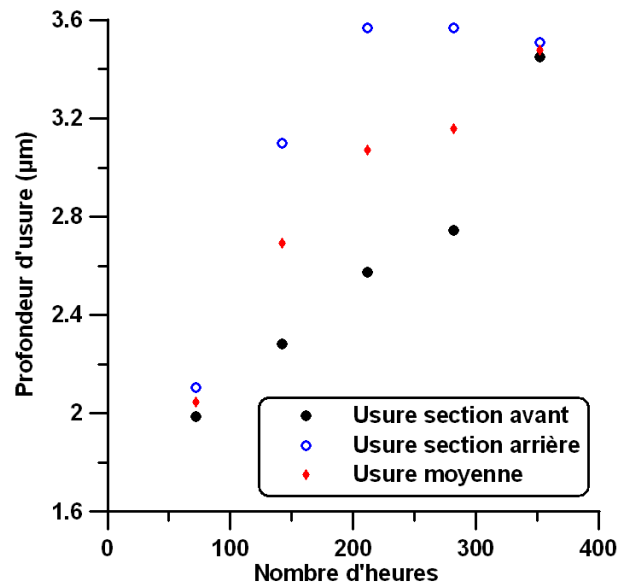


FIGURE 3.5 – Evolution de l'usure en fonction du nombre d'heures

On peut remarquer que si on se réfère uniquement à ces mesures, la loi d'usure serait de type linéaire. Il est vraisemblable que cette hypothèse soit fautive. En effet, comme nous l'avons décrit précédemment, ces essais sont beaucoup moins pénalisants que ceux consacrés aux arrêts/démarrages et l'usure est donc beaucoup moins prononcée. Si on se place dans les mesures faites avant 150 arrêts/démarrages, on peut constater que l'évolution est là aussi de type linéaire. Il est donc probable que l'usure induite par le virage soit également logarithmique, mais les données n'étaient pas suffisantes pour pouvoir l'établir avec les essais réalisés dans le cadre de ce premier contrat.

C'est pourquoi un deuxième contrat de collaboration a été conclu [46], afin d'estimer plus précisément l'évolution de l'usure du coussinet en virage. Pour cette deuxième série d'essais, les 350 heures de virage ont été effectuées en continu au moyen d'une surveillance à distance. Néanmoins, les essais ont été stoppés deux fois pour quelques heures afin de permettre des relevés topographiques sur le coussinet après 70 et 140 heures de virage. Plusieurs vitesses de virage ont été testées : 72, 48 et 24 tr/min.

Comme on peut le voir clairement sur la figure 3.6, le coussinet a été fortement usé par cette période de virage surtout lors des 70 premières heures.

Notez le dépôt qui apparaît de chaque côté de la zone d'usure : celle-ci a été importante, de telle sorte qu'une grande quantité de particules très fines puissent recirculer dans le contact

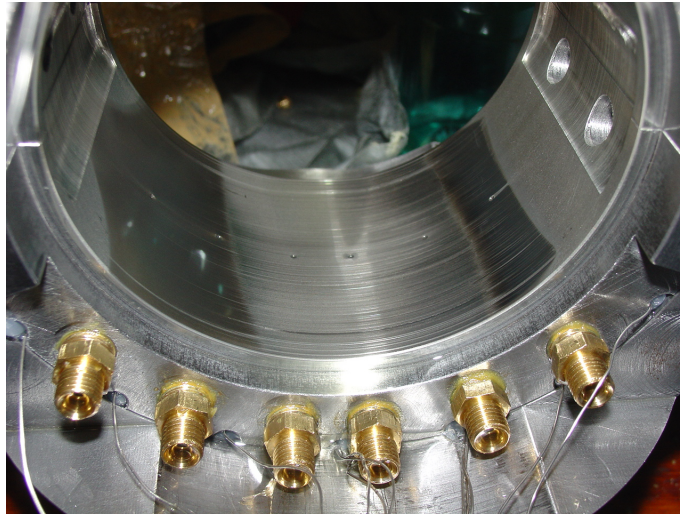
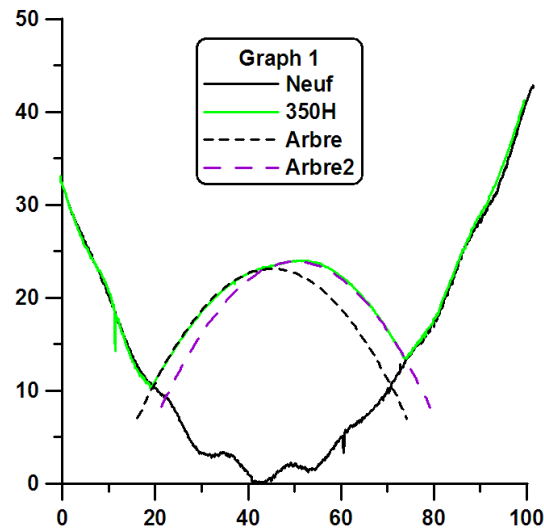


FIGURE 3.6 – Vue du coussinet après 70 heures de virage à 24 tr/min

et créer ce dépôt. Cette usure très forte lors des premières heures de fonctionnement est due à la forte rugosité de l'arbre utilisé pour cette deuxième série d'essais, bien supérieure à celle de l'arbre utilisé auparavant. Un "rodage" du coussinet a même été nécessaire, au tout début de l'expérience, afin de pouvoir tourner à la vitesse de 24 tr/min. Ce "rodage" a entraîné lors des 70 heures une usure du coussinet très importante, de plus de $20\ \mu\text{m}$, bien supérieure à celle qui avait été observée jusqu'ici. En effet, l'usure maximale qui avait été obtenue jusqu'à présent était celle du coussinet qui avait subi 2140 arrêts/démarrages, qui était de $10\ \mu\text{m}$. Après cette période de "rodage", l'usure n'augmente plus de façon très significative. En effet, après la deuxième période de virage (soit 140h), l'usure maximale n'a augmenté que de $1\ \mu\text{m}$ et après la deuxième période, elle n'a pas augmenté, si ce n'est en amplitude.

La figure 3.7 ci-dessous présente le profil obtenu dans la section arrière du coussinet. On peut noter que dans cette section, le profil de l'arbre épouse parfaitement la trace d'usure, dont le sommet se situe à une valeur de $23\ \mu\text{m}$. L'usure est donc beaucoup plus marquée à l'arrière du coussinet qu'à l'avant ($23\ \mu\text{m}$ et $15\ \mu\text{m}$ respectivement), ce qui est dû au mésalignement. Il faut noter cependant que le léger mésalignement observé ne contrarie en rien les conclusions qui sont faites ici puisque l'usure aurait certainement été similaire si nous n'avions eu aucun mésalignement. De plus, cette configuration, légèrement mésalignée, se rapproche sans aucun doute davantage de la configuration réelle.

On peut donc conclure que la rugosité de l'arbre est le paramètre le plus influent sur l'évolution de l'usure. En effet, comme nous l'avons exposé ci-dessus, l'usure obtenue après 70 heures de virage à 72 tr/min est déjà de l'ordre de celle qui avait été obtenue après 350 heures avec une rugosité de l'arbre 4 fois inférieure. De plus, l'usure obtenue après 70 heures

FIGURE 3.7 – Profil du lobe inférieur relevé à $z = 65\text{mm}$

de virage à la vitesse de 24 tr/min est environ dix fois supérieure à celle qui avait été constatée après la même période de virage avec un arbre 4 fois moins rugueux. Il est donc essentiel que la rugosité des arbres soit contrôlée. En effet, si celle-ci reste de l'ordre de $0,2\ \mu\text{m}$, correspondant à celle de l'arbre utilisé lors des essais du précédent contrat, le palier ne subira qu'une usure "normale" correspondant largement aux préconisations qui sont faites par le constructeur. En revanche, on peut imaginer que si les essais d'arrêts/démarrages avaient été réalisés avec cet arbre plus rugueux, l'usure aurait pu être catastrophique.

C'est sur la base de ces constatations que j'ai décidé de poursuivre les investigations sur l'influence de l'état de surface sur le comportement du palier, en particulier sur la mesure du coefficient de frottement lors du démarrage qui peut être relié de façon directe à l'usure qui se produit lors de ces phases extrêmement difficiles pour le palier où le film d'huile n'est pas complètement établi. Ces travaux sont présentés dans le paragraphe suivant.

3.1.4 Influence des caractéristiques des surfaces

Mon intérêt s'est donc porté sur les phénomènes mis en jeu lors de la phase de démarrage et plus particulièrement au coefficient de frottement au démarrage qui est un paramètre très important pour les utilisateurs de paliers, et néanmoins souvent déterminé de façon empirique. Les économies d'énergie étant une préoccupation grandissante, la réduction du frottement est devenue aujourd'hui un thème extrêmement porteur. J'ai donc réalisé plusieurs

études expérimentales sur ce sujet que j'ai présentées lors de trois conférences internationales entre 2007 et 2009 et dont la synthèse a été publiée en 2011 dans *Tribology International* [27].

Le but de ce paragraphe est de fournir un aperçu des résultats de ces études et aussi de tirer plusieurs conclusions générales sur le comportement d'un palier lisse au démarrage. Une première partie porte sur la mesure du couple lors du démarrage en faisant varier la pression spécifique (charge divisée par la surface projetée). Ainsi, le coefficient de frottement au démarrage (déduit des mesures expérimentales) est obtenue pour quatre paliers différents, en faisant varier les conditions d'alimentation, le jeu radial et la longueur. Une deuxième partie est constituée des résultats d'observations relatives au phénomène de broutage (ou "stick-slip" en anglais) qui apparaît au cours de cette période transitoire. Enfin, une étude portant sur les caractéristiques du palier qui influencent le coefficient de frottement (rugosité et matériaux) est présentée.

Coefficient de frottement au démarrage

Ces études ont été réalisées à partir de quatre paliers dont les caractéristiques sont présentées dans le tableau 3.1 ci dessous. Le même arbre, d'une rugosité inférieure à $0,2 \mu\text{m}$ a été utilisé pour tous les essais. Les conditions de fonctionnement sont données dans le tableau 3.2. Le palier N°1 a permis de comprendre l'influence des conditions de fonctionnement sur le coefficient de frottement au démarrage. Pour ces essais ; la vitesse nominale est de 2000 tr/min et la charge appliquée comprise entre 1 et $3,5 \text{ kN}$. Les tests suivants ont été réalisés de façon strictement identique sur tous les paliers : une accélération de 10 secondes de la vitesse nulle à la vitesse nominale suivie d'un maintien de 50 secondes de cette vitesse avant l'arrêt.

Palier	N°1	N°2	N°3	N°4
Matériau	bronze	bronze	bronze	bronze
Nbre de rainures	2	1	1	1
Longueur (m)	0,08	0,08	0,06	0,04
Diamètre (10^{-3}m)	99,96	100,015	99,96	99,96
Jeu radial (10^{-6}m)	90	117,5	90	90

TABLE 3.1 – Caractéristiques géométriques des paliers

Parmi les résultats les plus marquants, il a pu être montré que le coefficient de frottement au démarrage ne dépend pas de la pression spécifique appliquée au palier. En effet, quelle

Paramètres	Unités	Valeurs
Vitesse de rotation	tr/min	1000 à 6000
Charge radiale appliquée	N	1000 à 8000
Pression d'alimentation	bar	0,1
Température d'alimentation	°C	39
Lubrifiant	-	ISO VG 32

TABLE 3.2 – Conditions de fonctionnement

que soit la charge, le coefficient conserve une valeur de $0,15 \pm 0,01$, qui correspond en fait à un compromis entre les valeurs du coefficient de frottement bronze/acier pour des contacts à sec et lubrifié, respectivement 0,15-0,18 et 0,1-0,13.

Lors de la phase de démarrage, il existe un contact entre l'arbre et le coussinet qui peut être sec (avec un fort coefficient de frottement) ou partiellement lubrifié (avec un coefficient plus faible). La figure 3.8 présente les mesures effectuées lors du démarrage du palier N°1 sous une charge de 3000N.

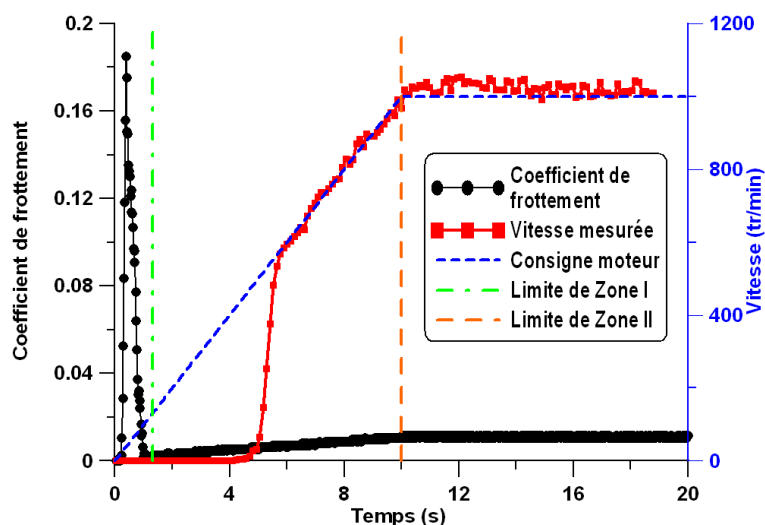


FIGURE 3.8 – Coefficient de frottement au démarrage sous une charge de 3000N (palier N°1)

Durant les toutes premières secondes du démarrage, il apparaît un pic qui est dû au contact direct entre l'arbre et le coussinet (zone I). A cet instant, l'arbre n'a pas encore réellement tourné, la vitesse n'augmentant que lorsque le régime hydrodynamique s'établit. Dans cette zone, la variation du coefficient de frottement est de 0 à 0,184, suivi d'une chute à 0,00176 qui correspond à la séparation des surfaces lubrifiées par un film fluide. L'arbre commence à tourner au début de la zone II (entre les lignes verticales en pointillé), puis

le frottement augmente dû à l'accélération de l'arbre. Une fois la vitesse nominale atteinte (troisième zone), le couple reste quasiment constant à 0,0104.

Ce travail m'a ensuite donné envie de mieux comprendre les phénomènes mis en jeu lors des premières secondes du démarrage, en particulier les transitions entre le contact direct, la lubrification mixte puis hydrodynamique.

Broutage

Dans cette optique, j'ai réalisé des mesures optiques en collaboration avec Valéry Valle de l'équipe Photomécanique et expérimentations en mécanique afin de relier le déplacement de l'arbre par rapport au coussinet avec la mesure du couple de frottement. Pour ce faire, nous avons utilisé une caméra rapide prenant des images 1024x1024 octets à une fréquence de 1000 Hz.

Cette étude a permis de montrer que, comme on peut le voir sur la figure 3.9, le phénomène de broutage se produisait uniquement au cours de la première révolution de l'arbre : le régime hydrodynamique est atteint au cours de la première révolution de l'arbre après une courte période de broutage, quelle que soit la charge à l'étude. Le broutage ne dure que sur une très courte période (moins de 0,5 secondes dans nos expériences), qui consiste en une alternance de phases contact direct et de roulement entre l'arbre et le coussinet.

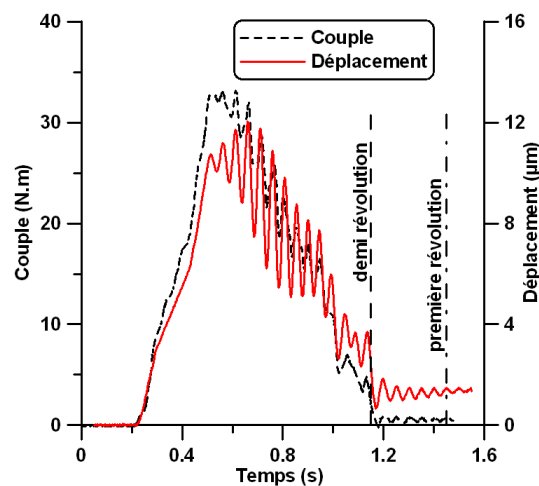


FIGURE 3.9 – Couple et déplacements sur coussinet au démarrage sous une charge de 4000N

Influence des matériaux et des états de surface

Les résultats présentés ici ont été obtenus avec les coussinets N°1, N°3 et N°4 utilisés dans la première partie de l'étude plus un autre avec les mêmes caractéristiques que le

coussinet N°1, mais régulé, et non en bronze. Les conditions de fonctionnement et les caractéristiques des paliers sont donc tout à fait similaires à celle de la première partie.

En revanche, afin d'étudier l'influence de la rugosité sur le coefficient de frottement au démarrage, j'ai utilisé cinq arbres différents, dont les caractéristiques sont données par le tableau 3.3.

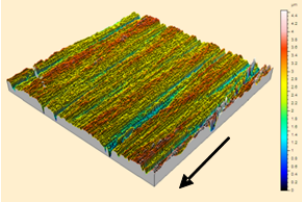
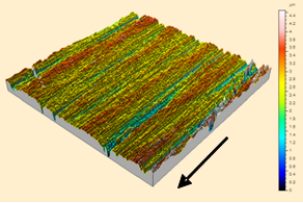
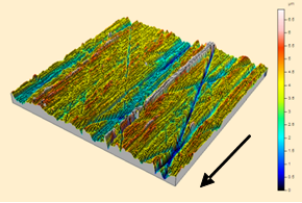
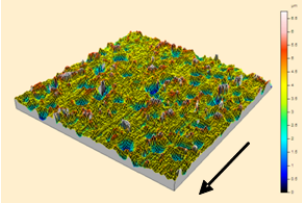
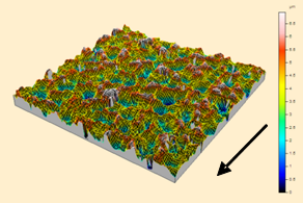
<p>Arbre N°1</p>  <p>$S_a = 0,322$</p>	<p>Arbre N°2</p>  <p>$S_a = 0,560$</p>	<p>Arbre N°3</p>  <p>$S_a = 0,998$</p>
<p>Arbre N°4</p>  <p>$S_a = 0,850$</p>	<p>Arbre N°5</p>  <p>$S_a = 1,100$</p>	

TABLE 3.3 – Etats de surface des différents arbres

Les arbres numérotés de 1 à 3 ont un état de surface correspondant à celui obtenu directement après usinage, avec une rugosité de surface variant de 0,322 à 0,998. Les arbres 4 et 5 quant à eux, ont un état de surface qui a été obtenu par sablage et présentent une rugosité de 0,850 et 1,1, respectivement. Comme on peut le voir à partir des images présentées dans le tableau 3.3, les arbres 1, 2 et 3 comportent des rainures circumférencielles dues à l'usinage, tandis que les arbres 4 et 5 présentent un type de distribution de rugosité "isotrope" où les impacts de sable ont créé de façon aléatoire de petites cavités dans la surface. La figure 3.10 ci-dessous présente un résumé des principaux résultats obtenus avec les deux types de coussinets et les cinq arbres.

Cette étude a permis de confirmer l'importance des matériaux sur le coefficient de frottement au démarrage. En particulier, pour les paliers bronze, le coefficient de frottement n'augmente que très légèrement avec la charge, restant compris entre 0,16 et 0,20 quelle que soit la rugosité considérée, confirmant ainsi les conclusions de la première étude. Pour le palier régulé, en revanche, le coefficient de frottement est nettement supérieur à celui obtenu pour le palier bronze aux pressions spécifiques faibles. Ce phénomène peut s'expliquer par le

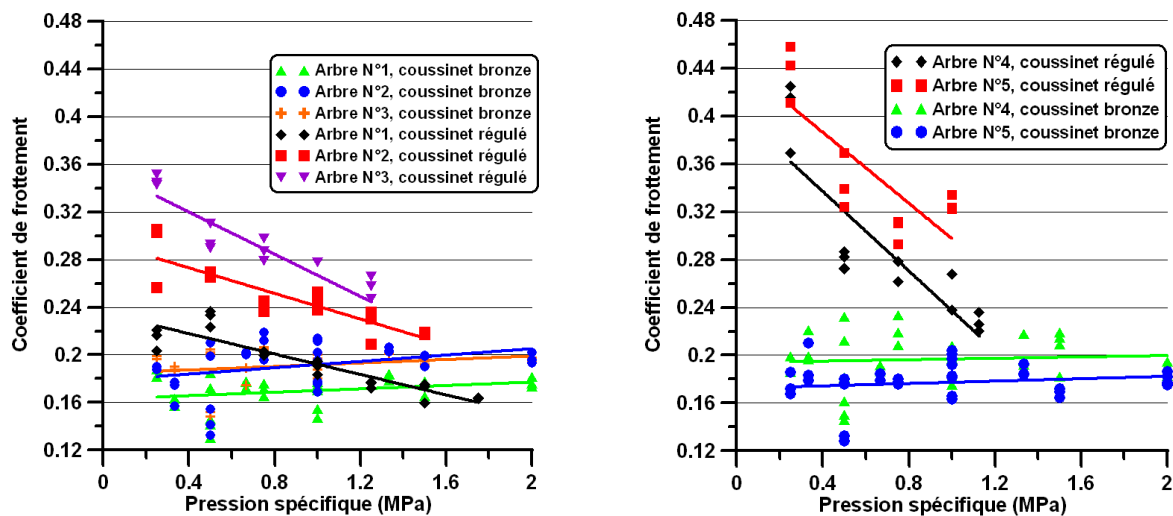


FIGURE 3.10 – Influence des matériaux et de l'état de surface sur le coefficient de frottement au démarrage

fait que le régulé est un matériau beaucoup plus souple que le bronze et tend donc à "attacher" davantage aux rugosités plus élevées lorsque la charge n'est pas assez forte pour écraser les pics de rugosité. A la pression spécifique plus élevée, la différence entre les paliers régulés et bronze tombe à 20%.

De plus, le coefficient de frottement obtenu avec l'arbre N°5 est inférieur à celui obtenu avec l'arbre N°4. Cela peut s'expliquer par la rugosité relative de ces arbres : les rugosités importantes de l'arbre N°5 agissent comme des réservoirs d'huile, facilitant ainsi le démarrage du palier, en améliorant la lubrification au cours de la courte période de lubrification mixte. Cette observation tend à confirmer ce qui a été suggéré par plusieurs auteurs dans la littérature.

Cette étude sur l'influence des matériaux et des états de surface sur le coefficient de frottement au démarrage a permis de définir les conclusions suivantes :

- Lorsque l'on considère la même géométrie et les mêmes matériaux, le couple maximal lors du démarrage augmente linéairement avec la pression spécifique,
- Le coefficient de frottement au démarrage :
 - augmente avec la rugosité de surface, sauf si l'état de surface est de type "isotrope" avec une forte rugosité,
 - reste quasiment constant pour des paliers en bronze à une valeur comprise entre 0,16 et 0,20, ce qui est proche de celle du frottement sec,
 - dépend de la température d'alimentation en huile et du temps d'accélération de l'arbre,

- est directement corrélé à l'état de surface ainsi qu'aux matériaux intervenant dans le contact.
- Le régime mixte se produit uniquement lors de la première révolution de l'arbre, ce qui induit le broutage.

