THÈSE

Pour l'obtention du grade de
DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE POITIERS
UFR des sciences fondamentales et appliquées
Pôle poitevin de recherche pour l'ingénieur en mécanique, matériaux et énergétique - PPRIMME
(Diplôme National - Arrêté du 7 août 2006)

École doctorale : Sciences et ingénierie en matériaux, mécanique, énergétique et aéronautique - SIMMEA (Poitiers)
Secteur de recherche : Génie mécanique, productique, transport

Présentée par :
Yann Henry

Analyse expérimentale de l'effet de la texturation des patins sur le comportement des butées hydrodynamiques à géométrie fixe

Directeur(s) de Thèse :
Michel Fillon, Jean Bouyer

Soutenue le 13 décembre 2013 devant le jury

Jury :

Président	**Jean Denape**	Professeur des Universités, ENIT de Tarbes
Rapporteur	**François Robbe-Valloire**	Professeur, Supmeca Paris
Rapporteur	**Fabrice Ville**	Maître de conférences, INSA de Lyon
Membre	**Michel Fillon**	Directeur de recherche, CNRS, Université de Poitiers
Membre	**Jean Bouyer**	Maître de conférences, Université de Poitiers
Membre	**Mohamed Hajjam**	Professeur des Universités, Université de Poitiers
Membre	**Mathieu Hélène**	Ingénieur de recherche, EDF
Membre	**Azzedine Dadouche**	Associate research officer, National Research Council, Canada

Pour citer cette thèse :
Yann Henry. *Analyse expérimentale de l'effet de la texturation des patins sur le comportement des butées hydrodynamiques à géométrie fixe* [En ligne]. Thèse Génie mécanique, productique, transport . Poitiers : Université de Poitiers, 2013. Disponible sur Internet <http://theses.univ-poitiers.fr>

THÈSE

Pour l'obtention du grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE POITIERS

Faculté des Sciences Fondamentales et Appliquées

(Diplôme National – Arrêté du 7 août 2006)

ECOLE DOCTORALE SCIENCES POUR L'INGENIEUR

Spécialité : Génie Mécanique, Productique, Transport

Présentée par :

Yann HENRY

~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~

ANALYSE EXPÉRIMENTALE DE L'EFFET DE LA TEXTURATION DES PATINS SUR LE COMPORTEMENT DES BUTÉES HYDRODYNAMIQUES À GÉOMÉTRIE FIXE

~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~

Directeurs de Thèse : Michel FILLON, Jean BOUYER

~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~

Soutenue le 13/12/13

Devant la Commission d'Examen

- JURY –

F. ROBBE-VALLOIRE	Professeur, Supmeca Paris	Rapporteur
F. VILLE	Maître de conférences, HDR, INSA de Lyon	Rapporteur
J.BOUYER	Maître de conférences, HDR, Université de Poitiers	Examinateur
A. DADOUCHE	Associate Research Officer, National Research Council, Canada	Examinateur
J. DENAPE	Professeur, ENIT de Tarbes	Examinateur
M. FILLON	Directeur de recherche, CNRS	Examinateur
M. HAJJAM	Professeur, Université de Poitiers	Examinateur
M. HELENE	Ingénieur de Recherche, EDF	Examinateur
~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~

« La science cherche le mouvement perpétuel.
Elle l'a trouvé : c'est elle-même »

Victor Hugo

À mes parents et mes sœurs,

À Lucile,

À tous ceux qui me sont chers…

Avant-Propos

Cette étude a été effectuée au département « Génie Mécanique et Systèmes Complexes » de l'Institut Pprime dirigé par Messieurs les Professeurs Michel FILLON puis Saïd ZEGHLOUL et a été soutenue financièrement par une bourse Ministérielle.

Ce travail de thèse est de loin un travail individuel mais résulte d'un travail d'équipe avec mes directeurs de thèse, Michel FILLON et Jean BOUYER. Il me faudrait écrire un second manuscrit pour les remercier à leur juste valeur mais pour ne pas épuiser le lecteur, j'en écrirai que quelques lignes !

Je tiens dans un premier temps à adresser mes plus sincères remerciements à Michel FILLON, pour m'avoir confié ce travail de recherche, ainsi que pour sa disponibilité, sa confiance et ses précieux conseils qui ont permis un haut degré de perfectionnement. Je remercie également chaleureusement Jean BOUYER, pour sa sympathie, son aide précieuse de tous les jours et son appui scientifique. Je leurs suis également très reconnaissant pour les moyens matériels et financiers qui m'ont permis de mener à bien les expérimentations.

Je tiens à remercier les membres de mon jury pour avoir accepté de participer à la soutenance de cette thèse en commençant par Monsieur Jean DENAPE pour avoir accepté de présider le jury.

Je remercie vivement Monsieur François. ROBBE-VALLOIRE et Fabrice VILLE pour avoir consacré du temps à la lecture de ce document en tant que rapporteurs de ce travail.

J'adresse mes respectueux remerciements à Mohamed HAJJAM, Mathieu HELENE et Azzedine DADDOUCHE pour m'avoir fait l'honneur d'examiner ce travail.

Je tiens à remercier de manière générale l'équipe de l'axe Tribolub pour leur aide, leurs conseils et toutes les discussions (d'ordre scientifique ou pas !)

Mes remerciements vont également à toute la communauté des doctorants et jeunes docteurs, à la fois collègues stimulants et amis précieux. Merci donc à Jérôme le magnifique, l'affreux Andel, Antoine, Lassad, Franck, la dream team de la salle informatique avec la grosse Khouloud, l'adorable Mohand, Andreï, Amine et André ainsi qu'aux nouvelles recrues, Lilas et Adji Catho.

Avant-propos

Un grand merci à tous mes collègues : Noel, Bernard, Pascal, Patrick, Estelle, Catherine, Djamila, Vanessa et les collègues Angoumoisins pour leur bonne humeur, leur disponibilité et pour tous les moments conviviaux.

Je remercie le personnel technique : Mathieu, Christian, Sébastien, Michael et René pour leurs conseils et les nombreux services de dernière minute…

Ces remerciements seraient incomplets si je n'en adressais pas à l'ensemble des membres du D3 pour leur soutien logistique et moral ainsi que pour l'excellente ambiance.

Merci à tous mes potes pour leur appui et leurs encouragements.

Enfin, je remercie tous les membres de ma famille, et surtout mes parents, qui m'auront permis de poursuivre mes études jusqu'à aujourd'hui. Je remercie chaleureusement ma future belle famille pour leur soutien et l'intérêt porté à cette thèse.

Mes dernières pensées iront pour ma compagne, Lucile, à laquelle je dédie cette thèse, pour son amour, son soutien et ses encouragements.

Encore un grand merci à tous pour m'avoir conduit à ce jour mémorable

Table des matières

Avant Propos 7

Nomenclature 13

Introduction 15

Généralités 19

1 Etude bibliographique 25

1.1 Butées hydrodynamiques conventionnelles à géométrie fixe 25

1.1.1 Patins à plans inclinés 27

1.1.2 Patins à poches 29

1.1.3 A patins à faces parallèles 31

1.1.4 Patins à faces parallèles compliantes 34

1.2 Texturation de surface bio-inspirée 36

1.2.1 Processus de fabrication 38

1.2.2 Etude en régime de lubrification limite/mixte 40

1.2.3 Etude en régime de lubrification hydrodynamique 44

1.3 Application des surfaces texturées pour les butées hydrodynamiques à faces parallèles 48

1.3.1 Optimisation de la conception 48

1.3.2 Résultats expérimentaux 53

1.3.3 Discussion 55

2 Dispositif expérimental 57

2.1 Caractéristiques mécaniques 58

2.1.1 Cinématique de la cellule d'essais 58

2.1.2 Guidage du collet 59

2.1.3 Système de chargement 60

2.1.4 Centrale hydraulique 62

2.2 Pilotage du banc 63

2.2.1 Poste de contrôle 63

2.2.2 Contrôle de la vitesse 65

2.2.3 Contrôle de la charge axiale 66

2.2.4 Contrôle de la température d'alimentation 66

2.3 Instrumentation 66

2.3.1 Mesure de la température 67
2.3.2 Mesure de la pression 68
2.3.3 Mesure du couple de frottement. 69
2.3.4 Mesure de l'épaisseur du film lubrifiant. 71

3 Processus de fabrication et métrologie 77

3.1 Pertinence du choix des butées hydrodynamiques testées 77

3.2 Grain mobile 78

3.3 Butées à plans inclinés 80

3.3.1 Butée à plans inclinés 20 µm obtenus par rectification 80
3.3.2 Butée à plans inclinés 20 µm obtenus par polissage 83
3.3.3 Butée à plans inclinés 10 µm obtenus par rectification 85

3.4 Butées à faces parallèles 86

3.4.1 Butée à faces parallèles obtenue par tournage 86
3.4.2 Butée à faces parallèles obtenue par polissage 88
3.4.3 Comparaison des profils obtenus par tournage et par polissage 90

3.5 Butée à poches 90

3.6 Butées à faces parallèles texturées 93

3.6.1 Pertinence de la configuration géométrique des textures 94
3.6.2 Processus de fabrication 96
3.6.3 Métrologie des butées à surfaces texturées 98

3.7 Conclusion 102

4 Performances des butées hydrodynamiques en régime établi 105

4.1 Butées à blochets inclinées 105

4.1.1 Performance de la butée à blochets inclinés obtenus par rectification 106
4.1.2 Performance de la butée à blochets inclinés obtenus par polissage 113
4.1.3 Influence des irrégularités de surface 114
4.1.4 Comparaison avec un modèle numérique THD 115
4.1.5 Influence du dénivelé du blochet 116
4.1.6 Conclusion 118

4.2 Butées à faces parallèles 118

4.2.1 Conditions de fonctionnement nominales 119
4.2.2 Fonctionnement en rotation inverse 122
4.2.3 Influence de la pression d'alimentation 123

4.2.4 Influence des irrégularités de surface 124

4.3 Conclusion 125

4.4 Butée à poches 125

4.4.1 Résultats expérimentaux 126

4.4.2 Conclusion 129

4.5 Butées à faces parallèles texturées 129

4.5.1 Pertinence de la géométrie des texturations 129

4.5.2 Résultats expérimentaux 131

4.5.3 Comparatif des butées texturées 147

4.6 Comparaison des butées hydrodynamiques 149

4.7 Conclusion 152

5 Démarrages sous charge 155

5.1 Procédure de démarrage 155

5.2 Analyse des butées à faces parallèles 157

5.3 Butée à plans inclinés 161

5.4 Bénéfice des texturations en phase de démarrage 162

5.5 Comparaison 167

5.6 Conclusion 169

Conclusions et perspectives. 171

Annexes 175

A. Plans de définition 175

A.1 Butée à blochets inclinées 176

A.2 Butée plane à faces parallèles 177

A.3 Butée à poches 178

A.4 Butée à faces parallèles texturées (56%C) 179

B. Valeurs Numériques des résultats expérimentaux de la butée 20 µm obtenue en rectification 181

B.1 Epaisseurs minimales du film lubrifiant 182

B.2 Couples de frottement _____ **182**

B.3 Température à 75% - 75% _____ **183**

Références bibliographiques _____ ***185***

Table des figures _____ ***199***

Nomenclature

α : Longueur circonférentielle relative texturée (m)

ξ : profondeur relative de la texture

k : Ratio de convergence h_1/h_2

h_1 : Epaisseur minimale du film lubrifiant (m)

h_2 : Epaisseur maximale du film lubrifiant (m)

h_p : Profondeur de texture (m)

$Ø_p$: Diamètre de la texture (m)

ρ : Masse volumique du mélange lubrifiant et gaz ($kg.m^{-3}$)

ρ_0 : Masse volumique lubrifiant ($kg.m^{-3}$)

S_p : Densité de texturation

χ : Ratio du diamètre de la texture sur sa profondeur

Paramètres de rugosité :

Sa : Moyenne arithmétique des écarts à la moyenne

Sq : Moyenne quadratiques des écarts à la moyenne

Sp : Hauteur de la plus haute saillie de la surface

Sv : Profondeur de la plus profonde vallée de la surface

St : Hauteur totale de la surface

Ssk : Symétrie de la courbe de distribution des profondeurs

Sku : Aplatissement de la courbe de distribution des profondeurs

Sz : Hauteur des 10 points de la surface

Introduction

La texturation (artificielle) a pour but de modifier la topographie d'une surface de manière à influer les propriétés tribologiques à l'interface d'un contact dynamique dans le but de minimiser le frottement, ou au contraire, le maximiser. Pendant de nombreuses années, les tribologues privilégiaient les surfaces lisses, aux très faibles rugosités, pour limiter le frottement entre un couple de matériaux. Désormais, les surfaces rugueuses, ou texturées, sont au centre de tous les intérêts dans la mesure où ces irrégularités de surfaces affectent sensiblement les phénomènes de lubrification dans les mécanismes. La texturation doit son succès à la préoccupation grandissante des contraintes énergétiques qui sont maintenant largement considérées dans les phases de conception. Au-delà des contraintes énergétiques, le frottement est également un facteur d'usure. Ce phénomène destructif peut considérablement dégrader localement un contact et conduire à la ruine d'un système. Une lubrification pérenne est donc la clef de voute du bon fonctionnement d'un mécanisme.

La lubrification intervient lorsque deux pièces soumises à un mouvement relatif sont séparées par un corps gras. Le frottement lubrifié traduit le cisaillement du corps gras en énergie calorique, on parle alors de frottement visqueux. L'origine du frottement fait intervenir un spectre très large de phénomènes physiques : rugosité des surfaces, élasticité, plasticité, adhésion, adsorption, rhéologie du fluide lubrifiant, lubrification, cavitation, thermique, usure, chimie des surfaces, etc. Ces phénomènes sous-jacents constituent un puzzle complexe pour l'appréhension du comportement d'un contact dynamique. De par cette complexité, il s'avère utile d'en étudier les effets afin d'améliorer la compréhension du fonctionnement d'une telle liaison.

La lubrification se décline en deux catégories : hydrodynamique et hydrostatique. La lubrification hydrostatique consiste à forcer la lubrification du contact en ingérant un fluide sous pression dans la zone sollicitée. Ce procédé radical contraint la mise en place de pompe haute pression. La lubrification hydrodynamique est plus subtile et fait appel à la synergie d'un mouvement relatif et d'un état de surface spécifique pour générer des pressions hydrodynamiques dans le contact. Dans ce contexte, la géométrie du contact, la topographie des surfaces et le lubrifiant sont les acteurs indissociables pour l'établissement d'un film lubrifiant.

Le travail présenté dans ce manuscrit est principalement axé sur l'influence de la topographie de surface par l'apport de texturation appliqué aux butées hydrodynamiques à géométrie fixe à faces parallèles. Les butées hydrodynamiques ont pris une place importante dans l'industrie contemporaine. Cet élément de guidage a su s'imposer grâce à ses performances de fiabilité, de rendement et de capacité à supporter des grandes vitesses et des charges axiales élevées. La politique de conception est désormais axée d'une part, sur les problèmes environnementaux liés à la consommation d'énergie des éléments de guidage et d'autre part, sur les qualités liant la performance et la fiabilité. Les études menées depuis le siècle dernier ont permis une évolution sans équivoque du comportement hydrodynamique des butées. Cependant, les exigences industrielles de plus en plus drastiques associées aux problèmes environnementaux et économiques conduisent à développer des organes de guidage fiables, robustes et écologiques.

L'objectif de ce travail est de s'inspirer de la littérature pour intégrer le bénéfice de la texturation de surfaces aux butées hydrodynamiques. Le premier chapitre de ce manuscrit est consacré à une étude bibliographique portant sur l'effet de la texturation. Bien que les textures soient plébiscitées par les tribologues, les phénomènes physiques induits par la texturation ne font pas l'unanimité au sein de la communauté scientifique. Le deuxième chapitre concerne la présentation du dispositif expérimental, de l'instrumentation et des procédures établies pour mener à bien les campagnes d'essais. Le troisième chapitre quant à lui porte sur les procédés de fabrication et la métrologie des butées testées. Leurs performances sont principalement caractérisées par la géométrie de la surface active. La détermination précise de cette surface est indispensable pour l'interprétation des mesures expérimentales. Le quatrième chapitre présente les résultats expérimentaux en régime établi recueillis sur 10 butées hydrodynamiques :

- 1 butée hydrodynamique à poches,
- 3 butées hydrodynamiques à plans inclinés,
- 2 butées hydrodynamiques à faces parallèles lisses,
- 4 butées hydrodynamiques à faces parallèles partiellement texturées.

Les campagnes d'essais seront nécessaires pour appréhender le comportement hydrodynamique de ces butées pour différents régimes de fonctionnement. Ainsi, les résultats sont présentés pour différentes vitesses de rotation et différentes charges. L'influence des conditions d'alimentation est également traitée en faisant varier la température et la pression d'alimentation. Le comportement hydrodynamique des butées a été étudié à l'aide des mesures globales telles que l'épaisseur de film et le couple de frottement et des mesures locales telles que la température et la pression hydrodynamique dans le film lubrifiant. Les analyses permettent de comprendre

comment évoluent les champs de pression dans une butée hydrodynamique et de déterminer les facteurs influents la portance hydrodynamique. Les démarrages sous charge, phase critique pour ces composants, sont également étudiés et présentés au chapitre 5.

Les travaux de thèse expérimentaux illustrés dans ce manuscrit ont pour but d'étudier les phénomènes physiques des surfaces texturées dans les films minces. Cette nouvelle thématique est le fruit d'un travail qui a été réalisé au sein l'axe Tribolub du département Génie Mécanique et Systèmes Complexes (GMSC) de l'institut Pprime à l'Université de Poitiers, et a été soutenu financièrement par une bourse ministérielle française

Généralités

La butée hydrodynamique est un organe de guidage d'un arbre tournant qui supporte uniquement un effort axial. Pour assurer le guidage d'un arbre et ainsi le pourvoir d'un degré de liberté en rotation suivant son axe, la cinématique prévoit de combiner un palier hydrodynamique avec deux butées montées en opposition. Les butées hydrodynamiques (Figure 0-1) se distinguent en trois éléments : Le grain fixe (stator), le grain mobile ou collet (rotor) et le film lubrifiant. Le grain fixe est généralement pourvu d'une zone convergente et reste solidaire du bâti. Le grain mobile est animé d'un mouvement de rotation et la surface du contact sollicitée est lisse. Le troisième corps est le lubrifiant qui s'intercale entre les deux grains qui forment le convergent. Sous l'effet de l'entraînement du fluide par le grain mobile, une pression hydrodynamique sépare ces deux grains. Ce système est un mécanisme de haute technicité, générant de très fortes pressions hydrodynamiques et pouvant supporter ainsi des charges très élevées.

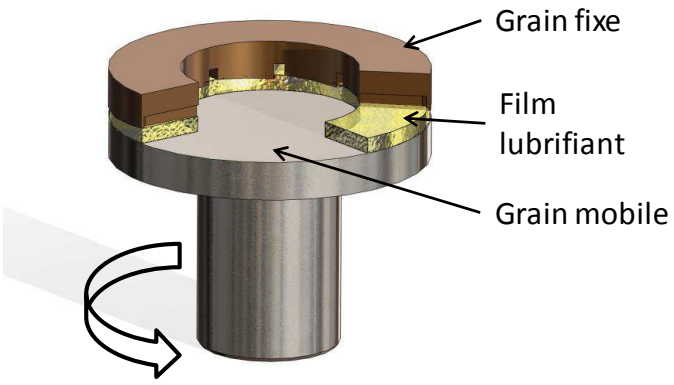


Figure 0-1 : Butée hydrodynamique

Le grain fixe (Figure 0-2) constitue la pièce maîtresse d'une butée hydrodynamique à géométrie fixe et il caractérise principalement les performances de celle-ci. La surface de frottement est munie de patins séparés par des rainures d'alimentation finissant par une goujure. Dans cet exemple, le fluide est acheminé sous faible pression au rayon intérieur et s'évacue en partie par les goujures. L'alimentation du patin est assurée par la rainure d'alimentation et par la recirculation du fluide entre les patins. La goujure fait office de résistance hydraulique pour maintenir une certaine pression dans la rainure. La circulation du lubrifiant en boucle fermée permet de dissiper l'énergie calorifique engendrée par le cisaillement de l'huile.

Selon les contraintes de conception et les sollicitations mécaniques, l'alimentation peut être prévue par bain d'huile au rayon intérieur ou extérieur, ou par une lubrification dirigée (principalement utilisée pour les butées à patins oscillants).

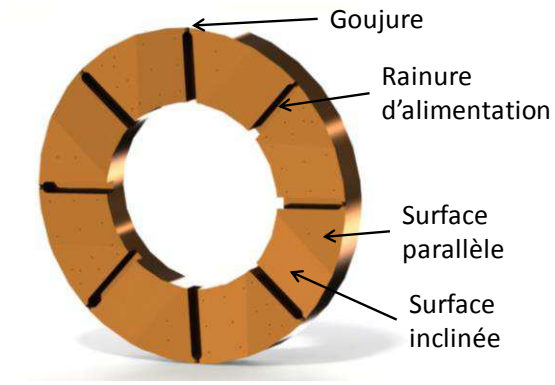


Figure 0-2 : Grain fixe (stator)

La butée hydrodynamique est un organe de guidage d'arbre conçu pour supporter une charge axiale ou simplement pour maintenir axialement le rotor. Le principe consiste à créer un coin d'huile qui, sous l'effet de la vitesse, génère une pression hydrodynamique dans le contact. La résultante de l'effort hydrodynamique dans le contact équilibre la poussée appliquée. La présence du film d'huile entre les grains limite l'usure et le frottement, et maintient une température modérée. Le principe de fonctionnement est illustré en considérant une surface plane frottant sur un blochet incliné (Figure 0-3). Le déplacement de la surface lisse, ou du plan incliné, conduit le lubrifiant dans l'espace convergent. Le pompage de l'huile dans la zone de réduction du jeu entraîne une action de cisaillement qui va comprimer le lubrifiant. La circonvolution de blochets intercalés par des rainures d'alimentation constitue une butée hydrodynamique comme illustrée à la Figure 0-2.

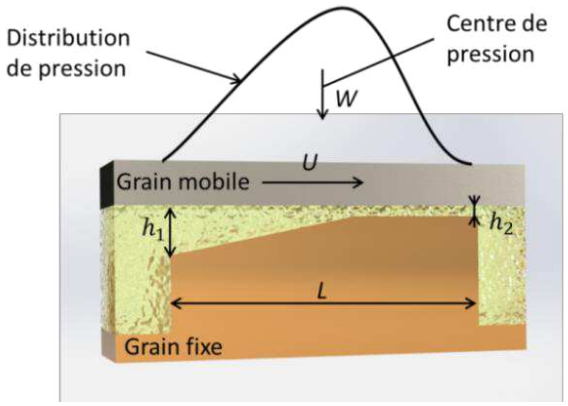
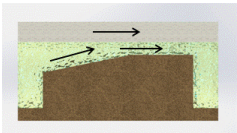
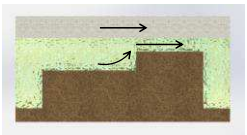
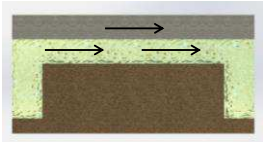
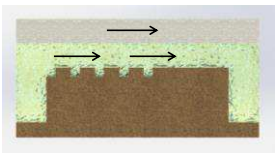
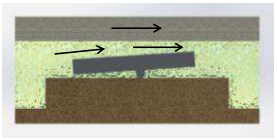
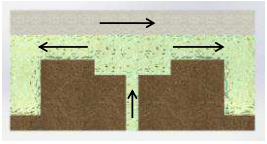


Figure 0-3 : Blochet à plan incliné.

Les butées hydrodynamiques se déclinent en deux familles : les butées à géométrie fixe et les butées à patins oscillants présentées dans le Tableau 1. Les butées hydrodynamiques génèrent une pression hydrodynamique grâce à une action de pompage interne (conséquence de la configuration géométrique et de la cinématique). A l'opposé, les butées hydrostatiques sont alimentées par des pompes extérieures qui contraignent le film lubrifiant à s'établir dans le contact. Cependant, les plans parallèles ne peuvent pas directement fournir l'effet de pompage escompté. Les butées à faces parallèles sont tributaires des distorsions thermiques du blochet et des irrégularités de surface pour générer des pseudos-coins d'huile.

Tableau 1 : Type de butée hydrodynamique (données non exhaustives). Source : H.C. Rippel[1].

Type	Schéma	Pression spécifique (MPa)
Patin à plan incliné		1 - 2.8
Patin échelon ou à saut (dit aussi patin de Rayleigh)		0.7 – 2.1
Patin à surface parallèle		0.1 – 0.7
Patin à surface parallèle partiellement texturée		0.1 – 0.8
Patin oscillant		1.7 – 4.8
Patin hydrostatique		3.5 – 20.7

La butée hydrodynamique à plans inclinés est courante et présente un bon compromis pour grand nombre d'applications pour machines à hautes vitesses : turbines, compresseurs, pompes etc… Une extension avec un plan parallèle de 10 – 20% de la longueur circonférentielle du blochet est couramment incluse pour augmenter la portance et minimiser l'usure pendant les phases de démarrage et d'arrêt. La conception du plan incliné d'une telle butée est spécifique et doit être adaptée aux conditions de fonctionnement usuelles.

Le patin de Rayleigh est simple à concevoir notamment pour des butées de petites dimensions. Le procédé de fabrication par gravure ou par estampillage permet une production massive de ce composant. Ce patin échelon a l'avantage de pouvoir fonctionner avec des lubrifiants de faible viscosité tels que le gazole, l'eau et certains solvants. Dans ce cas, le film lubrifiant minimal est trop petit et l'usinage de plan incliné ou de pivot devient très complexe. La hauteur de l'échelon peut être faible et est généralement du même ordre que l'épaisseur du film d'huile pour optimiser la capacité de charge.

Le patin à surface parallèle, est le plus simple par sa conception et le moins onéreux à réaliser. Il convient uniquement pour des faibles charges ou pour la tenue en position du rotor dans les moteurs électriques, les vilebrequins, les réducteurs (pour les engrenages droits) etc... La capacité de charge n'excède pas 10 – 20% des performances des autres types de butée. Dans des conditions de faces parfaitement alignées, le jeu uniforme suivant la direction du mouvement ne permet pas, en théorie, de comprimer l'huile dans le contact. Néanmoins, la zone convergente est substituée par l'expansion thermique du patin qui crée une déformation convexe. Les irrégularités de surface composées de multiples micro-zones convergentes et divergentes associées à un faible mésalignement contribuent à générer une portance additionnelle.

Le patin à surface parallèle partiellement texturée est une configuration récente qui ne connaît pas encore d'application industrielle. La théorie de la génération de portance hydrodynamique d'une telle surface suggère deux approches : la portance par les effets locaux de chaque cavité et la portance par l'effet global de la zone texturée. L'hypothèse de l'effet local de la texture repose sur une distribution de pression antisymétrique due à la cavitation engendrée par la rupture de film en présence d'une discontinuité de surface. Ainsi, l'ensemble des cavités contribuent à supporter une charge. L'effet global apparaît pour des configurations géométriques optimales (densité, profondeur de cavité, zone texturée…) où la succession des cavités génère la construction d'un champ de pression. Ainsi, la texturation de surface peut être une alternative au blochet à plan incliné et à poche. Par ailleurs, ces micro-réservoirs ont

l’avantage de contribuer à la lubrification du contact lors des régimes de lubrification limite en phase de démarrage et d’arrêt.

Le patin oscillant a la particularité d’avoir un degré de liberté permettant d’adapter la zone convergente aux conditions de fonctionnement. En régime établi, la somme des actions extérieures qui agissent sur le patin est nulle pour converger vers une position d’équilibre du patin. Pour un fonctionnement bidirectionnel, le pivot est centré et la surface active du patin est légèrement bombée. Pour un fonctionnement unidirectionnel, la capacité de charge peut être optimisée en décalant le pivot vers la sortie du patin (position relative de 58 à 65%).

Le patin hydrostatique nécessite un système de pompe extérieur suffisant pour compenser la charge appliquée et forcer la lubrification du contact. Ce type de patin est principalement utilisé pour des cas de fonctionnement à faibles vitesses (effet hydrodynamique insuffisant), à fortes charges et pour faciliter des démarrages sous fortes charges ainsi que pour des encombrements restreints. De plus, la présence d’un film lubrifiant en permanence, quelles que soient les conditions d’opération, conduit à une usure quasi nulle.

1 Etude bibliographique

Les organes de guidage sont la clef de voute de la fiabilité d'un système mécanique. Depuis la création des premières liaisons mécaniques (2 000 av J.C.), les surfaces de frottement ont toujours nécessité une attention particulière pour limiter leurs usures. Plus récemment, devant l'industrialisation croissante du XX^{ème} siècle, le développement des organes de guidage a connu un essor exponentiel. Un très grand nombre d'articles permet aujourd'hui d'appréhender le comportement de ces liaisons mécaniques. Cependant, les conditions de fonctionnement sont évolutives avec une augmentation des vitesses de rotation et des charges appliquées, ce qui sollicite davantage les systèmes mécaniques. Les organes de guidage ont dû s'adapter à ces conditions de plus en plus drastiques. Maintenant que la modélisation numérique des films lubrifiants est acquise, les recherches sont dorénavant axées sur l'optimisation des performances avec notamment l'influence des topographies des surfaces, des formes géométriques et des couples de matériaux (et/ou des revêtements).

Ces travaux de thèse s'orientent sur l'étude des butées hydrodynamiques et plus particulièrement sur l'influence d'une texturation sur la surface active du grain fixe. Afin de recentrer l'analyse bibliographique sur notre problématique, ce chapitre s'articulera autour de trois parties. La première vise à présenter l'état de l'art des butées hydrodynamiques conventionnelles. Cette première synthèse permet d'avoir une base de référence pour situer de manière objective, les butées texturées. Dans une seconde partie, la texturation de surface sera présentée pour différentes applications. Nous verrons que la texturation peut aussi bien contribuer à l'optimisation du comportement tribologique qu'à son déclin. La dernière partie mais pas la moindre, est dédiée à la texturation de surface appliquée aux butées hydrodynamiques. Si la communauté scientifique approuve, à la majorité, le bénéfice des textures, la définition de la zone texturée, la forme des cavités et les modélisations numériques ne font pas l'unanimité et restent encore controversées.

1.1 Butées hydrodynamiques conventionnelles à géométrie fixe

L'étude bibliographique est exclusivement axée sur les butées à géométrie fixe bien que les butées à patins oscillants présentent des performances tout aussi intéressantes.

De nombreux articles dans la littérature montrent que le profil du patin a un impact significatif sur la capacité de charge d'une butée hydrodynamique [2, 3, 4]. Ce constat n'est en revanche pas partagé par Purday [5]et Pinkus et Sternlicht [6] qui ont conclu que les performances étaient

principalement régies par le ratio : h_1/h_2. Nous bornerons cette présentation aux butées à plans inclinés, à poches, à faces parallèles et à patins compliants. Malgré des performances intéressantes, les patins à plans inclinés avec des profils de type polynomial, cycloïde et catenoïdale… ne seront pas exposés car peu d'applications existent et les usinages de ces splines sont complexes et dispendieux.

Les performances des butées hydrodynamiques ont été étudiées dans de nombreux ouvrages. Les modélisations les plus courantes pour le régime de lubrification hydrodynamique peuvent être présentées suivant les trois configurations suivantes : hydrodynamique (HD), Thermohydrodynamique (THD) et Thermoelastohydrodynamique (TEHD). Dès 1940, Christopherson [7] et Cope [8] ont établi un modèle HD appliqué aux butées hydrodynamiques. Leur modèle se base sur la fameuse publication de Reynolds de 1886 [9] où il présente l'équation de la distribution de pression dans un film mince :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6U\frac{\partial h}{\partial x} \quad \textbf{1-1}$$

Cette première approche a permis de construire un fondement pour l'analyse des performances. Le concept d'intégrer les phénomènes thermiques à l'interface a été initié par Dowson et al. en 1962 [10]. Cette analyse THD considère une solution compatible de l'équation de Reynolds avec l'équation de l'énergie et de la conduction de la chaleur. La prise en compte de la variation de la distribution de température dans le film permet d'obtenir, à l'époque des résultats plus réalistes.

Désormais, dans un contexte de conception écologique, économique et fiable, les analyses se doivent de considérer la déformation locale (modèle TEHD) du patin et du collet pour des prédictions plus justes [11, 12]. Devant l'évolution des contraintes de fonctionnement, il apparaît que les variations de la viscosité dans le film lubrifiant et les déformations élastiques sont importantes pour déterminer les caractéristiques des butées. L'énergie dissipée par le cisaillement du fluide au sein du contact lubrifié et surtout lors des conditions de fonctionnement sévères, provoque une augmentation significative de la température du lubrifiant et des matériaux contigus. Pour ces fortes sollicitations, les butées sont amenées à se déformer élastiquement et affecter l'établissement du film lubrifiant. Paradoxalement, les déformations élastiques et l'expansion thermique des patins peuvent parfaire les performances hydrodynamiques. Les déformations de nature conique, bombée ou ondulée favorisent, dans certain cas la formation d'un coin d'huile permettant d'augmenter la capacité de charge. Parmi

les exemples les plus édifiants, les bielles des moteurs de Formule1 en titane ont des déformations considérables. Pour un palier de bielle de 45 mm fonctionnant avec un jeu diamétral de 45 µm, il n'est pas anormal d'obtenir des ovalisations du coussinet de 150 µm (jeu compris).

Bien que l'établissement d'un film lubrifiant préserve les surfaces de contact sans usure, les phases d'arrêt et démarrage sont critiques. Le régime hydrodynamique requiert une vitesse minimale du grain mobile pour assurer le décollement des deux grains. La phase de démarrage d'une butée hydrodynamique subit trois régimes de lubrification régit par la courbe de Stribeck (Figure 1-1) : Le régime limite (I), le régime mixte (II) puis le régime hydrodynamique (III).

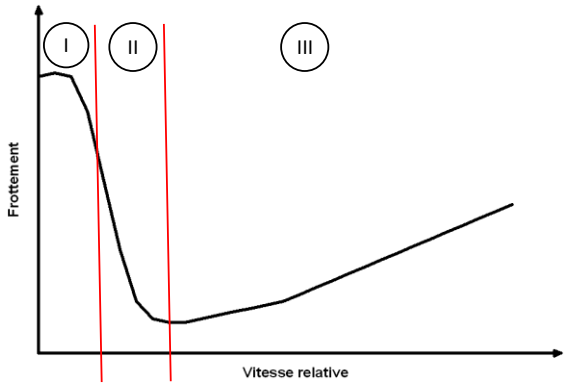


Figure 1-1 Courbe de Stribeck.

Le régime limite est la phase critique où les surfaces de contact frottent l'une contre l'autre malgré la présence d'un corps lubrifiant. Le régime mixte définit la transition entre une lubrification en régime limite à une lubrification en régime hydrodynamique. Dans ce régime, un film de très faible épaisseur s'établit mais des microcontacts subsistent entre les pics des rugosités. Enfin, le régime hydrodynamique où le film lubrifiant assure la séparation totale des deux surfaces.

1.1.1 Patins à plans inclinés

La butée hydrodynamique à plans inclinés est probablement la configuration (pour la géométrie fixe) la plus employée dans l'industrie. La (relative) simplicité de fabrication associée à de bonnes performances est à l'origine de son succès. Les premières analyses portant sur un patin à plans inclinés ont été investiguées par Pinkus en 1958 [13]. Ces travaux constituaient à l'époque la seule source pour dimensionner ces butées. Plus tard, en 1982, Malik et al. [14] proposèrent une solution avec l'équation de Reynolds plus aboutie pour couvrir un spectre de

fonctionnement plus large. Le dimensionnement présenté sous forme de tableaux et d'abaques rend alors la conception accessible à un ingénieur novice dans cette discipline.

Les modèles prenant en compte les phénomènes thermiques et/ou les déformations élastiques sont nombreux mais la plupart sont requis pour les butées à patins oscillants [15, 16]. En 1996, les travaux de Brockett et al. [17] sur la modélisation TEHD ont intégré la déformation du collet pour déterminer les valeurs locales de l'épaisseur du film lubrifiant. Les résultats montrent que les déformations d'origine thermique sont prépondérantes devant les déformations élastiques. Des déformations thermiques locales importantes peuvent créer des points chauds sur le patin. Par ailleurs, les déformations mécaniques du collet qui conduisent à une surface « conique » tendent à déplacer le point chaud vers le rayon intérieur tandis qu'il est situé au rayon extérieur en sortie du patin pour les faibles déformations. En utilisant un modèle thermoelastohydrodynamique, combinant la méthode des différences finies et des éléments finis, Xu et Sadeghi [18] eurent les mêmes conclusions.

L'analyse théorique (THD) et expérimentale de Dadouche et Fillon [19] avec des mesures de pression et de température locales dans le film ainsi que la mesure de l'épaisseur du film lubrifiant permettent de confronter les deux approches. Cette étude met en évidence l'importance des déformations thermiques et mécaniques des éléments de la butée ainsi que du mésalignement dans la détermination des performances de la butée, en particulier la pression et l'épaisseur du film lubrifiant. Ces travaux théoriques furent repris par Ahmed et al. [12] en 2009 en comparant un modèle THD et TEHD. L'étude s'intéresse plus particulièrement à l'influence de l'épaisseur du grain mobile sur les performances d'une butée à huit patins à plans inclinés. Pour une faible épaisseur du grain mobile et des faibles vitesses de rotation (500 tr/min), la déformation du collet est importante et réduit l'épaisseur du film lubrifiant au rayon intérieur jusqu'à 60% comparé à celle obtenue avec un collet rigide (Figure 1-2). Les déformations mécaniques des éléments de la butée sont donc cruciales pour déterminer le comportement réel des butées hydrodynamique à géométrie fixe.

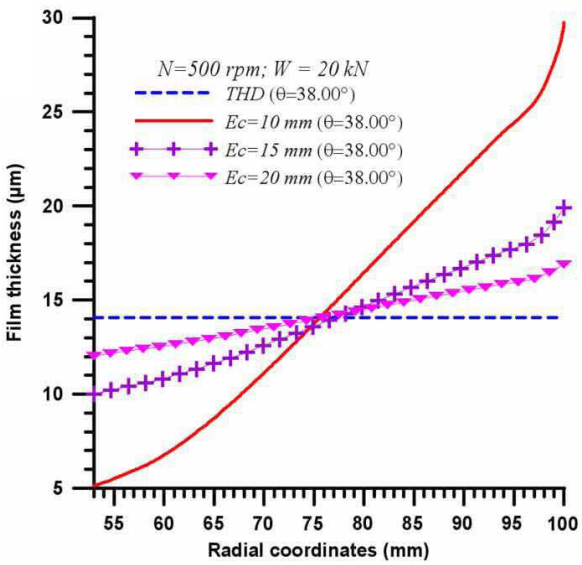


Figure 1-2 : Distribution de l'épaisseur du film en fonction de la coordonnée radiale pour trois épaisseurs de collet. (Source Ahmed et al. [12]).

1.1.2 Patins à poches

Les premières investigations sur le patin à poches ont été initiées par Lord Rayleigh en 1918 [20]. Ces travaux ont révélé que l'échelon formé de 2 parties parallèles décalées est une excellente solution pour générer des pressions hydrodynamiques et ainsi supporter des charges axiales supérieures à celle des autres types de butées connus. Rayleigh démontra que cette forme géométrique peut facilement être obtenue par un procédé d'estampillage. Dans la configuration d'un patin de largeur infinie, le patin échelon supporte une capacité de charge 20% supérieure à celle d'une butée à patins oscillants. Cependant, la révolution des butées à patins oscillants inventées peu de temps auparavant par Kingsbury et Michell capturent l'attention et monopolisent le marché, au détriment du patin de Rayleigh qui sera négligé jusqu'aux années 1950. Ce délaissement est en partie expliqué par un manque de données techniques sur sa conception à cette époque.

En 1950, Archibald [21] proposa un modèle hydrodynamique (HD) simplifié intégrant le débit radial pour calculer la capacité de charge d'un patin de Rayleigh carré :

$$W = \frac{0.0725 \times \mu \times U \times B^2}{h_2^2}, \text{ par unité de longueur} \qquad \textbf{1-2}$$

Il trouva que la capacité de charge est maximale lorsque $h_2 = 1.7h_1$ et que $c1 = c2$ suivant la configuration de la Figure 1-3.

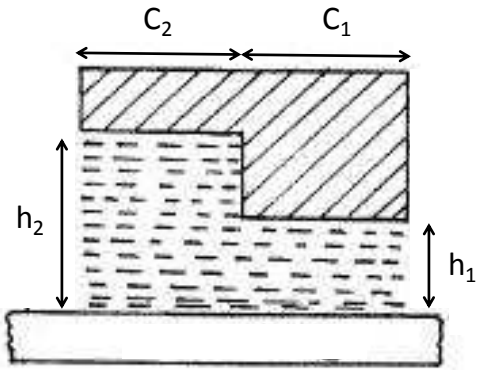


Figure 1-3 : Schéma et notation du patin de Rayleigh.

Le patin à poches tel qu'il est connu aujourd'hui a été proposé par Drescher en 1953[22] pour une butée à air afin d'améliorer sa stabilité. Pour pouvoir fonctionner dans les deux sens de rotation, Drescher suggéra l'implantation de poche de part et d'autre de l'anneau pour les deux sens de rotation. Ainsi, la butée tourne avec le collet dans une direction et adhère à la surface stationnaire dans l'autre rotation.

L'étude expérimentale complète de Johnston et Kettlebourgh en 1955 [23] a clairement mis en avant le fort potentiel des butées à poches. Pour des dimensions de butée identique, la butée à poches est supérieure à la butée de Michell en termes de capacité de charge et de pertes par frottement.

M. Dobrica et Fillon [24] proposèrent un modèle thermohydrodynamique (THD) simplifié, utilisant l'équation de Reynolds généralisée et de l'énergie, pour caractériser les dimensions optimales d'un patin à poche (Figure 1-4). Cette méthode de résolution a également été présentée plus tôt par Boncompain en 1986 [25] pour l'analyse d'un palier lisse. Les résultats montrent un important gradient de température dans le film d'huile et plus particulièrement dans la zone de film minimale. Une comparaison entre un patin à poche et à plan incliné équivalent est également présentée avec ce modèle. En prenant en compte les effets thermiques, leurs performances sont similaires en termes de capacité de charge et de température maximale. Dans un autre contexte, Cross et al. [26] ont étudié la génération de pression dans une butée plane à poches. Leur modélisation utilisant l'équation de Navier-Stokes permet d'étudier le taux de cavitation dans les poches. La capacité de charge de cette butée est optimisée en l'absence de cavitation pour un nombre de poches donné.

Les données expérimentales des butées hydrodynamiques à poches sont rares et ne sont pas toujours représentatives des conditions de fonctionnement exigées par les industriels.

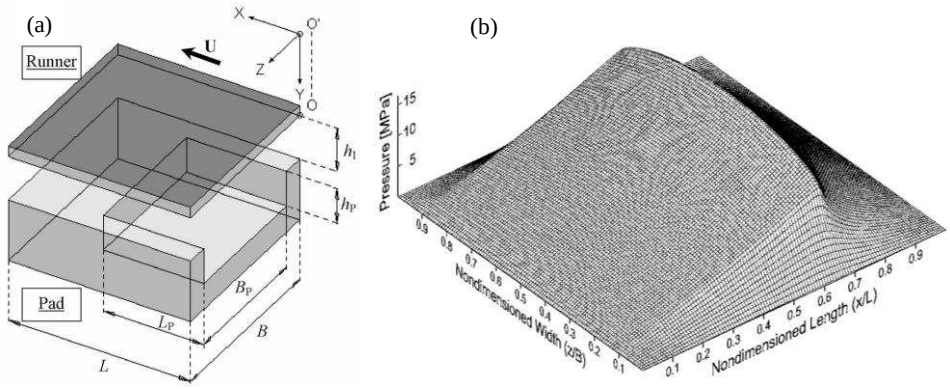


Figure 1-4 : Représentation schématique d'une poche (A), Champs de pression 2D pour un patin à poche. Source : Dobrica et al. [24].

1.1.3 A patins à faces parallèles

Les butées hydrodynamiques à faces parallèles (Figure 1-5) ont fortement intéressé la communauté scientifique lors des dernières décennies. Par le passé, il a été remarqué que les butées à faces parallèles présentaient des performances inattendues mais en considérant l'équation de Reynolds isotherme, la portance hydrodynamique n'a pu être expliquée.



Figure 1-5 : butée à faces parallèles.

La première investigation expérimentale de Fogg en 1944 [27] a mis en évidence la formation d'un film lubrifiant entre deux surfaces parallèles. Fogg suggéra que la pression dans le film résultait de l'expansion thermique du fluide lors de son passage dans la région chargée. Par analogie avec le coin d'huile, Fogg nomma ce phénomène le « coin thermique » (thermal wedge). Cette expansion thermique est à l'origine d'une distorsion de la distribution de vitesse dans le film d'une manière similaire à celle crée par la surface convergente des butées conventionnelles avec un débit volumétrique constant. Dans la discussion de ce papier [28], Swift suggéra que les gradients thermiques dans le patin pouvaient être à l'origine d'une déformation convexe de la surface active substituant une surface convergente. Mais en regard des mesures du gradient de température à travers la butée, Fogg réfuta cette thèse.

Subséquemment, ce phénomène reçut une attention considérable sous différents titres comme : « coin thermique », « coin visqueux », ou « coin de densité ».

Les travaux de Shaw en 1946 [29] expliquèrent la capacité de charge pour des faibles vitesses en prenant en compte la variation de densité dans l'équation de Reynolds. Cependant, cette théorie ne put expliquer la portance constatée expérimentalement pour de grandes vitesses de rotation. L'approche analytique révèle une capacité de charge dix fois inférieure à celle obtenue avec une butée à patins oscillants.

Cope [8] proposa une version simplifiée de l'équation de Reynolds en fixant les caractéristiques du fluide (variation de viscosité, variation de densité et sans écoulement radial). Le coin d'huile thermique peut être important pour une faible variation de viscosité avec la température, une grande variation de la densité avec la température et pour un film mince. Cameron [30, 31] présenta en 1958 un papier avec l'hypothèse d'une conduction thermique négligeable du lubrifiant sur le métal ainsi qu'une température constante à travers le film. Il a montré que la variation de densité est négligeable devant la variation de la viscosité. De plus, il a noté que l'expansion thermique des matériaux peut être à l'origine d'une zone convergente.

En 1962 Young [32], prouve qu'une très grande capacité de charge peut être supportée pour des butées à faces parallèles avec un gradient de température circonférentiel important à l'entrée du patin et pour une épaisseur de film mince. Cependant, la faible épaisseur du film n'est pas suffisante pour assurer la pérennité du système et doute de la fiabilité d'une telle butée.

L'investigation expérimentale de Neal, en 1963 [33], montre que la performance des butées à surfaces parallèles se justifie par une expansion différentielle thermique du matériau qui crée une zone convergente-divergente. Il met en évidence que ni le « coin thermique », ni le « coin visqueux », sont nécessaires pour établir un régime de lubrification hydrodynamique.

La modélisation de Currie et al. [34] obtenue en prenant en compte les variations de densité et de viscosité avec la température sous-estimait la capacité de charge mesurée expérimentalement. Ils ont alors supposé que les différences observées étaient liées à l'expansion thermique du patin, facteur de la formation d'un coin d'huile, qui contribuait à une portance additionnelle.

Taniguchi et al., en 1975, ont mesuré les variations de l'épaisseur du film dans une butée plane à faces parallèles et confirmé les résultats en couplant l'équation de Reynolds et celle de l'énergie. Ils ont conclu que ce type de butée peut fonctionner en toute sécurité grâce à la formation d'une zone convergente sur 80% de la longueur du patin. De plus, ils ont souligné

que les irrégularités aléatoires de surfaces, liées aux dispersions d'usinages, favorisaient la portance.

La plupart de ces publications ont été reprises et comparées par Lebeck en 1987 [35, 36]. Il a constaté une grande dispersion du coefficient de frottement en fonction du paramètre G sur les expérimentations menées antérieurement (Figure 1-6). Il a suggéré une nouvelle théorie par laquelle la capacité de charge est constituée d'une part, par des contacts entre aspérités et d'autre part, par une pression hydrodynamique. Il note que « si nous comprenons précisément le mécanisme, ou les mécanismes, causé(s) par la portance entre deux surfaces parallèles, il est probable que cette compréhension pourrait être exploitée afin d'améliorer la conception des autres types de butée ». Getachew et Sinha en 2011 [37] ont finalement conclu que les caractéristiques des butées à faces parallèles sont principalement dominées par l'effet thermique et peu par l'effet des rugosités.