Cette étude a permis d'examiner en détail le frottement au démarrage entre l'arbre et le coussinet et a fourni des résultats expérimentaux complets pour valider les modèles numériques. Il a été constaté que la rugosité à la fois de l'arbre et du coussinet devaient être prises en compte afin d'obtenir des résultats précis.

En parallèle des essais décrits dans ces études, j'ai souvent étudié l'influence de la température d'alimentation sur les performances des paliers. J'ai pu constater que les conditions d'alimentation pouvaient avoir une importance capitale, tout comme les propriétés du fluide utilisé pour la lubrification. Ces questions sont traitées dans le paragraphe suivant.

3.2 Influence des lubrifiants

Au moins autant que les propriétés intrinsèques du lubrifiant, les conditions d'alimentation et notamment la température et la pression influencent fortement le comportement du palier. Une première étude concernant ces questions a été réalisée dans le cadre d'une collaboration avec le Laboratoire de Tribologie de l'Université de Minho au Portugal par Francisco Brito, un étudiant en thèse, en 2006 et 2007. Ces essais plus conventionnels, que j'ai dirigés, ont eu pour but principal de mesurer l'influence des conditions d'alimentation sur les performances d'un palier à deux rainures axiales.

La centaine d'essais effectués a permis de faire varier la position des rainures ainsi que la pression et la température d'alimentation. Ces essais ont permis de dégager un certain nombre de conclusions sur l'influence de la température et de la pression d'alimentation sur les performances du palier à deux rainures axiales. Ainsi, l'augmentation de la température d'alimentation conduit à une augmentation du débit, de l'excentricité et de la température maximale. Les températures d'arbre et de sortie sont fortement dépendantes de la température d'alimentation. A vitesse élevée, la température moyenne de l'arbre est sensiblement plus élevée que la température de sortie. Lorsque l'on augmente la pression d'alimentation, le débit augmente, la température de sortie diminue et on observe également une légère augmentation de l'angle de calage ainsi que de l'épaisseur minimale du film. A faible charge, le refroidissement du fluide sous l'effet de la rainure amont est fortement dépendant de la pression d'alimentation : le fait d'augmenter celle-ci diminue sensiblement la température maximale, qui se trouve sur le lobe supérieur et est légèrement supérieure à la température

d'arbre. Sous forte charge, au contraire, la température maximale n'est pas influencée par la pression d'alimentation et elle se situe cette fois sur le lobe inférieur. Pour les conditions de fonctionnement que nous avons testées, elle est supérieure de 4 à 8 K à la température d'arbre. Les résultats de ces essais ont été publiés en 2007 dans le *Journal of Tribology* [47].

L'expérience acquise au cours de ces expérimentations ainsi que la reconnaissance internationale de notre équipe de recherche a permis à Michel Fillon de négocier avec un fabricant de lubrifiants Japonais la venue d'un de leurs ingénieurs dans le laboratoire afin qu'il puisse effectuer des tests de performance de lubrifiants contenant des polymères. Ce projet s'est concrétisé en 2008 par la signature d'un contrat de 18 mois avec la société Idemitsu Kosan (1^{er} fabricant d'huile au Japon) [48] et avec la venue de Moritsugu Kasai, qui fut mon premier étudiant en thèse, co-encadré avec Michel Fillon.

M. Kasai a réalisé au cours de l'année 2009 une importante étude expérimentale sur l'influence de la composition des lubrifiants sur les performances d'un palier hydrodynamique. Ces expérimentations ont été menées sur le banc d'essais de paliers de notre laboratoire car il permet, par rapport aux essais que M. Kasai avait déjà effectué sur un banc d'essais de paliers automobiles dont il disposait dans son entreprise, de mesurer les pressions et les températures dans le film d'huile ainsi que le couple de frottement. Ces essais, réalisés sous ma responsabilité, ont porté sur plusieurs matériaux de paliers et de nombreuses formulations de lubrifiants qui ont été testés afin de mettre en évidence leur contribution à la diminution du frottement. Une étude des caractéristiques rhéologiques de ces lubrifiants a également été réalisée en collaboration avec nos collègues de l'opération "rhéologie des fluides" et m'a permis d'élargir le champ de mes connaissances dans ce domaine de la mécanique des fluides.

Les essais expérimentaux ont été réalisés avec une huile de base et trois huiles additives contenant des polymères de type polyméthacrylate. Les polymères proviennent tous des mêmes monomères mais leurs masses moléculaires diffèrent : $M_w=25000$ pour le PMA1, $M_w=190000$ pour le PMA2 et $M_w=370000$ pour le PMA3. Des mesures de contrainte normale et de viscosité ont été effectuées sur chacune des huiles contenant des polymères. Le tableau 3.4 ci-dessous regroupe les propriétés des différents lubrifiants testés en fonction du type de palier.

Les paramètres mesurés ont été la pression, la température, le couple de frottement ainsi que la position de l'arbre par rapport au coussinet qui permet d'avoir une idée de l'épaisseur du film, de l'excentricité et de l'angle de calage. Ces essais ont conduit à des résultats très intéressants aussi bien pour notre équipe de recherche que pour la société Idemitsu Kosan, qui a immédiatement utilisé ces résultats pour développer de nouveaux polymères avec des

Echantillon			B/O		PMA1	
Remarques			Huile de base		Huile avec Mw=25000	
			Palier régulé	Palier bronze	Palier régulé	Palier bronze
Viscosité cinématique	40°C	mm^2/s	27,72	29,29	22,32	22,25
	60°C	mm^2/s	14,48	15,16	13,30	13,24
	80°C	mm^2/s	8,669	9,028	8,721	8,670
Densité	40°C	g/cm^3	0,809	0,810	0,814	0,814
Echantillon			PMA2		PMA3	
Remarques			Huile avec Mw=190000		Huile avec Mw=370000	
			Palier régulé	Palier bronze	Palier régulé	Palier bronze
Viscosité cinématique	40°C	mm^2/s	20,67	20,90	17,05	16,71
	60°C	mm^2/s	13,36	13,52	11,06	10,80
	80°C	mm^2/s	9,286	9,404	7,728	7,520
Densité	40°C	g/cm^3	0,803	0,803	0,800	0,800

TABLE 3.4 – Propriétés des lubrifiants testés

propriétés permettant de réduire encore les frottements. Les principaux résultats obtenus sont les suivants :

- Les coefficients de frottement obtenus expérimentalement avec les huiles contenant des polymères sont significativement réduits par rapport à ceux obtenus avec l’huile de base pour le palier bronze, contrairement au palier régulé. Les essais ont donc permis de confirmer que l’effet des huiles contenant des polymères dépendait des matériaux utilisés pour le palier. Cependant, les légères différences de jeu radial constatées entre les paliers permettent de penser que la géométrie a aussi une grande importance sur le comportement des paliers, ce qui peut être une autre voie pour le développement d’huiles contenant des polymères permettant de réduire les consommations. Ceci suggère également que les déformations des paliers dans les moteurs automobiles actuels peuvent affecter l’efficacité des lubrifiants.
- Les déplacements mesurés dans les expérimentations ont également été comparés avec des simulations numériques réalisées avec un code de calcul THD. Les résultats ont montré que l’épaisseur du film était plus faible avec le palier bronze et plus forte avec le palier régulé par rapport à celle qui était attendue pour un fluide newtonien. On peut alors penser que la baisse de viscosité ainsi que la contrainte normale pour les huiles contenant des polymères affectent les propriétés de friction ainsi que la fiabilité de la lubrification hydrodynamique.

Mais la connaissance parfaite des conditions de fonctionnement, de la géométrie, des états de surface ainsi que des propriétés du lubrifiant ne sont pas les seuls paramètres à

prendre en compte pour les études de paliers. En effet, même si les codes de calcul numérique tiennent compte pour la plupart de tous ces éléments, il reste encore des phénomènes qui sont peu étudiés et par conséquent mal modélisés. C'est dans cette optique que l'étude présentée dans le paragraphe suivant, réalisée en collaboration avec nos collègues de l'Université Politehnica de Bucarest, a été débutée en 2010 afin de mieux comprendre les mécanismes qui interviennent dans la lubrification hydrodynamique et notamment le phénomène de cavitation qui est essentiel au fonctionnement d'un palier.

3.3 Palier à rainure circonférentielle

Les travaux présentés dans ce paragraphe sont issus de la thèse d'Alex Cristea qui a été soutenue en décembre 2012 [30]. Pour réaliser une étude complète des performances d'un palier en régime établi ou transitoire, nous avons choisi un palier à rainure circonférentielle qui nous permettait d'avoir un très grand nombre de points de mesures tout en limitant le nombre de capteurs. En effet, les paliers à une rainure circonférentielle (CGJB) sont des organes de support qui sont capables de supporter une charge quelle que soit sa direction radiale, le lubrifiant étant fourni axialement aux surfaces actives par la rainure dont la profondeur est très supérieure au jeu radial du palier. Les travaux expérimentaux sur le CGJB ont été réalisés sur notre banc d'essais de paliers.

Le palier utilisé pour la thèse présenté sur la figure 3.11, a été conçu par A. Cristea avec mon aide afin de remplir une fonction principale : permettre une mesure étendue et précise des champs de température et de pression en utilisant un nombre de capteurs limité. Ceci a été rendu possible en effectuant des rotations du coussinet et en recombinaison des résultats obtenus. Le coussinet d'un diamètre de 100 mm est constitué de deux zones actives de 20 mm, placées symétriquement par rapport à la rainure d'alimentation circonférentielle, de profondeur 4 mm et de largeur 13 mm.

Les prises de pression de 1,5 mm de diamètre sont réparties suivant 5 sections axiales, avec 3 prises dans chaque section, une autre série est placée à mi-rainure soit dans la section centrale. La température à l'interface film/coussinet est mesurée à l'aide de 18 thermocouples de type K de diamètre 0,5 mm. Ils sont fixés à l'intérieur de trous d'un millimètre de diamètre à l'aide d'une colle silicone. Les thermocouples sont répartis suivant quatre sections axiales, comprenant chacune trois thermocouples. Les températures à mi-rainure sont également mesurées. Les champs complets de pression et de température sont obtenus en faisant une rotation séquentielle du palier.

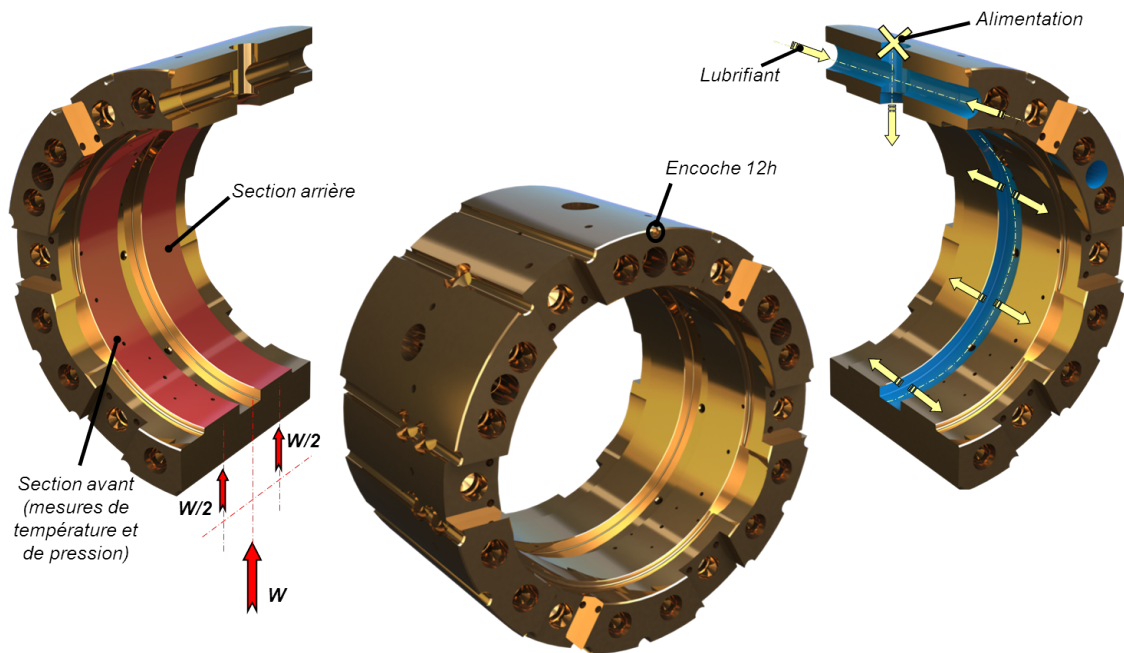


FIGURE 3.11 – Modèle 3D du Circumferential Groove Journal Bearing (CGJB) (centre : complet) (gauche : coupure de détail des sections) (droite : coupure de détail de l'alimentation). (Le palier est en position 12h dans tous les dessins)

Le potentiel de mesures n'étant pas limité, respectivement 180 et 144 mesures de pression et de température ont été effectuées dans la section avant, sans compter celles de la rainure. En incluant la rainure, ce sont respectivement 216 et 180 points de mesure qui sont obtenus pour les pressions et températures, proches de celles obtenues dans les études numériques d'il y a quelques années. Trois sections à $z = 1, 7$ et $26,5$ mm permettent d'obtenir un recouvrement circconférentiel des mesures de pression et de températures. Le lecteur est en droit de se demander pourquoi réaliser toutes ces mesures en utilisant un CGJB tourné suivant treize positions. L'explication est très simple : il n'y a pas d'autre moyen de réaliser des mesures bidimensionnelles simultanées de pression et de température en maintenant un nombre important de points de mesure tout en conservant une bonne fiabilité des résultats.

Un cas à faible vitesse et faible charge est présenté sur la figure 3.12. Pour information, des essais similaires réalisés pour une température d'alimentation de 40°C ont été publiés en 2011 dans *Tribology Transactions* [49]. Cette figure donne un exemple des données qui ont pu être recueillies sur le comportement du palier :

- Lorsque les pics de pression sont atteints, les valeurs de pressions commencent à décroître relativement rapidement vers des valeurs éloignées de celles mesurées dans la rainure et ce, dans toutes les sections du palier. Des pressions inférieures à la pression atmosphérique ont été mesurées, mais elles n'ont pas atteint le zéro absolu pour les

conditions de fonctionnement étudiées ici. En fonction de la position axiale, la pression remonte plus ou moins rapidement vers la pression ambiante, la reformation étant très rapide jusqu'à la pression atmosphérique, s'étalant sur environ 30° . La pression qui remonte le plus rapidement est celle qui est proche de la rainure d'alimentation. Ensuite, la rapidité de remontée est graduelle suivant la position axiale.

- Les températures sur la section restent groupées, ne présentant que de faibles variations entre les différentes sections axiales. Dans le cas présenté, le pic de température coïncide avec la pression minimale mais ce résultat ne peut être généralisé. Cependant, ce qui peut être admis est que les températures maximales interviennent dans la zone d'épaisseur minimale de film. Le film se rompt car il ne peut supporter la contrainte de traction. La pression ne doit pas nécessairement décroître jusqu'au zéro absolu pour que la cavitation survienne. Après la rupture, la génération de chaleur s'arrête ou diminue et les températures décroissent rapidement après la zone d'épaisseur minimale de film. Il faut noter une caractéristique spéciale du palier CGJB, i.e. pour un palier à rainure circonférentielle, il existe toujours un débit axial dans la rainure, qu'il soit entrant ou sortant de la section. Les raisons pour lesquelles la température chute doivent tenir compte du fluide frais provenant de la rainure, de l'air ingéré depuis l'ambiance et du détachement de fluide de la surface fixe du palier. L'air étant introduit partiellement dans la zone de cavitation, le frottement visqueux est moindre, conduisant ainsi à la diminution de température.

Afin de disposer de données pour la validation de la partie numérique de la thèse qui a concerné un code de calcul transitoire permettant de prédire les serrages, des mesures en régime transitoire ont également été effectuées. Les résultats obtenus dans le cadre de cette étude numérique ont été publiés dans *Mécaniques et Industries* [50]. La figure 3.13 présente une mesure transitoire du couple de frottement. Bien que déjà mentionné plus haut, il est important de rappeler que le couple de frottement est très élevé avant que l'arbre ne se mette à tourner, l'arbre et le coussinet étant en contact direct l'un avec l'autre. Cependant, lorsque la rotation débute, le couple de frottement chute jusqu'à sa valeur minimale pour chaque test. Lorsque la vitesse de l'arbre augmente, le couple de frottement augmente également jusqu'à ce qu'il atteigne un second pic à vitesse nominale. Entre le moment où la vitesse nominale est atteinte et le régime établi, le couple de frottement diminue. Lorsque la commande d'arrêt est donnée, le couple de frottement diminue jusqu'à l'apparition d'un troisième pic traduisant le fait que l'arbre entre en contact avec le coussinet, qui agit alors comme un frein. Une vue d'ensemble des pics est donnée dans la figure 3.13. Cependant, les paliers modernes sont souvent équipés de poches de soulèvement hydrostatique pour les arrêts/démarrages ;

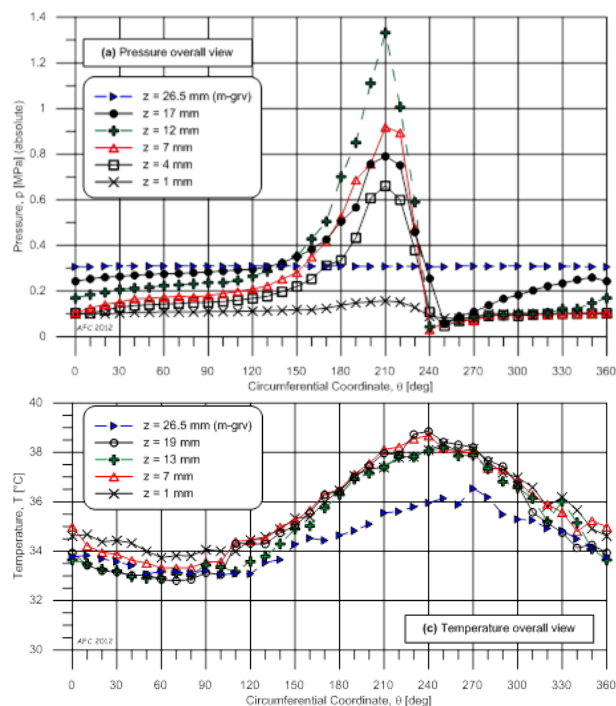


FIGURE 3.12 – Répartitions circumférentielles de pression et température pour le cas de référence à faible charge et faible vitesse, pour la section avant du CGJB (1000tr/min-1kN / $P_{alim}=0.2$ MPa / $T_{alim}=30$ °C)

les premier et troisième pics sont alors supprimés sur ce type de paliers hybrides, i.e. hydrodynamiques et hydrostatiques. Les mesures de couple de frottement lors des rampes de démarrage et d'arrêt sont très semblables à des courbes de Stribeck transitoires, jusqu'à alors indisponibles dans la littérature. Si l'on peut trouver dans la littérature un certain nombre d'études concernant les performances des paliers lors du démarrage, il est presque impossible d'en trouver qui s'intéressent à l'arrêt, avec une seule étude présentant des mesures expérimentales réalisées sur une butée hydrodynamique.

La discussion continue avec les reconstructions numériques des mesures transitoires des champs de pression et de température pour un cas peu chargé à haute vitesse présenté dans la figure 3.14. Afin de prendre en compte les légères différences comme le délai de début de rotation de l'arbre ou d'autres incertitudes de niveau bas, un moyennage sur 0,5s a été imposé pour toutes les mesures présentées. Cette valeur correspond aux temps de réponse moyens des capteurs à une fréquence d'acquisition de 10 Hz.

Afin de ne pas surcharger le document, cette figure ne présente que trois instants. Les intervalles complets sont présentés dans le manuscrit de thèse d'A. Cristea [30]. A gauche (2.5 s) de la figure, sont représentés les champs de pression et de température juste avant le décollage de l'arbre. Dans le plan médian de la zone active avant du CGJB, la pression

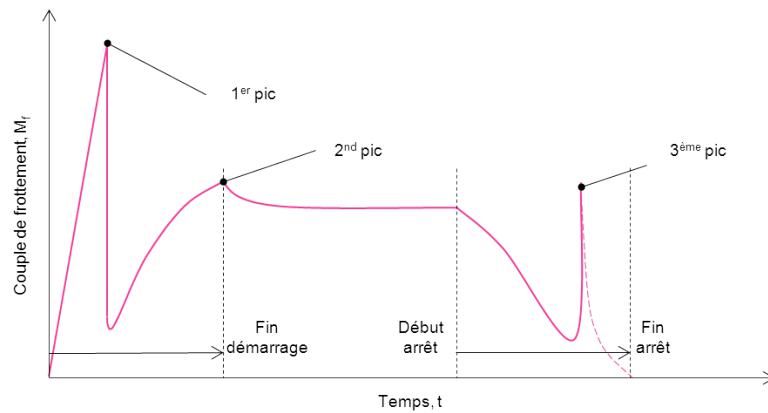


FIGURE 3.13 – Vue générale des mesures du couple de frottement transitoire (Démarrage, stabilisation en régime établi avec équilibre thermique et arrêt)

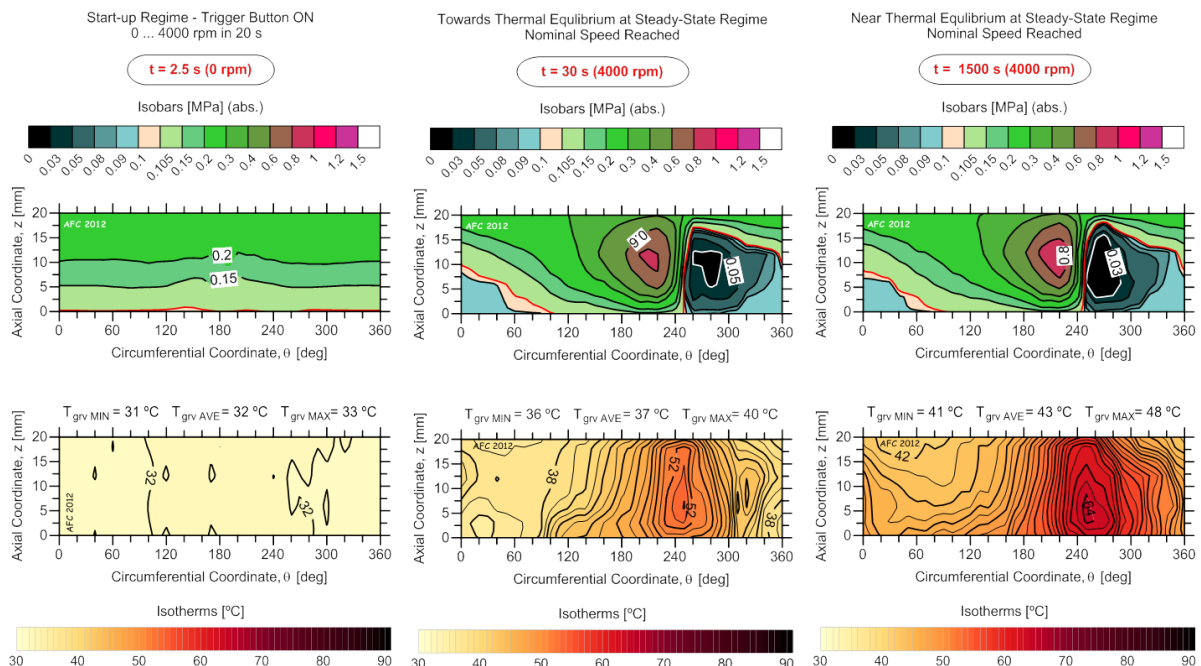


FIGURE 3.14 – Reconstruction numérique des mesures transitoires des champs de pression et de température sur la zone active avant du palier CGJB. Analyse d'un cas peu chargé à haute vitesse, du démarrage à la stabilisation et équilibre thermique (1000tr/min-1kN / $P_{alim}=0.2$ MPa / $T_{alim}=30$ °C). Nappes (Isobares en MPa, Isothermes en °C)

absolue est de 0,2 MPa, ce qui est caractéristique d'une chute axiale de pression sans aucun effet hydrodynamique. Au fur et à mesure que le temps progresse, la pression augmente et un pic se forme dans la zone convergente (30s - centre). Dans la zone divergente du palier, la pression chute jusqu'à des valeurs plus faibles autour du plan médian. Le champ de température s'approche de sa forme normale, avec des variations axiales en plus des variations circonferentielles qui existaient déjà. Après l'établissement de la vitesse nominale, la zone de pression maximale commence à augmenter. Ceci peut s'expliquer par une chute de la viscosité due à une augmentation de la température du lubrifiant, et à une dilatation thermoélastique du jeu radial. Ces effets modifient la forme du champ de pression alors que la charge supportée reste la même. Le graphe du champ de température proche du régime établi montre de forts gradients axial et circonferentiel. Pour le champ de pression, les pressions les plus faibles sont maintenant atteintes et les zones de pression maximale et minimale s'adaptent à la position du palier et au champ de température.

Les expérimentations en régime établi ont permis la détermination précise des champs de pression et de température à la fois pour la partie active d'un palier à rainure d'alimentation circonferentielle (CGJB) et pour la section à mi-rainure, ainsi que plusieurs paramètres de performance. La mesure en régime établi des champs de pression et de température est allée au-delà de tous les travaux existants, quel que soit le type de palier considéré : nombreux points de mesure sur la partie active du palier à l'aide de capteurs de haute précision, large gamme de conditions de fonctionnement ou d'alimentation et plusieurs profondeurs de rainure d'alimentation.

Les essais expérimentaux ont prouvé que les pressions dans la zone de cavitation n'étaient pas nulles et de plus qu'elles étaient bien en dessous de la pression atmosphérique, proches du zéro absolu. En outre, de forts gradients axiaux ont été détectés aux abords de la rainure, ce qui indique une forte interaction entre les écoulements dans la zone active du palier et dans la rainure. Les gradients axiaux existaient également près de l'autre extrémité de la partie active du palier en contact avec l'air ambiant, où l'on a pu observer que du lubrifiant était expulsé en dehors de la zone convergente et que de l'air était ingéré par le palier dans la zone divergente. Traditionnellement, comme il est probable qu'un ménisque attaché à la surface du palier se forme, on considère l'ambiance proche de la sortie de la partie active comme uniquement composée d'air, et il en résulte que dans la zone divergente l'ingestion peut être à la fois d'air et de lubrifiant.

Le processus de mélange qui se produit près de la rainure a été mis en évidence par le tracé de la variation circonferentielle du gradient de pression axiale. Ceci a permis d'étendre les conclusions qui avaient été faites sur le mélange dans la rainure à la zone juste en dehors

de la zone active du palier, là où un ménisque de lubrifiant se forme parfois. D'autres phénomènes du comportement du palier ont également été découverts lors du tracé simultané des gradients de pression et des isothermes.

En superposant les champs de température et de pression dans la zone active avant du palier, nous avons pu montrer que la température maximale se trouvait dans la zone de forte chute de pression. A faible charge, lorsque la vitesse est peu élevée, les isothermes au début de la zone de cavitation pointent vers l'amont. Lorsque la vitesse augmente, les isothermes s'orientent vers l'aval, correspondant à la direction de rotation de l'arbre. A forte charge, les isothermes au début de la zone de cavitation pointent toujours vers l'amont. La superposition des gradients de pression avec les champs de température ont montré l'existence d'une composante inverse de l'écoulement de Poiseuille lorsque les gradients axiaux sont négligeables. Pour les faibles vitesses, les isothermes sont quasiment axiales, mais lorsque la vitesse augmente leur forme est modifiée ; la température augmente dans le sens de la rainure vers l'environnement.

La température dans la rainure est très largement supérieure à la température d'alimentation et caractérisée par une répartition circonférentielle, et probablement axiale. Lorsque la rainure est profonde, le régime d'écoulement est toujours turbulent, améliorant ainsi le brassage thermique. La pression mesurée au diamètre intérieur de la rainure est constante, proche de la pression d'alimentation pour les rainures profondes. Lors des tests sur les rainures peu profondes, le régime d'écoulement était la plupart du temps laminaire, avec quelques zones de turbulence. Lorsque les conditions de fonctionnement tendaient vers des cas extrêmes, le nombre de Reynolds allait vers sa valeur critique, ce qui indiquait que le régime d'écoulement allait passer de laminaire à turbulent. Lorsque la rainure peu profonde était utilisée, la pression circonférentielle dans la rainure pouvait varier jusqu'à 33% de sa valeur nominale.

Les tests sur le palier CGJB ont confirmé que le phénomène de cavitation nécessitait une analyse avec une méthode cyclique de régime pseudo-établi, contrairement à une détermination statique en temps arrêté.

Les essais en régime transitoire se sont poursuivis avec des mesures des paramètres de performance : champs de pression et de température d'un palier CGJB depuis le démarrage jusqu'au régime établi et à la stabilisation thermique et enfin jusqu'à l'arrêt.

Les températures dans la zone active et dans la rainure augmentent rapidement avec la vitesse, mais les valeurs en régime établi sont beaucoup plus élevées que celle à la fin de la rampe de démarrage. Expérimentalement, seule une variation monotone de la température a été constatée, probablement dû aux mécanismes de dissipation de chaleur et au manque de contraintes thermiques sur le coussinet.

Des reconstructions numériques des mesures transitoires des champs de température et de pression d'un CGJB ont été présentées. Ces tests et graphiques ont été les premiers de ce genre, quel que soit le type de palier. Les mesures ont confirmé que le champ de pression s'établissait beaucoup plus rapidement que le champ de température. Il a aussi été montré que les fortes pressions apparaissaient tout d'abord dans la zone convergente avant de suivre les pressions dans la partie cavité de la zone divergente.

3.4 Conclusion

En conclusion, les nombreuses études réalisées ces dernières années m'ont permis d'acquérir une très grande expérience du fonctionnement de tous types de paliers hydrodynamiques, aussi bien en régime établi que transitoire. J'ai pu réaliser différents essais sur des paliers lisses ou à lobes, en bronze ou en acier régulé, avec plusieurs types d'arbres et différents types de lubrifiants. Je maîtrise donc dorénavant les différentes techniques expérimentales qui permettent de mesurer les paramètres de fonctionnement des paliers comme la pression, la température ou encore l'épaisseur de film.

Les recherches ont été effectuées entre autres au travers de deux thèses que j'ai co-encadrées avec M. Fillon qui ont donné lieu à deux publications dans des revues internationales à comité de lecture. De plus, les collaborations industrielles qui ont servi de support à ces recherches m'ont permis d'établir d'excellentes relations avec des industriels qui continuent aujourd'hui à alimenter mes recherches.

Mais l'expérience acquise au cours de ces études m'a servi en premier lieu à élargir mes recherches aux butées hydrodynamiques, autre composant de guidage au moins aussi important que les paliers. Les recherches que j'ai entreprises en 2006 sur les butées sont présentées dans le chapitre suivant.

Caractéristiques statiques des butées

Ce chapitre regroupe les différentes études qui ont été réalisées sur le banc d'essais de butées hydrodynamique présenté dans le chapitre 2. Les différentes parties présentent chronologiquement les études menées aussi bien par des étudiants en thèse que par moi-même depuis mon recrutement comme Maître de Conférences en 2006. J'ai commencé à cette occasion à compléter mes recherches en y incluant les butées hydrodynamiques dont le fonctionnement est tout à fait similaire à celui des paliers. Après avoir encadré entre 2006 et 2008 plusieurs étudiants en 3^{ème} année de licence et en Master 2^{ème} année qui ont travaillé sur la modification et la mise au point du banc d'essais de butées, j'ai eu l'opportunité de lancer une première étude conséquente sur une butée à patins oscillants fonctionnant en conditions dégradées. Cette étude, réalisée dans le cadre d'une thèse CIFRE en collaboration avec EDF R&D est présentée dans le premier paragraphe de ce chapitre.

Le deuxième paragraphe sera quant à lui consacré à l'étude de butées texturées : c'est à la suite des études sur l'influence des surfaces sur le coefficient de frottement dans les paliers que j'ai voulu pousser les investigations plus loin en demandant un financement de thèse pour une étude sur des butées hydrodynamiques texturées. Nous avons, Michel Fillon et moi-même, obtenu un financement du ministère pour notre sujet de thèse en 2010. Les études sur les texturations sont essentiellement numériques et parfois contradictoires. Il m'apparaissait donc important de tenter d'apporter une réponse claire aux questions posées par ces travaux en proposant une étude expérimentale complète sur ce sujet.

Parallèlement à cette thèse, M. Fillon et moi-même avons conclu un contrat de collaboration avec un fabricant de palier et butées japonais. La partie expérimentale porte sur l'étude de butées revêtues de plusieurs matériaux, régule et PEEK (Poly-Ether-Ether-Ketone). J'ai étudié le comportement de ces butées à patins oscillants aussi bien en régime établi que transitoire. Les mesures effectuées sur des butées à pivots centrés et excentrés ont notamment concerné le couple de frottement, l'épaisseur de film et les températures à l'interface film/patin. Les travaux réalisés dans le cadre de cette étude sont présentés dans le dernier paragraphe de ce chapitre, avant la conclusion qui le termine.

Toutes les études présentées dans ce chapitre ont été effectuées avec un lubrifiant classique, un huile de turbine ISO VG 46 dont les caractéristiques sont données dans le tableau 4.1 ci-dessous :

Lubrifiant	-	ISO VG 46
Viscosité dynamique à 28°C	Pa.s	0,0752
Viscosité dynamique à 60°C	Pa.s	0,0191
Masse volumique	kg/m^3	860

TABLE 4.1 – Principales caractéristiques du lubrifiant utilisé

4.1 Etudes sur les conditions dégradées

Comme nous l'avons vu dans le cadre des études sur les paliers, les mécanismes de guidage sont aujourd'hui de plus en plus sollicités au niveau des conditions de fonctionnement. Les modèles numériques développés depuis de nombreuses années permettent aujourd'hui de prédire avec une très grande précision le comportement des paliers et butées hydrodynamiques soumis à des conditions sévères de fonctionnement. Mais les conditions sévères ne se limitent pas à des vitesses ou des charges élevées : le lubrifiant utilisé a également une importance capitale. C'est ce qui a motivé l'étude réalisée dans le cadre de la thèse de M. Harika, qui s'est poursuivie par un contrat sur lequel M. Harika a été recruté en post-doc. Ce paragraphe présente les principaux résultats obtenus lors de cette étude qui a porté sur l'influence de la pollution du lubrifiant par de l'eau sur les performances d'une butées hydrodynamique à patins oscillants.

Le tableau 4.2 ci-dessous donne les caractéristiques générales de la butée à patins oscillants utilisée par M. Harika dans le cadre de ses travaux.

Grandeur	Unité	
Diamètre intérieur	mm	62,5
Diamètre extérieur	mm	114
Vitesse de rotation	tr/min	1000 à 10000
Charge radiale appliquée	N	1000 à 8000
Pression d'alimentation	MPa	0,17
Température d'alimentation	°C	40
Débit d'alimentation	l/min	8

TABLE 4.2 – caractéristiques générales de la butée à patins oscillants utilisée par M. Harika et conditions de fonctionnement

4.1.1 Etude rhéologique : expérimentations et modélisation sur le mélange huile-eau

Les travaux de caractérisation rhéologique du mélange huile-eau ont été effectués à l'aide des instrumentations mises à notre service au sein de l'ancien Laboratoire d'Etudes Aérodynamiques (LEA). La première partie de l'étude a consisté à mettre en place un cahier des charges conjointement avec EDF R&D concernant la mise en oeuvre des échantillons testés ainsi que la procédure de mesure. Plusieurs pistes ont été envisagées et des mesures ont également été effectuées avec un viscosimètre capillaire. La masse volumique de l'huile a également été contrôlée à l'aide d'un densimètre et d'un pycnomètre.

La viscosité de l'émulsion huile-eau a été mesurée, pour différentes concentrations d'eau comprises entre 0 et 10% en masse, et pour différentes températures comprises entre 10°C et 80°C. Les mesures ont été réalisées avec la plus grande précision possible avec le matériel mis à disposition. Deux tentatives de construction de modèle de viscosité ont été réalisées. La première se base sur le modèle de Walther qui décrit assez fidèlement la variation de viscosité en fonction de la température. Dans cette modélisation, l'approximation admise était de considérer une variation linéaire des coefficients du modèle en fonction de la concentration en eau. Cette approche a conduit à un modèle qui prédit bien les valeurs de la viscosité pour les différentes températures et concentrations en eau. Cependant, le développement de ce modèle reste mathématique et manque d'explication physique. La deuxième tentative a consisté à admettre une variation linéaire de la viscosité cinématique avec la fraction volumique d'eau, dont la pente dépend de la température, et une variation selon la loi de Mc. Coull & Walther de la viscosité de l'huile pure en fonction de la température. Le résultat est un modèle constitué du modèle de Mc. Coull & Walther, auquel est ajouté un terme dépen-

dant de la température et de la concentration en eau à la fois. Ce modèle a été comparé avec des résultats expérimentaux et a montré une bonne concordance.

D'autres modèles ont été envisagés, comme le modèle de Farah. Ce dernier a montré qu'il était plus souple et plus proche des mesures que celui que nous avons développé. Cependant, à cause de la décantation du mélange huile-eau, notre modèle reste plus proche de la réalité. En effet, nous avons pu constater que la vitesse de décantation augmente avec la concentration en eau et est fortement perturbée au-delà de 5%, diminuant significativement en fonction du temps (par exemple, entre la première et la troisième acquisition, une chute de l'ordre de 7% a été observée). Cependant, ces résultats laissent apparaître des doutes sur la précision des mesures, même pour la première mesure, particulièrement pour les concentrations importantes en eau. Des essais spécifiques nous ont permis d'estimer la vitesse de décantation à 28°C. En supposant que la vitesse de décantation reste la même pour 20°C et 40°C que celle évaluée pour 28°C, nous avons pu corriger les mesures précédentes de la viscosité à ces deux températures. En d'autres termes, le taux de chute de la viscosité dû à la décantation, entre le temps de prélèvement de l'échantillon et le temps de l'enregistrement de la viscosité, est considéré constant et calculé à partir de tests de décantation. Ainsi, les points calculés à partir de cette démarche se corrèlent beaucoup mieux avec la courbe de viscosité en fonction de la concentration en eau. Cette modélisation de la viscosité en fonction de la concentration et de la température est valable pour une concentration en eau inférieure ou égale à 7% en masse. La forme du modèle qui a été adopté est la suivante :

$$\log\log(v(\phi, T)) = m\log T + n + \frac{a\phi}{T^{m-1} \cdot 10^n} + \frac{b\phi}{T^m \cdot 10^n}$$

Où v est la viscosité cinématique exprimée en cSt,

ϕ est la fraction volumique de l'eau dans l'huile,

T est la température exprimée en K.

Avec les valeurs des constantes définies empiriquement comme suit :

- $m = -3,57382$.
- $n = 9,14578$.
- $a = 0,000676$.
- $b = 0,22507$.

Des exemples de comparaison de la réponse de ce modèle aux résultats de mesures de viscosité sont donnés par la figure 4.1 pour trois températures. Il s'agit de graphes de viscosité cinématique en fonction de la concentration en eau pour les cas de 40°C (a) et de 80°C (b). Nous remarquons ainsi la bonne corrélation établie entre le modèle et les viscosités mesurées

sachant que l'écart relatif entre la valeur calculée et la mesure ne dépasse pas 2,7% (cette valeur est obtenue pour le cas de 2% en eau à 80°C).

Le modèle développé, incluant la correction prenant en compte l'effet de la décantation, ainsi que le modèle de Farah sont en meilleure concordance avec les résultats expérimentaux comme le montre la figure 4.2, qui présente une comparaison des écarts relatifs entre les valeurs prédites par le modèle de Farah et al. et celles prédites par notre modèle, d'une part et les résultats expérimentaux, d'autre part. Ces écarts ont été calculés dans le cas de 40°C (a) et dans le cas de 80°C (c). Pour ces deux températures, l'écart obtenu pour les deux modèles est faible et ne dépasse jamais 3% de la valeur de la viscosité mesurée. La comparaison de la corrélation de chacun des modèles aux mesures ne fait préférer aucun modèle, l'un par rapport à l'autre. Les résultats de ces travaux ont été publiés dans une revue internationale à comité de lecture [13].

Le modèle développé a ensuite été implémenté dans un logiciel de calcul utilisé par EDF R&D (EDYOS) puis utilisé pour une comparaison théorie/expérimentation qui est présentée plus loin. Parmi les méthodes envisageables pour modéliser l'effet de la présence de l'eau dans l'huile de lubrification, nous en avons choisi une qui présente une simplicité pratique sans toutefois exiger des approximations importantes. Ainsi, l'approximation essentielle de notre modèle est de considérer un film épais devant la grandeur des gouttelettes formant l'émulsion d'eau dans l'huile. Dans ce cas, l'émulsion est considérée comme un fluide homogène dont les caractéristiques physiques sont à étudier selon la concentration en eau. L'émulsion d'eau dans l'huile a des caractéristiques physiques différentes de celles de l'huile pure. L'étape suivante a donc été de réaliser des expérimentations qui nous ont permis de comprendre comment la présence de l'eau dans l'huile pouvait influencer sur les performances de la butée.

4.1.2 Etude numérique

Le modèle rhéologique présenté dans le paragraphe précédent a été implémenté dans le code de calcul EDYOS afin de pouvoir effectuer des études paramétriques pouvant montrer les effets de la viscosité sur la lubrification. Le champ de viscosité issu du champ de température, tenant compte éventuellement du taux de pollution du lubrifiant par de l'eau, est déterminé à partir de la loi décrite précédemment qui repose sur la loi de McCoull et Walther (variation de la viscosité en fonction de la température). Après avoir réalisé une modélisation minutieuse de la butée réelle (notamment sur la position des prises de température) dans code EDYOS à partir des données à disposition dans le code existant, nous nous sommes intéressés aux principales caractéristiques du mélange, qui sont détaillées ci-dessous :

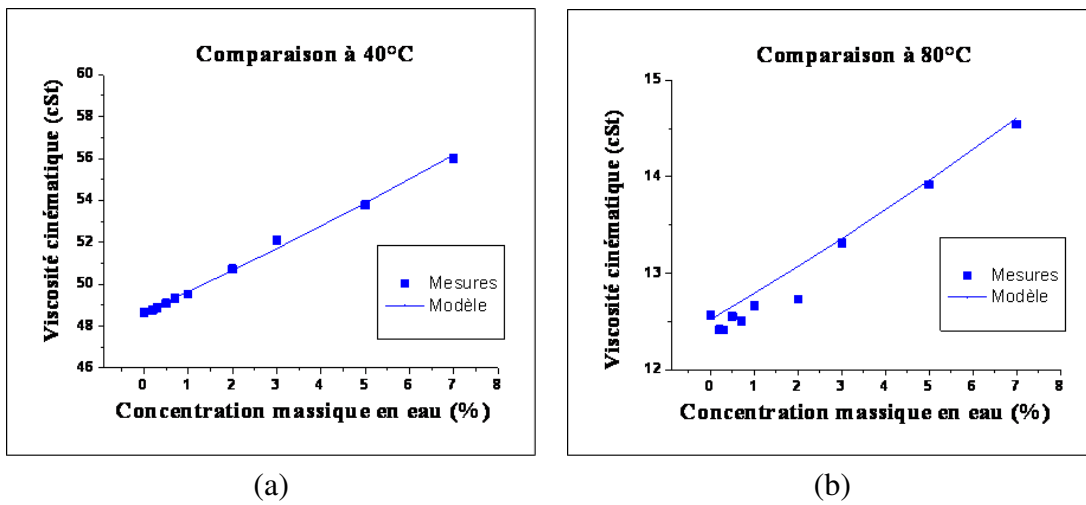


FIGURE 4.1 – Comparaison entre le modèle développé et les mesures de viscosité à 40°C (a) et 80°C (b)

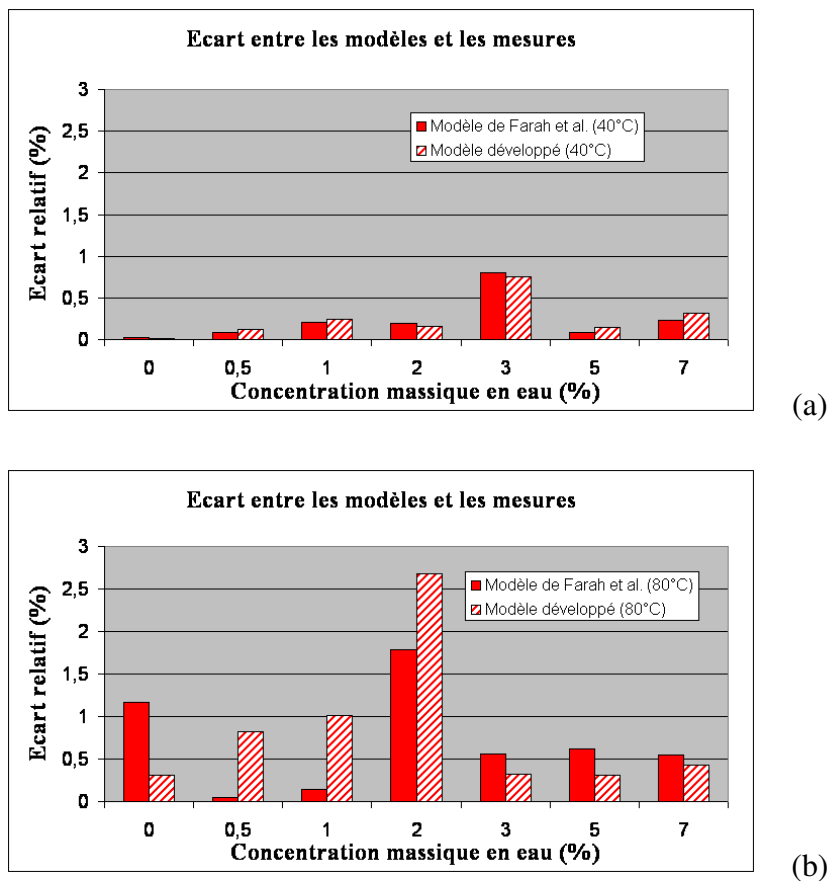


FIGURE 4.2 – Comparaison entre le modèle développé et les mesures de viscosité à 40°C (a) et 80°C (b)

– Viscosité

La viscosité varie en fonction de la température et du taux de pollution du lubrifiant. A titre d'exemple, pour une huile ISO VG 46, le tableau 4.3 ci-dessous montre l'effet de 7% d'eau en masse sur la viscosité dynamique μ , pour les températures 40°C et 80°C, dans le cas où les diamètres de gouttelettes sont de l'ordre de 20 μm environ.