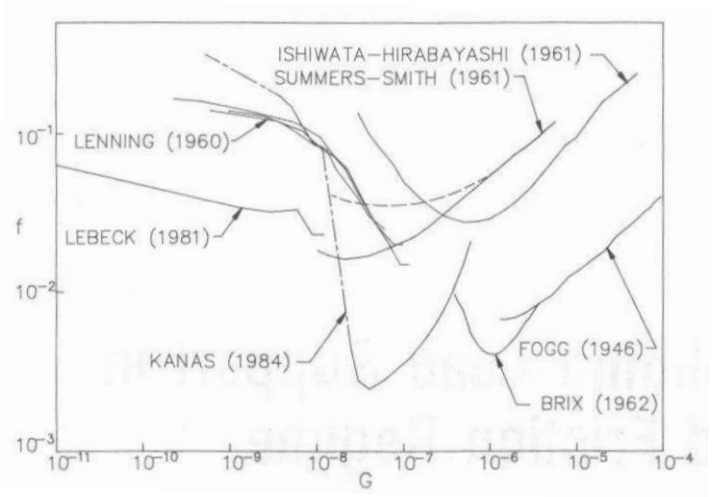


Figure 1-6 : Données expérimentales pour les butées à faces parallèles. Source : Lebeck[35].

En prenant en compte l'effet de l'inertie du lubrifiant à l'entrée du patin, Rhim et Tichy [38] montrèrent que l'on pouvait augmenter considérablement la capacité de charge.

Les travaux de Rodkiewicz et Sinha [39] remirent en cause les hypothèses telles que : les déformations élastiques et thermiques, les rugosités, la collision des aspérités, l'effet d'écrasement du film, l'inclinaison du blochet, la fuite latérale, les macros ondulations, l'arrondi de bord et la dépendance de la viscosité et de la densité avec la pression. Sans pour autant l'avoir constaté expérimentalement, ils conclurent que les performances des butées parallèles sont régies par les variations de la densité avec la température, combinées à une rampe de pression à l'entrée du patin.

Une étude numérique et expérimentale complète réalisée par Dowson et al. a permis de conforter certaines hypothèses. Le modèle numérique prend en compte les déformations élastiques du patin et la génération de pression créée en entrée du patin par la relation suivante :

$$p = {1.9\eta U_0}/{h}$$

Les résultats numériques montrent que la pression générée à l'entrée du patin et les déformations élastiques du patin sont suffisantes pour satisfaire la portance constatée expérimentalement. Les relevés de pression expérimentaux mettent en avant des pressions positives jusqu'à 60% de la longueur du patin puis une rupture de film dans la seconde partie.

1.1.4 Patins à faces parallèles compliantes

Les butées à faces parallèles compliantes supposent que la surface active de celle-ci est une capacité particulière à se déformer sous l'effet de la pression pour créer la zone convergente Figure 1-7. Ce procédé simple et astucieux semble présenter des performances intéressantes mais les études restent rares.

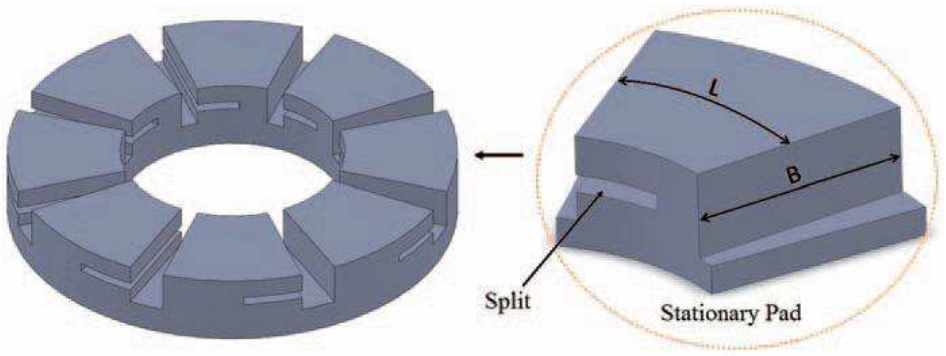


Figure 1-7 : Schéma d'une butée à patins compliants (source Fesanghary[40]).

La conclusion principale de l'origine de la portance d'une butée plane à faces parallèle est liée à la déformation d'ordre thermique du patin. Or, la configuration de ces butées ne permet pas de former un convergent optimal. Pour pallier ce problème, Bennett et Ettles [41], en 1968, conçoivent un patin en porte-à-faux pour accentuer l'élasticité du système (Figure 1-7). Cette modification améliore sensiblement la capacité de charge de la butée plane et permet de concurrencer les performances obtenues avec des butées à plans inclinés et à patins oscillants. Ils notent que les performances peuvent être améliorées si la longueur du porte-à-faux n'augmente pas avec le rayon. Dans le cas présent, la déflection du patin dans le coin supérieur est trois fois supérieure à celle obtenue au rayon intérieur et dégrade le film lubrifiant pour des fortes charges.

Les résultats expérimentaux en 1993 de Dabrowski et al. [42] sur une butée à patins élastiques sont très encourageants. Sous l'effet de la pression hydrodynamique, le patin s'affaisse formant une zone divergente puis convergente. Il note que les performances sont tributaires des caractéristiques de la zone compliante et que les performances peuvent être sensiblement optimisées avec une géométrie adéquate.

L'étude paramétrique numérique avec un modèle TEHD de Cicone et al. [43] confirme la capacité à supporter des fortes charges. L'élément principal de la conception du patin réside dans l'épaisseur du patin dans la zone déportée.

Par le biais d'une étude numérique et expérimentale, Wasilczuk [44] montre que la butée à patins compliants permet d'obtenir une épaisseur du film lubrifiant plus importante qu'une butée à patins oscillants, bien que le couple de frottement soit plus important. Son modèle numérique surestime le gain obtenu sur l'épaisseur du film (Figure 1-8) avec une butée à patins compliants dû à une erreur sur l'estimation de la déformée du patin.

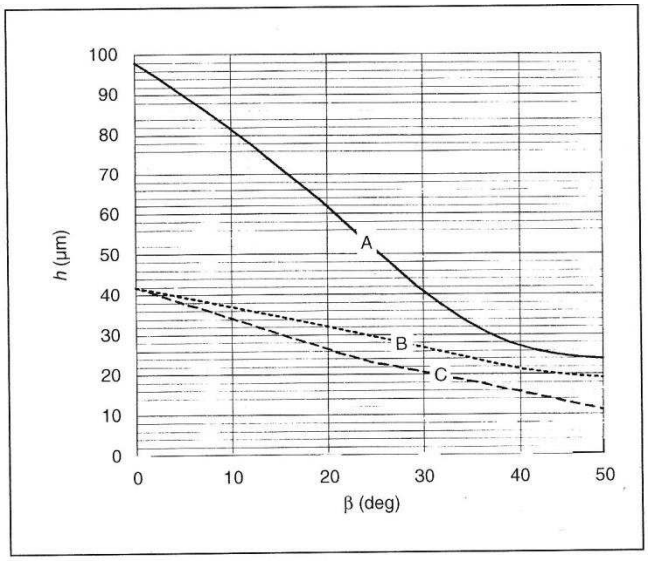


Figure 1-8 : Comparaison de l'épaisseur de film circonférentielle. A : Profil optimal théorique, B : Profil mesuré du patin compliant optimal, C : profil mesuré pour un patin oscillant. Source : Wasilczuk[44].

Une méthode d'optimisation hybride basée sur un algorithme de recherche harmonique et une programmation quadratique séquentielle a été développée par Fesanghary et Khonsari en 2013 [40]. La motivation de cette étude est d'améliorer les performances de cette butée en développant un mécanisme auto-adaptatif pour conserver un blochet optimal quelles que soient les conditions de fonctionnement. Ils concluent que la butée à patins compliants peut supporter une capacité de charge 30% supérieure à une butée conventionnelle à plans inclinés.

1.2 Texturation de surface bio-inspirée

Pendant de nombreuses années, les tribologues ont privilégié les surfaces lisses aux très faibles rugosités pour limiter le frottement entre un couple de matériaux. Désormais, les surfaces rugueuses ou texturées sont au centre de tous les intérêts car elles affectent sensiblement l'écoulement des fluides. Bien avant les applications industrielles, des exemples à l'état naturel illustrent pleinement l'intérêt d'une surface rugueuse. Il est souvent mentionné que l'idée originale de ces parois striées est issue d'observations zoologiques. Certaines peaux de requins montrent l'existence de microstructures longitudinales et transversales multi-échelles qui favorisent l'écoulement laminaire dans la couche limite (Figure 1-9) permettant de diminuer la traînée de 9.9% [45].

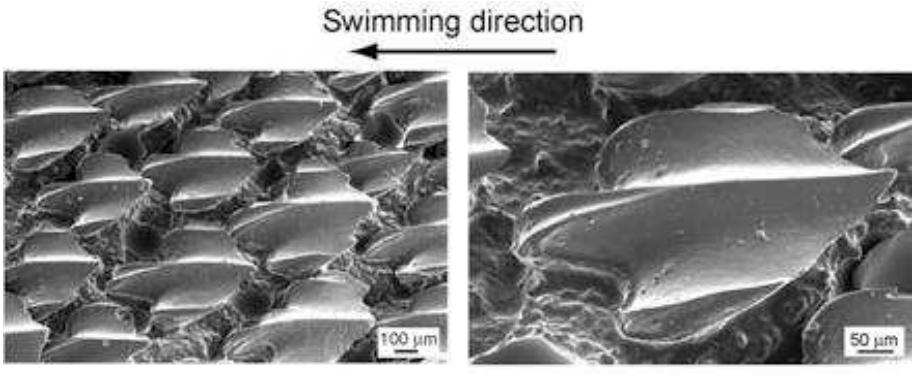


Figure 1-9 : micrographie d'une peau de requin (squalus acanthias). Source Bhushan B. [46].

De fait, dans des présentations médiatiques, ces surfaces rainurées sont dénommées « peaux de requins ». Cette géométrie est à l'origine d'une couche limite de re-circulation de fluide favorisant la pénétration dans l'eau [47].

Au même titre, les Scincus scincus sont appelés "poisson du désert" (Figure 1-10) pour leur habileté à se déplacer très rapidement sur le sable. Le caractère hydrophobe de sa peau confère à ce reptile une habileté remarquable pour glisser dans le sable [48]. Ce même phénomène a également été remarqué sur les végétaux, notamment la fleur de lotus qui est à l'origine des matériaux hydrophobes, on parle parfois de « matériau à effet lotus » [49].



Figure 1-10 : Photographie d'un ScinusScinus.

Inspiré de ces exemples, la texturation a vu le jour dans de nombreuses applications pour limiter les frottements visqueux. Ainsi, les semelles des skis pour les athlètes de haut niveau sont pourvues de textures ce qui représente une amélioration de la performance comprise entre 1 et 4% si le choix d'une topographie de semelle est approprié aux conditions nivologiques [50]. Il est surprenant de constater que les skieurs expérimentés ont déterminé leurs propres topographies de semelle avec trois structures différentes réparties sur le ski. Citons également le milieu naval qui bénéficie aussi de l'apport de texturation sur les hélices de bateau sous forme de rainure généralement. Bien que cette application sorte du cadre des films minces, les performances sonores, d'économie d'énergie et d'augmentation de puissance sont constatées comparativement à une hélice standard. Dans le domaine de la réduction de traînée, la diminution du frottement constitue un enjeu considérable pour les applications aéronautiques. La prise de conscience de l'organisation de la turbulence dans une couche limite a conduit à agir sur sa structure, en vue notamment de réduire la traînée de frottement. L'examen de la décomposition de la traînée d'un avion de transport révèle que la part du frottement aérodynamique est toujours importante, de l'ordre de 45% pour un avion de type Airbus. Les essais en vol conduits par Airbus Industrie et ses partenaires sur l'avion prototype A320 ont clairement montré que la réduction de traînée due aux riblets était maintenant bien établie dans les milieux aérodynamique et aéronautique [51].

Le champ d'investigation sur la texturation de surface reste très large dans les applications mécaniques : l'augmentation du frottement, la réduction du frottement statique, l'augmentation de l'adhésion, le contrôle de la mouillabilité, la capabilité à étancher, l'amélioration des transferts de chaleur… La texturation de surface gagne de plus en plus l'attention de la communauté scientifique comme en témoigne le nombre croissant de publication à ce sujet [52]. Cependant, l'étude bibliographique se focalisera sur des études afférentes à la texturation de surface appliquée à la lubrification. La caractérisation de la topographie de surface est tributaire du (ou des) régime(s) de lubrification(s). Pour cette raison, cette synthèse

bibliographique dissocie d'une part, la texturation de surface pour les régimes limites/mixtes et d'autre part, la texturation pour le régime hydrodynamique.

1.2.1 Processus de fabrication

La texturation de surface peut être réalisée par de nombreux procédés [53] mais les contraintes de conception réduisent considérablement ce choix. En premier lieu, la dimension, la complexité et les tolérances de la cavité conditionnent le moyen de fabrication. De plus, dans les applications tribologiques, la surface doit satisfaire une tenue aux frottements ; ainsi, les procédés par dépôts (ou revêtements) ne sont généralement pas adaptés pour répondre à ces exigences. Les procédés présentés dans ce chapitre sont non exhaustifs mais la sélection des techniques exposées peuvent satisfaire la texturation de surface dans les domaines tribologiques. Par ailleurs, l'aspect financier n'est pas à négliger car la réalisation des textures peut devenir très onéreuse.

La micro-électroérosion est un procédé basé sur l'électroérosion conventionnel travaillant par enfonçage. La finesse de ce processus convient pour percer des trous de petit diamètre aussi petit que 5 µm. Le perçage par électroérosion est facile à maîtriser, les réglages de puissance peuvent être adaptés aux besoins de chaque travail. Des réglages fins permettent de pousser la précision et l'état de surface, une finition quasi-miroir est même réalisable en réduisant l'énergie à une valeur infinitésimale. L'électroérosion ne convient que dans des matières conductrices, quelle que soit leur dureté. On perce, ainsi, très aisément l'acier inoxydable, le carbure et tous autres métaux difficiles à usiner autrement, les trous pouvant se présenter selon n'importe quel angle par rapport à la surface de la pièce. Dans le contexte de la texturation, le grand nombre de cavités conduit à une usure de l'outil progressive ce qui engendre des dispersions géométriques entre les cavités. De plus, la tolérance sur la profondeur de la cavité dépend principalement de la précision de la table verticale qui est généralement de quelques micromètres.

Le micro-sablage est une technique simple, peu onéreuse et rapide. Cette technique nécessite l'utilisation d'un masque afin d'opérer dans les zones définies. Les particules de taille micrométrique envoyées sous haute pression à travers le masque permettent de structurer le substrat. La limite de cette technique est gouvernée par le masque qui doit être résistant et posséder une résolution en adéquation avec la texturation souhaitée.

Le micro-usinage mécanique est couramment employé grâce à la miniaturisation des outils. Néanmoins, la forme de l'outil constitue un facteur limitant pour l'obtention de forme complexe.

L'usinage laser est probablement la technique la plus employée pour ablater des formes complexes de hautes précisions dans le métal. La qualité de l'ablation laser dépend de trois paramètres importants : la puissance du laser, sa fréquence et la durée du tir. Les technologies récentes de laser « femtolasers » à tir très court permettent néanmoins de limiter la zone thermiquement altérée, ainsi les surfaces ablatées sont dénuées de tous débris.

Le frittage laser est une technique de prototypage rapide qui permet de réaliser des pièces mécaniques de formes complexes à partir de poudre métallique de la matière finale souhaitée. L'obtention de la pièce s'effectue au moyen d'une succession de couches (strates) de poudre agglomérées par le passage du laser. Sous l'effet de la chaleur, les fines particules se diffusent les unes dans les autres et les grains de poudre se lient de façon relativement solide, de façon à exploiter la pièce comme un composant mécanique. Le frittage laser présente le désavantage de fournir une pièce poreuse. Le gaz emprisonné peut favoriser la corrosion interne de la pièce. A contrario, la porosité peut être un atout dans les domaines tribologiques car les pièces peuvent être imprégnées d'un lubrifiant pour la réalisation de coussinet de guidage par exemple.

L'usinage par ultra-son s'opère par enfonçage avec un outil dont la forme correspond à celle de la cavité en vibrant à de hautes fréquences (20 à 100 kHz). L'immersion du système dans une solution abrasive permet de conduire les vibrations. La finition de la surface dépend en grande partie de la nature et de la dimension des particules abrasives. Cependant, la dégradation de l'outil durant son utilisation est un facteur limitant de cette technique ce qui nécessite un choix judicieux du matériau. De plus, la dimension de l'outil constitue un facteur limitant pour la dimension des cavités.

La gravure humide est une ancienne méthode traditionnelle utilisée pour texturer le cuivre. Ce processus consiste à plonger le substrat dans une solution gravante. La surface préservée est couverte par un masque qui détermine la structure. Le masque doit résister aux acides, être facilement structurable et doit avoir une bonne adhésion sur le substrat. La principale difficulté de cette gravure humide réside dans le masquage du substrat car celui-ci doit résister à l'acide et ne comporter aucun défaut pour préserver le substrat.

L'indentation mécanique consiste à appliquer une charge à la surface d`un matériau à l'aide d'un indenteur qui peut prendre différentes formes géométriques suivant la forme de cavité souhaitée

[54]. Pendant l'indentation, le matériau sous l'indenteur se déforme de manière élasto-plastique. La surface indentée est ensuite polie pour enlever les bavures sur la périphérie des cavités.

Le martelage est un procédé original où l'outil agit comme un marteau [55]. L'empreinte du marteau est de la forme de la cavité à obtenir. L'impulsion de l'outil est générée par un système électromagnétique qui sous une succession de percussions permet de laisser une empreinte sur la surface à usiner. Cependant, ce processus est relativement long et l'usinage d'une surface texturée nécessite beaucoup de temps.

1.2.2 Etude en régime de lubrification limite/mixte

La texturation de surface semble offrir de nombreuses perspectives quel que soit le régime de lubrification. Les études en régime limite/mixte sont relativement récentes et les publications sur ce sujet sont fondamentales avec peu d'applications concrètes. De nombreuses publications vantent le mérite de la texturation de surface qui permet de faire office de microréservoirs, d'augmenter l'épaisseur du film lubrifiant et ainsi, de diminuer le frottement. De plus, les cavités permettraient de contenir les particules polluantes et par conséquence, de préserver les surfaces de l'usure par abrasion.

Les technologies des micros usinages sont peu développées au début des années 1990, les texturations sont alors substituées par des rugosités grossières. Une étude expérimentale pion/disque met alors en évidence que les surfaces rugueuses diminuent les forces de frottement pour des régimes de lubrification mixte [56]. Cela est en partie attribué à une diminution de contact entre les aspérités. De plus, une rugosité de surface plus élevée atteint une stabilisation de l'usure plus rapidement, ainsi la période de rodage est plus courte comparée à celle obtenue avec une surface faiblement rugueuse.

Dans les années 2000, la vulgarisation de l'ablation laser permet de contrôler la topographie de surface avec l'implantation de micro-cavités. Les premières expérimentations mettent en évidence que la texturation peut diminuer le coefficient de frottement et que le gain se corrèle avec la densité de texturation (sur le rotor) [57, 58]. Les faibles densités de texture (7, 12 & 13%) présentent de meilleures performances pour la transition du régime de lubrification hydrodynamique lorsque la viscosité est élevée (15W40). Par ailleurs, contrairement à ce qui est énoncé dans la conclusion ou dans le résumé, d'après l'interprétation des graphiques, l'effet de la texturation semble être favorisé pour des faibles vitesses.

Wakuda et al. [59] (2003) montrent expérimentalement, à travers une étude pion/disque, que la géométrie des textures a peu d'influence sur les propriétés du frottement en regard d'un profil

arrondi ou carré. Ils concluent que les caractéristiques tribologiques dépendent principalement de la taille et de la densité des textures.

L'étude de Pettersson [60] (2003) souligne la complexité phénoménologique d'une telle surface. En lubrification limite, la texturation peut montrer d'excellentes performances pour un régime de fonctionnement donné. Cependant, pour une autre condition, le comportement peut se révéler désastreux avec un taux d'usure important. La diminution du taux d'usure et la réduction de frottement sont constatées avec des rainures transversales étroites (20 µm) ou de petites textures carrées disposées dans le sens du glissement. Les plus grandes dimensions (50 µm) et les rainures longitudinales conduisent à une dégradation rapide du contact [61].

Meng et al. [62], en 2010, ont observé une diminution du coefficient de frottement avec la texturation de surface sur une grande plage de fonctionnement or tel n'est pas le cas des études susmentionnées qui spécifient une topographie optimale pour une condition de fonctionnement définie. Cependant, l'effet est moins prononcé à faibles vitesses et faibles charges. Il est important de noter que cette étude est réalisée pour des très faibles vitesses (0,017 à 0,0017 $m.s^{-1}$) et pour des épaisseurs de film estimées entre 8 nm et 375 nm où le régime hydrodynamique est considéré au-delà de 0,5 nm de film lubrifiant.

En 2012, Hu et al. [63] confortent l'idée que la texturation peut diminuer le taux d'usure et le coefficient de frottement en repoussant la transition du régime limite au régime mixte. Le gain est constaté essentiellement pour des charges élevées avec un lubrifiant ayant un indice de viscosité élevé (PAO 40). En revanche, pour une profondeur moyenne fixe (25 µm) la texturation avec des cavités d'un très faible diamètre (45 µm) présente les mêmes propriétés qu'une surface non texturée.

Si la texturation améliore la propriété tribologique en régime mixte, elle est à proscrire pour le régime de lubrification EHD d'après Krupka et al. [64]. La présence de cavités en régime EHD entraine un débit de fuite latéral et engendre une chute de pression dans le contact. Ceci a pour conséquence une diminution locale de l'épaisseur de film comme le montre les flèches sur la Figure 1-11. Cette diminution du film est d'autant plus importante que la profondeur de cavité l'est.

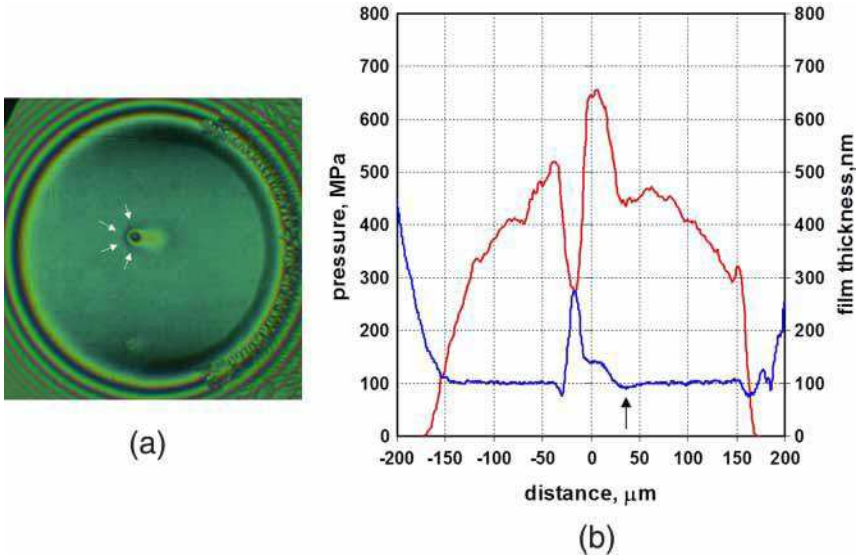


Figure 1-11 : Effet d'une cavité sur un film lubrifiant EHD et sur la distribution de pression. A) interférogramme chromatique. B) Epaisseur de film et profil de pression (source Krupka et al. [64]).

En revanche, Zhu et al. [65], en 2010, constatent une augmentation de l'épaisseur du film dans un contact ElastoHydroDynamique (EHD) avec des rainures étroites transversales. Ils mettent en garde que toutes les textures ne sont pas bénéfiques pour la lubrification ; en effet, elles peuvent, dans certains cas, dégrader fortement l'épaisseur du film lubrifiant. Dans tous les cas, il est préférable d'appliquer la texturation sur la partie mobile pour augmenter l'épaisseur du film lubrifiant [66].