	μ à 40°C	μ à 80°C
Huile pure	41,6 mPa.s	10,5 mPa.s
Huile à 7% d'eau	47,6 mPa.s	11,5 mPa.s
Variation	14,4%	9,5%

TABLE 4.3 – Effet de 7% d'eau en masse sur la viscosité de l'ISO VG 46

– La masse volumique

La variation de masse volumique a également été prise en compte en fonction des mêmes paramètres. A titre d'exemple, pour l'ISO VG 46, le tableau 4.4 montre les valeurs de la masse volumique ρ pour trois températures différentes, ainsi que l'effet de 7% d'eau en masse sur ce paramètre.

	à 20°C	à 40°C	à 60°C
Huile pure	865 kg/m^3	855 kg/m^3	844,5 kg/m^3
Huile à 7% d'eau	873 kg/m^3	863,5 kg/m^3	853 kg/m^3
Variation	0,92%	0,99%	1%

TABLE 4.4 – Effet de 7% d'eau en masse sur la masse volumique de l'ISO VG 46

– La chaleur spécifique

La chaleur spécifique c_p du lubrifiant doit être définie afin de pouvoir réaliser les calculs thermiques aux différents régimes. Celle du mélange ISO VG 46 / eau ($c_{p_{eau}}=4180 \text{ j.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $c_{p_{huile}}=2000 \text{ j.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$) est calculée selon une pondération simple se basant sur la concentration massique des composants. Ainsi, pour le cas de l'exemple précédent à 7% massique d'eau la chaleur spécifique du mélange est donc telle que $c_{p_{mix}}=2152,6 \text{ j.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

– La conductivité thermique

La viscosité d'un mélange de deux fluides peut être calculée à partir des conductivités des composants. Ensuite, cette conductivité est comprise entre deux valeurs selon la structure du mélange. La conductivité thermique équivalente aura donc les limites suivantes :

$$0,1365 \text{ j.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \leq \lambda \leq 0,1587 \text{ j.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

Afin de comparer l'effet de la variation de chacune de ces caractéristiques due à la pollution par de l'eau de l'ISO VG 46, des cas tests de calculs ont été réalisés en faisant varier une seule caractéristique à chaque fois, toutes choses égales par ailleurs. Ces cas tests ont été choisis arbitrairement sur l'ensemble de la plage de vitesse et de charge. Des grandeurs caractérisant la lubrification, comme l'épaisseur du film et la température maximale de l'interface patin/film, ont été observées et comparées au cas de calcul avec les caractéristiques de l'huile pure. Il a été conclu que la viscosité était le paramètre faisant le plus varier les performances de la butée. De plus, seuls l'épaisseur de film, le couple de frottement et le champ de température étaient sensibles à la variation de viscosité, dans la plage représentant la présence de l'eau dans l'huile jusqu'à 7% en masse. Un exemple de résultats sur l'influence de la présence de l'eau sur l'épaisseur du film et sur le couple de frottement est donné dans la figure 4.3.

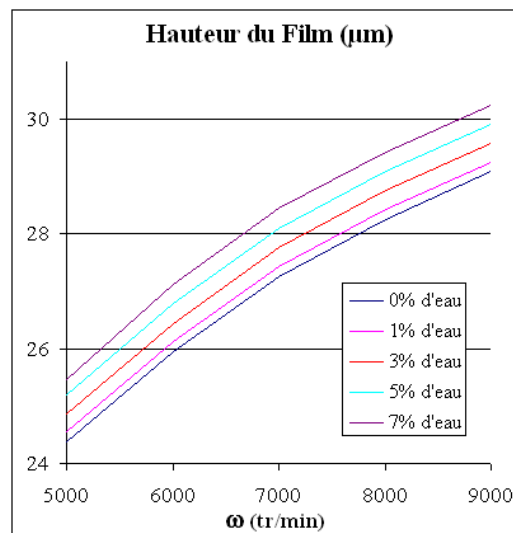


FIGURE 4.3 – Effet des différents taux de pollution sur l'épaisseur du film pour une charge de 7000 N

La figure 4.3 montre que l'épaisseur du film augmente avec le taux de pollution. Une variation quasi-linéaire de l'épaisseur du film avec le taux de pollution est constatée. L'augmentation de l'épaisseur du film due à 7% d'eau, est, dans tous les cas, comprise entre 3 et 6%. Ces variations de l'épaisseur du film, qui s'accompagnent d'une variation du couple de frottement ont été accompagnées d'une légère augmentation de la température maximale ne dépassant en aucun cas les 1,3%, mais systématique.

4.1.3 Expérimentations sur les butées à patins oscillants

Afin de valider expérimentalement la modélisation rhéologique introduite dans EDYOS, des essais ont été réalisés en remplaçant l'huile pure ISO VG 46 par une autre huile pure qui a la même viscosité de l'émulsion de 7% d'eau dans l'huile. La modélisation, valable jusqu'à 7% d'eau en masse, montre que la présence de 7% d'eau aboutit à une augmentation de la viscosité de 9 à 18%, selon la température.

	ISO VG 46	ISO VG 52	7%eau dans ISO VG 46
		(mesures de viscosité)	(Réponse du modèle rhéologique)
20°C	1	1,14	1,17
40°C	1	1,11	1,13
60°C	1	1,09	1,11

TABLE 4.5 – Viscosité cinématique relative - comparaison entre l'ISO VG 52 et l'émulsion de 7% d'eau dans l'ISO VG 46

Le tableau 4.5 montre les valeurs de la viscosité cinématique relative d'une huile que l'on qualifiera par la suite de "ISO VG 52", calculées à partir des mesures de viscosité dynamique en considérant une densité de 850 kg.m^{-3} . Cette huile a été obtenue par mélange d'ISO VG 46 et d'ISO VG 68 afin de retrouver des caractéristiques proches de celles de l'émulsion eau-huile. Ces caractéristiques peuvent être comparées à celles de l'émulsion de 7% d'eau dans l'ISO VG 46 qui sont les valeurs obtenues par la modélisation rhéologique implémentée dans le code EDYOS.

Les essais présentés ici ont assuré la possibilité de tester l'effet du changement de la viscosité sans l'apport d'effets secondaires liés à la nature du lubrifiant. En effet, la présence de l'eau dans l'huile modifie, en plus de la viscosité, d'autres caractéristiques physiques du lubrifiant, comme la densité ou les caractéristiques thermiques qui sont étudiées dans la suite du document. Ainsi, le remplacement de l'huile ISO VG 46 par une huile plus visqueuse a abouti aux résultats attendus d'après les simulations numériques.

Dans le cas de l'épaisseur de film (figure 4.4) et du couple de frottement (figure 4.5), ces comparaisons ressemblent à celles effectuées pour l'émulsion de 7% d'eau dans l'ISO VG 46. En effet, l'augmentation de la viscosité de l'huile pure aboutit à une augmentation de l'épaisseur de film et du couple de frottement. Cet effet est prévu numériquement et a été expliqué théoriquement comme étant une réponse directe de l'équation de Reynolds.

En revanche, et comme attendu, les mesures de température de l'interface film/patin (figure 4.6) montrent un effet inverse par rapport à celui obtenu dans le cas de 7% d'eau dans

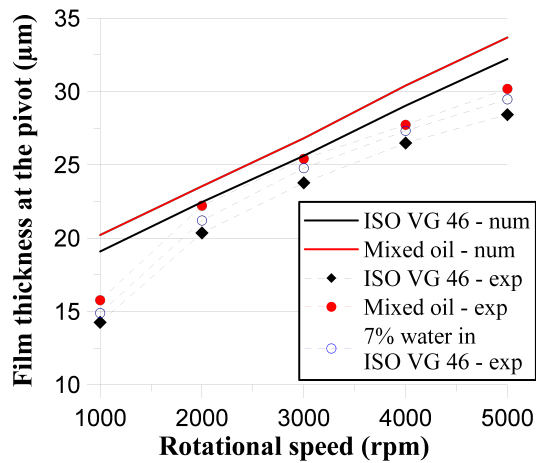


FIGURE 4.4 – Effet de la viscosité sur l'épaisseur de film dans le cas de 5 kN de charge

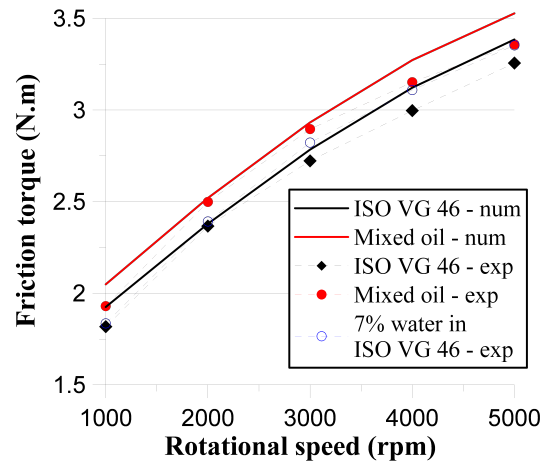


FIGURE 4.5 – Effet de la viscosité sur le couple de frottement dans le cas de 5 kN de charge

l'huile. La température mesurée est plus importante dans le cas de l' "ISO VG 52" que dans le cas de l'ISO VG 46 ce qui est expliqué par la résistance à l'écoulement plus importante qui se traduit par une dissipation calorifique plus importante. Cette théorie se révèle aussi dans les résultats des calculs numériques effectués par EDYOS. Durant la thèse, ces résultats ont été comparés aux mesures obtenues avec 7% d'eau dans l'huile et la comparaison a montré un paradoxe du fait que les mesures avec 7% d'eau avaient montré une chute de la température. Ainsi, l'hypothèse formée dans le manuscrit de la thèse a pu être confirmée : la présence de l'eau dans l'huile améliore la capacité de cette dernière à évacuer la chaleur et cette amélioration l'emporte sur l'augmentation de la dissipation calorifique provoquée par la variation de viscosité.

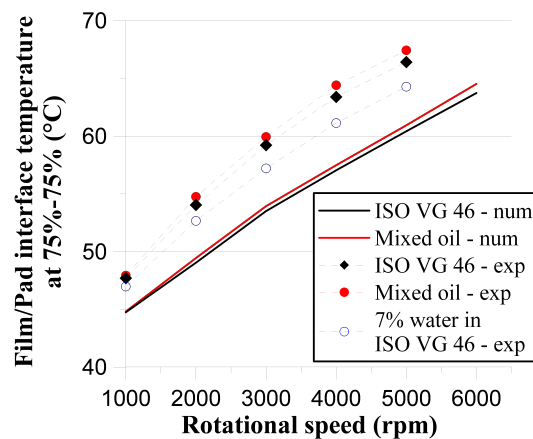


FIGURE 4.6 – Effet de la viscosité sur la température dans le cas de 5 kN de charge

La modélisation thermique doit donc absolument être prise en compte pour l'implémentation du modèle dans le code de calcul EDYOS afin de simuler au mieux la présence de l'eau dans l'huile. Cette modélisation thermique a été affinée à partir d'expériences qui nous allons décrire maintenant.

Les mesures rhéologiques ont montré que l'effet de la densité sur la température n'était pas significatif, en tout état de cause largement inférieur à celui des autres caractéristiques. Les caractéristiques physiques étudiées afin d'améliorer la modélisation thermique sont les suivantes :

- La conductivité thermique λ . La variation de la conductivité n'a que peu d'influence sur la réponse de la butée. L'épaisseur de film et le couple semblent invariants, alors que la variation de la température maximale atteint seulement 2,2 K pour le cas de la vitesse la plus élevée. On peut donc en déduire que, pour notre cas, une augmentation de la conductivité du lubrifiant aboutit à une légère diminution de la température maximale dans les cas de vitesses extrêmes, pour lesquels les effets thermiques sont importants.
- La chaleur spécifique cp . Comme pour la conductivité thermique, l'augmentation de la chaleur spécifique n'est significative que pour les vitesses les plus élevées. Ainsi, on observe une augmentation de l'épaisseur du film et du couple de frottement accompagnée d'une diminution de la température maximale. Cependant, ces variations sont légères, surtout lorsque l'on considère que la variation de la chaleur spécifique causée par la présence de l'eau (de 2 000 à 2 153 $J.kg^{-1}.K^{-1}$) est relativement faible (inférieure à 10%).
- Le coefficient d'échange global h . Ce coefficient a fait l'objet d'une étude plus poussée dans laquelle des mesures ont été effectuées pour de l'huile pure mais aussi pour de l'huile polluée par de l'eau. Ces mesures ont permis de mettre une valeur plus qualitative à ce coefficient afin d'obtenir plus de précision dans nos simulations numériques. En effet, le choix de la valeur de ce coefficient relève plus de l'expérience que d'une réelle démarche scientifique.

Une expérience spécifique a donc été créée sur un patin usagé dans lequel nous avons implanté 9 thermocouples à différentes profondeurs dans le but de déterminer le gradient de température à travers le patin. Deux autres thermocouples ont également été placés à l'extérieur du patin à 1 et 10 mm de sa surface. Nous avons procédé à partir de la mesure de l'inertie thermique du patin. La procédure consiste à chauffer le patin jusqu'à 70°C (représentatif de la température à l'intérieur de la butée lors du fonctionnement) et à le plonger ensuite dans un bain à température ambiante (21,5°C). Trois cas de bain ont été testés, l'huile pure, une émulsion à 7% d'eau dans l'huile et l'eau pure.

La figure 4.7 présente la mesure de température (moyenne des 9 thermocouples) pour les différents bains testés. On remarque que l'eau refroidit naturellement le patin beaucoup plus rapidement que l'huile (de l'ordre de 3 fois plus vite), et que la courbe de l'émulsion se situe entre les deux précédentes. Les résultats confirment que la présence de l'eau dans l'huile améliore sa capacité de refroidissement. On peut donc conclure que le coefficient d'échange global dépend fortement de la capacité calorifique et de la conductivité du fluide.

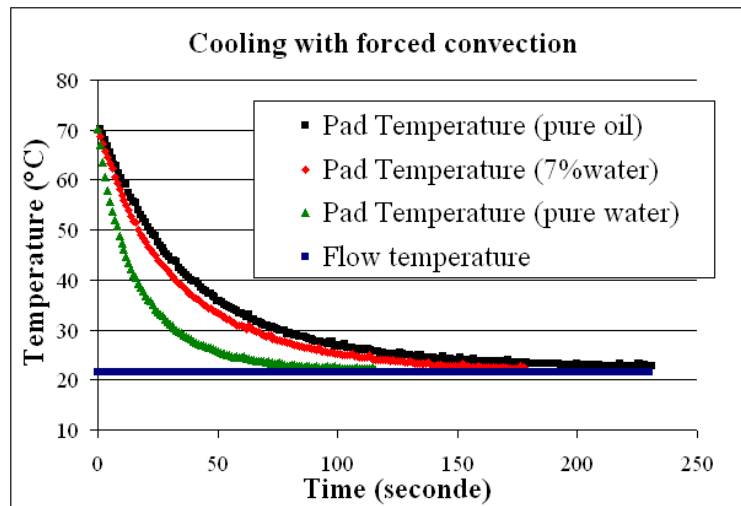


FIGURE 4.7 – Refroidissement du patin dans les 3 liquides échantillons

L'effet de la prise en compte des caractéristiques thermiques dans la modélisation a ensuite été étudié en comparaison avec les résultats donnés par le modèle classique et les résultats expérimentaux. La figure 4.8 montre l'évolution de la température à l'interface film/patin avec et sans prise en compte des caractéristiques thermiques. On remarque que l'effet est significatif et que les tendances et les ordres de grandeur observés expérimentalement sont bien reproduits. Ce comportement est en adéquation avec ce qui a été montré dans la littérature par Wodtke et al. sur des butées de grandes dimensions.

En conclusion, la température à l'interface film/patin est fortement dépendante du coefficient d'échange global sur les parties passives du patin. Cependant, il faut noter que cette modélisation thermique n'a pas d'effets significatifs sur les résultats numériques obtenus pour l'épaisseur de film et le couple de frottement, du moins du point de vue qualitatif. Cette étude a permis d'aboutir à une modélisation beaucoup plus prédictive où, en plus de la variation de viscosité, la plupart des paramètres thermiques comme la conductivité thermique, la chaleur spécifique et le coefficient d'échange global sont à prendre en compte pour les cas où la température devient un paramètre critique, i.e. pour les vitesses les plus élevées.

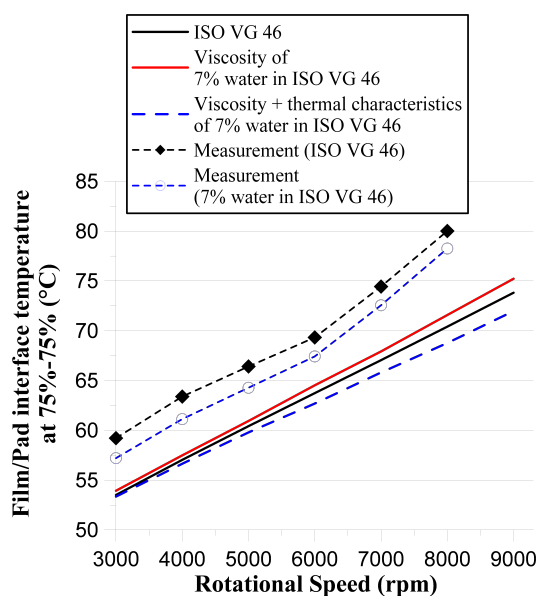


FIGURE 4.8 – Prise en compte de la modélisation thermique dans les calculs : température à l’interface film/patin pour une charge de 8000 N

4.1.4 Comparaison théorie/expérimentations

Afin de valider tout à fait la nouvelle modélisation du mélange eau-huile et de ses caractéristiques thermiques, une nouvelle comparaison avec les résultats expérimentaux a été effectuée, sur la butée équipée de seulement 4 patins sur 8, afin d’avoir un éventail de charges spécifiques plus important. La figure 4.9 présente une comparaison des résultats numériques avec les résultats expérimentaux pour l’épaisseur de film au pivot en fonction de la vitesse pour une charge de 5 kN. On remarque que le nouveau modèle permet de diminuer les écarts entre théorie et expérimentation et prédit correctement le comportement de la butée avec un léger accroissement de l’épaisseur du film au pivot. Les mêmes constatations peuvent être faites sur la figure 4.10 qui présente la variation du couple de frottement en fonction de la vitesse pour une charge de 5 kN.

La figure 4.11 présente les effets sur la température de l’interface film/patin à 75% / 75% pour différentes vitesses à une charge de 5 kN. Encore une fois, la modélisation prédit le comportement de la température qui a tendance à diminuer avec la présence de l’eau.

Les effets de la contamination du lubrifiant peuvent être expliqués de la façon suivante : l’augmentation de la viscosité du lubrifiant conduit à une augmentation de l’épaisseur de film due aux effets hydrodynamiques (Reynolds) ainsi qu’une augmentation du couple de frottement. Cette augmentation du couple devrait engendrer une augmentation de la température mais une meilleure capacité de refroidissement du lubrifiant induite par la présence de l’eau produit l’effet inverse, conduisant même à une légère diminution de la température.

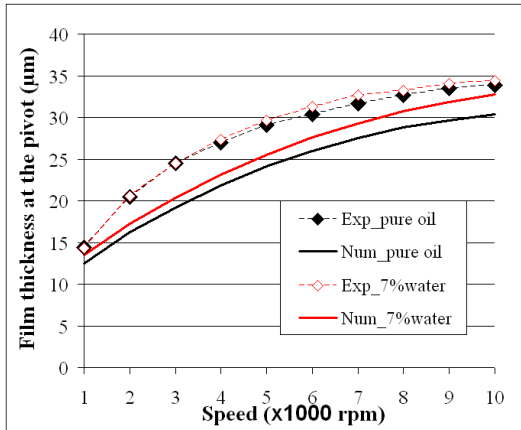


FIGURE 4.9 – Comparaison de l'effet de 7% d'eau dans l'huile sur l'épaisseur du film à 5 kN

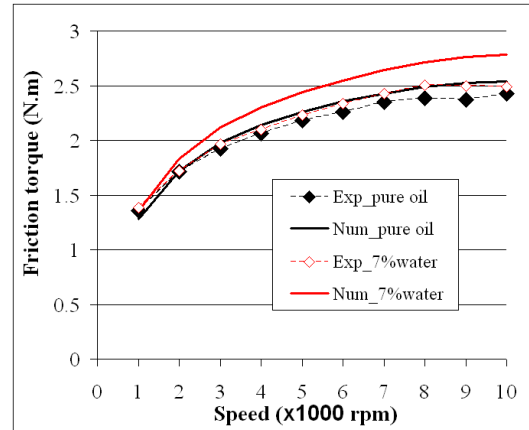


FIGURE 4.10 – Comparaison de l'effet de 7% d'eau dans l'huile sur le couple de frottement à 5 kN

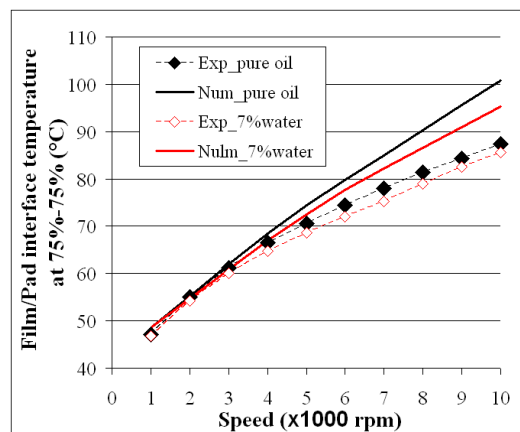


FIGURE 4.11 – Comparaison numérique/expérimental de l'effet de 7% d'eau dans l'huile sur la température de l'interface film/patin à 5 kN

4.1.5 Conclusion

Cette étude a porté sur les performances d'une butée hydrodynamique soumise à une pollution du lubrifiant. Un grand nombre d'essais ont été réalisés dans une première partie qui a constitué le mémoire de thèse. Une seconde partie a été consacrée à la reproduction des essais après des améliorations apportées au grain fixe. Ces derniers essais ont permis de confirmer les hypothèses avancées pendant la thèse et de finaliser une modélisation du mélange eau-huile, tant au niveau de ses propriétés rhéologiques que de ses caractéristiques thermiques. Enfin, des préconisations sur le seuil d'opérabilité ont pu être définies. Les principaux résultats de cette étude peuvent donc être regroupés en quelques points essentiels :

- Les propriétés du lubrifiant sont modifiées par la présence de l'eau : la viscosité augmente et ses caractéristiques thermiques sont améliorées. Ceci influence fortement le comportement de la butée, notamment en ce qui concerne les températures. Un modèle de la viscosité a été défini.
- L'étude des caractéristiques thermiques a permis d'aboutir à une modélisation beaucoup plus prédictive où, en plus de la variation de viscosité, la plupart des paramètres thermiques comme la conductivité thermique, la chaleur spécifique et le coefficient d'échange global sont à prendre en compte pour les cas où la température devient un paramètre critique, i.e. pour les vitesses les plus élevées.
- Le tableau ci-dessous rappelle les principaux effets des différentes caractéristiques prises en compte dans la modélisation :

Caractéristique	Effet
Présence d'eau (7%)	Augmentation de la viscosité de 9 à 18%, selon la température
Masse volumique ρ	Aucun
Conductivité thermique λ	Légère diminution de la température maximale
Chaleur spécifique cp	Augmentation de l'épaisseur du film et du couple de frottement accompagnée d'une diminution de la température maximale
Coefficient d'échange global h	La présence de l'eau dans l'huile améliore sa capacité de refroidissement (augmentation de h de 25% avec 7% d'eau)

- Un résultat très important est le fait que la présence de l'eau jusqu'à 7% en masse dans le circuit de lubrification peut, contre toute attente et sous certaines conditions, être bénéfique au fonctionnement de la butée (à court terme), au moins du point de vue mécanique. Les conditions nécessaires à ce type de fonctionnement sont la formation

d'une émulsion, une charge spécifique n'excédant pas 3 MPa et une vitesse linéaire inférieure à 70 m/s.

- Le travail expérimental qui a suivi permet de confirmer qu'une concentration en eau jusqu'à 30% en masse ne présente pas de risques sur la lubrification. De plus, l'arrivée brutale d'eau modifie instantanément le comportement de la butée mais l'effet ne dure que quelques secondes jusqu'à ce que le fluide se stabilise dans une configuration plus homogène.

Nous rappelons que ce travail de quatre ans ne répond qu'au cas d'effets à court terme. Il serait ainsi judicieux d'étudier les effets à long termes (oxydation, cavitation, etc.) avant d'exploiter les résultats dans une application réelle.

4.2 Texturations

Pour faire suite aux études qui avaient été menées sur l'influence des matériaux et de la rugosité de l'arbre sur les performances de paliers, plus généralement à l'étude des conditions de lubrification, j'ai proposé un sujet de thèse portant sur l'influence de la texturation sur les performances d'une butée hydrodynamique. Cette thèse a été pourvue en 2010 sur financement MESR et octroyée à M. Henry.

Le travail a commencé par une étude bibliographique importante au cours de laquelle M. Henry a pu découvrir les textures ainsi que les différents modes de fabrication qui s'y rapportent. Ainsi, il a pu réaliser l'adaptation de notre banc et surtout la conception de nouvelles butées texturées qui ont pu être testées. Les premiers essais expérimentaux ont été réalisés sur des butées à plans inclinés et une butée à faces parallèles afin de disposer de cas d'étude de référence.

Le dispositif expérimental est celui décrit dans le chapitre 2. Les butées sont spécialement équipées de capteurs de pression et de température. La butée est équipée de 32 thermocouples K d'un diamètre de 0,25 mm et de 24 capteurs de pressions selon l'implantation présentée au chapitre 2 par la figure 2.13.

La butée utilisée pour cette étude est une butée à géométrie fixe composée de huit patins séparés par des rainures d'alimentation se terminant par des goujures. La butée est alimentée par le centre par le lubrifiant qui est libre de sortir par les goujures à pression atmosphérique. Chaque patin est composé d'un plan incliné et d'un plan parallèle. Les butées étudiées sont en bronze UE9P alors que le grain mobile est en acier XC38. Les conditions de fonctionnement testées sont des vitesses allant de 2000 à 10000 tr/min pour une charge comprise entre 1000 et 8000 N pour une pression et une température d'alimentation respectivement de

0,1 MPa et 40°C. Nous allons brièvement présenter quelques résultats concernant les pressions et les températures. Le tableau 4.6 ci-dessous regroupe les principales conditions de fonctionnement et caractéristiques des butées utilisées dans le cadre de cette étude.

Grandeur	Unité	
Diamètre intérieur	mm	50
Diamètre extérieur	mm	90
Vitesse de rotation	tr/min	2000 à 10000
Charge radiale appliquée	N	1000 à 8000
Pression d'alimentation	MPa	0,1
Température d'alimentation	°C	40

TABLE 4.6 – caractéristiques générales de la butée à patins oscillants utilisée par M. Henry et conditions de fonctionnement

Les travaux seront donc présentés suivant quatre points, concernant respectivement les butées à plans inclinés, à faces parallèles, à faces planes texturées pour finir par un comparaisn entre les différentes butées.

4.2.1 Butée à plans inclinés

La variation de température à 75% de la longueur et 75% de la différence de rayons du patin est présentée sur la figure 4.12. Le graphique montre la valeur moyenne donnée par les 8 thermocouples placés dans cette position sur les huit patins. Logiquement, l'augmentation de la vitesse conduit à une augmentation de la température à l'interface film/patin.

La variation de pression à 70% de la longueur et 50% de la différence de rayons du patin est présentée sur la figure 4.13. Le graphique présente la valeur moyenne donnée par les 6 capteurs de pression placés dans cette position sur les 6 patins équipés de capteurs. Encore une fois, on peut noter que la pression augmente logiquement avec l'augmentation de la charge, alors que la vitesse n'a qu'une très faible influence.

Les résultats obtenus dans cette étude sont en bonne concordance avec ce qui peut être trouvé dans la littérature. Cependant, les imperfections de surface générées par le procédé de fabrication sont à l'origine de dispersions dans les mesures effectuées. Afin de mieux comprendre ce phénomène, des mesures de température et de pression ont été effectuées sur un même patin. Ces résultats sont présentés sur les figures 4.14 et 4.15. Les profils de température et de pression ont une forme tout à fait classique avec une température maximale mesurée au rayon extérieur où la vitesse linéaire est la plus grande et la pression maximale est centrée sur le patin.

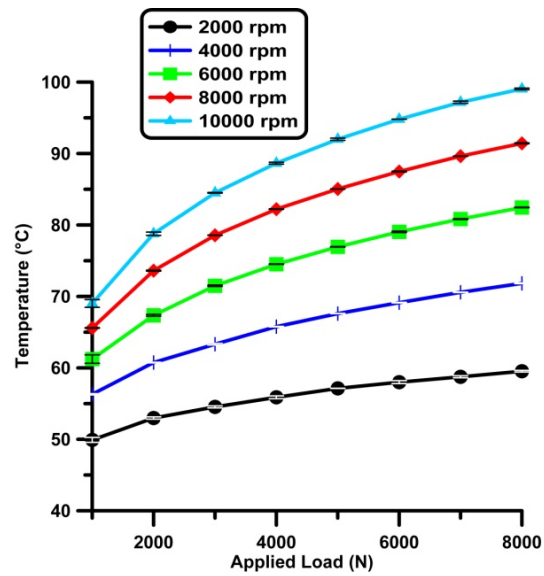


FIGURE 4.12 – Evolution de la température à 75% de la longueur et 75% de la différence de rayons

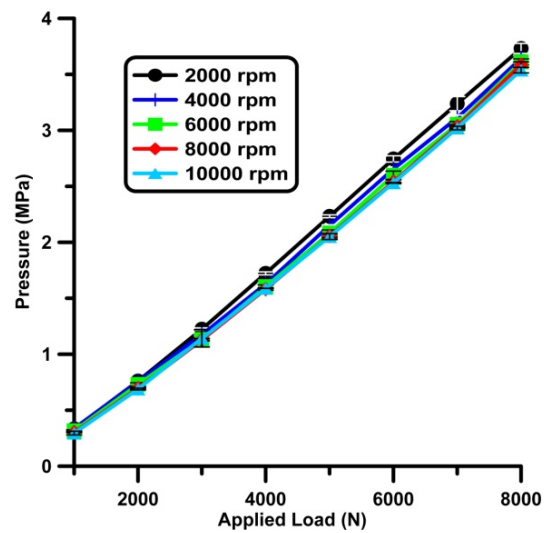


FIGURE 4.13 – Evolution de la pression à 70% de la longueur et 50% de la différence de rayons

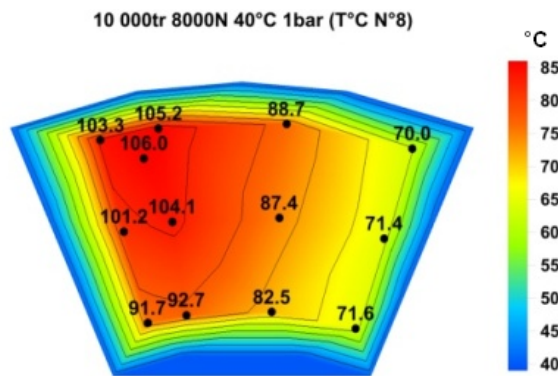


FIGURE 4.14 – Température sur un patin à 10000 tr/min et 8000 N

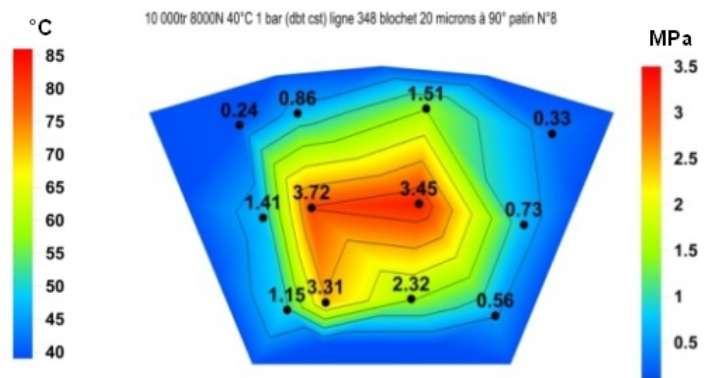


FIGURE 4.15 – Pression sur un patin à 10000 tr/min et 8000 N

Des mesures d'épaisseur de film et de couple de frottement ont également été effectuées. Elles ont montré un comportement classique de la butée : l'épaisseur de film diminue lorsque la charge augmente et le couple de frottement augmente progressivement avec la vitesse et la charge. Quelles que soient les conditions de fonctionnement qui ont pu être testées dans cette étude, l'épaisseur de film mesurée est suffisante pour assurer le régime hydrodynamique.

4.2.2 Butée plane

Afin de disposer de mesures de référence permettant d'évaluer les performances des butées testées, nous avons décidé de tester une butée à faces totalement planes. Bien que n'étant pas censée fonctionner théoriquement, nous avons montré expérimentalement qu'elle était capable de supporter une charge.

Cette étude a mis en évidence que la relative capacité de charge que peut montrer cette butée est due aux défauts de fabrication qui engendrent de faibles différences de hauteurs entre les patins et aux déformations thermiques qui créent une poche, permettant ainsi la génération d'un champ de pression. Nous avons donc étudié deux butées : la première est utilisée brute, son état de surface résultant directement de la rectification effectuée lors de sa fabrication et la deuxième, identique à la première, est soumise à un polissage de haute précision permettant d'éliminer un très grand nombre d'irrégularités de la surface. La figure 4.16 ci-dessous présente les mesures de surface effectuées sur les deux butées, à gauche la butée rectifiée, à droite, la butée polie.

La figure 4.17 donne le profil obtenu sur le rayon moyen des butées. On remarque aisément que les irrégularités de la surface rectifiée (en bleu) produisent en fait des plans très légèrement inclinés par rapport à la butée polie (en rouge). Cette différence permet d'expliquer le fait que la butée à surface rectifiée a des performances légèrement supérieures à

celles de la butée à surface polie, en termes d'épaisseur de film, de température et de couple de frottement.

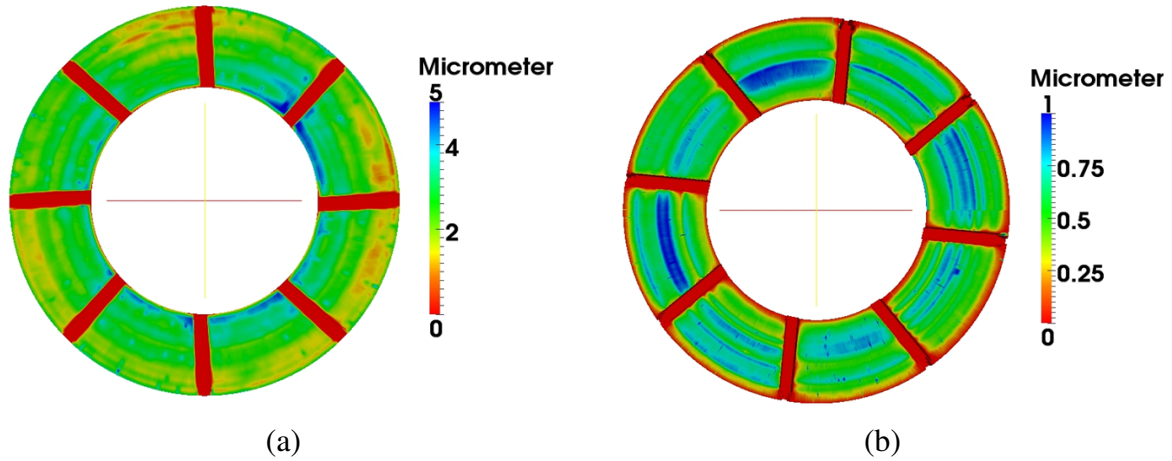


FIGURE 4.16 – Irrégularités de surface : (a) butée rectifiée, (b) butée polie

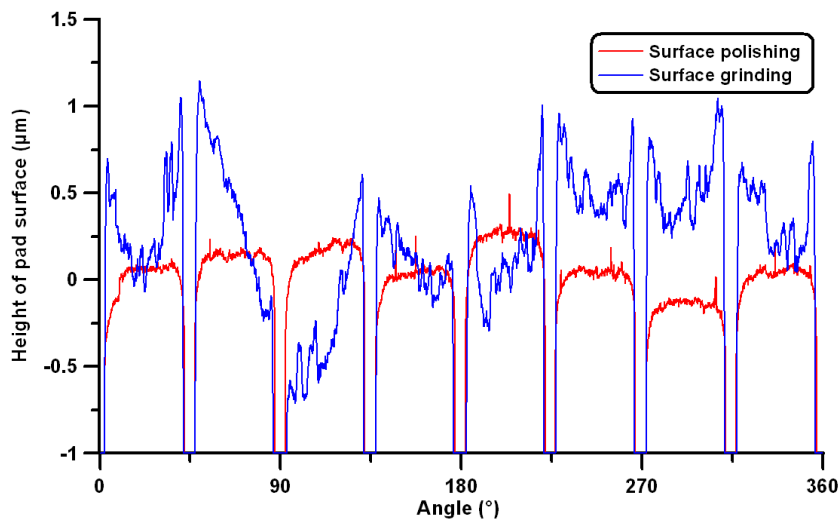


FIGURE 4.17 – Profils de surface au rayon moyen

Les figures 4.18 et 4.19 présentent respectivement les mesures de température et de pression effectuées sur la butée à surface polie fonctionnant à 6000 tr/min et 5000 N. On remarque que le profil de température n'est que peu différent de celui qui a été observé sur la butée à plans inclinés (figure 4.14), avec une température maximale proche du rayon extérieur en sortie de patin. Le profil de pression quant à lui est légèrement différent : si le pic est toujours situé au niveau du rayon moyen, il n'est plus centré entre l'entrée et la sortie du patin mais

dans sa première moitié. De plus, on observe une large zone de cavitation dans la seconde moitié du patin.

Cette étude a permis de montrer que l'état de surface n'a qu'une faible influence sur les performances de la butée plane. Cependant, les irrégularités de surface améliorent légèrement la lubrification hydrodynamique. L'établissement du film fluide entre deux surfaces parallèles est principalement dû aux effets thermiques qui déforment de façon significative les patins. Les butées à faces parallèles sont capables de supporter une charge et de fonctionner tout à fait correctement si la charge reste faible.

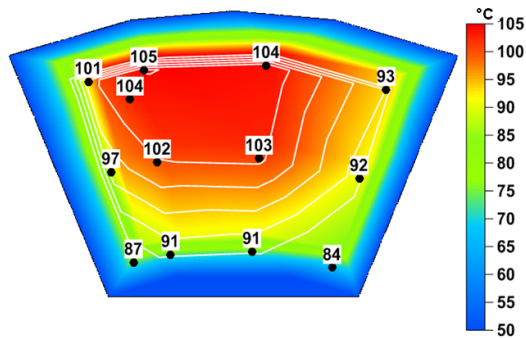


FIGURE 4.18 – Température sur un patin de la butée polie à 6000 tr/min et 5000 N

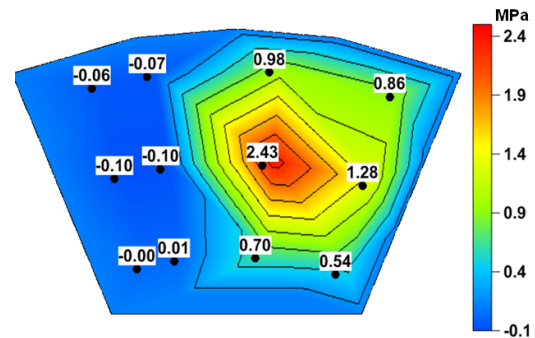


FIGURE 4.19 – Pression sur un patin de la butée polie à 6000 tr/min et 5000 N

4.2.3 Butée texturée

La butée utilisée pour cette étude est une butée à géométrie fixe composée de huit patins en bronze UE9P. Les conditions de fonctionnement testées sont les mêmes que pour les autres études, à savoir des vitesses allant de 2000 à 10000 tr/min pour une charge comprise entre 1000 et 5000 N (charge spécifique de 1,25 MPa) pour une pression et une température d'alimentation respectivement de 0,1 MPa et 40°C. Nous allons seulement présenter les résultats à 6000 tr/min qui sont les plus significatifs et les plus complets.

La fabrication des butées a été effectuée en trois étapes. Tout d'abord, les butées planes sont fabriquées à l'aide d'outils conventionnels puis elles sont texturées par une méthode au laser qui est le meilleur compromis entre précision de réalisation et coût. Enfin, les butées sont polies pour éliminer les surépaisseurs engendrées par le processus de texturation. Cette méthode permet d'obtenir une très bonne précision dans les dimensions des textures, la profondeur de celles-ci étant ajustée au final par le processus de polissage. Ainsi, les défauts de planéité des butées sont restés inférieurs à 3 μm .

Les quatre types de textures ont été choisis d'après une étude réalisée au laboratoire par Dobrica et al. en 2010 [51]. La profondeur des textures qui sont de forme carrée est de $20\ \mu\text{m}$. La zone de texturation a été fixée à 70% de la longueur de patin et 75% de sa largeur (figure 4.20). Chaque cellule est comprise dans une cellule carrée d'une dimension d'un millimètre (figure 4.21) dont la dimension reste constante quelle que soit la densité. La densité de texturation est le rapport entre l'aire texturée et l'aire de la cellule.

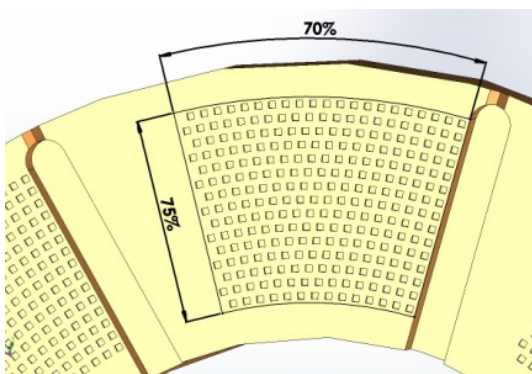


FIGURE 4.20 – Patin texturé

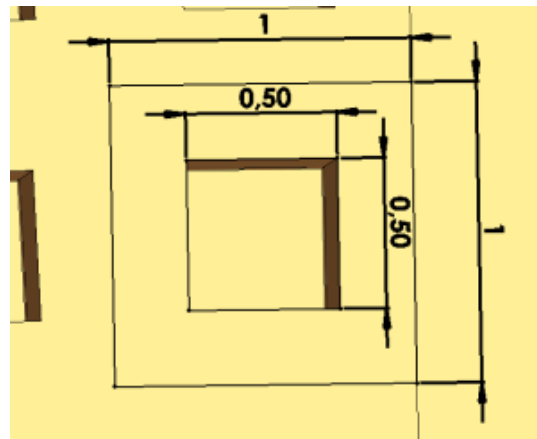


FIGURE 4.21 – Densité de texturation (25%)

Deux aspects ont été analysés : le premier est l'effet de la densité de textures qui est de 16, 25 et 56% ; le deuxième est le positionnement de la première rangée de textures par rapport à la rainure d'alimentation. Ainsi, les 3 densités sont étudiées pour une configuration centrée dans la cellule (nommée C) où la première rangée de textures ne coïncide pas avec la rainure et la densité de 56% est également étudiée avec la première rangée correspondant avec la rainure (nommée E). Cette deuxième configuration a été testée dans le but de confirmer, comme l'avaient montré Dobrica et al. [51], le fait que la position de la première rangée de texture avait une influence significative sur les performances de la butée. La figure 4.22 présente une vue des butées texturées avec les trois densités.

Les résultats sont présentés pour différentes configurations de textures et comparées avec ceux de la butée plane non texturée. L'évolution de la température à 75% de la largeur de patin et 75% de sa longueur est présentée sur la figure 4.23. Le graphe montre la valeur moyenne calculée à partir des relevés effectués sur les huit patins à la même position. Comme on pouvait s'y attendre, l'augmentation de la charge conduit à une augmentation de la température à l'interface film/patin. Plus généralement, on peut constater que les textures 16 et 25% ne permettent pas d'améliorer la température de l'interface alors que la butée texturée à 56% montre les températures les plus basses. De plus, on constate que la butée dont la

première rangée de textures correspond avec la rainure a effectivement les températures les plus basses, ce qui confirme les conclusions de Dobrica et al[51].