Mourier et al. [67] soulignent que le film lubrifiant peut augmenter pour un régime EHD en présence de cavités étroites. Quoi qu'il en soit, le bénéfice des textures nécessite que la géométrie des cavités soit adaptée aux conditions de fonctionnement. Par contre, sous une condition de roulement pure, la micro-cavité n'a qu'un effet mineur [68].

Les garnitures mécaniques n'ont pas échappé à l'attrait des textures. En 1999, Etsion a consacré une étude complète sur ce sujet. Il a noté l'importance de tenir compte du ratio profondeur de la cavité sur son rayon afin de bénéficier d'une augmentation de la force d'ouverture et de la raideur du film [69]. Les garnitures mécaniques texturées ont été éprouvées durant 10 000 heures dans une compagnie pétrochimique sur des pompes d'hydrocarbures ; comparées à des garnitures classiques, la durée de vie est trois fois supérieure [70]. Yamakiri et al. [71] ont également souligné l'importance d'optimiser le motif pour diminuer le frottement. Le gain est relevé pour des faibles paramètres de service (viscosité dynamique x vitesse relative / pression spécifique). Par ailleurs, les cavités ont une fonction importante qui permet de piéger les débris limitant l'abrasion des surfaces de glissement. Dans une publication traduite de l'allemand [72], l'auteur conclut que la texturation réduit de 40% le frottement si l'une des deux faces est

texturée. En revanche, lorsque les deux faces sont munies de textures, le frottement augmente de 100% comparé à celui d'une garniture standard.

La texturation de l'arbre pour les joints à lèvres en élastomère est moins probante. Le frottement est minimisé au détriment de la fuite et du taux d'usure [73].

Dans le secteur automobile, une attention particulière est apportée à la réduction des pertes par frottement. En effet, les pertes par frottement direct, excluant les pertes en phase de freinage, correspondent à 28% de la consommation du carburant alors que seulement 21,5% de la consommation est utilisé pour déplacer le véhicule. Avec les prix du carburant moyenné en Europe en 2011 et avec une distance moyenne parcourue de 13000 km par an, la consommation de carburant afférant aux pertes par frottement est de 340 litres soit un coût de 510€ [74].

Environ 38% des pertes par frottement dans un moteur à combustion interne sont induit par le contact cylindre/piston dont 70 à 80% par les segments. Une étude sur la liaison segment/cylindre dans un moteur à combustion a permis de réduire jusqu'à 40% le frottement dans ce contact avec l'apport de texturation [75]. L'étude révèle qu'une profondeur excessive des textures ou une grande viscosité peut être néfaste sous certaines conditions de fonctionnement. En 2009, des expérimentations sur un moteur diesel 2500 cm^3 de Ford Transit équipé de segments partiellement texturés ont permis de réduire la consommation de carburant de 4% [76]. Par ailleurs, l'arbre à cames est responsable de 14% des pertes par frottement. Gangopadhyay et al. [77], en 2008, ont investigué la texturation sur ce composant. Les conclusions générales sont d'accord avec les tendances observées : la surface texturée peut réduire le frottement de 15% à 30% (dans les conditions testées) mais ce gain n'est pas systématique pour toutes les formes de textures. La plus importante réduction de frottement est constatée pour des rainures parallèles avec un profil en « V ». En termes de taux d'usure, la texturation présente des performances similaires à celles obtenues avec une conception originale.

Ces recherches sont cruciales car la lubrification des composants mécaniques est problématique dans les nouvelles technologies de moteur hybride, pour lesquels la fréquence des démarrages accentue l'usure des contacts.

En lubrification mixte Ogawa et al. [78] ont étudié la texturation de surface pour les glissières de machines-outils afin d'allier grande vitesse de déplacement et précision de guidage. Les textures de forme cylindrique (voire conique) permettent une réduction significative du frottement comparé à celui d'une surface lisse, sans pour autant étendre le régime de

lubrification mixte au régime hydrodynamique. Cette non-performance est également constatée avec des rainures perpendiculaires qui sont à l'origine d'une rétention de l'huile dans les cavités raréfiant le lubrifiant dans la zone de contact. En revanche, les rainures parallèles (à la direction du glissement) permettent de préserver le lubrifiant dans le contact et ainsi étendre le régime hydrodynamique.

Dans le but de diminuer le frottement et l'usure dans les systèmes dédiés à l'emboutissage et la découpe de feuille de métal, Andersson et al. [79] ont investigué l'apport d'une texturation sur le poinçon. Pour mettre en avant le potentiel des textures, l'expérimentation s'effectue sur un contact bille/plan avec un mouvement alternatif linéaire. L'amélioration la plus significative est relevée pour une viscosité élevée de 255 $mm^2.s^{-1}$ à 20°C et pour une faible densité de 8%.

Globalement, la texturation est propice pour améliorer la lubrification limite/mixte dans les contacts soumis au frottement. En dépit du grand nombre de publications, il n'est pas possible d'établir une loi comportementale pour appliquer la texturation à un système mécanique. Les nombreuses variables (profondeur de cavité, densité, formes, dimensions, conditions de fonctionnement…) rendent la systématisation complexe.

1.2.3 Etude en régime de lubrification hydrodynamique

Les tendances observées en régime de lubrification limite/mixte ne sont pas extrapolables pour les régimes hydrodynamiques qui présentent également une certaine disparité tendancielle d'une étude à l'autre. A titre d'exemple, certains résultats montrent un frottement quatre fois inférieur avec l'implantation de texture tandis que d'autres études ne distinguent pas de gain notable [80, 81]. Certaines insistent sur la forme de la texture qui influe (positivement ou négativement) sur les performances [82, 83] tandis que d'autres ni accordent pas d'intérêt [84].

En régime hydrodynamique, la portance est générée soit par un effet local, soit par un effet global. L'effet local se caractérise par l'effet d'un micro-patin échelon qui va générer un pic de pression hydrodynamique en présence d'une cavité. Ce phénomène est attribué à la capacité du film à se rompre lorsqu'il est soumis à des pressions inférieures à la pression atmosphérique. Ainsi, l'asymétrie de l'évolution de pression (Figure 1-12) liée à la rupture du film génère une portance locale positive [26, 85, 86].

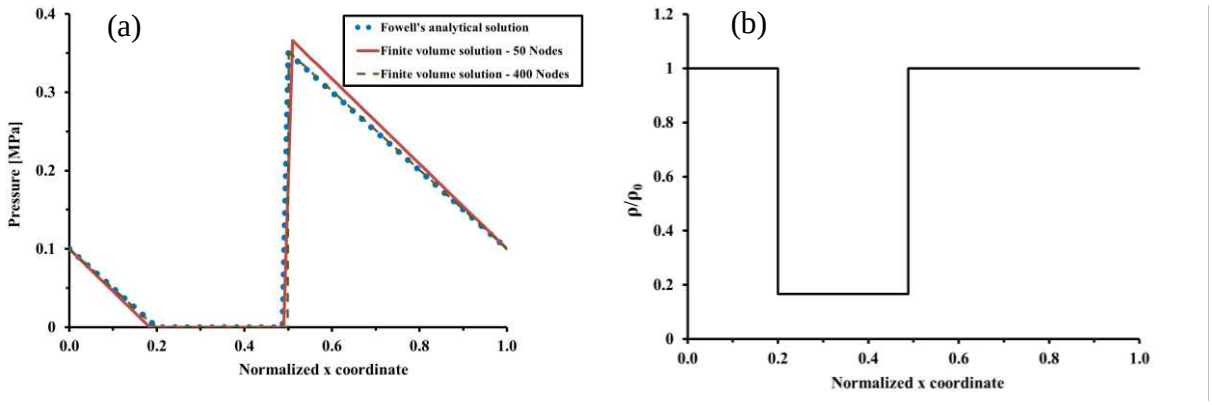


Figure 1-12 : (a) Evolution de la pression pour une cavité (comparaison entre la solution analytique de Fowell et la solution par volume fini). (b) Correspondance du ratio ρ/ρ_0. (Source : Gherca et al. [87]).

L'effet global (ou collectif) lié à une succession de textures judicieusement disposée permet de construire un champ de pression évolutif grâce à la continuité du phénomène local. Dans ce cas, la texture peut être considérée comme une zone convergente au même titre que le patin de Rayleigh [88]. La Figure 1-13 illustre un exemple de l'évolution de la pression d'une surface partiellement texturée pour 3 profondeurs de texture. Cet exemple met en avant d'ores et déjà l'importance d'optimiser la géométrie pour maximiser la portance hydrodynamique.

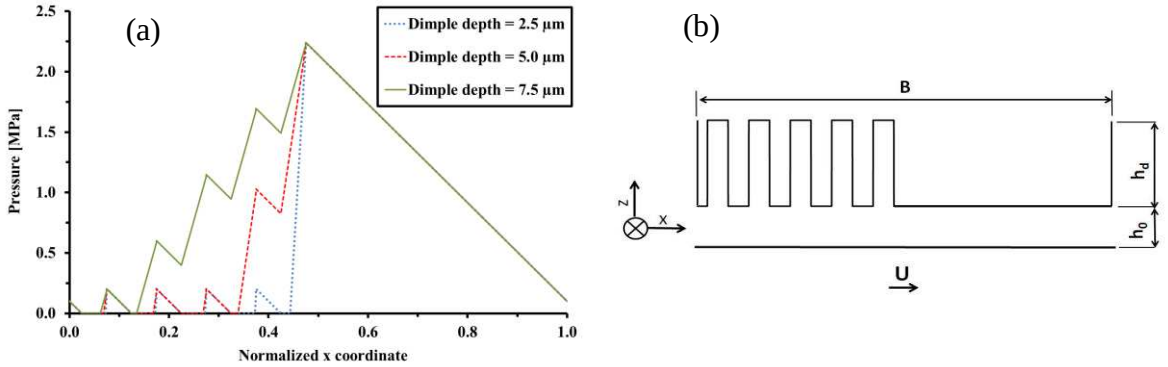


Figure 1-13 : (a) Profiles de pression pour 5 cellules de texture avec 3 profondeurs. (b) Schéma d'un patin partiellement texturée. (Source : Gherca et al. [87]).

Une seconde théorie sur la capacité de charge d'un patin entièrement texturé repose sur les effets d'inertie également appelés « inertie convective » [89]. Cette approche ne sera pas traitée car il semblerait que cette théorie est inexacte et qu'en général les effets d'inertie ont une influence négative sur les performances hydrodynamiques [90].

Les travaux de thèse de Salhin [91], en 2003, reposant sur un modèle CFD (Computational Fluid Dynamics), permettent d'appréhender le comportement des surfaces texturées en régime hydrodynamique. Il conclut que, pour des grands nombres de Reynolds, la capacité de charge augmente avec l'augmentation de l'aire de texturation. La profondeur relative de la texture ξ

est donnée entre 1.5 et 1.75 afin d'optimiser la capacité de charge et ce quelles que soient la géométrie et la largeur de texture.

Costa et al. [92] ont étudié les contacts linéiques texturés pour des fortes charges (pression spécifique comprise entre 9,4 MPa et 24,1 MPa). L'analyse montre une augmentation de l'épaisseur de film pour des cavités circulaires avec une densité de 11%. Cependant, l'optimum est constaté pour un motif en forme de chevron lorsque la pointe est alignée dans la direction du glissement. Des rainures perpendiculaires au glissement permettent d'augmenter l'épaisseur du film lubrifiant pour de fortes charges alors que cette configuration la détériore pour des faibles charges. En 2011, Ma et Zhu [93], réalisent des essais pion/disque en régime de lubrification hydrodynamique afin de minimiser le frottement visqueux. Parmi les échantillons testés, la configuration optimale est obtenue pour une densité S_p de 62%, un diamètre $Ø_p$ de 600 µm et une profondeur h_p de 10 µm.

En 2002, Etsion et al. [94] mettent en avant le fort potentiel de la texturation pour augmenter la pression hydrostatique dans les garnitures mécaniques internes (pression du fluide à étancher située à l'extérieur des faces de frottement). La configuration optimale de la texturation est donnée pour une grande densité de texture 55% (sans pour autant explorer au-delà de cette valeur) et répartie sur 60% du rayon en périphérie de la piste (Figure 1-14 (a)). Cette configuration permet de réduire la température et le couple de frottement de 50% pour une pression de 5 bars. Dans ce contexte, la texturation est profitable et permet d'exploiter la garniture mécanique dans des conditions plus sévères. La Figure 1-14 (b) montre la réduction en termes de frottement en fonction de la pression pour une faible vitesse de rotation (750 tr/min). Néanmoins, l'article ne traite pas du débit de fuite.

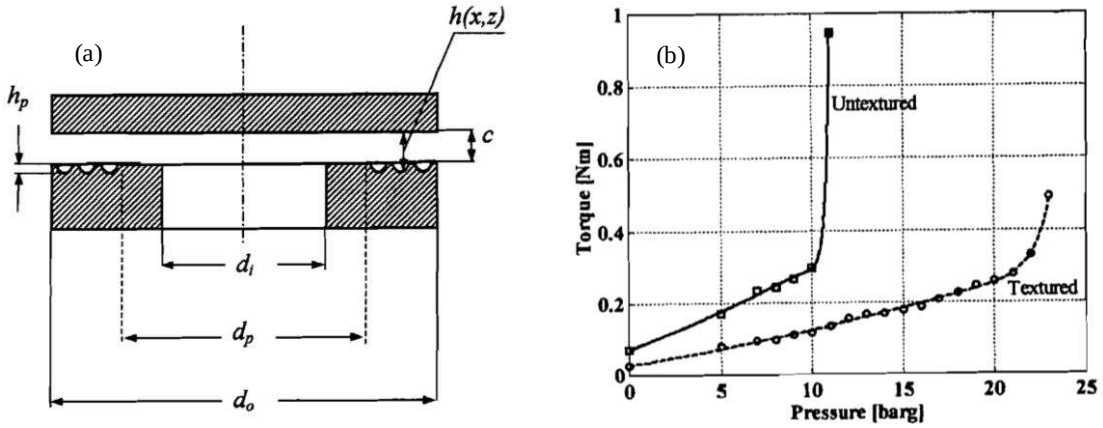


Figure 1-14 : (a) Schéma d'une garniture partiellement texturée. (b) Couple de frottement en fonction de la pression pour une garniture lisse et texturée. (Source Etsion et al. [94]).

En 2011, Qiu et al. [95], s'intéressent aux phénomènes de cavitation sur une garniture en acier inoxydable (17-4 PH). Les observations expérimentales montrent que le taux de cavitation dans la texture est fortement dépendant de la vitesse de rotation. Ils observent une influence significative du ratio χ (profondeur/diamètre de la texture), pour une densité fixe, sur le coefficient de frottement. La configuration optimale testée est obtenue pour une densité de 25% avec un ratio χ égale à 0.138. Le gain sur la réduction du coefficient de frottement s'accentue avec la vitesse. En revanche, pour le matériau testé (acier inoxydable), la texturation diminue la résistance à l'usure.

Le coussinet de bielle est présenté dans cette partie, bien que le régime de lubrification hydrodynamique soit marginal : la fréquence des démarrages associée aux fortes charges engendre des contacts solide/solide. Un banc d'essais dédié à l'étude de ce type de contact lubrifié, permettant la mesure du couple de frottement, a montré que les rainures circonférentielles augmentaient légèrement le couple de frottement. En revanche, les expérimentations montrent une stabilisation du régime de lubrification plus rapidement (donc moins d'usure) et une diminution de l'accroissement de la température de 10 à 20% sur toute la plage de vitesse de rotation testée. Kumada et al. [96] étudient également la tolérance à supporter une interruption ponctuelle en huile. Dans ce contexte extrême, la texturation limite considérablement le risque de rupture (comparé au cas d'un coussinet lisse).

Dadouche et al. [97] s'intéressent à l'implantation de la texturation sur des paliers hydrodynamiques dans l'espoir de maximiser la raideur et l'amortissement du film lubrifiant. L'analyse par une approche expérimentale très complète permet d'identifier l'effet de la texturation sur la raideur, l'amortissement, l'épaisseur du film lubrifiant, le couple de frottement et les températures à l'interface. Ils décident de répartir la texture uniformément sur le coussinet avec des empreintes de forme sphérique de 1 mm de diamètre et 60 µm de profondeur pour des densités comprises entre 5 et 20%. Les mesures décèlent une diminution de la portance (donc de l'épaisseur minimale du film lubrifiant) et une augmentation de la température (environ 6 à 8°C) comparé au cas d'un palier non texturé. En contrepartie, les faibles et moyennes densités augmentent considérablement la raideur directe jusqu'à 150%. En 2013, des essais complémentaires ont mis fin aux recherches sur ce type de palier [80]. Ils concluent finalement que la texturation dans les paliers augmente la température, diminue la capacité de charge ainsi que la raideur et l'amortissement (dans les deux directions). Le verdict est sans appel, la texturation est à proscrire dans les paliers hydrodynamiques et présente aucun intérêt en termes de gain de performance. Dans un autre contexte, la texturation présente des résultats acceptables

lorsque le lubrifiant est pollué par des particules solides avec une période de rupture plus tardive. La faible densité montre de meilleures performances de ce point de vue [98].

Tala-Ighil et al. [99] approfondissent l'effet de la texturation dans les paliers en localisant la zone de texturation. Ils confirment qu'un palier complètement texturé dégrade considérablement les performances. Au contraire, une texturation localisée dans la zone « inactive » (entre 180° et 360°) permet d'augmenter l'épaisseur du film lubrifiant et de diminuer le couple de frottement. L'effet est accentué lorsque la texturation est centrée axialement et répartie sur 70% de la largeur relative. Cependant, le gain n'est pas transcendant avec une augmentation de l'épaisseur d'environ 1%. L'apport de la texturation se justifie difficilement dans ce cas de figure.

1.3 Application des surfaces texturées pour les butées hydrodynamiques à faces parallèles

Au début du siècle dernier, les butées à patins à géométrie fixe ayant des surfaces parallèles ont connu leurs heures de gloire car elles étaient simples à mettre en œuvre, malheureusement les performances médiocres ont mis fin aux recherches en 1974 (§1.1.3). Ce n'est que très récemment avec l'apparition des textures que ce type de butée a suscité à nouveau de l'intérêt, même si ce type de butée n'a pas cessé d'être employé dans de nombreuses applications industrielles. Si les butées planes doivent leurs performances hydrodynamiques à leurs caractères aléatoires à se déformer thermiquement, les butées planes texturées génèrent des pressions hydrodynamiques sous l'effet d'une succession de petits patins de Rayleigh. La communauté scientifique, sous certaines conditions, approuve à l'unanimité l'implantation de texture quel que soit le type de lubrification. Cependant, les explications sur les phénomènes physiques à l'origine de la portance et de la réduction du frottement divergent d'un article à l'autre et le manque accru de données expérimentales ne permet pas de conforter les hypothèses émises.

1.3.1 Optimisation de la conception

Pendant de nombreuses années, les tribologues ont privilégié les surfaces lisses aux très faibles rugosités pour limiter le frottement entre un couple de matériau. Les recherches menées par Hamilton en 1966 [100] ont mis en évidence le potentiel des surfaces rugueuses pour générer une pression hydrodynamique locale (Figure 1-15). Ainsi, la capacité de charge est dix fois plus importante avec une rugosité grossière.

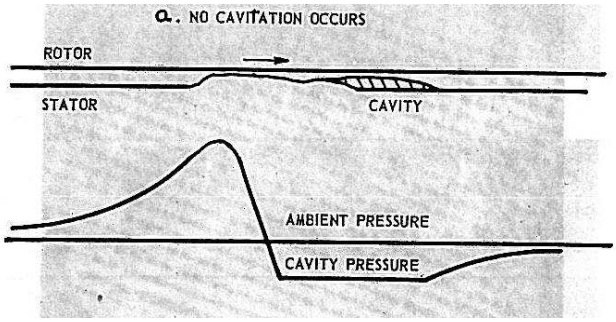


Figure 1-15 : Schéma d'une surface avec une aspérité associé au profil de pression généré. Source Hamilton et al. [100].

En 2003, à travers une étude numérique puis expérimentale [86, 101], Brizmer et Etsion montrent l'importance de considérer les paramètres géométriques des textures et la définition de la zone de texturation sur le blochet. Les paramètres prépondérants sur la capacité à générer une portance hydrodynamique sont la longueur de la zone texturée α, la densité de texturation S_p et la profondeur de la cavité h_p. La variation de ces paramètres sur la capacité de charge est visible sur la (Figure 1-16). Le gain est d'autant plus important que la densité est grande, malheureusement l'étude se borne à une densité maximale de 72%. On peut s'interroger quant aux résultats pour une densité de texturation S_p = 100%, or ce cas particulier correspond au patin de Rayleigh. Par ailleurs, une texturation sur 50% à 60% de la longueur relative (et située à l'entrée du patin) est l'optimum en termes de capacité de charge.

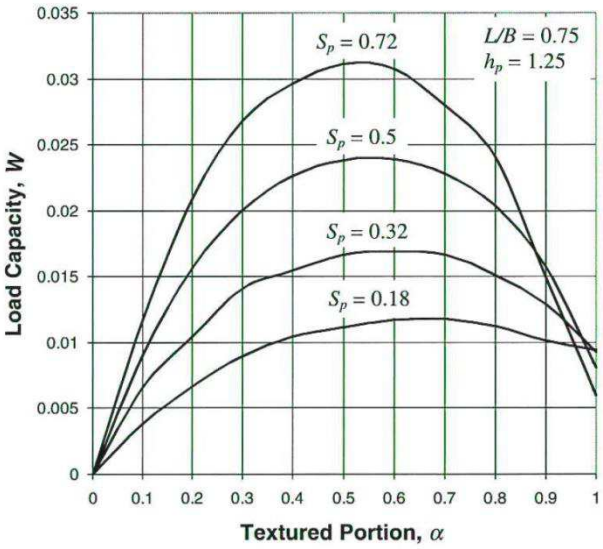


Figure 1-16 : Capacité de charge adimensionnée en fonction de la zone texturée α pour 4 densités de texturation, Sp. Source : Etsion et al. [101].

En 2007, Rhamani et al. [84] réalisent une analyse paramétrique plus poussée en utilisant l'équation de Reynolds. Comme la plupart des études de la littérature montrent un effet mineur de la variation de la forme de la cavité sur les caractéristiques tribologiques, par mesure de

simplicité de modélisation, les textures sont de forme carrée. Ils montrent que pour une surface partiellement texturée, l'augmentation du nombre de texture ne permet ni d'améliorer la capacité de charge, ni le coefficient de frottement en régime de lubrification hydrodynamique pur. D'un point de vue dimensionnel, la meilleure performance est obtenue en utilisant une longueur de texture égale à la distance les séparant. Par ailleurs, il est très intéressant de noter que la profondeur relative optimale de texture est 1,5 – 1,57 pour un patin partiellement texturé. Cette valeur est peu affectée par la dimension de la texture ainsi que par le nombre de cavités.

Dans le but de montrer l'existence d'une configuration optimale, Pascovici et al. [88] se basent sur un modèle unidimensionnel isotherme. Les performances sont régies par quatre paramètres indépendants: la profondeur relative de la texture (ξ), la longueur texturée relative (α), la densité de texturation ($S\rho$) et le nombre de cellules (N). Les résultats montrent que la densité et le nombre de cavités sont optimaux pour : $S\rho = 100\%$ et $N = 1$. Encore une fois, cette configuration ne correspond pas à un patin texturé mais à celui du patin de Rayleigh. En considérant malgré tout un patin texturé, la longueur de texture est donnée pour $\alpha \approx 60\%$ (grandeur identique obtenue par Etsion et al. [94]) et une profondeur relative à l'épaisseur minimale du film lubrifiant ξ compris dans un large intervalle (50 - 90%).