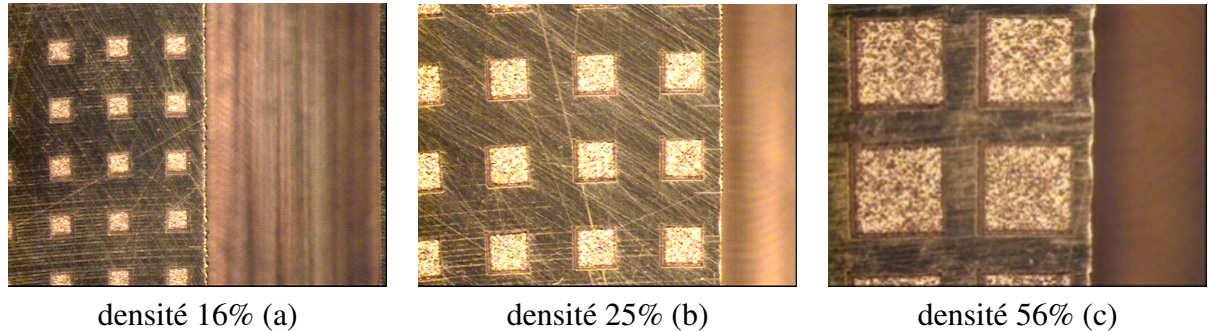


FIGURE 4.22 – Zoom à l'entrée de patin

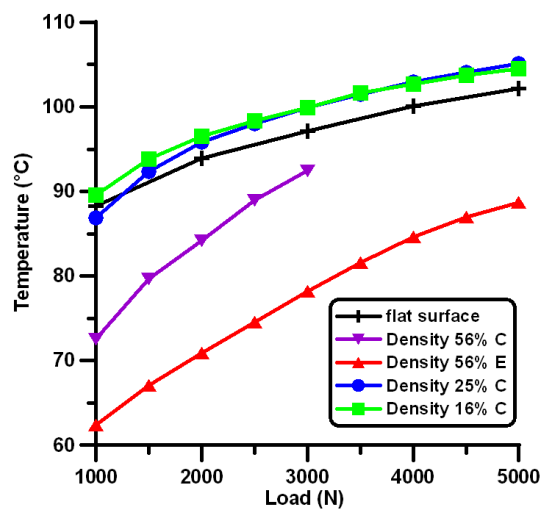


FIGURE 4.23 – Evolution de la température à 75% de la largeur de patin et 75% de sa longueur pour une vitesse de 6000 tr/min

Comme on peut le constater sur la figure 4.24, la caractéristique commune à toutes les butées texturées est que l'épaisseur de film pour une densité de textures de 56% reste élevée lorsque la charge est faible mais diminue brutalement lorsqu'elle augmente. Ceci est principalement dû à la profondeur relative des textures par rapport à l'épaisseur du film, mais aussi à la combinaison de la présence des textures avec les déformations d'origine thermique. Alors que les effets thermiques sont indispensables au fonctionnement de la butée plane non texturée, comme nous l'avons vu juste avant, notamment en permettant la création d'un convergent, ils sont très néfastes pour les butées texturées. De plus, on peut constater que les butées plus faiblement texturées, en comparaison avec la butée plane non texturée, ne permettent pas d'obtenir un effet hydrodynamique suffisant à les faire fonctionner de façon satisfaisante.

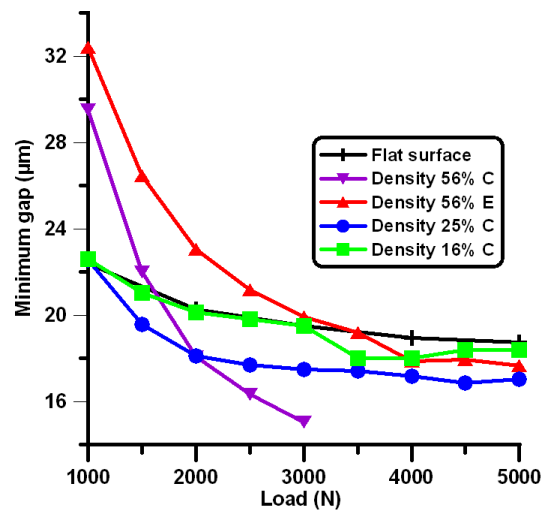


FIGURE 4.24 – Evolution de l'épaisseur minimale de film pour une vitesse de 6000 tr/min

La figure 4.25 montre les résultats obtenus concernant le couple de frottement en régime établi pour les différents types de butées. Le couple de frottement est fortement influencé par deux paramètres : l'épaisseur de film et la viscosité du lubrifiant, qui varie en fonction de la température. Les résultats obtenus sont tout à fait cohérents avec les résultats de température et d'épaisseur de film présentés juste avant. Comme dans les graphes précédents, on constate que les butées faiblement texturées ont les mêmes performances que la butée plane non texturée. La butée texturée à 56% présente un coefficient de frottement bien inférieur aux autres, sauf lorsque la charge est élevée, où l'écart est réduit dû en partie aux effets thermiques. La profondeur de texture étant de plus un paramètre important pour les performances de la butée, lorsque la charge augmente, l'épaisseur diminue fortement et le ratio entre profondeur de texture et épaisseur de film est considérablement modifié, réduisant ainsi fortement les capacités de la butée.

En conclusion, nous pouvons dire que seule la butée avec la plus forte texturation présente un intérêt. Elle permet une légère diminution de la température et du couple de frottement en régime établi. La position de la première rangée de textures et la profondeur de celles-ci ont une influence importante sur les performances de butées. Cependant, les résultats présentés ici ont uniquement été comparés par rapport à ceux de la butée plane qui n'est pas connue pour avoir de bonnes performances. Le dernier paragraphe est donc consacré à la comparaison de tous les types de butées.

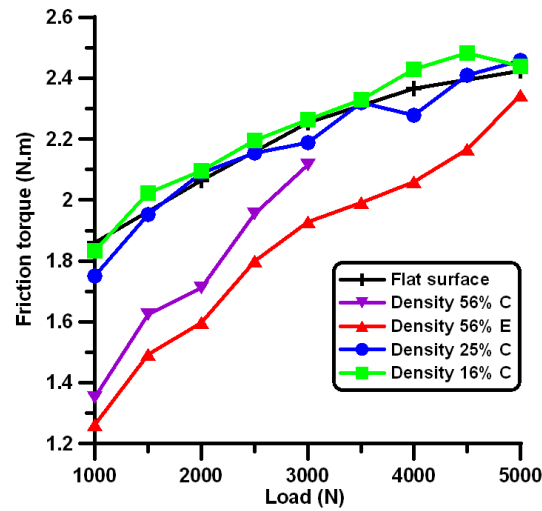


FIGURE 4.25 – Evolution du couple de frottement pour une vitesse de 6000 tr/min

4.2.4 Comparaison

Ce dernier paragraphe est consacré à la comparaison des performances des différents types de butées. Nous ne présenterons ici qu'une petite partie des résultats les plus significatifs concernant les températures, l'épaisseur de film et le couple de frottement obtenus pour une vitesse de 6000 tr/min et des charges variant de 1000 à 5000 N.

La figure 4.26 présente l'évolution de la température moyenne mesurée sur les huit patins à 75% de la largeur de patin et 75% de sa longueur. Cette position a été choisie car elle correspond à une mesure classiquement utilisée dans l'industrie pour la surveillance des butées hydrodynamiques. Comme on peut le constater et conformément à la théorie, la butée plane est la plus mauvaise configuration suivie par la butée texturée dont les performances deviennent équivalentes lorsque la charge augmente. Les butées à plans inclinés et à poches présentent quant à elles les meilleures performances, conformément à ce qui est déjà bien connu de ce type de butées. Pour la plus forte charge, la différence de température est d'environ 30 K. On peut faire les mêmes commentaires sur l'épaisseur minimale du film, l'évolution de la température étant directement liée à celle-ci. On peut voir sur la figure 4.27 que la butée plane non texturée présente des épaisseurs minimales de film inférieures de 50% à faible charge. Cet écart se réduit à forte charge à 18% en raison des déformations thermiques occasionnées par les fortes températures qui créent artificiellement un convergent permettant à la butée plane de maintenir une épaisseur de film raisonnable. La butée texturée quant à elle montre un comportement similaire aux butées à plans inclinés et à poches mais avec une épaisseur systématiquement inférieure. De plus, à forte charge, la combinaison de la présence de textures avec les déformations thermiques dégrade les conditions de lubrifi-

cation, mettant les performances de la butée texturée en deçà de celles de la butée plane non texturée.

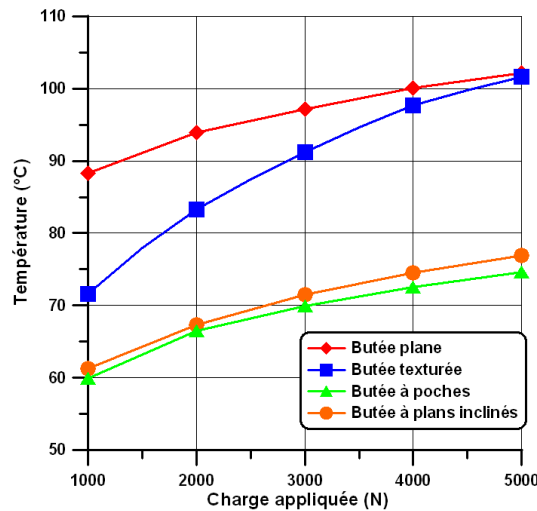


FIGURE 4.26 – Evolution de la température à 75% de la largeur de patin et 75% de sa longueur pour une vitesse de 6000 tr/min

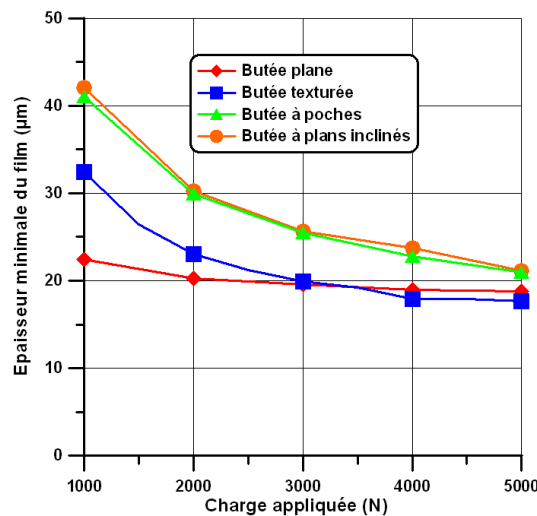


FIGURE 4.27 – Evolution de l'épaisseur minimale de film pour une vitesse de 6000 tr/min

Les butées à poches et à plans inclinés ont un comportement tout à fait similaire comme on peut encore le constater sur la figure 4.28. Conformément à ce qui a été observé sur l'épaisseur minimale du film, c'est la butée plane non texturée qui présente le couple de frottement le plus élevé, suivie par la butée texturée dont les performances à forte charge deviennent équivalentes.

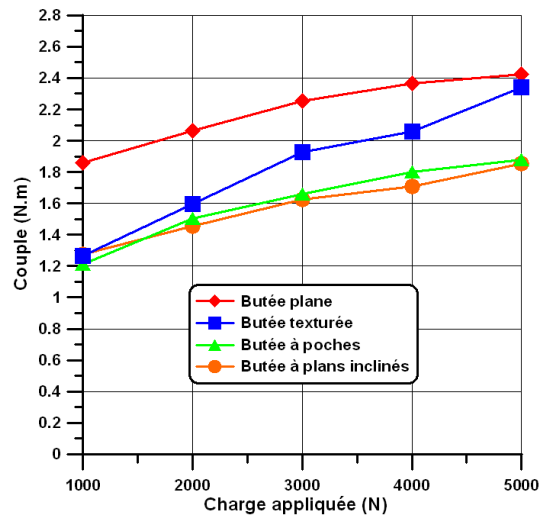


FIGURE 4.28 – Evolution du couple de frottement pour une vitesse de 6000 tr/min

4.2.5 Conclusion

Le banc d'essais nous a permis de mesurer de façon très précise plusieurs caractéristiques de fonctionnement de butées texturées, planes, à plans inclinés mais aussi à poches. Les mesures effectuées ont concerné le couple de frottement, l'épaisseur de film, la pression ainsi que les températures à l'interface film/patin. Deux types de comparaisons ont été effectuées : entre les différentes configurations de textures et entre les différents types de butées.

Les butées à faces texturées ne fonctionnent correctement que pour des cas de charge relativement peu élevées. De plus, les butées à faible densité de textures ne présentent aucun intérêt.

Des comparaisons ont été effectuées sur quatre butées texturées avec la butée à faces parallèles. Les travaux réalisés au cours de la thèse de M. Henry sont d'une très grande qualité de par la quantité inédite de résultats expérimentaux qui ont pu être obtenus. En effet, plusieurs centaines d'essais ont été réalisés, permettant d'avoir une parfaite confiance dans les résultats obtenus. M. Henry rédige actuellement son mémoire de thèse et devrait soutenir en octobre 2013. Plusieurs publications sont en cours de préparation pour être soumises à des revues internationales à comité de lecture.

Parallèlement aux travaux réalisés par M. Henry, M. Fillon et moi-même avons conclu un contrat de collaboration avec un fabricant de paliers et butées japonais. Ces travaux sont présentés dans le paragraphe suivant.

4.3 Influence des matériaux

4.3.1 Introduction

Pour ce contrat conclu avec la société Daido Metal Co. Ltd, j'ai été en charge de la partie expérimentale avec l'étude de butées revêtues de plusieurs matériaux, régule et PEEK (Poly-Ether-Ether-Ketone). J'ai étudié le comportement de ces butées à patins oscillants aussi bien en régime établi que transitoire. Les mesures effectuées sur des butées à pivots centrés et excentrés ont notamment concerné le couple de frottement, l'épaisseur de film et les températures à l'interface film/patin. Je présenterai donc les résultats de ces travaux suivant trois parties concernant respectivement les butées à pivots décentrés, centrés, puis une comparaison entre les deux types de butées.

Le banc d'essais a été adapté afin de recevoir les butées à patins oscillants fournies par notre partenaire. Les conditions de fonctionnement ainsi que les principales dimensions des butées utilisés pour les essais sont présentées dans le tableau 4.7.

Grandeur	Unité	
Matériau	-	Régule, PEEK
Diamètre intérieur	mm	28,5
Diamètre extérieur	mm	52,5
Vitesse de rotation	tr/min	1000 à 10000
Charge radiale appliquée	N	1000 à 5000
Température d'alimentation	°C	45
Débit d'alimentation	l/min	2

TABLE 4.7 – Caractéristiques générales de la butée à patins oscillants Daido et conditions de fonctionnement

Le principal challenge de l'adaptation du banc pour recevoir les butées Daido a été de réussir à intégrer huit thermocouples sur un patin d'à peine un peu plus d'un centimètre carré. En effet, les butées étaient équipées au total de 22 thermocouples dont deux patins avec 7 thermocouples à l'interface film/patin, un patin avec 4 thermocouples à mi-épaisseur et un dernier avec 4 thermocouples au dos du patin. La figure 4.29 montre une photographie ainsi qu'un extrait de plan d'un patin régulé à pivot excentré équipé de 7 thermocouples. Pour les autres mesures, les mêmes capteurs que ceux utilisés pour les autres études sont montés sur le banc.

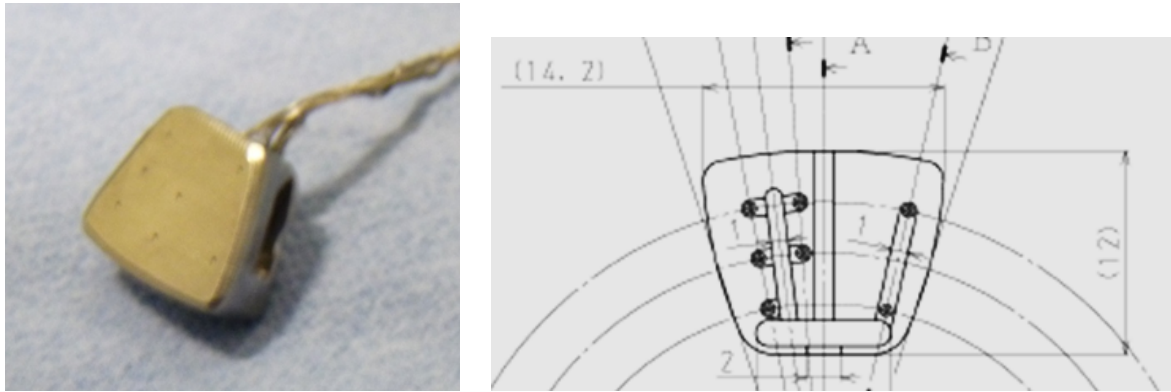


FIGURE 4.29 – Patin réglé à pivot excentré équipé de 8 thermocouples

4.3.2 Butées à pivots décentrés

La première partie de l'étude a consisté à étudier les butées à patins oscillants à pivots décentrés. Nous présenterons ici quelques résultats généraux pour les trois types de butées. Afin de ne pas surcharger le document, nous présenterons directement les comparaisons entre la butée réglée et deux types de PEEK, avec des inclusions de fibres de différents matériaux, que nous appellerons peek-a et peek-b pour des raisons de confidentialité. La figure 4.30 présente l'évolution du couple de frottement en fonction de la vitesse et de la charge. On peut noter que le comportement des butées est tout à fait classique, avec une augmentation du couple de frottement avec la vitesse et la charge. Un résultat intéressant de cette étude est que, contrairement à ce que l'on aurait pu penser, les butées revêtues de PEEK présentent un couple de frottement significativement inférieur à celui de la butée réglée, même en régime établi. En effet, sauf pour les faibles vitesses, l'écart entre la butée réglée et les butées peek est de l'ordre de 20%.

Le matériau utilisé n'a que très peu d'influence sur l'épaisseur de film mais révèle une importance significative concernant les températures. Les figures 4.31 et 4.32 permettent de comparer le comportement des butées en fonction des différents matériaux. Comme l'on pouvait s'y attendre, la température augmente avec la vitesse et la charge et les températures atteintes avec les butées peek sont bien supérieures à celle de la butée réglée (figure 4.31), entre 6 et 11K. Ceci s'explique par le fait que le peek est un matériau isolant thermiquement, conduisant à empêcher l'évacuation de la chaleur produite dans le contact à travers les patins. On constate aisément cet effet sur la figure 4.32 où le gradient de température entre l'interface film/patin (coordonnée 0) et le milieu du patin (coordonnée 3) est très important pour les butées peek alors qu'il est quasiment linéaire entre l'interface et le dos du patin pour la butée réglée.

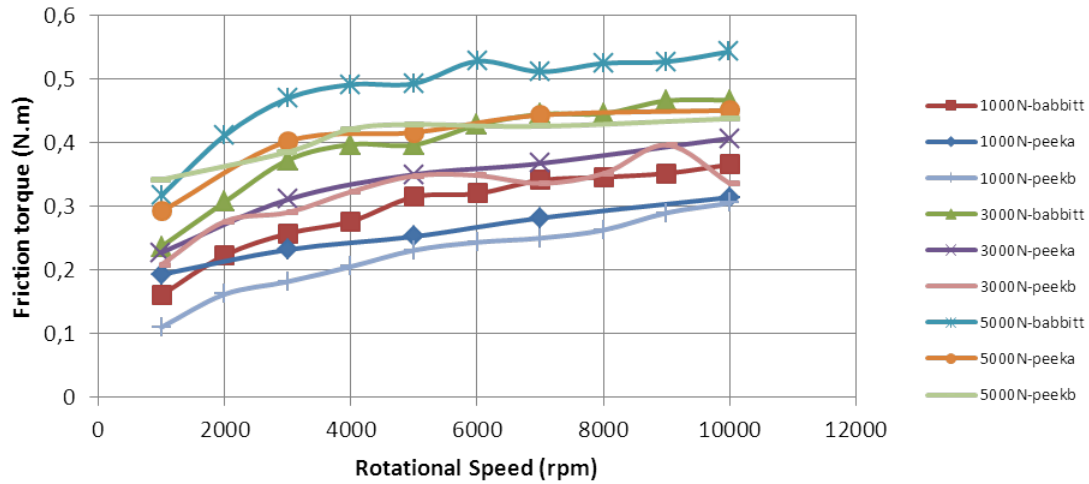


FIGURE 4.30 – Evolution du couple de frottement pour les 3 butées

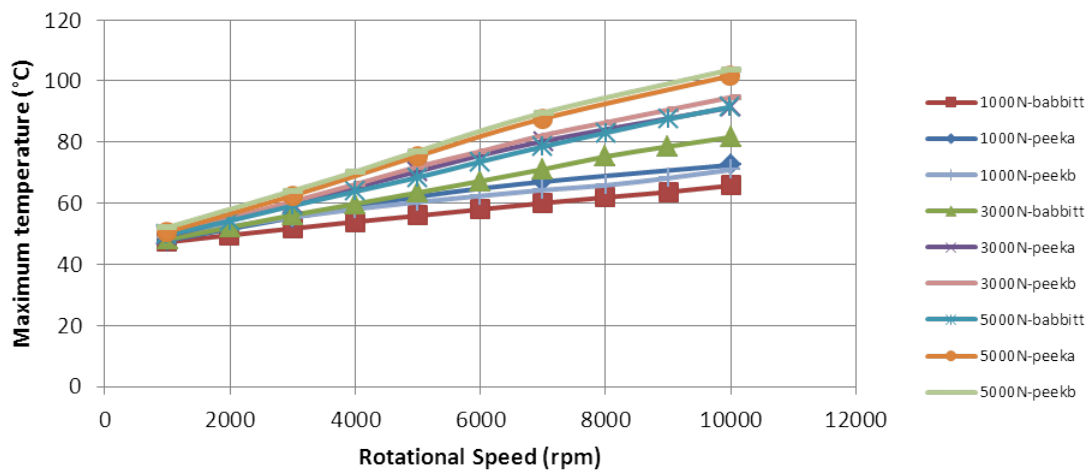


FIGURE 4.31 – Températures maximales en régime établi

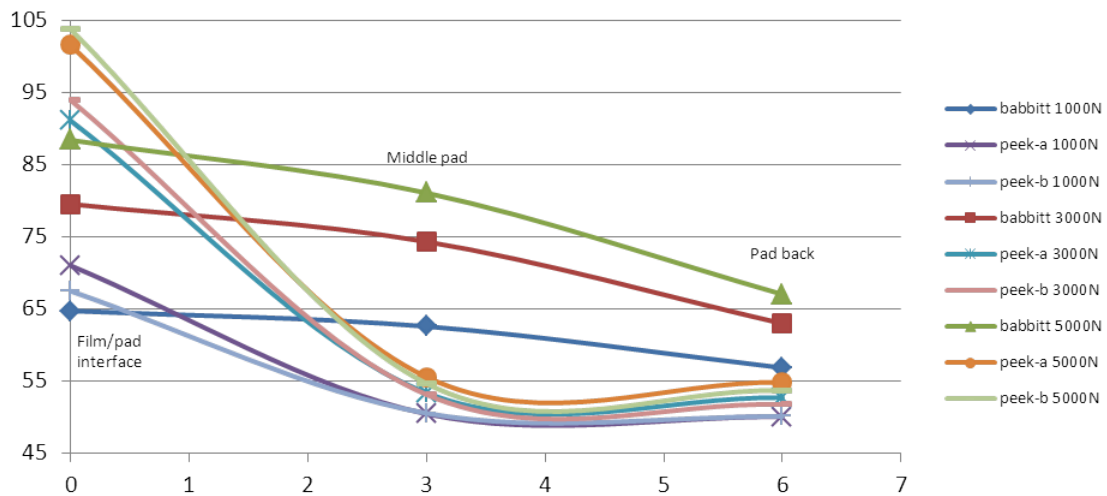


FIGURE 4.32 – Température en régime établi à travers les patins

4.3.3 Butées à pivots centrés

La suite de l'étude a été effectuée sur les mêmes butées mais avec un pivot centré. On peut légitimement se demander pourquoi utiliser un pivot centré, puisque celui-ci ne permet théoriquement de ne supporter aucune charge. L'intérêt principal est de fournir la possibilité au système équipé de telles butées de fonctionner dans les deux sens de rotation. Pour cette étude, nous avons mesuré le couple de frottement aussi bien en régime établi qu'au démarrage, ainsi que les températures et l'épaisseur du film. Dans un premier temps, nous avons analysé et comparé les performances de la butée régulée avec pivot centré avec celle de la butée à pivots décentrés régulée.