La texturation des butées exposée au chapitre 3.6 et étudiée dans ces travaux de thèse est largement inspirée de l'étude numérique de Dobrica et al. [83]. L'analyse théorique utilise l'équation de Reynolds et intègre la rupture et la reformation du fluide avec l'approche de la conservation de la masse. En vue de générer une portance hydrodynamique optimale entre deux surfaces parallèles, la texturation doit s'opérer à l'entrée du patin. Dans ce cas, la capacité de charge est comparable, bien qu'inférieure à un patin à poche. En revanche, une texturation complète de la surface ne permet pas de créer une portance significative (Figure 1-17).Les auteurs orientent principalement l'étude sur l'optimisation des textures sur un blochet pour différents ratios de convergence. Les résultats mettent clairement en évidence l'influence des paramètres usuels pour des textures carrées (Figure 1-18). En s'intéressant à l'influence de la forme géométrique des textures, ils notent de meilleures performances avec des rainures longitudinales tandis que les rainures transversales les dégradent.

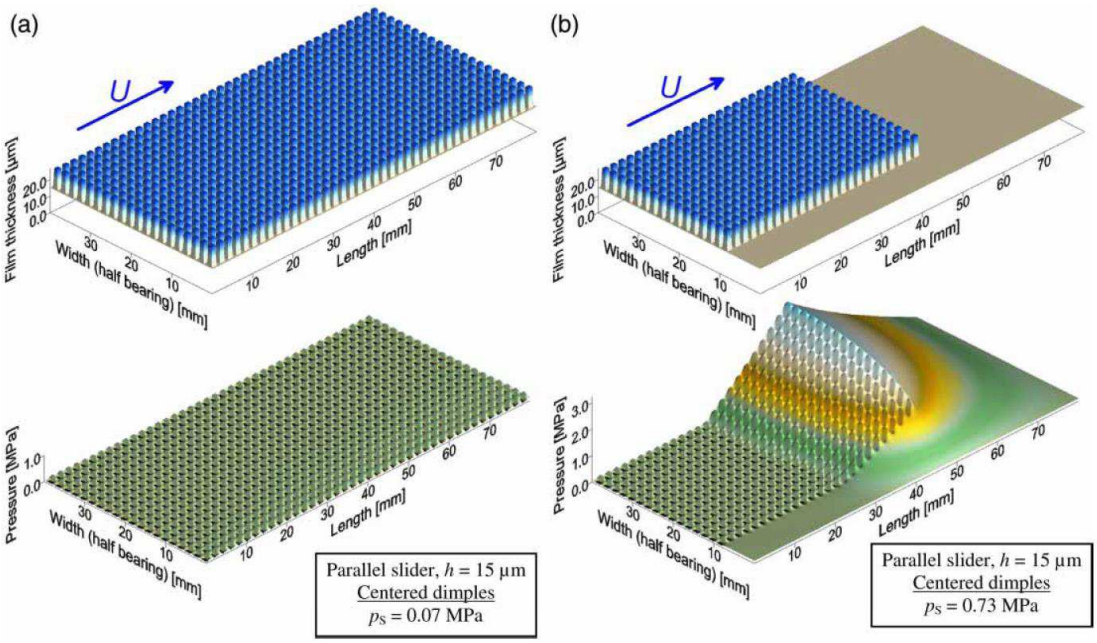


Figure 1-17 : Epaisseur du film et champ de pression sur un patin parallèle. (Source Dobrica et al. [83]).

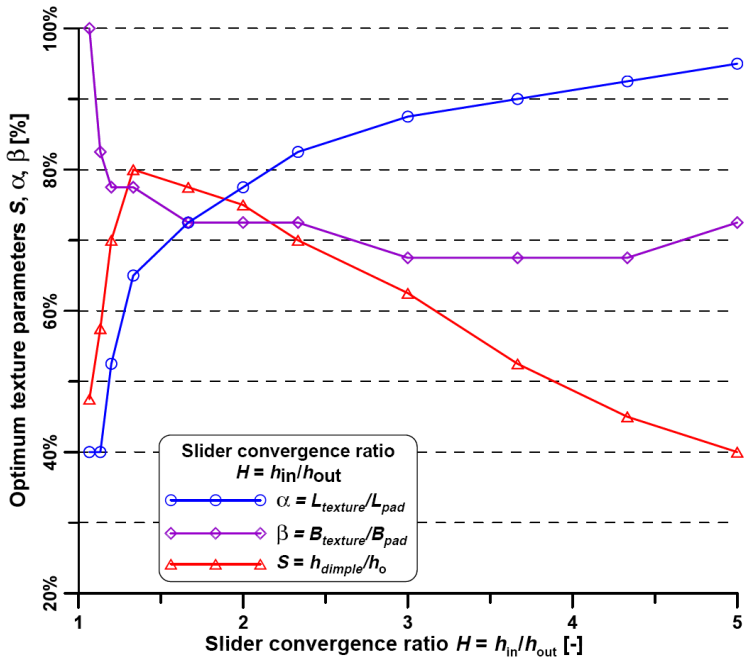


Figure 1-18 : Influence du ratio de convergence du blochet sur les paramètres optimaux des textures. Source : Dobrica et al. [102].

Dans la même thématique, Cupillard et al. [103] montrent avec un modèle CFD que pour des faibles ratios de convergence, k = 0,1 et k = 0,2, la capacité de charge augmente respectivement de 74% et 32%. Le gradient de pression peut cependant péricliter lorsque la profondeur de texture est importante et que la recirculation du fluide s'opère dans celle-ci. Plus récemment, Papadopoulos et al. [104], modélisent un patin partiellement texturé avec l'équation de Navier-Stockes pour un fluide incompressible et isotherme. Pour des faibles ratios de convergence (et

pour un patin de largeur infinie), la portance augmente de 7,5%. En termes de capacité de charge optimale pour un patin parallèle, (ratio k = 0), la densité doit être maximale (S_p = 83%), le nombre de cellule réduit (N=5), une profondeur relative ξ de 0,695 et une de texturation répartie sur 63,6% de la longueur du patin. Un constat similaire est observé par Fowell et al. [105], avec un gain de 10% avec l'apport de texturation pour des faibles ratios de convergence du blochet.

Gherca et al. [87] présentent un travail complémentaire pour performer les butées hydrodynamiques à faces parallèles par la texturation. Ils notent la complexité de l'interaction des différents paramètres géométriques. Selon le nombre de cellules, la profondeur de texture a des effets contradictoires sur le profil de pression. Ainsi, les tendances observées sur la capacité de charge avec un faible nombre de cellules montre une augmentation de portance pour des profondeurs superficielles (D_p = 2.5µm) tandis qu'un plus grand nombre de cellules (4 - 6) favorise la portance pour des textures plus profondes (D_p = 7.5µm). Ils montrent également une faible influence de la forme de la cavité (rectangulaire, triangulaire ou parabolique) sur la portance.

Si la majorité des études, à juste titre, s'intéresse à la texturation du grain fixe, des chercheurs ont manifesté un intérêt pour la texturation sur la partie mobile. Medina et al. [106] illustrent l'évolution de la pression en présence d'une cavité sur le grain mobile. La Figure 1-19 représente l'évolution de la pression et de l'épaisseur du film dans une zone convergente lorsque la cavité est en sortie du patin. A cet instant « t », la pression générée est plus importante que celle générée avec une surface dépourvue de texture. En revanche, la capacité de charge est plus faible lorsque la poche se situe à l'entrée du patin. On peut se poser des questions sur les conséquences d'un champ de pression transitoire sur les problèmes vibratoires du système. Un constat similaire est observé pour des surfaces parallèles dans les travaux de thèses de M. Gherca [107].

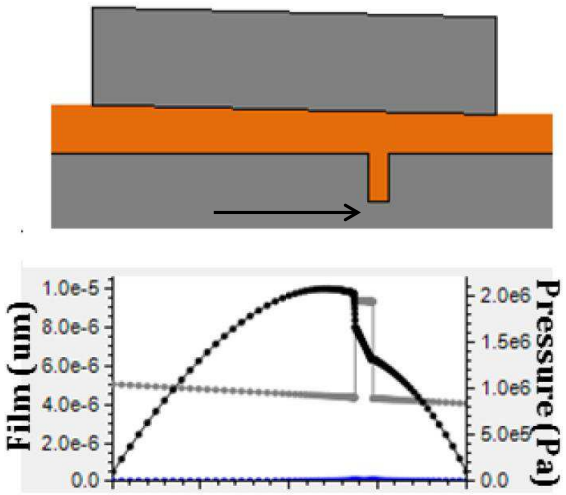


Figure 1-19 : Distribution de la pression hydraulique en présence d'une cavité. Source Medina et al. [106].

Papadopoulos et al. [108] ont modélisé un patin partiellement texturé en 3D en intégrant les effets thermiques locaux. Le transfert de chaleur au patin est également considéré. Les simulations basées sur la solution de Navier-Stockes et l'équation de l'énergie permettent d'évaluer rigoureusement les caractéristiques géométriques des textures (zone texturée, profondeur, densité…). Ils notent une réduction de la capacité de charge lorsque les effets thermiques sont pris en compte, en particulier pour de grandes vitesses et fortes charges.

Une collaboration avec M. Papadopoulos (National Technical University of Athens) pour ces travaux de thèse a permis une confrontation des résultats numériques et expérimentaux qui sera exposée et discutée au chapitre IV.

1.3.2 Résultats expérimentaux

Les expérimentations appliquées aux butées hydrodynamiques texturées sont rares et l'instrumentation insuffisante ne permet pas une complète compréhension des phénomènes physiques au sein du film lubrifiant. De plus, les conditions de fonctionnement des études existantes sont relativement clémentes et ne sont pas représentatives des exigences industrielles.

En 1987, Rightmire [109] propose une étude expérimentale sur une butée à 3 patins oscillants compliants rotatifs (collet stationnaire) munie de texture, malheureusement les dimensions ne sont pas communiquées. Les tests sont effectués à de faibles vitesses (< 1m.s^{-1}) et a de fortes charges allant jusqu'à 3,45 MPa de pression spécifique. Une densité de texturation de 16,6% répartie sur la totalité de la surface permet de réduire le frottement de 7,3% presque uniformément sur la plage de fonctionnement. Il constate également une augmentation de la raideur du film en présence de texture.

Dans un contexte particulier, Wang et al. étudient l'effet de la texturation sur la période de rodage pour une butée en carbure de silicium (SiC) lubrifiée à l'eau. La réaction tribo-chimique à l'interface contribue bénéfiquement à obtenir une surface lisse [110]. En termes de capacité de charge, la configuration optimale est obtenue pour une densité de 5%, un diamètre de 350 µm et une profondeur de 3,2 µm. Comparée à une surface dépourvue de texture, cette configuration augmente la capacité de charge jusqu'à 2,5 fois. Leur modèle analytique ne conforte pas les mesures expérimentales et la géométrie optimale déterminée numériquement est différente de celle obtenue expérimentalement [111].

L'étude expérimentale la plus connue et la plus appréciée est certainement celle d'Etsion [101], publiée en 2003. Cette étude est celle qui se rapproche le plus des travaux de ce manuscrit bien que les conclusions soient toutes autres. Une étude comparative entre une butée à faces parallèles lisses et texturées permet d'évaluer le gain obtenu en termes de coefficient de frottement. Les dimensions communes des butées sont précisées dans le Tableau 1. L'apport de la texturation est significatif sur le couple de frottement, avec une réduction représentant plus de 50%. Ce gain est observé sur toute la gamme de charges appliquées, soit une de pression spécifique comprise entre 9.10^{-3} MPa et 0,104 MPa. Cependant, il est important de noter que les résultats sont comparés à une butée hydrodynamique à faces parallèles dont les performances sont médiocres. Il est fort probable que le bilan ne soit pas aussi positif avec une comparaison à une butée à poches ou à plan incliné.

Tableau 1 : Caractéristiques dimensionnelles des butées texturées [101, 112]

Grandeur dimensionnelle	**unité**	**Etsion**[101]	**Marian** [112]
Diamètre extérieure de la butée	mm	85	90
Diamètre intérieure de la butée	mm	40	57
Densité de texturation	%	60	25
Profondeur de texture	µm	6,5	9
Dimension de texture	µm	Ø 60	200
Longueur circonférentielle relative texturée	%	73	50
Longueur radiale relative texturée	%	100	90

En 2007, une étude similaire proposée par Marian et al. [112] aboutit au même constat. Les performances en termes de capacité de charge sont régies par la disposition de la texture sur le patin. Les dimensions des cavités de forme carrée sont données dans le Tableau 1. La répartition de texture sur 50% dans la direction circonférentielle et 90-100% dans la direction radiale est

la configuration optimale qui maximise la capacité de charge et minimise le couple de frottement.

En 2005, Glavatskih et al. [113] proposent une texture originale sur une butée à patins oscillants (Figure 1-20). Cette texturation est similaire à celle obtenue par un grattage manuel mais la réalisation par usinage permet de conserver une constance et une régularité dans le gravage. Les micro-rainures en forme de « S » couvrent 40% de la surface du patin avec une profondeur qui n'excède pas 10 µm. En termes de pourcentage, la réduction de frottement par la texturation représente jusqu'à 10% d'amélioration comparé à une butée équipée de patins lisses. Cette réduction est plus marquée pour de grandes vitesses et de grandes charges.

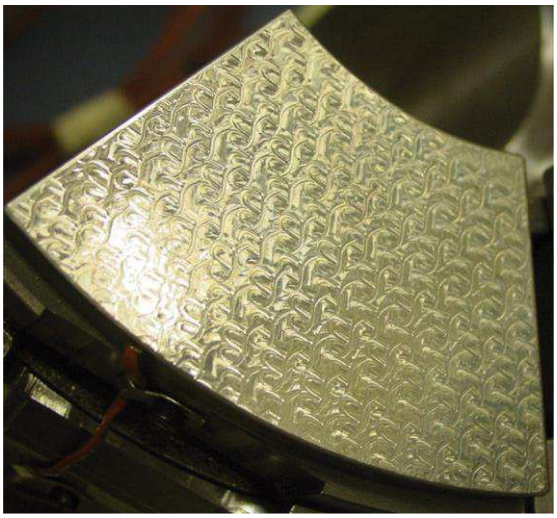


Figure 1-20 : Photographie du patin texturée de Glavatskih et al. [113].

1.3.3 Discussion

Les données de la littérature ne sont pas suffisantes pour prétendre appliquer la texturation aux butées hydrodynamiques à grande échelle. Ce manque de maturation est dû à la complexité d'une telle surface qui présente un comportement non-linéaire. Le bon fonctionnement de la texturation se borne à une plage d'utilisation restreinte et notamment en termes de pression spécifique ; en dehors de ces conditions peu sévères, les performances périclitent considérablement et peuvent conduire à la ruine de la liaison. En régime hydrodynamique, les paramètres géométriques optimaux semblent en revanche être définis et les publications montrent une cohérence de ce point de vue. En régime limite ou mixte, les ordres de grandeurs géométriques des cavités présentent de grandes dispersions et le nombre de « bonnes » textures s'apparente au nombre d'auteurs !

L'objectif de notre étude expérimentale sera de confirmer ou d'infirmer les hypothèses émises sur la capacité d'une surface texturée à générer une pression hydrodynamique. L'instrumentation complète qui équipe la butée permettra de discerner les différents phénomènes physiques et de les quantifier. Les résultats obtenus avec les butées texturées seront comparés à des butées conventionnelles afin de justifier l'intérêt d'un tel procédé. Enfin, des expérimentations en démarrage sous charge démontrera ou non les bénéfices de la texturation, notamment sur le couple de frottement au démarrage.

2 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental (Figure 2-1) a été conçu pour tester des butées hydrodynamiques en simulant des conditions de fonctionnement industrielles [114, 115]. Les exigences industrielles de plus en plus drastiques conduisent à repousser en permanence les limites des organes de guidage. Ce banc a dû s'adapter au fil du temps et a fortement évolué ces dernières années pour satisfaire ces nouvelles études. Un remaniement complet du dispositif pour ces travaux de thèse a permis d'étudier les butées hydrodynamiques dans des conditions sévères de fonctionnement. Les principales modifications ont porté sur :

- La motorisation et la transmission afin d'atteindre des vitesses de 10 000 tr/min.
- Un système de chargement optimisé avec un guidage précis et une meilleure résolution de la charge appliquée.
- La cartérisation du banc et les dispositifs de sécurité.
- L'implantation d'une nouvelle centrale hydraulique (partie sous-traitée).
- Le contrôle des paramètres de service via un ordinateur.
- L'acquisition et l'enregistrement des signaux de mesure gérés numériquement.
- L'implantation d'une instrumentation complète (80 capteurs).

L'architecture du banc autorise une grande flexibilité et une adaptabilité à de nombreuses configurations. Plusieurs études menées sur ce banc d'essais ont permis de conforter la fiabilité des résultats expérimentaux et la robustesse du système [116, 117]



Figure 2-1 : Vue d'ensemble de la salle d'expérimentation.

2.1 Caractéristiques mécaniques

Le banc d'essais est présenté en Figure 2-2, les principaux éléments qui le constituent sont :

- Une ossature
- Un moteur électrique (15kW)
- Une broche de précision
- Une cellule d'essais
- Un système de chargement

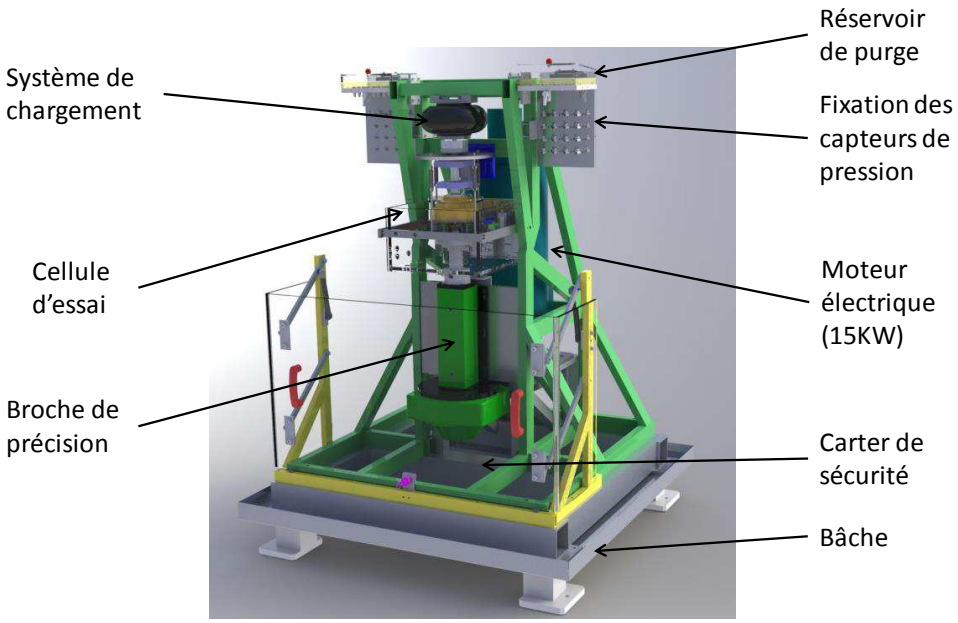


Figure 2-2 : Dispositif expérimental

2.1.1 Cinématique de la cellule d'essais

La cinématique de la cellule d'essais est définie pour appréhender le comportement de la butée testée en l'isolant de tous les facteurs qui pourraient influer son comportement. La butée hydrostatique sphérique permet de pourvoir quatre degrés de liberté à la butée hydrodynamique (grain fixe): 3 rotations et une translation suivant la direction de la charge (Figure 2-3). Le centre de la butée sphérique coïncide avec le centre de la butée hydrodynamique afin d'autoriser ces trois rotations. La butée hydrostatique permet ainsi de transmettre une charge axiale à la butée hydrodynamique sans aucun frottement. Ainsi, un capteur de traction situé sur la périphérie (non représenté ici), bloque la rotation suivant l'axe de la butée et permet de mesurer le couple de frottement visqueux.

En fonctionnement, la butée est donc en appui plan sur le collet (à travers le film d'huile) et la butée hydrostatique sphérique annule les deux autres degrés de liberté plans restants.

L'alignement est intrinsèque à la butée testée. Cette cinématique est propre au banc d'essais et permet de prémunir la butée d'un éventuel mésalignement. Les configurations industrielles sont différentes et imposent des liaisons rigides empêchant un alignement de la butée sur le collet. Cela peut se traduire par une inégalité de portance entre les patins.

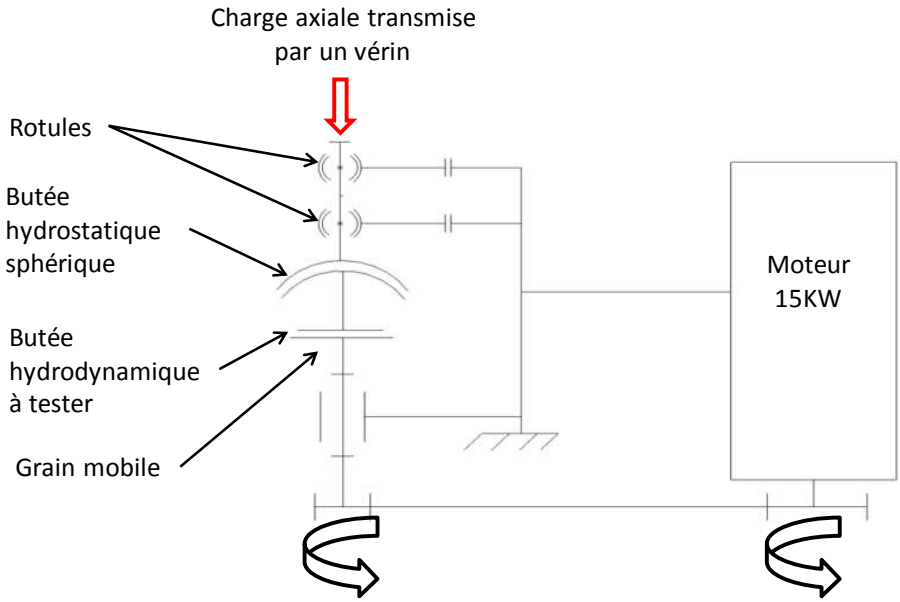


Figure 2-3 : Schéma cinématique du banc d'essais (vue de coté).

2.1.2 Guidage du collet

La rotation du grain mobile (ou collet) est assurée par un moteur de 15 kW grâce à une transmission par une courroie poly-V à 8 dents. La vitesse de rotation maximale du moteur étant de 3 000 tr/min, un rapport multiplicateur de $10/3$ permet d'atteindre une vitesse de rotation maximale de 10 000 tr/min au niveau de la broche.

Le grain mobile (Figure 2-4) est guidé rigidement par une broche munie de cinq roulements à billes en céramique à contacts obliques (25°) lubrifiés à la graisse. Ces roulements ont été adaptés à la broche pour pouvoir atteindre une vitesse de rotation maximale de 10 000 tr/min et supporter une charge axiale de 8 000 N. Cependant, le manque de rigidité de la broche a engendré des usures prématurées des roulements. L'aboutissement de cette étude a nécessité le remplacement de cinq jeux de roulements. Ce problème récurrent a interrompu à plusieurs reprises les campagnes d'essais et a engendré des dépenses importantes. Le temps imparti pour clore les travaux expérimentaux ne permettait pas d'envisager le remplacement de celle-ci (délais de plusieurs mois pour réceptionner une nouvelle broche).

Avant chaque montage, l'amplitude du battement axial de la surface active du collet est mesurée à l'aide d'un palpeur numérique. Le montage est validé si le battement au rayon 45 mm

(correspondant au diamètre extérieur de la butée) est compris dans un intervalle de ± 2,5 µm. Dans le cas contraire, le grain mobile est repris en usinage.

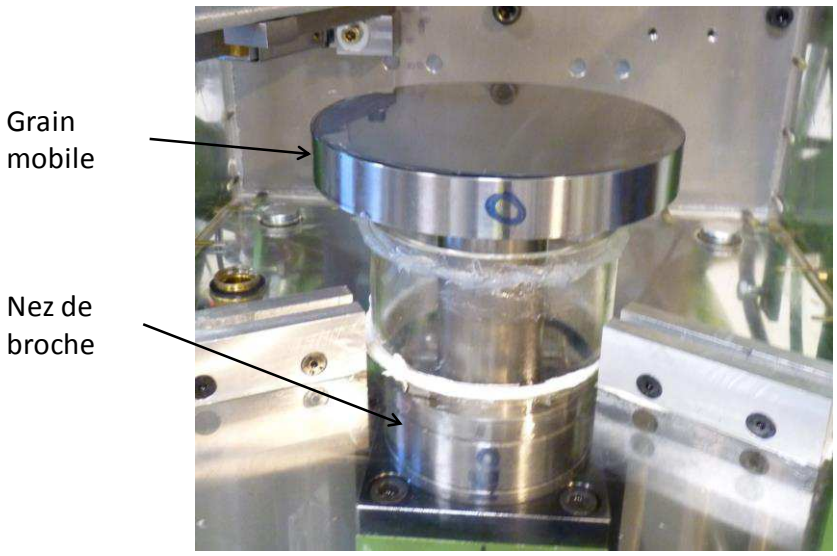


Figure 2-4 : Grain mobile monté sur la broche.