La figure 4.33 présente l'évolution du couple de frottement en fonction de la vitesse pour les deux butées régulées. La butée à pivots décentrés présente le plus faible couple de frottement dans tous les cas, avec une différence globalement constante de 0,04 N.m à 1000 N, 0,06 N.m à 3000 N et 0,1 N.m à 5000 N. Ceci représente des écarts de 25 à 10%, en fonction de la vitesse considérée.

L'épaisseur de film au pivot (figure 4.34) est bien supérieure avec les pivots décentrés comme on pouvait s'y attendre. Pour les vitesses les plus élevées (au-delà de 7000 tr/min), la différence atteint 40% à 1000 N, 35% à 3000 N et 30% à 5000 N. Ce résultat était tout à fait prévisible, du fait que la butée à pivots centrés n'est pas censée supporter de charge.

En ce qui concerne les températures maximales présentées dans la figure 4.35, on peut constater qu'elles sont systématiquement supérieures avec la butée à pivots centrés, la différence pouvant aller jusqu'à 10K. Plus précisément, les températures observées à 1000 N

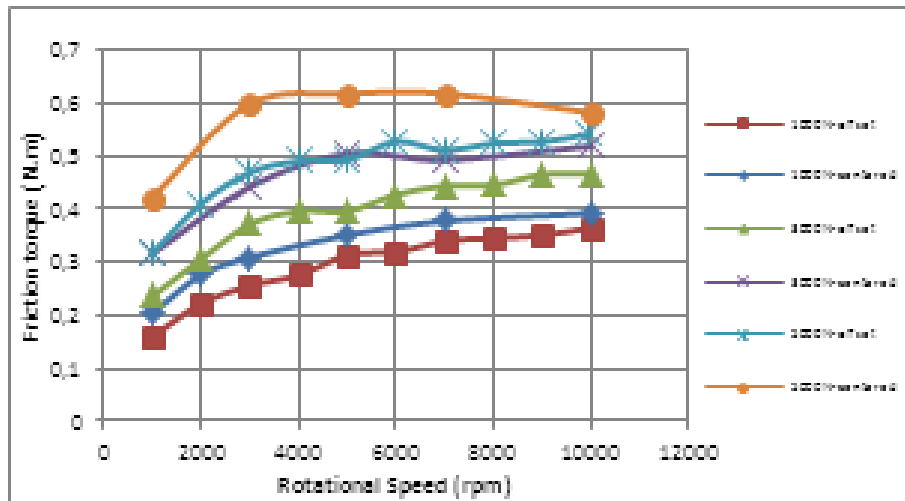


FIGURE 4.33 – Couple de frottement pour les butées réglées : comparaison pivots centrés/décentrés

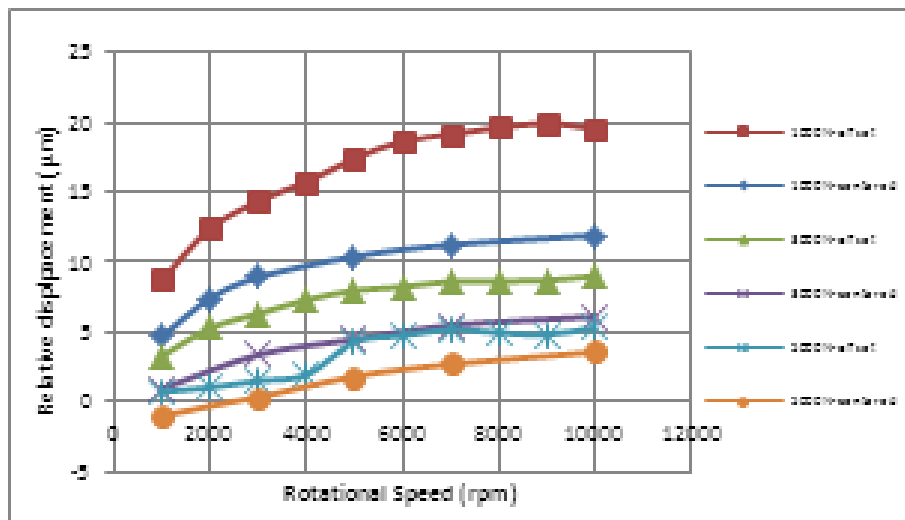


FIGURE 4.34 – Epaisseur de film au pivot pour les butées réglées : comparaison pivots centrés/décentrés

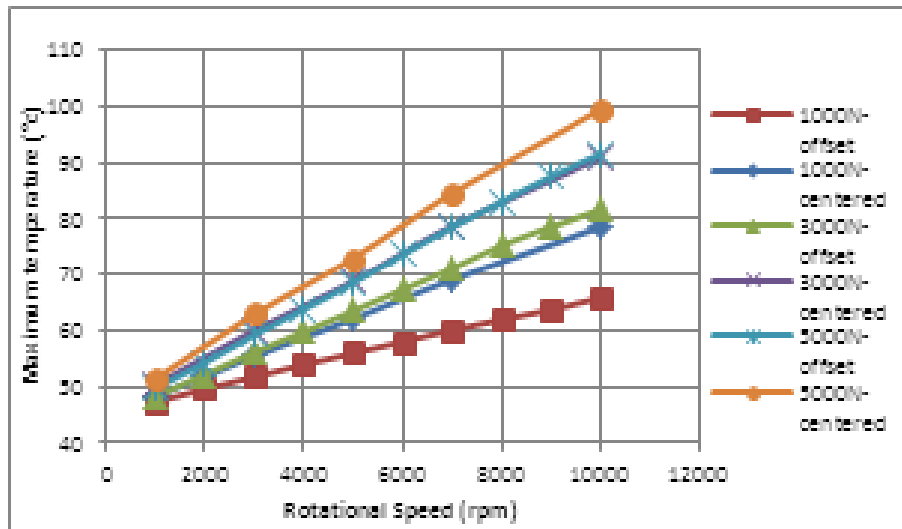


FIGURE 4.35 – Température maximale pour les butées réglées : comparaison pivots centrés/décentrés

avec la butée à pivots centrés sont proches de celles observées à 3000N avec la butée à pivots décentrés. La même remarque peut être faite entre les charges 3000 et 5000 N.

Ces essais ont donc confirmé que la butée à pivots centrés avait des performances bien inférieures à celles de la butée à pivots décentrés. Cependant, pour de faibles charges, la butée à pivots centrés a la possibilité de fonctionner presque normalement.

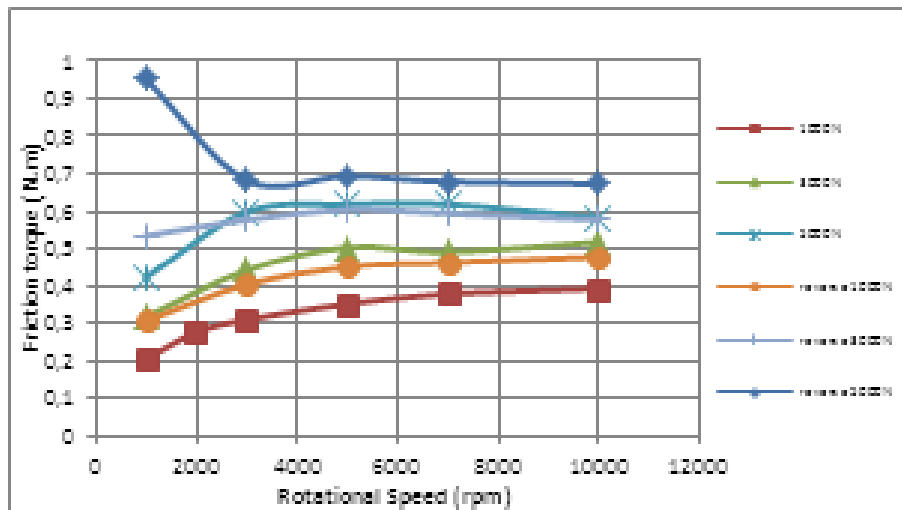


FIGURE 4.36 – Couple de frottement en régime établi : pivots centrés

Mais voyons maintenant ce qui se passe lorsque l'on inverse le sens de rotation. Théoriquement, la butée à patins oscillants devrait produire un effet inverse à la génération de pression à cause du divergent et ne pas fonctionner. La figure 4.36 permet de comparer les performances dans

les deux sens de rotation. Même si le couple de frottement est supérieur à celui observé dans l'autre sens de rotation cf figure 4.33), il reste tout à fait acceptable pour un fonctionnement normal des butées, avec une évolution normale, augmentant avec la vitesse et la charge. En rotation inverse (ce qui n'est pas forcément le cas le plus défavorable pour la butée à pivots centrés), le couple de frottement est beaucoup plus élevé, atteignant des valeurs très fortes pour le cas à faible vitesse et forte charge. Ceci s'explique par la très faible épaisseur de film (mesure négative !) que l'on observe sur la figure 4.37 pour ce cas précis. On constate que les épaisseurs sont globalement extrêmement faibles en comparaison avec celles mesurées pour la butée à pivots décentrés.

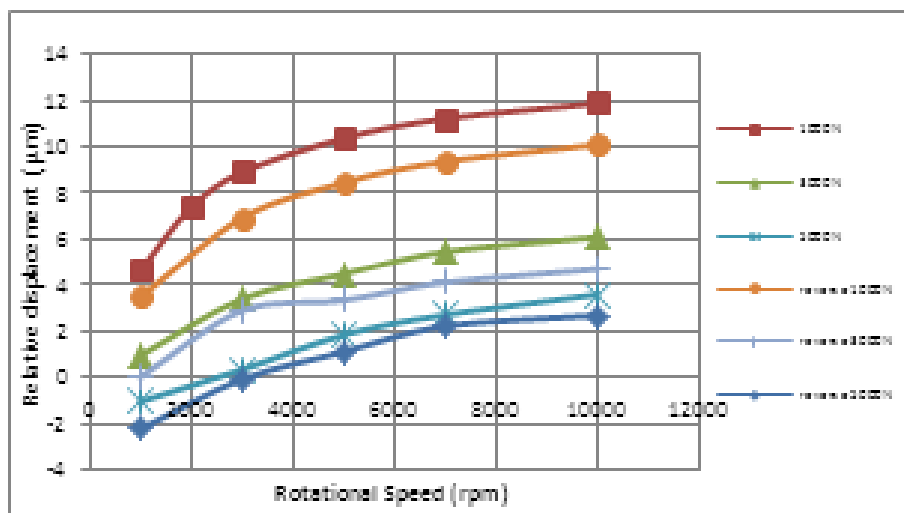


FIGURE 4.37 – Épaisseur de film en régime établi : pivots centrés

Les températures sont par conséquent beaucoup plus élevées qu'avec la butée à pivots centrés, comme le montre la figure 4.38. Il faut également noter que le comportement de la butée à pivots centrés est complètement différent de celui de la butée à pivots décentrés en termes de températures. En effet, la figure 4.38 montre que la butée est capable de fonctionner de la même façon quel que soit le sens de rotation, la température maximale ne dépendant que de la charge appliquée.

4.3.4 Comparaison peek/régule pour les butées à pivots centrés

Comme nous l'avons vu dans la première partie de ce paragraphe, le matériau dont sont recouverts les patins a une importance capitale sur le comportement de la butée. Ce paragraphe permet de comparer les performances des différentes butées peek et régule, tout d'abord en régime établi puis au démarrage. Il faut noter que les butées peek à pivots centrés ont également été testées dans les deux sens de rotation mais nous ne présenterons pas

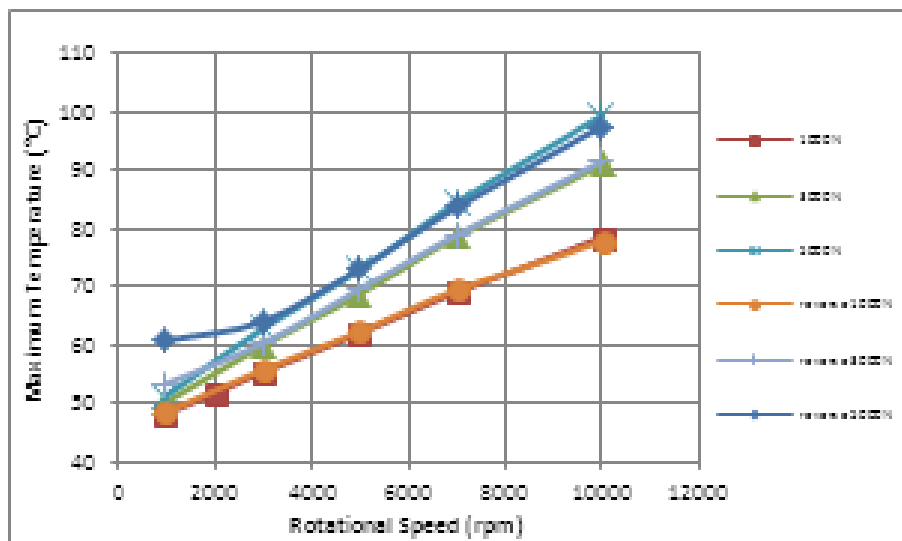


FIGURE 4.38 – Températures maximales en régime établi : pivots centrés

les résultats ici en raison de problèmes de casse qui n'ont pas permis d'obtenir des résultats significatifs.

La figure 4.39 permet d'étudier l'évolution du couple de frottement pour les deux types de butées. On peut remarquer que le comportement des butées à faible charge est classique avec une augmentation du couple lorsque la vitesse et/ou la charge augmentent. Comme pour les butées à pivots décentrés, les butées peek montrent un couple de frottement inférieur en régime établi, avec une différence allant jusqu'à 20% pour les grandes vitesses.

A partir de la figure 4.40, on peut faire les mêmes commentaires : pour les faibles charges, l'épaisseur de film augmente naturellement avec la vitesse, toutefois légèrement inférieure avec la butée peek qu'avec la butée régulée. Pour les fortes charges, l'épaisseur devient très faible et même proche de zéro. Il faut noter que, même lorsque les valeurs d'épaisseur sont très faibles pour la charge 5000 N, la butée régulée a continué à fonctionner tout à fait correctement. Ceci est dû au fait que la mesure réalisée, bien que tout à fait représentative de l'épaisseur de film au pivot, n'est en fait que le déplacement relatif du support de butée par rapport au grain mobile. Ainsi, cette mesure prend également en compte les déformations, ce qui peut conduire à générer des épaisseurs négatives.

La figure 4.41 ne génère aucun commentaire particulier : la température augmente logiquement avec la vitesse et comme pour les butées à pivots excentrés, la butée peek présente des températures supérieures à celles de la butée régulée.

Mais intéressons nous maintenant à une propriété importante du peek, qui est son faible coefficient de frottement. Pour cela, des mesures de couple ont été effectuées sur toutes les butées, lors du démarrage. La procédure pour réaliser ces mesures était la suivante : une

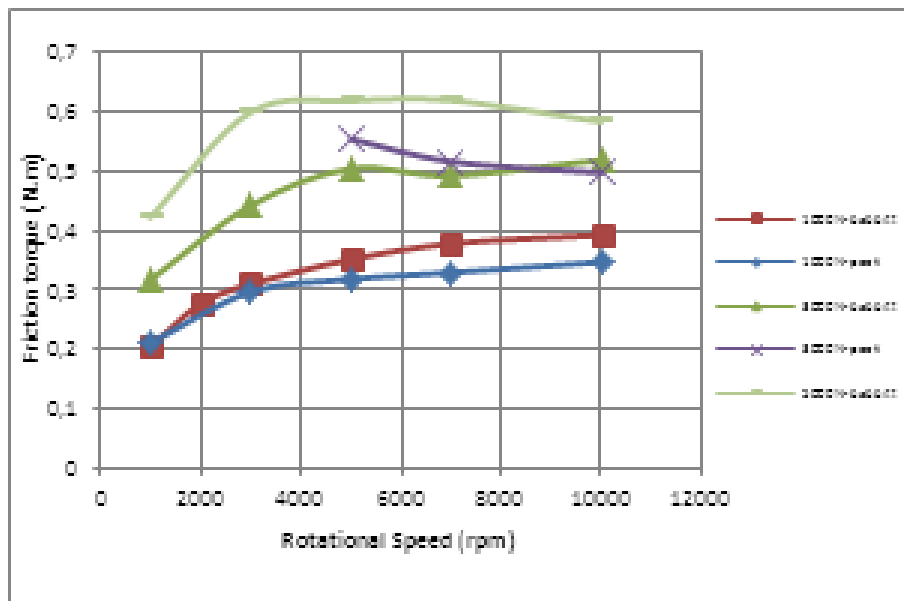


FIGURE 4.39 – Couple de frottement en régime établi : pivots centrés - comparaison peek/régule

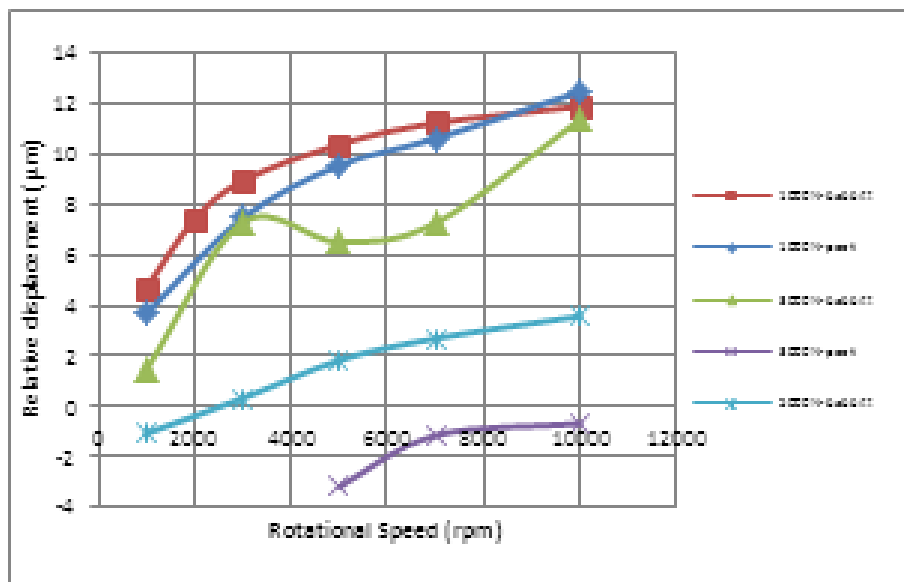


FIGURE 4.40 – Epaisseur de film en régime établi : pivots centrés - comparaison peek/régule

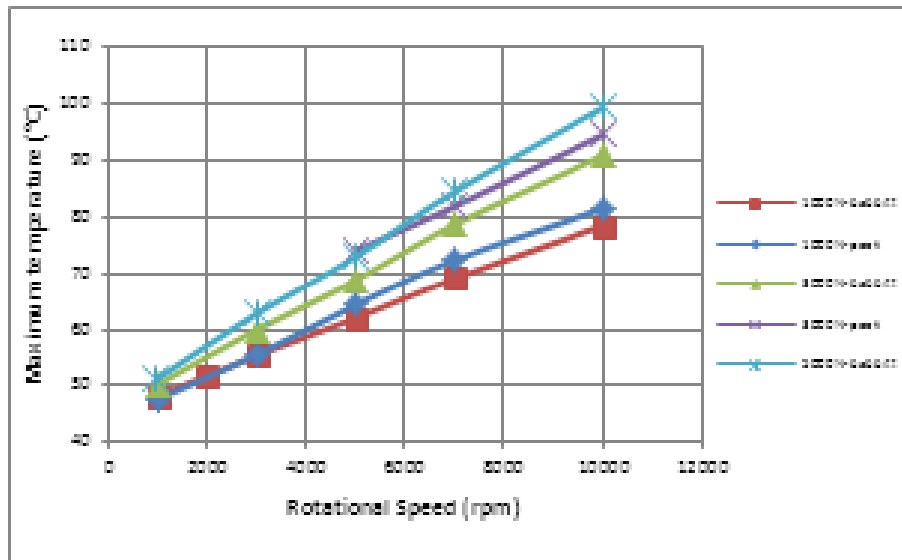


FIGURE 4.41 – Températures maximales en régime établi : pivots centrés - comparaison peek/régule

vitesse nominale à atteindre de 1000 tr/min sous une charge allant de 500 à 2000 N, appliquée avant de lancer le démarrage.

Les résultats sont présentés dans les figures 4.42 et 4.43 qui sont issues des mêmes mesures exprimées selon deux modes, respectivement le couple de frottement au démarrage et le coefficient de frottement. Le couple au démarrage augmente avec la charge et la butée peek montre de meilleures performances sur ce point précis. En revanche, le coefficient de frottement diminue avec la charge, ce qui n'était pas attendu et prouve en fait la forte instabilité de comportement des butées à pivots centrés.

4.3.5 Conclusion

Cette étude a été réalisée sur une période de 12 mois et le rapport final a été rendu à notre partenaire Daido Metal en janvier 2013. Cette étude, dont les principaux résultats ont été présentés dans trois conférences internationales, a permis de confirmer un certain nombre d'hypothèses mais aussi de comprendre les mécanismes qui influent sur les caractéristiques des butées. Ainsi, les conclusions de ces travaux sont les suivantes :

- La butée réglée avec les pivots centrés est capable de fonctionner dans les deux sens de rotation dès lors que la charge n'exécède pas 2000 N, ce qui représente 80% de la charge maximale préconisée par la constructeur.
- Les butées à pivots centrés présentent les mêmes caractéristiques mais comme l'on pouvait s'y attendre, la configuration à pivots centrés donne des performances mé-

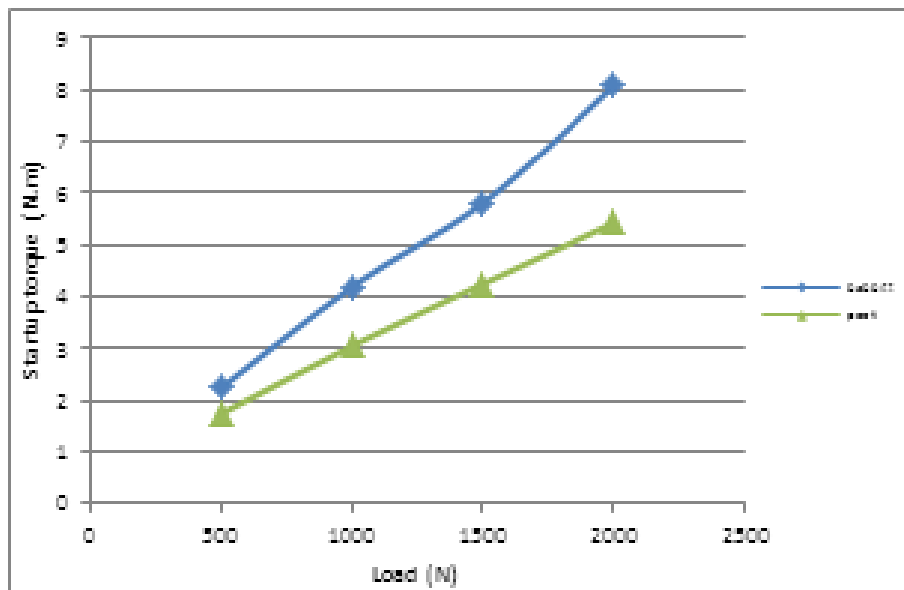


FIGURE 4.42 – Couple maximal au démarrage : pivots centrés - comparaison peek/régule

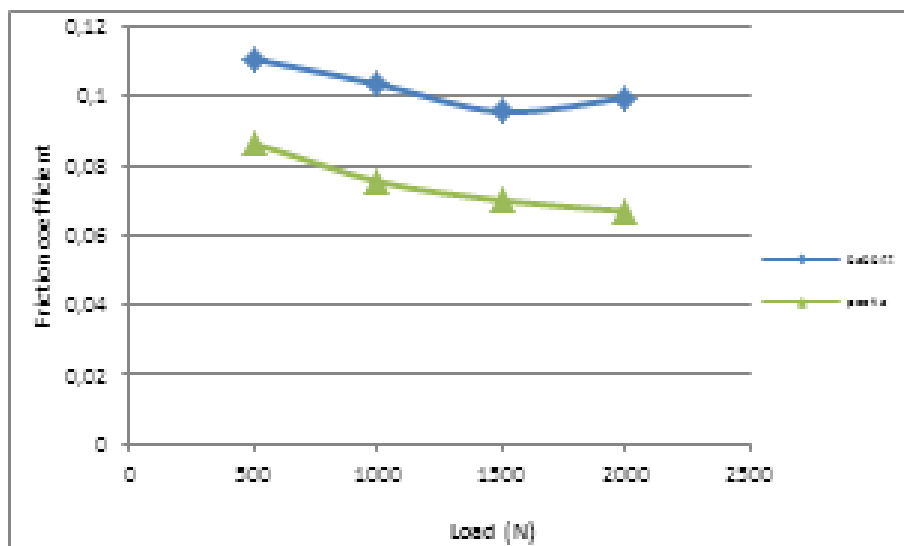


FIGURE 4.43 – Coefficient de frottement au démarrage : pivots centrés - comparaison peek/régule

diocres par rapport aux butées classiques à pivots excentrés, avec des écarts de l'ordre de 25 à 30% concernant l'épaisseur de film et le couple de frottement.

- En revanche, les butées revêtues de PEEK ne peuvent fonctionner dans les deux sens que pour des vitesses supérieures à 5000 tr/min et une charge maximale de 1000 N.
- Les butées PEEK ont cependant d'autres caractéristiques qui font qu'elles peuvent être d'un grand intérêt : le coefficient de frottement est réduit de 59% lors du démarrage par rapport à la butée régulée (ce qui est très important pour réduire l'usure) mais également lors du régime établi. En effet, nous avons pu constater que le couple de frottement en régime établi est réduit de 20% avec l'utilisation du PEEK.
- Les butées peek montrent de plus un gradient de température plus important à travers le patin. Ceci permet d'avoir moins de déformations d'origine thermique sur les patins.

Nous avons donc pu montrer par cette étude que les butées régulées avaient des performances très satisfaisantes pour toutes les conditions de fonctionnement que nous avons testées, vitesse entre 1000 et 10000 tr/min et charge entre 1000 et 5000 N, avec une rotation dans les deux sens. Le revêtement PEEK permet de réduire très significativement le couple de frottement aussi bien au démarrage qu'en régime établi mais conduit à une augmentation des températures avec une capacité de charge réduite, notamment en rotation inverse.

4.4 Conclusion

Au travers de ces études sur de nombreux types de butées différentes, j'ai pu acquérir une expérience intéressante sur le comportement des butées hydrodynamiques. De plus, cela m'a également permis de conforter l'expérience que j'avais acquise avec les études sur les paliers en ce qui concerne les expérimentations. Je possède dorénavant une très solide expérience en expérimentations sur les paliers et butées hydrodynamiques, aussi bien à géométrie fixe qu'à patins oscillants, utilisant tous types de matériaux mais aussi tous types de lubrifiants, que ce soient des huiles formulées avec des polymères ou encore des lubrifiants pollués, qui m'ont permis de m'intéresser à une discipline que je ne connaissais pas, la rhéologie des fluides.

Les travaux sur les butées se sont accompagnés de deux thèses que j'ai co-encadrée avec Michel Fillon, l'une sur des lubrifiants pollués, soutenue en 2012 et la deuxième sur les butées texturées qui devrait être soutenue d'ici la fin de l'année. De plus, les relations entamées avec les industriels dans le cadre de contrats d'étude se sont aujourd'hui consolidées et le partenariat que nous avons engagé avec Daido Metal sur l'étude des butées présentée dans la troisième partie de ce chapitre va se poursuivre par une étude similaire sur des paliers à patins oscillants.

Les résultats obtenus ces dernières années sont tout à fait originaux et reconnus par la communauté scientifique. Ces travaux ont donné lieu à l'heure actuelle à cinq publications dans des revues internationales à comité de lecture, et deux autres sont en cours de rédaction.

Conclusions et perspectives

Les études menées depuis plus de trente ans dans notre laboratoire nous permettent d'avoir une excellente image et une visibilité au niveau international concernant les études expérimentales de paliers et butées hydrodynamiques sur lesquels je travaille maintenant depuis environ quinze ans. L'expérience que j'ai acquise du point de vue technique me permet d'envisager la recherche expérimentale avec sérénité, toujours en gardant une curiosité sur l'explication de phénomènes qui sont de plus en plus complexes à prendre en compte du point de vue numérique et à déterminer du point de vue expérimental.

Les bancs que j'ai contribué à développer sont des dispositifs expérimentaux originaux de paliers et butées hydrodynamiques, qui présentent l'avantage d'avoir une grande flexibilité de montage des composants permettant de tester tous types de géométries, configurations d'alimentation et tous types de matériaux, ou de fluides lubrifiants. Fort de l'expérience acquise et afin de pouvoir répondre à des sollicitations de plus en plus nombreuses d'études de paliers et butées de grandes dimensions, je participe actuellement à la mise au point du banc Stribeck. Ce banc a pour principal objectif de répondre en termes de dimensions mais aussi de conditions de fonctionnement, aux exigences de plus en plus sévères des fabricants et des utilisateurs de paliers. Les paliers seront ainsi testés dans des conditions très proches des conditions d'utilisation industrielle, la charge appliquée sur le rotor d'essai (arbre) sera imposée et la position de l'arbre par rapport au stator (coussinet) sera mesurée en conséquence, de même que les pressions et les températures. Ce projet, dont j'assure la coordination, a été élu parmi les équipements d'excellence et sera financé par ce biais pour un montant de 500 k€. Au moment de l'écriture de ce document, la phase de conception n'a pas encore commencé mais le cahier des charges est fixé afin de pouvoir lancer l'appel d'offres pour

la conception et la réalisation. Ce banc va m'offrir dans les prochaines années d'immenses possibilités d'études dont une est déjà en cours de discussion avec notre partenaire privilégié que représente EDF R&D. De plus, la conception de ce banc va me permettre de mettre complètement à profit mon expérience mais aussi très certainement d'apprendre beaucoup.

J'ai également participé à deux projets ANR qui sont un vrai challenge tant sur le point scientifique que technique. En 2011, un projet ANR en collaboration avec N. Brunetière ainsi que des collègues de l'INPL de Nancy a été monté. Nous avons reçu une réponse favorable pour le financement de ce projet qui concerne les texturations dans les garnitures d'étanchéité. Ce projet me permettra de mettre à profit l'expérience acquise au cours de dernières années sur les textures et de découvrir une partie de la lubrification que je ne connaissais jusqu'alors que de principe, les garnitures mécaniques. Un étudiant en thèse a été recruté sur ce projet. Sa thèse a commencé en avril 2012 et les premiers résultats numériques sur les textures dans la garniture mécanique sont fort prometteurs. Ces résultats vont servir de base à la mise au point d'un procédé qui pourra ensuite être industrialisé. J'ai monté en début d'année 2013 un projet ANR répondant à un appel à projets bi-nationaux. Ce projet doit être réalisé en collaboration avec nos collègues de l'Université Polytechnica de Bucarest. Il s'agit de reconditionner un banc d'essai de paliers qui se trouve actuellement à l'Université de Lille afin d'étudier des paliers revêtus de matériaux compliant, tant au niveau des performances statiques que dynamiques.

La synthèse que ce document m'a permis de réaliser est également d'une grande importance et me permet de prendre du recul par rapport aux études que j'ai menées depuis dix ans. C'est dans le domaine de l'économie d'énergie que les futures avancées seront faites, tant au niveau des lubrifiants que des composants. C'est pourquoi je m'oriente dans cette voie pour les prochaines années.

La thèse que je co-encadre avec mon collègue N. Brunetière m'a permis de m'intéresser aux garnitures mécaniques. Ces organes d'étanchéité sont tout à fait complémentaires des paliers et butées : les principes de lubrification sont les mêmes mais les échelles sont différentes. C'est ce qui me pousse à approfondir mes connaissances dans ce domaine pour les prochaines années.

Mais il reste encore beaucoup à faire sur les paliers et butées : si nous avons obtenu avec la thèse de Y. Henry des résultats tout à fait intéressants sur les textures, les conditions de fonctionnement auxquelles nous limitait le banc ne me permet pas d'être totalement satisfait. Dans cette étude, nous avons pu montrer que la texturation de surfaces, si elle est bénéfique dans le cas des garnitures, ne l'est pas forcément pour les butées et paliers. Il est par consé-

quent nécessaire de pousser les investigations plus loin afin de disposer de données fiables, utilisables par le plus grand nombre pour la validation de modèles numériques.

La thèse de E. Harika m'a permis également de m'intéresser à la rhéologie des fluides et je pense que c'est de ce côté qu'il y a encore beaucoup à faire, notamment avec l'utilisation de lubrifiants particuliers, issus de cultures biologiques ou encore contenant des additifs qui permettent de réduire le frottement visqueux.

Un autre voie d'étude sur les paliers est un sujet qui commence à être de plus en plus étudié depuis quelques années : les paliers ajustables. Il s'agit de composants utilisant la "mécatronique" permettant par divers moyens mécaniques d'adapter la géométrie des paliers en fonction des conditions de fonctionnement auxquelles ils sont soumis. Nous sommes en contact depuis deux ans avec des collègues qui ont déjà commencé à tester ce type de composants afin de le tester sur notre banc d'essais.

Malgré les connaissances très larges dont nous disposons aujourd'hui sur les paliers et butées hydrodynamiques, le champ des recherches est encore très grand car il reste un certain nombre de phénomènes à expliquer mais surtout à modéliser. C'est là que se situe le dernier point que je veux aborder dans mes perspectives de recherches, la modélisation. Même s'il n'est pas toujours nécessaire de prendre en compte tous les phénomènes afin de modéliser le comportement des paliers et butées (il faut savoir parfois faire les bonnes hypothèses afin d'économiser du temps de calcul), les modèles d'usure ou de cavitation par exemple sont encore à développer et je souhaite de nouveau m'y plonger.

Bibliographie

- [1] J. Bouyer and M. Fillon, “An experimental analysis of misalignment effects on hydrodynamic plain journal bearing performances,” *Journal of Tribology*, vol. 124, no. 2, pp. 313–319, 2002. Cited By (since 1996) : 14.
- [2] I. Pierre, J. Bouyer, and M. Fillon, “Thermohydrodynamic study of misaligned journal bearings-comparision between experimental data and theoretical results,” *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, vol. 7, pp. 949–960, 2002.
- [3] J. Bouyer and M. Fillon, “Improvement of the thd performance of a misaligned plain journal bearing,” *Journal of Tribology*, vol. 125, no. 2, pp. 334–342, 2003. Cited By (since 1996) : 2.
- [4] J. Bouyer and M. Fillon, “On the significance of thermal and deformation effects on a plain journal bearing subjected to severe operating conditions,” *Journal of Tribology*, vol. 126, no. 4, pp. 819–822, 2004. Cited By (since 1996) : 2.
- [5] J. Bouyer and M. Fillon, “Relevance of the thermoelastohydrodynamic model in the analysis of a plain journal bearing subjected to severe operating conditions,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 218, no. 5, pp. 365–377, 2004. Cited By (since 1996) : 3.
- [6] M. Fillon and J. Bouyer, “Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearing,” *Tribology International*, vol. 37, no. 2, pp. 129–136, 2004. Cited By (since 1996) : 7.
- [7] I. Pierre, J. Bouyer, and M. Fillon, “Thermohydrodynamic behavior of misaligned plain journal bearings : Theoretical and experimental approaches,” *Tribology Transactions*, vol. 47, no. 4, pp. 594–604, 2004. Cited By (since 1996) : 6.

- [8] J. Bouyer, M. Fillon, and I. Pierre-Danos, "Influence of wear on the behavior of a two-lobe hydrodynamic journal bearing subjected to numerous startups and stops," *Journal of Tribology*, vol. 129, no. 1, pp. 205–208, 2007.
- [9] F. P. Brito, A. S. Miranda, J. Bouyer, and M. Fillon, "Experimental investigation of the influence of supply temperature and supply pressure on the performance of a two-axial groove hydrodynamic journal bearing," *ASME Journal of Tribology*, vol. 129, no. 1, pp. 98–105, 2007.
- [10] J. Bouyer and M. Fillon, "Experimental measurement of the friction torque on hydrodynamic plain journal bearings during start-up," *Tribology International*, vol. 44, pp. 772–781, 2011.
- [11] A. Cristea, J. Bouyer, M. Fillon, and M. Pascovici, "Pressure and temperature field measurements of a lightly loaded circumferential groove journal bearing," *STLE Tribology Transactions*, vol. 54, pp. 806–823, 2011.
- [12] E. Harika, M. Hélène, J. Bouyer, and M. Fillon, "Impact of lubricant contamination with water on hydrodynamic thrust bearing performance.," *Mechanics & Industry*, vol. 12, pp. 353–359, 2011.
- [13] E. Harika, S. Jarny, P. Monnet, J. Bouyer, and M. Fillon, "Effect of water pollution on rheological properties of lubricating oil.," *Applied Rheology*, vol. 21, pp. 1–9, 2011.
- [14] M. Kasai, M. Fillon, J. Bouyer, and S. Jarny, "Influence of lubricants on plain bearing performance : evaluation of plain bearing performance with polymer-containing oils.," *Tribology International*, vol. 46, pp. 190–199, 2012.
- [15] E. Harika, J. Bouyer, M. Fillon, and M. Hélène, "Measurements of lubricants char of a tilting-pad thrust bearing disturbed by a water-contaminated lubricant.," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 227, pp. 16–25, 2013.
- [16] O. Reynolds, "On the theory of lubrication and its application on m. beauchamp towers's experiments," *Phil. Trans. Royal Society, London*, vol. A-177, pp. 157–234, 1886.
- [17] P. Monmousseau, M. Fillon, and J. Frêne, "Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings - comparison between experimental data and theoretical results," *ASME Journal of Tribology*, vol. 119, pp. 401–407, 1997.
- [18] B. Kucinski and M. Fillon, "An experimental study of transient thermal effects in a plain journal bearing," *ASME Journal of Tribology*, vol. 121, pp. 327–332, 1999.

- [19] E. Harika, *Impact d'une pollution des lubrifiants par de l'eau sur le fonctionnement des organes de guidage des machines tournantes*. PhD thesis, Université de Poitiers, 2011.
- [20] J. Ferron, "Contribution à l'étude des phénomènes thermiques dans les paliers hydrodynamiques," *Thèse de 3^e cycle, Université de Poitiers*, 1982.
- [21] M. Fillon, "Contribution à l'étude des phénomènes thermiques dans les paliers à patins oscillants," *Thèse de 3^e cycle, Université de Poitiers*, 1985.
- [22] M. Fillon, J. Bligoud, and J. Frêne, "Experimental study of tilting-pad journal bearings - comparison with theoretical thermoelastohydrodynamic results," *ASME Journal of Tribology*, vol. 114, pp. 579–588, 1992.
- [23] P. Monmousseau, "Etude thermoélastohydrodynamique des paliers à patins oscillants en régime transitoire," *Thèse de Doctorat, Université de Poitiers*, 1997.
- [24] B. Kucinski, "Etude des instabilités thermiques des paliers à frottement fluide," *Thèse de Doctorat, Université de Poitiers*, 1998.
- [25] L. Costa, M. Fillon, A. Miranda, and J. Claro, "An experimental investigation of the effect of groove location and supply pressure on the thd performance of a steadily loaded journal bearing," *ASME Journal of Tribology*, vol. 122, pp. 227–232, 2000.
- [26] J. Bouyer and M. Fillon, "An experimental analysis of the misalignment effects on hydrodynamic plain journal bearing performances," *ASME Journal of Tribology*, vol. 124, pp. 313–319, 2002.
- [27] J. Bouyer and M. Fillon, "Experimental measurement of the friction torque on hydrodynamic plain journal bearings during start-up," *Tribology International*, vol. 44, pp. 772–781, 2011.
- [28] F. Brito, *Thermohydrodynamic performance of twin groove journal bearings considering realistic lubricant supply conditions : a theoretical and experimental study*. PhD thesis, Université de Minho, Portugal, 2009.
- [29] M. Kasai, *Réduction du frottement et amélioration de la fiabilité de lubrification des paliers avec des huiles de moteurs automobiles*. PhD thesis, Université de Poitiers, 2010.
- [30] A. Cristea, *Analysis of thermal effects in circumferential groove journal bearings with reference to the divergent zone*. PhD thesis, Université de Poitiers - Université Politehnica de Bucarest, 2012.
- [31] A. Dadouche, "Etude des phénomènes thermiques dans les butées hydrodynamiques," *Thèse de Doctorat, Université de Poitiers*, juillet 1998.

- [32] A. Dadouche, M. Fillon, and J. Bligoud, "Experiments on thermal effects in a hydrodynamic thrust bearing," *Tribology International*, vol. 33, pp. 167–174, 2000.
- [33] A. Dadouche, M. Fillon, and W. Dmochowski, "Characteristics of a hydrodynamic fixed geometry thrust bearing : comparison between experimental data and numerical results," *STLE Tribology Transactions*, vol. 49, pp. 419–426, 2006.
- [34] P. Matta, "Modification d'un dispositif d'essai de butées hydrodynamiques," Master's thesis, Université de Poitiers, 2006.
- [35] Y. Henry, "Etude expérimentale d'une butée hydrodynamique soumise à des conditions sévères," Master's thesis, Université de Poitiers, 2010.
- [36] J. Bouyer, *Etude des performances thermoélastohydrodynamiques de paliers soumis à des conditions sévères*. PhD thesis, Université de Poitiers, 2003.
- [37] J. Bouyer and M. Fillon, "Improvement of the thd performance of misaligned plain journal bearing," *ASME Journal of Tribology*, vol. 125, pp. 334–342, 2003.
- [38] D. Nicolas, "Les paliers hydrodynamiques soumis à un torseur de forces quelconque," *Thèse de Docteur Ingénieur, Lyon*, 1972.
- [39] I. Pierre, J. Bouyer, and M. Fillon, "Thermohydrodynamic study of misaligned journal bearings-comparison between experimental data and theoretical results," *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, vol. 7, pp. 949–960, 2002.
- [40] I. Pierre, J. Bouyer, and M. Fillon, "Thermohydrodynamic behavior of misaligned plain journal bearings : Theoretical and experimental approaches," *STLE Tribology Transactions*, vol. 47, pp. 594–604, 2004.
- [41] J. Bouyer and M. Fillon, "On the significance of thermal and deformation effects on a plain journal bearing subjected to severe operating conditions," *ASME Journal of Tribology*, vol. 126, pp. 819–822, 2004.
- [42] J. Bouyer and M. Fillon, "Relevance of the thermoelastohydrodynamic model in the analysis of a plain journal bearing subjected to severe operating conditions," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 218, pp. 365–377, 2004.
- [43] K. Dufrane, J. Kannel, and T. McCloskey, "Wear of steam turbine journal bearings at low operating speeds," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 105, no. 3, pp. 313–317, 1983.
- [44] M. Fillon and J. Bouyer, "Thermohydrodynamic analysis of a worn plain journal bearings," *Tribology International*, vol. 37, no. 2, pp. 129–136, 2004.

- [45] J. Bouyer and M. Fillon, “Etude expérimentale de l’usure de paliers à géométrie fixe sans poche de soulèvement. livrable 5 : Bilan des essais et préconisations de fonctionnement d’un palier dégradé. rapport final du contrat edf-cnrs-université de poitiers du 28/04/2005, edf : N° 4300026043, cnrs : N° 781441, 111 pages.” tech. rep., EDF, Université de Poitiers, 2006.
- [46] J. Bouyer and M. Fillon, “Etude expérimentale de l’usure de paliers à géométrie fixe sans poche de soulèvement. livrable 3 : Rapport final des essais et préconisations de fonctionnement pour un palier dégradé par usure. compte-rendu final du contrat edf-cnrs-université de poitiers du 03/04/2007, edf n° 5900037612, cnrs n° 781824, 73 pages.” tech. rep., EDF, Université de Poitiers, 2008.
- [47] F. P. Brito, A. S. Miranda, J. Bouyer, and M. Fillon, “Experimental investigation of the influence of supply temperature and supply pressure on the performance of a two-axial groove hydrodynamic journal bearing,” *ASME Journal of Tribology*, vol. 129, no. 1, pp. 98–105, 2007.
- [48] M. Kasai, M. Fillon, J. Bouyer, S. Jarny, and P. Monnet, “Réduction des frottements et amélioration de la fiabilité de la lubrification des paliers de moteurs automobiles,” tech. rep., Idemitsu Kosan, CNRS, Université de Poitiers, 2010.
- [49] A. Cristea, J. Bouyer, M. Fillon, and P. M.D., “Pressure and temperature field measurements of a lightly loaded circumferential groove journal bearing,” *STLE Tribology Transactions*, vol. 54, pp. 806–823, 2011.
- [50] A.-F. Cristea, M. Pascovici, and M. Fillon, “Clearance and lubricant selection for avoiding seizure in a circumferential groove journal bearing based on a lumped model analysis,” *Mécanique et Industries*, vol. 12, pp. 399–408, 2011.
- [51] M. Dobrica, M. Fillon, M. Pascovici, and T. Cicone, “Optimizing surface texture for hydrodynamic lubricated contact using a massconserving numerical approach,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 224, pp. 737–750, 2010.