2.1.3 Système de chargement

Le système de chargement est utilisé pour simuler une charge sur la butée hydrodynamique étudiée. Un vérin à soufflet a été retenu car il présente l'avantage d'avoir une liaison souple et fait office d'isolant électrique pour la mesure de résistance électrique dans le film d'huile (mesure présentée au paragraphe 4.4). De plus, la gamme existante des vérins à soufflet offre la possibilité de les interchanger pour les adapter à la plage de charge souhaitée. Cette flexibilité permet d'optimiser la résolution de la force appliquée suivant les études menées. Un régulateur de pression alimenté par un surpresseur pneumatique de 1 MPa alimente le vérin à soufflet. La régulation de pression se fait via le programme LabVIEW qui pilote le banc et permet d'appliquer des charges jusqu'à 8 000 N. La charge est transmise à la butée hydrodynamique par une tige qui est guidée verticalement par deux rotules bridées (Figure 2-5). Un système mécanique de compensation peut être monté pour équilibrer le poids propre de la butée et des pièces solidaires à celle-ci. Ce système se compose de quatre ressorts, qui relient le support de butée à un plateau, lui-même monté sur une butée à bille. La tension des ressorts est ajustée en fonction de la masse reprise. Les expérimentations présentées dans ce manuscrit n'ont pas la nécessité d'appliquer des charges nulles, ainsi la charge minimale appliquée est de 150 N, correspondant au poids propre des pièces situées au-dessus de la butée d'essais.

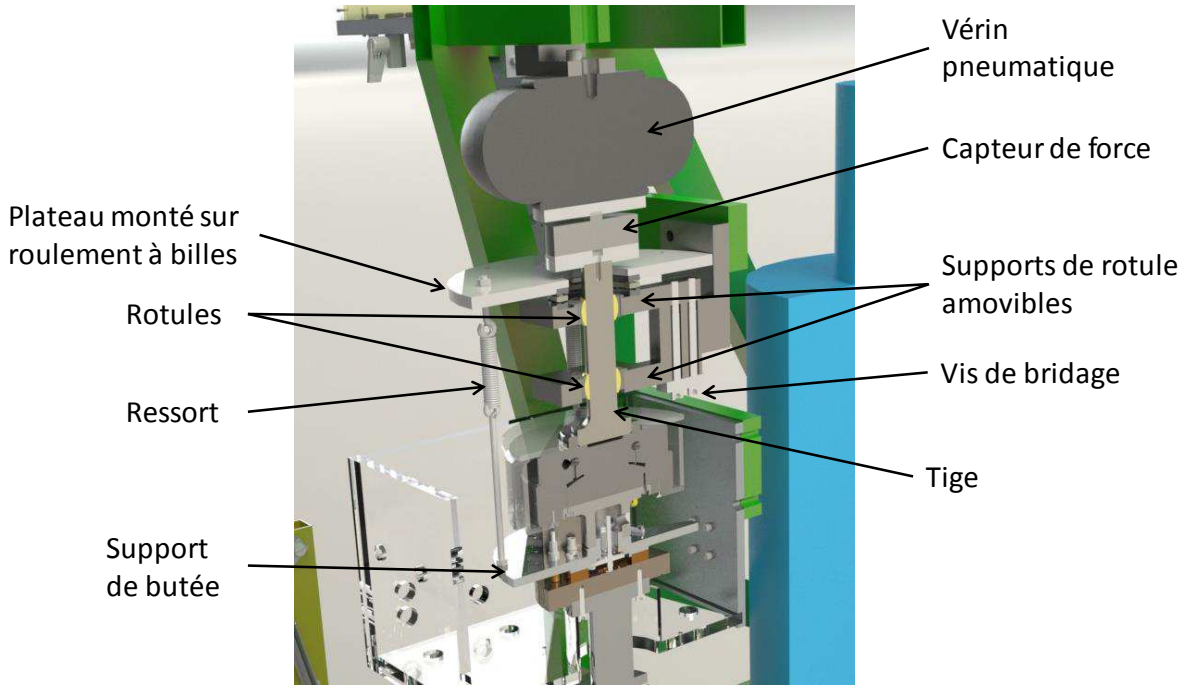


Figure 2-5 : Guidage de la tige.

Le réglage de concentricité entre la butée et la tige s'effectue au moyen d'une pièce de montage rectifiée. La Figure 2-6 illustre l'étape de montage où la position de la queue est ajustée pour être concentrique avec l'axe de la broche. Les supports de rotule amovibles admettent chacun deux degrés de liberté suivant leur plan respectif. Ainsi, la queue est pourvue de six degrés de liberté pour s'aligner librement sur l'axe de la broche. Le réglage est finalisé lorsque l'embase de la queue coïncide parfaitement avec la pièce de montage. Une fois ce réglage de concentricité effectué, deux vis de bridage maintiennent la position des supports de rotule. Cette étape de montage est déterminante pour l'alignement de la butée hydrodynamique avec le collet ; l'incertitude de ce réglage est de 0,05 mm.

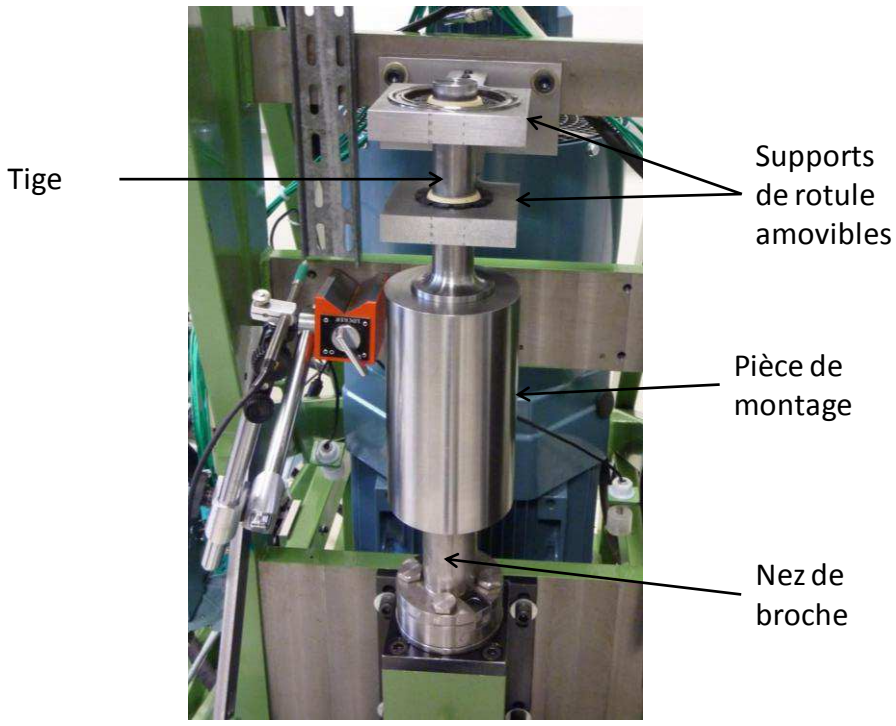


Figure 2-6 : Etape de réglage de la concentricité de la queue avec l'axe de la broche.

2.1.4 Centrale hydraulique

La centrale hydraulique est dotée de deux circuits indépendants. L'un assure l'alimentation de la butée hydrodynamique étudiée tandis que le second génère une plus forte pression pour alimenter la butée hydrostatique sphérique à 1,5 MPa. La butée hydrodynamique est alimentée par une pompe à engrenage dont la particularité est de présenter des grandes qualités de fiabilité, de puissance et de régularité dans son débit. L'alimentation de la butée hydrodynamique est assurée par une pompe qui, sous conditions usuelles (ISO VG 32) fournit un débit maximal de 30 l/min sous une pression de 0,7 MPa. La centrale permet de réguler et contrôler la pression d'alimentation du lubrifiant fourni à la butée hydrodynamique. Une autre pompe assure le retour à la bâche du fluide sortant de la butée.

Le circuit d'alimentation de la butée hydrodynamique est équipé d'un réservoir en acier inoxydable de 80 litres. La régulation en température se fait par des régulateurs PID qui commandent soit un refroidisseur à plaques utilisant l'eau refroidie du bâtiment soit deux résistances chauffantes de 2 kW chacune.

Le second circuit hydraulique, régulé en température de la même manière, alimente en huile la butée hydrostatique sphérique. La consigne de température d'alimentation de cette butée est identique à la butée étudiée pour homogénéiser la température dans la cellule d'essais.

L'alimentation est assurée par une pompe à engrenage avec une pression de 1,5 MPa, tandis que le retour à la bâche est effectué par une petite pompe pneumatique à membrane.

Les conditions d'alimentation sont régulées en température et en pression par des automates intégrés à la centrale. Néanmoins, ces valeurs sont contrôlées et mesurées par un thermocouple et un capteur de pression situé juste en aval de la butée étudiée. Le fluide lubrifiant est filtré à 2 µm pour s'affranchir de toute particule nuisible et préserver ainsi les butées hydrodynamiques.

La centrale hydraulique a été conçue pour des configurations éclectiques dans le but de reproduire des circonstances bien spécifiques. Ce système fonctionne avec de nombreux lubrifiants et permet d'injecter des polluants tels que de l'eau ou des particules solides dans le lubrifiant [115].

2.2 Pilotage du banc

Le contrôle du dispositif expérimental se fait via un poste de contrôle situé dans une pièce séparée pour des raisons de sécurité. Le contrôle simultané des nombreux paramètres de service est géré par un programme LabVIEW de National Instrument. Ce système intègre également un système de surveillance qui permet d'arrêter le banc d'essais en cas d'anomalie.

2.2.1 Poste de contrôle

L'interface utilisateur pour le pilotage du banc est montrée en Figure 2-7. Ce programme permet de contrôler le régime de fonctionnement, d'avoir une visibilité des 80 capteurs qui équipent la butée et d'acquérir les mesures dans un tableur.

Le poste de contrôle permet d'imposer et de surveiller la vitesse de rotation du grain mobile et la charge axiale appliquée à la butée. Ces consignes ne sont pas asservies, ces grandeurs sont ajustées manuellement sur l'interface LabVIEW, grâce aux indications fournies par un tachymètre et un capteur de force.

Les indicateurs présents sur la butée (en bas à droite de la Figure 2-7) donnent les mesures locales instantanées de température et de pression à l'interface de la butée. Pour faciliter la lecture des gradients de ces grandeurs, des cartographies des champs de pression et de température sont représentées par une échelle de couleur pour les quatre patins entièrement instrumentés (en haut à droite de la Figure 2-7). Les mesures globales telles que les épaisseurs de film, le couple de frottement et les conditions d'alimentation sont tracées sur des graphiques déroulants (Figure 2-8).

L'acquisition des données dans un tableur est gérée par des sous-programmes permettant l'enregistrement à une fréquence et à une taille d'échantillonnage imposée.

La fonction « auto pilot » est un système de surveillance qui arrête le banc en cas d'anomalie. Les conditions pour déclencher le processus de mise en sécurité sont des critères basés sur un seuil critique du couple de frottement, un débit d'alimentation critique ou une température moyenne à l'interface excessive.

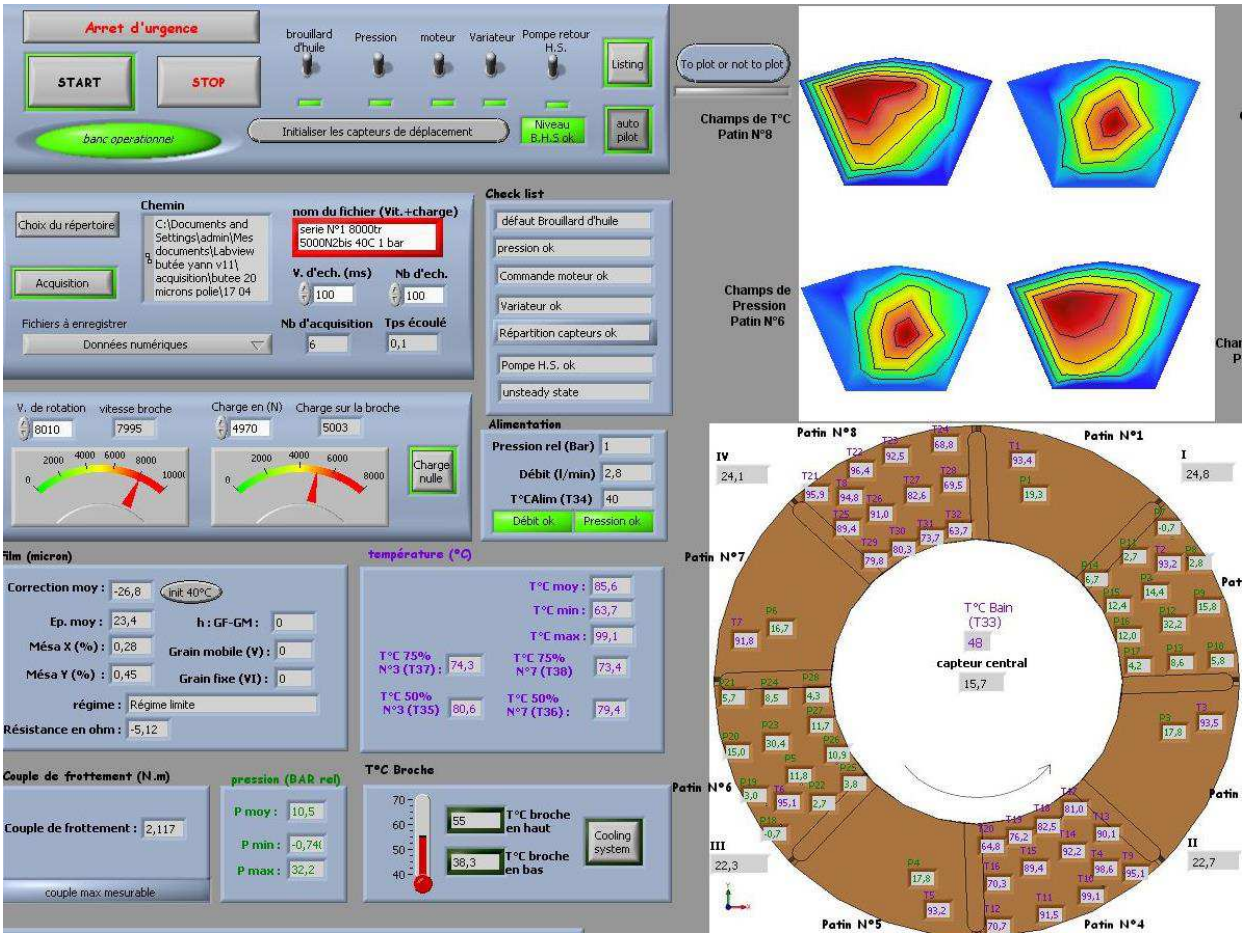


Figure 2-7 : Interface utilisateur pour le pilotage du banc d'essais.

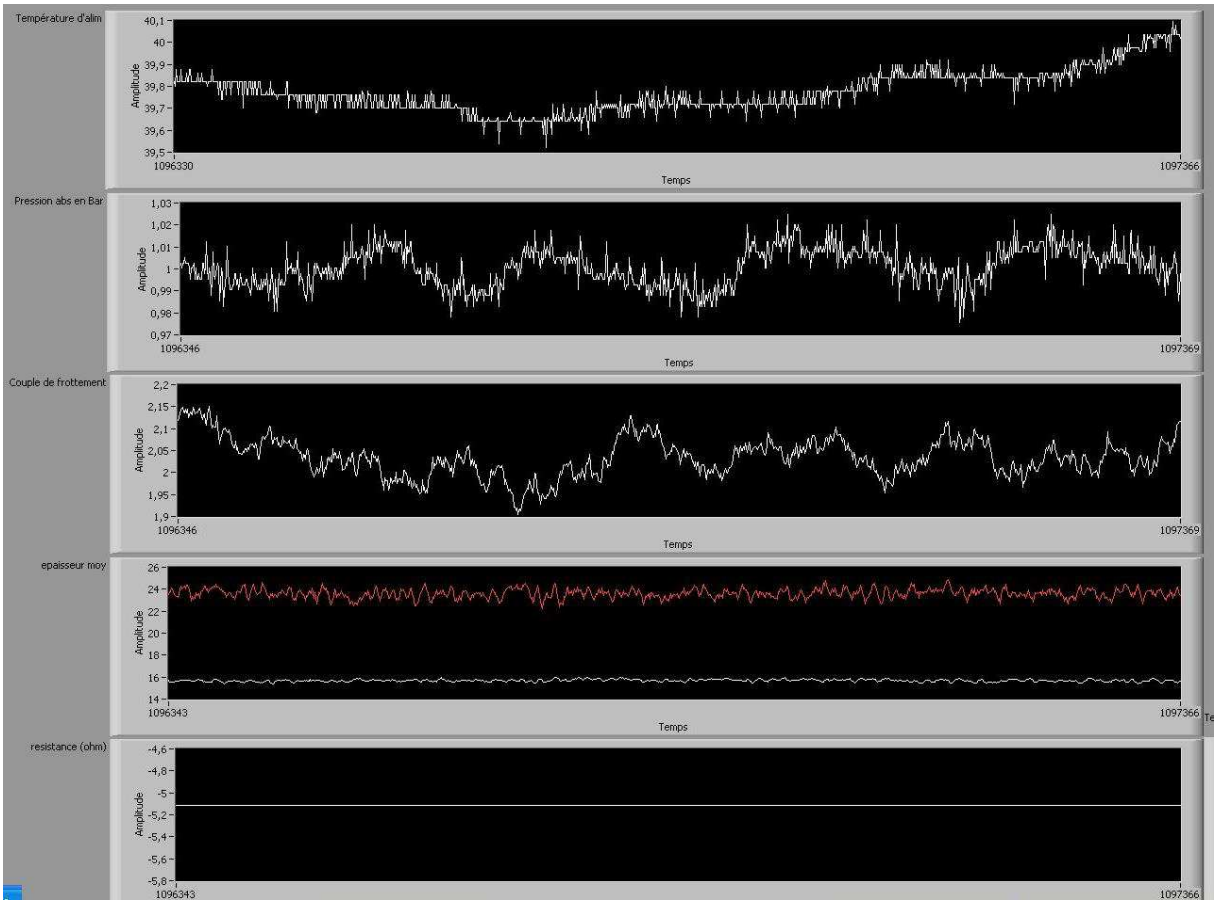


Figure 2-8 : Deuxième interface utilisateur pour l'évolution des mesures du couple de frottement, de l'épaisseur du film, de la résistance électrique et des conditions d'alimentation.

2.2.2 Contrôle de la vitesse

Le réglage de la vitesse est assuré par un variateur de vitesse ABB ACH550 convertisseur de fréquence. Cette technologie intègre un régulateur PID qui, pour des raisons de sécurité, ne sera pas exploité. En effet, la mesure de vitesse de rotation est prise sur la broche et une avarie sur la transmission par courroie ou du tachymètre impliquerait un fonctionnement du moteur non désiré. Le variateur est piloté en tension en 0-10 V via LabVIEW, offrant ainsi des vitesses de rotation de la broche comprises entre 200 tr/min et 10 000 tr/min avec une tolérance de ±5 tr/min.

Un codeur incrémental, situé en bout de broche, permet la transformation de l'énergie mécanique (rotation) en impulsion électrique. Le tachymètre a une résolution de 15 points par tour, assurant un fonctionnement avec une vitesse de rotation de broche d'une grande précision. En revanche cette technologie n'est pas adaptée pour détecter les petits déplacements angulaires. Pour pallier ce manque d'information, une mesure de résistance électrique à travers le film d'huile permet d'identifier les régimes de lubrification (§ 2.3.4).

2.2.3 Contrôle de la charge axiale

La charge est exercée par un vérin pneumatique via un capteur de compression qui la transmet à la butée (§ 2.1.3). Ce capteur de force (série LT) est un capteur à jauge de contraintes disposées en pont complet. La force nominale qu'il peut supporter est de 10 kN. L'erreur combinée du capteur (linéaire et hystérésis) est de l'ordre de ±0,2% de la force nominale, soit une erreur d'environ ± 20 N à 10 kN. Ce capteur est lié à un voltmètre digital programmable (modèle ALPHA-C) alimenté en 230V qui retransmet l'information à LabVIEW en 0-10 V. Un étalonnage du capteur avec le conditionneur associé permet de relever la charge appliquée sur l'interface utilisateur.

2.2.4 Contrôle de la température d'alimentation

La température d'alimentation est mesurée à l'aide de deux transmetteurs de température électronique ETS 3000, l'un immergé dans le réservoir de la centrale et le second situé sur le dispositif d'essais (50 cm en amont de la butée). La centrale hydraulique assure la régulation de la température à partir de l'une des deux sondes, indifféremment. La régulation avec la sonde située sur le dispositif d'essais présente de meilleures performances, ainsi la température d'alimentation varie à ±0,5°C par rapport à la température de service. La température est régulée par un refroidisseur à plaques (utilisant l'eau refroidie du bâtiment) et par deux résistances chauffantes de 2 kW chacune. Deux régulateurs DAC- 44 pilotent les composants de chauffage et de refroidissement asservi par un PID.

2.3 Instrumentation

La butée hydrodynamique est instrumentée de 77 capteurs permettant les mesures suivantes :

- La température à l'interface film/grain fixe (32 thermocouples),
- La température à mi-épaisseur de la butée (2 thermocouples),
- La température au dos de la butée (2 thermocouples),
- La température du bain d'huile (1 thermocouple),
- La pression hydrodynamique dans le film d'huile (28 capteurs de pression),
- La distance relative entre grain fixe et collet, représentative de l'épaisseur minimale du film lubrifiant (5 capteurs de proximité à effet Hall),
- La température d'alimentation de l'huile (1 thermocouple),
- La pression d'alimentation de l'huile (1 capteur de pression),
- Le débit d'alimentation de l'huile (1 débitmètre à engrenage),

- La vitesse de rotation du collet (1 tachymètre),
- La charge appliquée (1 capteur de force en compression),
- Le couple de frottement (1 capteur de force en traction),
- La résistance électrique dans le film d'huile (alimentation de courant + module LabVIEW SCXI 1326).

2.3.1 Mesure de la température

Le comportement thermique de la butée est appréhendé par 32 thermocouples de type K répartis sur la face active de la butée. Parmi les huit patins, deux patins symétriquement opposés sont dotés de 13 thermocouples chacun répartis suivant le diagramme présenté sur la Figure 2-9. Les cotations exprimées en « % » représentent les distances relatives par rapport à la longueur et la largeur du patin. Ces mesures permettent d'obtenir une cartographie de température du patin. De plus, deux thermocouples situés à mi- épaisseur de la butée et deux autres au dos permettent de justifier les dissipations thermiques à travers la butée.

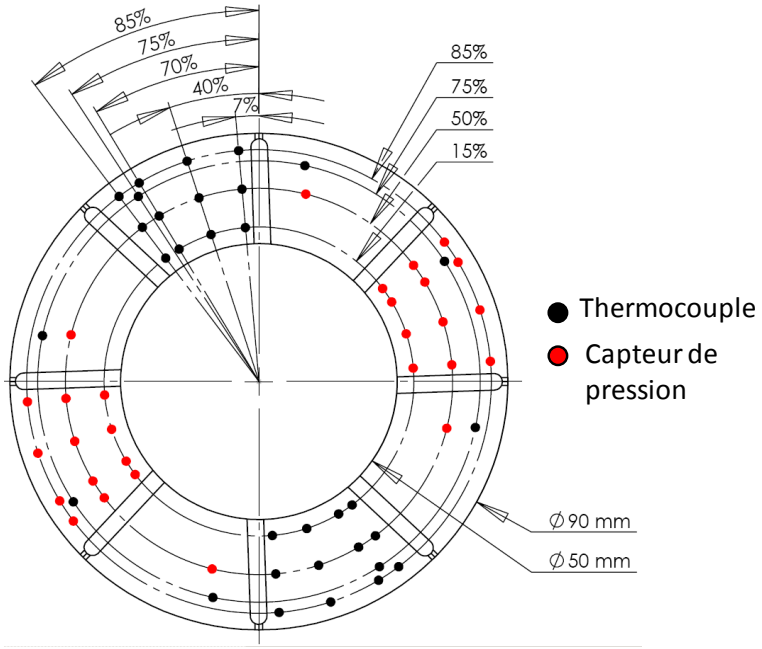


Figure 2-9 : Implantation des thermocouples et des capteurs de pression.

Chaque patin est équipé d'une mesure de température située à une position relative angulaire de 75% de la longueur du patin et une position relative radiale de 75% de la largeur du patin. Cette mesure est couramment prise comme référence dans l'industrie (bien que située à quelques millimètres en dessous de la surface active du patin, c'est-à-dire en dessous de la couche de régule) et c'est généralement dans cette zone qu'est relevée la température maximale du patin. La redondance de cette mesure sur les huit patins nous conforte le fonctionnement

équitable de tous les patins, c'est-à-dire sans ou faible mésalignement. Un dernier thermocouple est situé au centre de la butée, dans la zone d'alimentation, à 10 mm du collet pour la mesure de la température du bain d'huile. Les températures sont acquises sous LabVIEW et retransmises à l'ordinateur de contrôle, avec des incertitudes de mesure qui sont de ± 0,5°C.

Les thermocouples de diamètre 0,25 mm sont insérés et collés au silicone dans des trous de 0,3 mm de diamètre, débouchant sur la surface active et affleurant celle-ci.

2.3.2 Mesure de la pression

La répartition de la pression hydrodynamique est identifiée grâce à 28 mesures de pression. La cartographie du champ de pression est construite par 12 points de mesure sur deux patins. La localisation des mesures de pression est identique à celle des thermocouples, conformément à la Figure 2-9. Chaque patin est doté d'une mesure de pression située à une position relative angulaire de 70% de la longueur du patin et une position relative radiale de 50% de la largeur du patin. Cette position correspond à la pression maximale théorique dans le cas d'un patin à poche (ou texturé) répartit sur 70% de la longueur du patin.

Les étendues de mesure fluctuent considérablement entre les points de mesure. Le choix de la gamme du capteur se fait en fonction de la grandeur mesurée dans le but d'obtenir la meilleure résolution. Un ensemble de 35 capteurs de pression permet d'ajuster la gamme du transmetteur à la mesure. Les capteurs de pression fournissent une réponse linéaire en courant de 4 à 20 mA. Un étalonnage propre à chaque capteur permet d'établir la relation entre la mesure et le signal de sortie. Un sous-programme LabVIEW (Figure 2-10) intègre la loi d'étalonnage de chaque capteur afin de moduler aisément l'affectation des capteurs aux voies des prises de pression. L'incertitude des capteurs de pression est de 0,3 % de l'étendue de mesure.

Pour des raisons d'encombrement, les capteurs de pression sont déportés. La Figure 2-11 est une vue en coupe de la cellule d'essais qui illustre l'acheminement de la pression hydrodynamique de la butée jusqu'aux raccords rapides. La butée hydrodynamique et le support sont percés pour conduire la pression hydrodynamique, des joints toriques assurant l'étanchéité entre les éléments. Des distributeurs réalisés sur mesure permettent la jonction entre le grain fixe et les raccords rapides, les canaux percés à 90° facilitant le raccordement dans une direction horizontale. La pression est ensuite acheminée aux capteurs par des flexibles souples. Chaque flexible est relié à un système de purge pour évacuer l'air du système (non représenté).

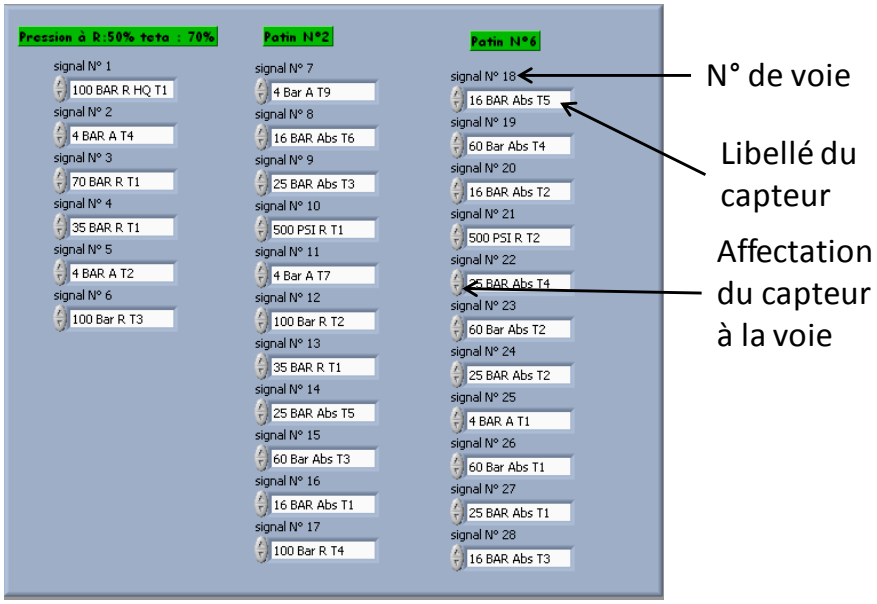


Figure 2-10 : Interface Labviewpour l'affectation des capteurs de pression.

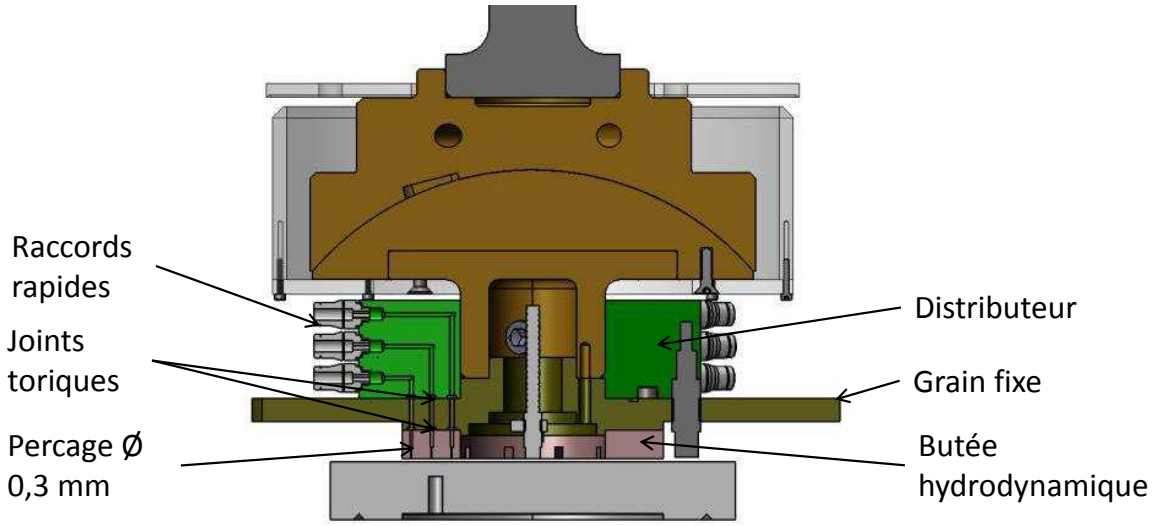


Figure 2-11 : Mesure de pression.

2.3.3 Mesure du couple de frottement.

La mesure du couple de frottement s'opère suivant deux cinématiques possibles. La première solution est de placer un capteur de traction FN3148 pour relever la force à un rayon donné. Cette solution simple à mettre en œuvre et fidèle au couple de frottement réel engendre une force résiduelle radiale sur la butée hydrodynamique susceptible de créer un mésalignement (Figure 2-12). La butée hydrostatique sphérique permet une liaison sans frottement entre le système de chargement et la butée hydrodynamique. L'écoulement dans le film de la butée hydrostatique est exclusivement radial et axisymétrique permettant de s'affranchir d'un couple résistant. De plus, le déplacement relatif entre les deux grains étant nul, le gradient de vitesse suivant l'épaisseur du film est nul.

L'incertitude du capteur de traction (linéarité et hystérésis combinés) est de 0,05% de la mesure soit une erreur maximale sur le couple de frottement de 0,025 N. La force est affichée sur un indicateur numérique et est retransmise en 0-10V à Labview ; l'étalonnage du capteur permet la conversion du signal pour transmettre la valeur du couple de frottement réel à l'opérateur.

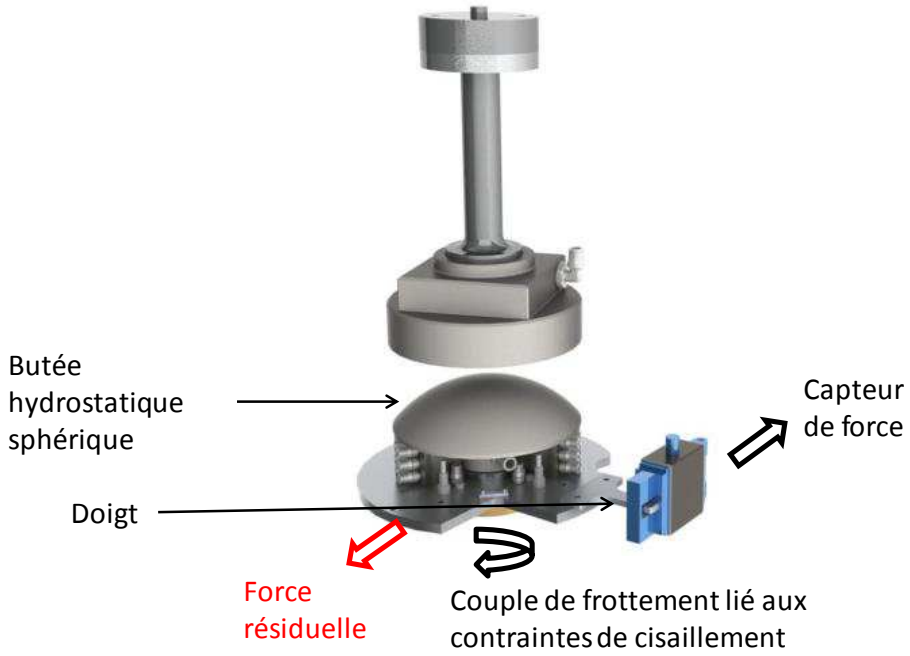


Figure 2-12 : Cinématique de la mesure du couple de frottement.

La seconde option proposée permet de reprendre la force résiduelle sur un balancier. Deux biellettes équipées de rotules à chaque extrémité relient la butée hydrostatique sphérique au balancier (Figure 2-13). Le couple de frottement est ainsi intégralement transmis au balancier. Ce dernier est monté sur un roulement à billes en polymère à faible frottement. Le capteur de force est couplé au balancier pour la mesure du couple de frottement. La force résiduelle évoquée dans la première solution est alors reprise par le roulement à billes. Le réglage de la position du bras et de la longueur des biellettes garantissent la perpendicularité des biellettes et du balancier ainsi que la perpendicularité du balancier avec le capteur de force. La mesure est effectuée par un capteur identique à celui utilisé pour la première solution et le couple est calculé avec le rapport des longueurs de bras. L'avantage notable de cette configuration est qu'elle permet de multiplier par 3 la sensibilité de la mesure par rapport à la configuration précédente. Malheureusement, cette solution présente le désavantage de prendre en compte, en plus du frottement dû au cisaillement du fluide, le frottement induit par les rotules et le roulement à billes. En effet, les essais préliminaires ont révélé que les frottements dans les rotules ne permettaient pas de transférer intégralement le couple de frottement sur le balancier.

Cette solution n'a donc pas été retenue pour cette étude et les campagnes d'essais ont été menées avec la première solution.

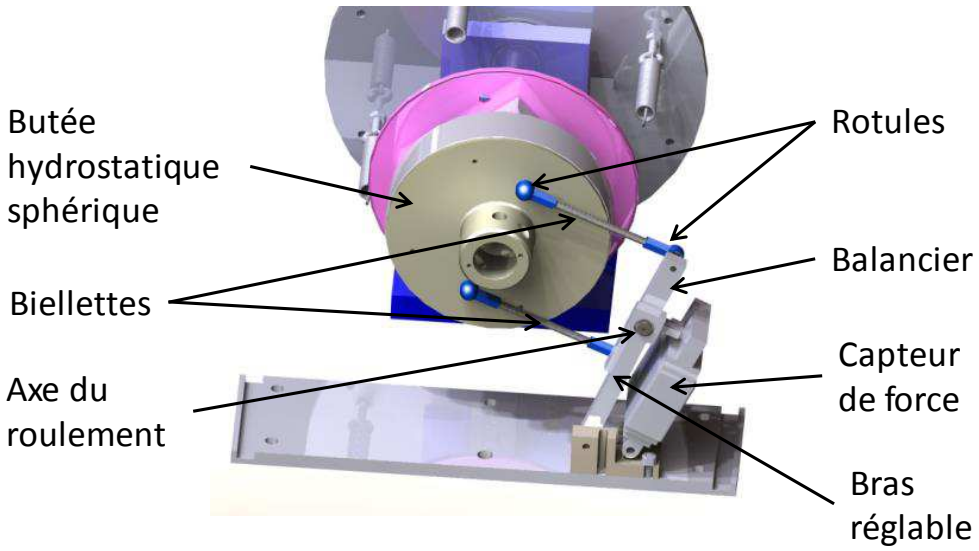


Figure 2-13 : Cinématique pour la mesure du couple de frottement avec balancier (vue de dessous).

2.3.4 Mesure de l'épaisseur du film lubrifiant.

Le bon fonctionnement d'une butée hydrodynamique repose sur l'établissement d'un film lubrifiant d'épaisseur suffisante entre la butée et le grain mobile. Le dispositif expérimental permet de quantifier cette grandeur par deux approches : une mesure de déplacement avec des capteurs à effet Hall et une mesure de résistance électrique à travers le film lubrifiant pour détecter la présence d'un contact entre les deux grains métalliques.

L'épaisseur du film lubrifiant est mesurée par cinq capteurs à courant de Foucault sans contact TQ 104. Quatre capteurs sont fixés à 90° les uns des autres sur le pourtour de la butée et le cinquième est situé au centre de la butée, conformément à la Figure 2-14.

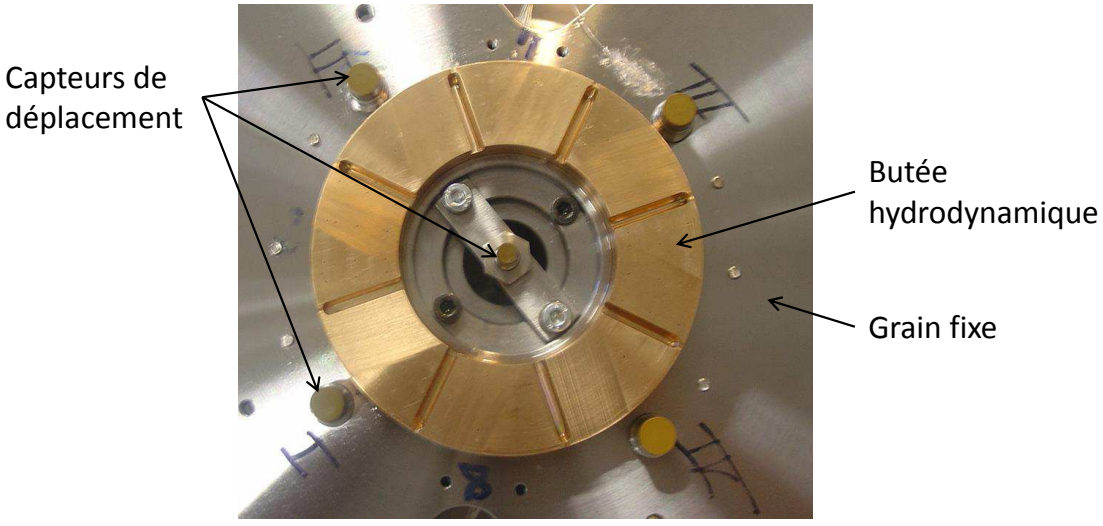


Figure 2-14 : Implantation des capteurs de déplacement.

Cette configuration permet d'identifier le déplacement relatif entre le support de butée et le grain mobile, cette mesure étant représentative de l'épaisseur minimale de film. Les résultats présentés correspondent à la moyenne des mesures réalisées sur les quatre capteurs périphériques. Cette mesure est sans équivoque la plus malaisée de toutes celles qui ont été réalisées et elle nécessite donc une grande rigueur et une méthodologie précise.

En premier lieu, l'étalonnage des capteurs a été effectué sur la cible de destination (le grain mobile). L'étalonnage a permis de vérifier la fiabilité des capteurs dans des conditions de fonctionnement réelles : les capteurs ne sont affectés ni par la présence d'huile ni par la variation de température. Un test a permis de vérifier la conformité de l'étalonnage pour des températures constantes de 20, 40 et 60°C. Par mesure de simplicité, l'étalonnage des capteurs a été effectué à 20°C.

Les capteurs situés sur le pourtour de la butée, mesurent le battement lié aux défauts géométriques du collet et sont de plus, sensibles à l'hétérogénéité du matériau. La Figure 2-15 présente le relevé des quatre capteurs de déplacement pour un tour du collet lorsque la butée et le grain mobile sont en contact (position de référence des capteurs). Les réponses des quatre signaux ont été mises en phase pour une lecture plus aisée. L'amplitude des défauts sur un tour du grain mobile présente la même tendance pour les quatre capteurs. Pour pallier cette perturbation régulière de la mesure, la moyenne du signal pour un tour du grain mobile est retranchée à la mesure dynamique. Dans l'exemple présenté en Figure 2-15, bien que le contact soit établi entre les grains (collet et stator), la moyenne dynamique est de 5,5 µm (courbe orange). Cet offset est intégré dans les mesures de l'épaisseur du film lubrifiant. Cette correction est recalculée avant chaque nouvelle campagne d'essais.

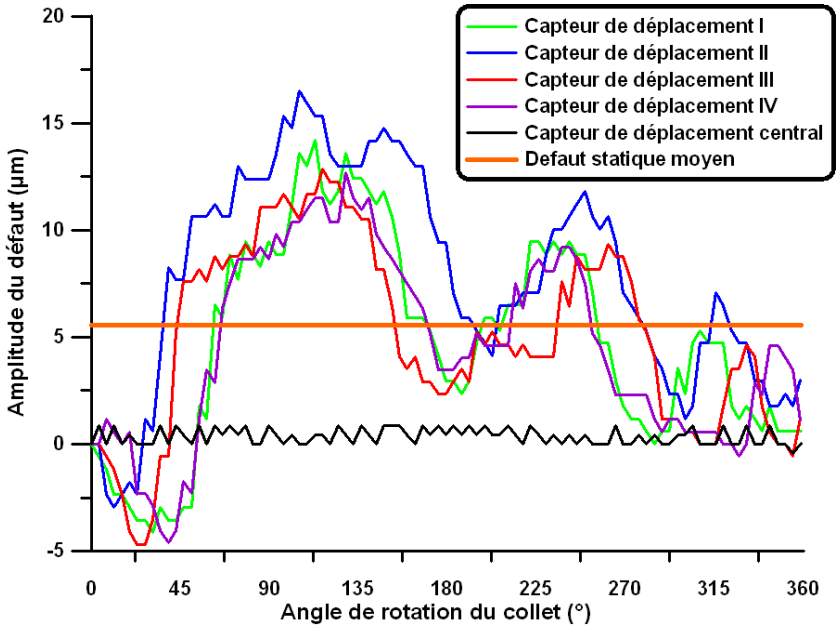


Figure 2-15 : Réponse des capteurs de déplacement en statique sur un tour du collet.

Les capteurs de déplacement mesurent le déplacement relatif entre le support de butée et le grain mobile, représentatif des variations des épaisseurs du film lubrifiant (Figure 2-16). L'estimation de la distance absolue entre la butée et le rotor requiert un protocole spécifique afin d'initialiser régulièrement les capteurs et estimer le « zero absolu ». En effet, pendant les phases de fonctionnement, les dilatations thermiques de la cellule d'essais engendrent des dispersions sur la référence des capteurs. Pour fiabiliser les mesures, les capteurs sont initialisés à trois reprises pour une même condition de fonctionnement. La mesure est validée lorsque la valeur du « zéro absolu » présente des dispersions inférieures au micromètre entre deux initialisations. L'initialisation consiste à stopper le grain mobile après avoir fonctionné 30 minutes en régime établi. Dans un second temps, la broche est positionnée manuellement à sa position angulaire de référence et une charge de 1500 N assure le contact entre la butée et le grain mobile. Un programme du système de contrôle Labviewpermet de considérer cette position comme le zéro absolu des capteurs. Cette procédure est essentielle pour prendre en compte l'expansion thermique des pièces. Cependant, la quantification des incertitudes de mesure sur le déplacement absolu est illusoire et les valeurs absolues sont à prendre avec une certaine précaution. En effet, lors de l'initialisation, le temps d'arrêt (environ 5 secondes) est suffisant pour refroidir la cellule d'essais de quelques degrés et ne pas intégrer la totalité des distorsions thermiques réelles du régime de fonctionnement.

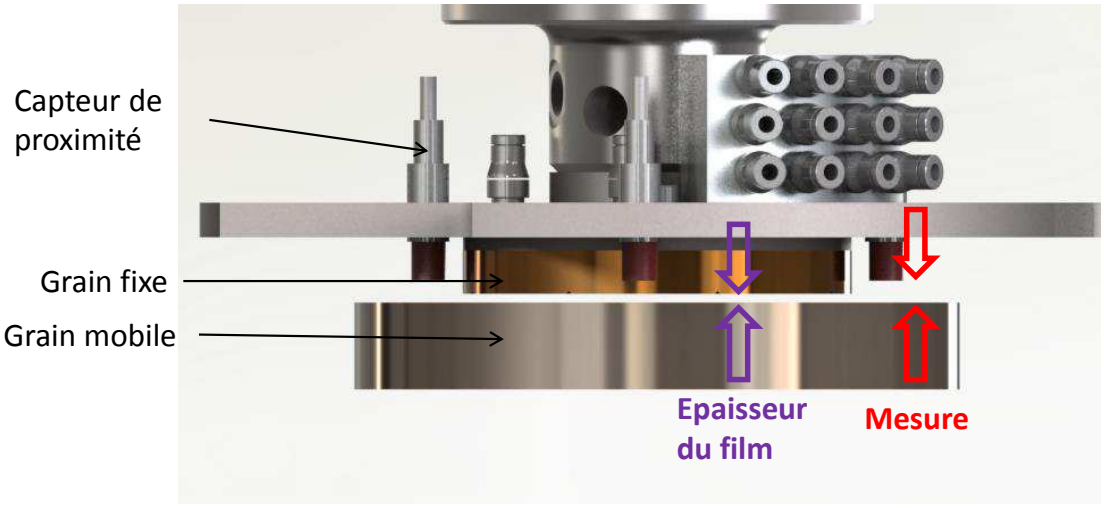


Figure 2-16 : Configuration pour la mesure de l'épaisseur minimale du film lubrifiant.

Parallèlement, une mesure de résistance électrique permet la détection du contact entre les grains. Cette information est utile pour identifier les régimes de lubrification notamment dans les phases de démarrage. La mesure s'effectue au moyen d'un circuit fermé, alimenté à courant constant (Figure 2-17).

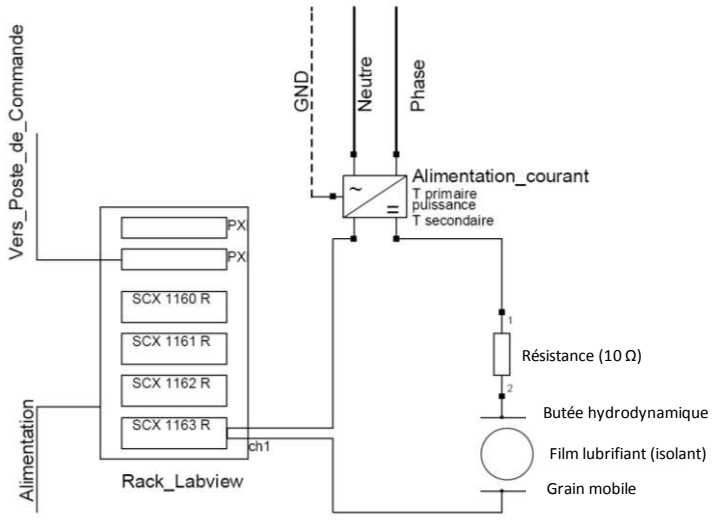


Figure 2-17 : Schéma électrique pour la mesure de la résistance électrique.

L'alimentation régule la tension dans la boucle en fonction de la résistance du circuit. La résistance de 10 Ω câblée en série assure une résistance minimale lorsque le circuit est fermé (contact entre la butée et le grain mobile). Une carte National Instrument SCXI 1163R relève la variation de la résistance électrique dans la boucle. Le film d'huile est un isolant et ne conduit pas le courant. Lorsque le régime hydrodynamique est établi, le film d'huile sépare totalement les deux surfaces, isolant ainsi la butée du grain mobile : la mesure de la résistance électrique

tend alors vers l'infini. Il faut noter que l'alimentation permet de délivrer un courant maximal constant de 600 mA ce qui limite la résistance maximale mesurable à 15 Ω.

Cette mesure implique évidemment d'isoler électriquement le grain fixe du bâti. Cette fonction est assurée par le vérin pneumatique à soufflet et la liaison du guidage par des rotules clips (Figure 2-5) en PTFE. Le capteur de traction pour la mesure du couple (Figure 2-18) est isolé par une fixation en PEEK.

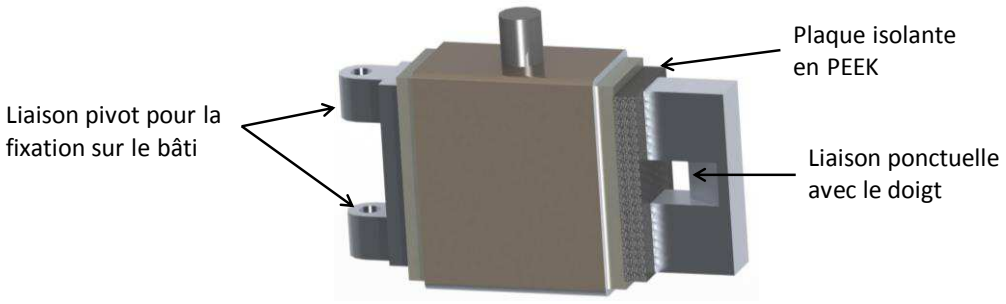


Figure 2-18 : Capteur de traction pour la mesure du couple de frottement.

Comme nous avons pu le voir, le dispositif expérimental a subi d'importante modification pour recevoir la butée d'essais et intégrer l'instrumentation nécessaire pour l'interprétation des phénomènes physiques. Cette évolution permet de rester proche des demandes de validation de codes de calcul qui prennent en compte de plus en plus de phénomènes. Ainsi, le comportement thermique est appréhendé par 32 thermocouples tandis que l'évolution de la pression hydrodynamique à l'interface par 28 capteurs de pression. De plus, les mesures de l'épaisseur minimale du film d'huile et du couple de frottement sont des informations primordiales pour l'étude du contact lubrifié. Cette instrumentation complète permet ainsi de recueillir de nombreuses informations nécessaires à la validation des hypothèses effectuées lors de la modélisation.

3 Processus de fabrication et métrologie

Ce chapitre est consacré au processus de fabrication et à la métrologie des butées hydrodynamiques testées. La qualité des résultats expérimentaux réside en grande partie dans la qualité d'usinage des pièces étudiées. La corrélation des mesures avec une modélisation numérique n'est viable que si les configurations géométriques étudiées sont maitrisées et mesurées. Néanmoins, la réalisation de butées, qu'elles soient à poches, à plans inclinés ou encore texturées, est relativement complexe et par conséquent onéreuse. Les choix des procédés de fabrication sont définis par le compromis coût et incertitude dimensionnelle.

3.1 Pertinence du choix des butées hydrodynamiques testées

Les butées d'essais sont des butées hydrodynamiques à géométrie fixe comportant huit patins séparés par des rainures d'alimentation débouchant sur des goujures. L'alimentation en huile minérale ISO VG 46, régulée en pression, est imposée au centre de la butée. La résistance hydraulique générée par les goujures permet de contenir la pression dans les rainures d'alimentation.

Les principales dimensions communes sont présentées en Figure 3-1. Les dimensions ont été définies de manière à obtenir une pression spécifique de 2 MPa lorsque la butée est contrainte par une charge axiale de 8 000 N. Les grains fixes sont en bronze CuSn9P tandis que le grain mobile est en acier C38.

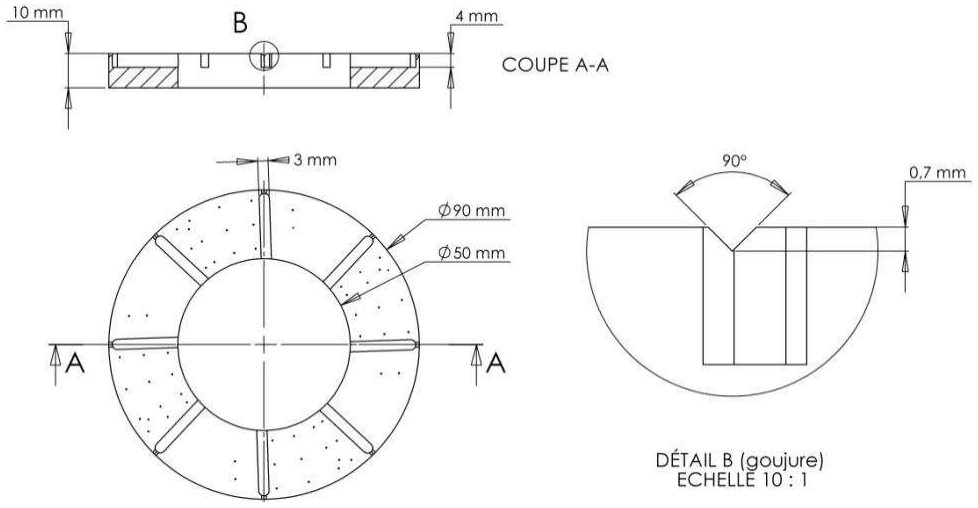


Figure 3-1 : Dimensions communes des butées d'essais.

Pour des raisons économiques, douze butées ont été réalisées dans une même série de fabrication. La réalisation des butées se fait en trois temps :

1. La première phase consiste à usiner les butées : les usinages comprennent la réalisation des anneaux, des rainures d'alimentation et des lamages au dos de la butée (Annexe A.2). La surface active brute est réalisée par une passe de finition en tournage permettant d'obtenir une planéité de l'ordre de 5 µm et une rugosité de 0,4 µm.
2. La seconde phase est l'usinage pour la spécification de la butée qui est fait au cas par cas (décrit par la suite).
3. La dernière étape vise à réaliser les perçages de Ø 0,3 mm débouchant sur la surface active pour l'implantation de l'instrumentation.

L'analyse comparative expérimentale présentée ici vise à appréhender les performances des butées hydrodynamiques et plus particulièrement, l'apport des texturations sur leurs performances. Pour objectiver les résultats, l'étude se porte sur des butées à plans inclinés, à poches, à faces parallèles lisses et à faces parallèles texturées.

Les premières campagnes d'essais ont été menées sur des butées conventionnelles (butées à plans inclinés et à poches), couramment employées dans l'industrie, dont les paramètres de fonctionnement ont fait l'objet de nombreuses études.. Ces campagnes d'essais ont constitué une base de référence pour situer de manière absolue les performances des butées texturées. De plus, des expérimentations additionnelles sur des butées à faces parallèles ont permis de quantifier concrètement le bénéfice de la texturation de surface.

La cohérence de conception des différents blochets permet de pouvoir comparer les grandeurs. Ainsi, la profondeur des cavités, des poches et les dénivelés des blochets à plans inclinés sont fixés à 20 µm.

La métrologie des pièces est définie par deux instruments : un rugosimètre interférométrique confocal et un instrument pour les mesures de circularité. Les mesures de circularité sont effectuées sur la face active avec un pas radial de 1mm, soit un total de 20 mesures par butée. Un programme permet de reconstruire la surface réelle par interpolation linéaire des mesures de circularité.

3.2 Grain mobile

Le grain mobile est un disque en acier C38 de 140 mm de diamètre et de 20 mm d'épaisseur. La surface supérieure est réalisée par une passe de finition en tournage pour obtenir une planéité inférieure à 10 µm. Cette surface est sévèrement tolérancée car elle constitue avec la butée le coin d'huile dans lequel va se créer le film lubrifiant. La surface réelle mesurée du grain mobile

est présentée en Figure 3-2. La piste de frottement de la butée est inscrite dans les cercles concentriques rouges où le battement circulaire axial est inférieur à 2 µm. Cependant, à ces défauts intrinsèques à la surface, s'ajoutent les défauts de faux-rond de la broche de précision. Le battement circulaire axial du grain mobile est contrôlé par un palpeur numérique après montage sur la broche de précision. Celui-ci, mesuré au rayon moyen (r=35mm) de la butée testée est de ± 1,5 µm. Toutefois, ces mesures sont réalisées en statique et le battement axial en fonctionnement reste indéterminé.

Ce grain mobile équipe l'ensemble des butées étudiées excepté pour la butée à plans inclinés polis avec un dénivelé de 20 µm où le grain mobile est fini par polissage (exposé au § 3.3.2).

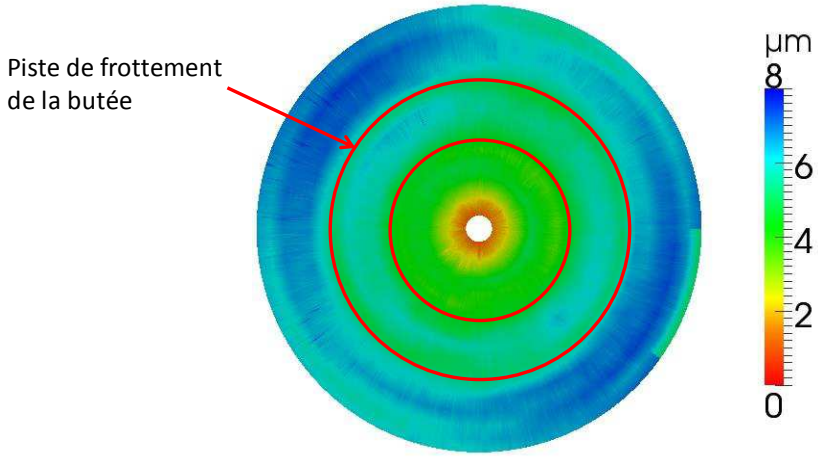
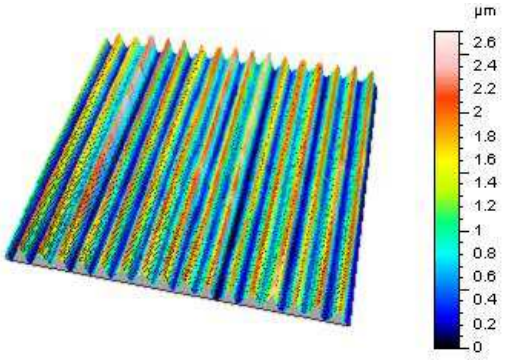


Figure 3-2 : Planéité de la surface active du grain mobile réalisé en tournage.

La surface élaborée avec enlèvement de copeaux présente une structure typique marquée par l'avance et la géométrie de l'outil à dresser. Les stries de la topographie présentée sur la Figure 3-3 sont concentriques et centrées sur l'axe de la butée. La rugosité (Sa) de la surface active est de 0,563 µm.



Paramètres d'amplitude

Sa	0,563 µm
Sq	0,682 µm
Sp	1,73 µm
Sv	0,995 µm
St	2,73 µm
Ssk	0,667
Sku	2,5
Sz	2,72 µm

Figure 3-3 : Topographie et paramètres d'amplitude de la surface supérieure du grain mobile.

3.3 Butées à plans inclinés

La première campagne d'essais menée avec la butée hydrodynamique à plans inclinés a mis en évidence l'importance de la rigueur qui doit être apportée à l'usinage. Une analyse a révélé que les dispersions de température entre les patins étaient principalement liées aux différences de hauteur constatée entre les blochets. Une seconde campagne d'essais menée avec une butée identique usinée avec plus de précision a permis de conforter ces mesures.

3.3.1 Butée à plans inclinés 20 µm obtenus par rectification

La géométrie de la butée hydrodynamique à plans inclinés avec un dénivelé de 20 µm réalisée en rectification est présentée en Figure 3-4. Le blochet est composé d'une surface parallèle et d'un plan incliné faisant office de zone convergente pour générer les pressions hydrodynamiques dans le contact (Figure 3-5 et annexe A.1). Le plan incliné est réalisé en rectification par un déplacement radial de la meule. Pour optimiser la répétabilité des surfaces, la butée est bridée dans un mandrin diviseur pour un déplacement angulaire rigoureux. Une cale de clinquant intercalée sous le mandrin diviseur définit l'angle d'inclinaison souhaité.

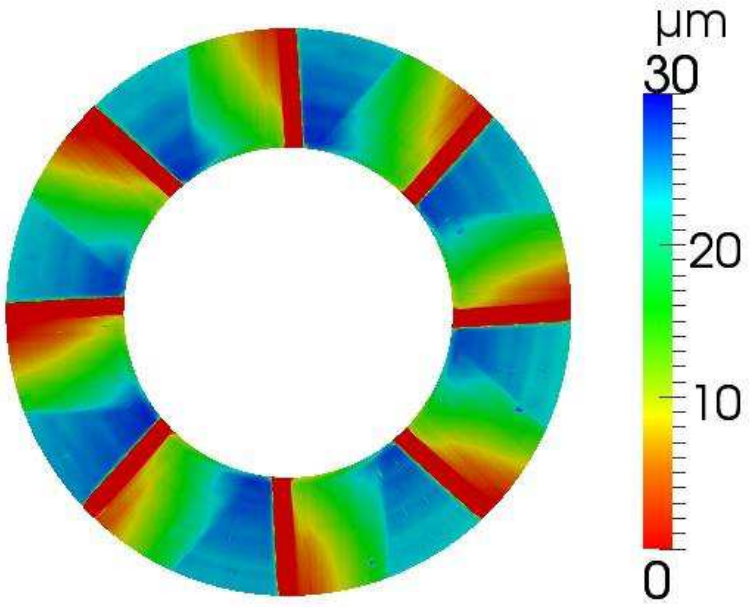


Figure 3-4 : Surface active de la butée à blochet 20 µm réalisée en rectification.

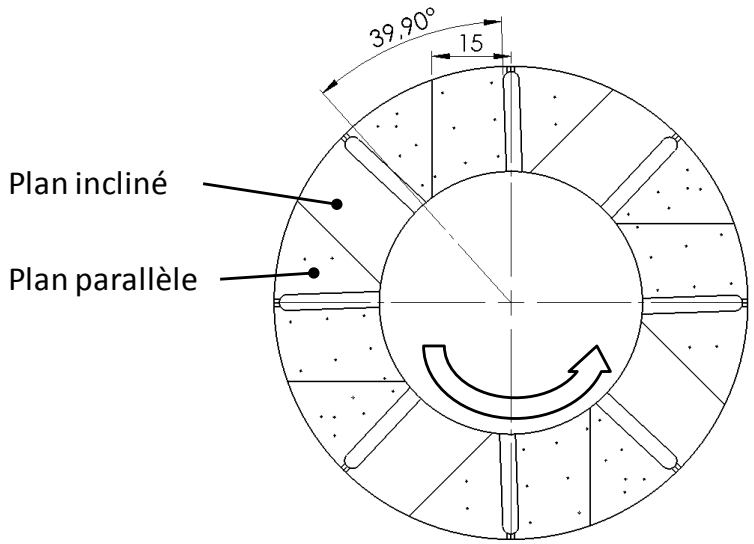


Figure 3-5 : Dimension de la butée à plans inclinés 20 µm.

Ce processus de fabrication présente des limites et ne permet pas de respecter fidèlement le plan de définition. Globalement, la surface présente un défaut de conicité avec une surépaisseur au rayon intérieur (Figure 3-4). Par ailleurs, la transition entre les plans incliné et parallèle présente une discontinuité avec un échelon au lieu d'un raccordement direct au niveau du plan parallèle. Pour une lecture plus aisée, le profil de circularité est tracé au rayon moyen (R=35mm) pour quatre blochets sur la Figure 3-6. Un échelon ou saut de plusieurs micromètres est constaté à la fin du plan incliné sur l'ensemble des patins. Ces dispersions géométriques n'altèrent pas les performances de la butée mais rendent complexe la comparaison avec un modèle numérique qui n'intègre pas ces dispersions.

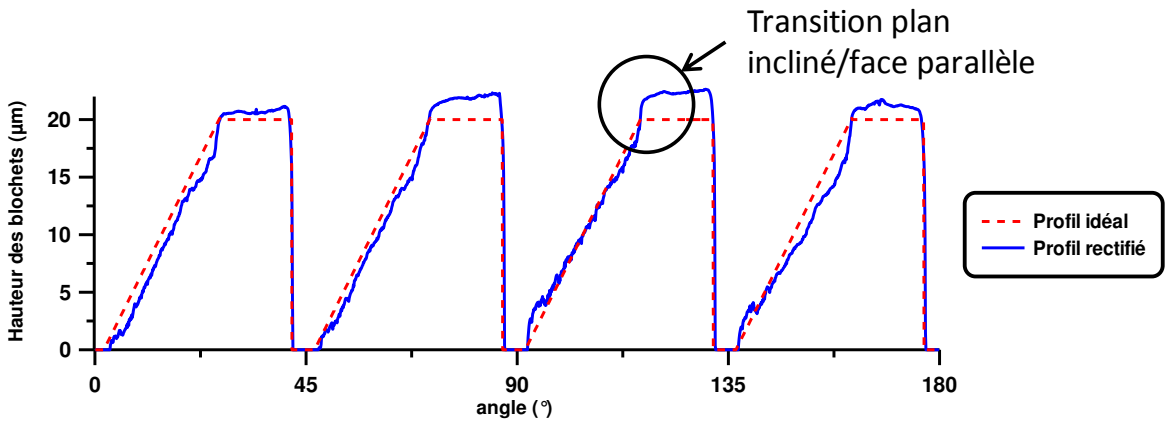


Figure 3-6 : Profil relevé au rayon moyen pour quatre blochets.

La cartographie de la surface active permet de quantifier les dénivelés, les angles des plans inclinés et les longueurs de ces derniers sur l'ensemble des huit blochets. Ces grandeurs moyennées sont présentées dans le Tableau 2.

Tableau 2 : Dimensions du plan incliné, moyennées sur les huit patins.

	Mesure	Plan de définition
Dénivelé de la pente (µm)	20,5	20
Angle du plan incliné (°)	0,078	0,076
Longueur du plan incliné (mm)	14,89	15

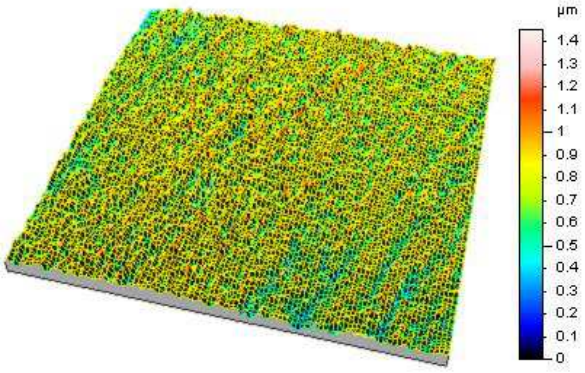
La réalisation de la surface parallèle et du plan incliné suivant un procédé de tournage et de rectification ne permet pas d'obtenir une topographie de surface homogène. La topographie de la surface parallèle (Figure 3-7) est la signature d'un usinage par tournage, les stries sont concentriques et centrés sur l'axe de symétrie de la butée. Tandis que l'état de surface du plan incliné est typique d'un procédé de rectification, la surface est peu rugueuse (Sa = 0,205 µm) et isotrope (Figure 3-8). Le coût de réalisation d'une telle butée est de 473€ H.T.



Paramètres d'amplitude

Sa	0,454 µm
Sq	0,543 µm
Sp	0,944 µm
Sv	1,48 µm
St	2,42 µm
Ssk	-0,643
Sku	2,45
Sz	2,42 µm

Figure 3-7 : Topographie et paramètres d'amplitude de la surface parallèle.



Paramètres d'amplitude

Sa	0,205 µm
Sq	0,265 µm
Sp	0,707 µm
Sv	0,746 µm
St	1,45 µm
Ssk	-0,145
Sku	3,13
Sz	1,45 µm

Figure 3-8 : Topographie et paramètres d'amplitude du plan incliné.

3.3.2 Butée à plans inclinés 20 µm obtenus par polissage

Afin d'affiner la compréhension du comportement d'une butée à plans inclinés, une campagne d'essais a été réalisée en mettant l'accent sur la qualité de l'état de surface des surfaces usinées. L'objectif de cette campagne était de pouvoir quantifier l'influence des dispersions géométriques liées à l'usinage et de comparer finement les données expérimentales à un modèle numérique.

La réalisation de ces blochets nécessite quatre phases de fabrication. La première étape consiste à polir les deux surfaces planes pour garantir un parallélisme et un défaut de planéité de l'ordre du micromètre. Ainsi, le bridage de la pièce est précis et la surface active fait office de référence absolue pour la réalisation des pentes. La réalisation des pentes se fait en deux temps. Les pentes sont dégauchies en fraisage avec une fraise de polissage adaptée pour la circonstance. La précision du déplacement des tables de la machine-outil et de l'usure progressive de l'outil durant la période d'usinage ne permet pas de reproduire exactement les mêmes pentes. Les pentes sont alors reprises manuellement pour affiner leur reproductibilité. Cette opération fastidieuse nécessite une certaine dextérité du technicien en charge de l'opération. En effet, chaque polissage manuel est ponctué par une mesure de la surface. La surface finale est ainsi obtenue par des centaines d'itérations. Cette phase a nécessité 45 heures de main d'œuvre pour un coût estimé à 3 000 €. La butée à plans inclinés est finalisée après avoir blanchi (léger polissage) les surfaces parallèles. La réalisation d'une butée avec de telles exigences de tolérance géométrique est onéreuse et fastidieuse à fabriquer. Malgré les consignes drastiques données au sous-traitant, la surface finale n'est pas tout à fait à la hauteur de nos attentes. La cartographie de la butée à plans inclinés polis avec un dénivelé de 20 µm est présenté en Figure 3-9. Comme nous pouvons l'observer sur cette figure, la pente est plus prononcée au rayon intérieur. En revanche, la planéité de l'ensemble des surfaces parallèles est excellente, le double battement étant de l'ordre du micromètre.

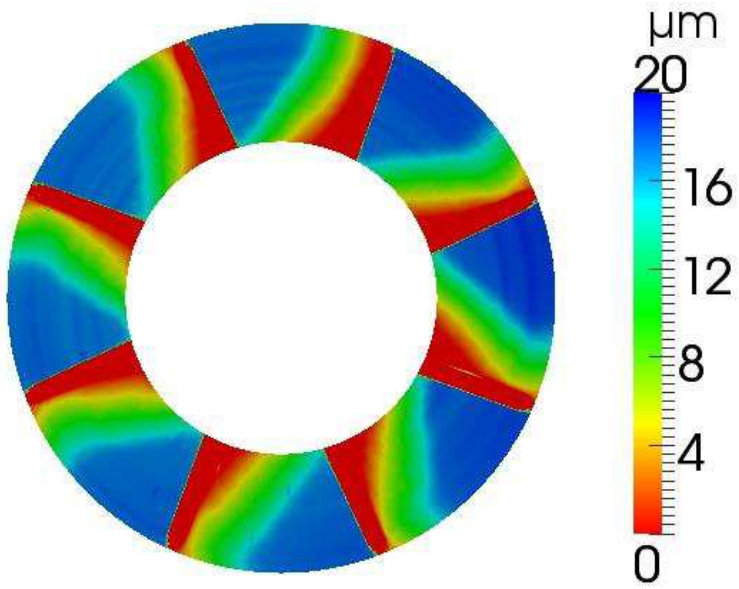


Figure 3-9 : Planéité de la surface active de la butée à blochet 20 µm réalisée en polissage.

Le profil au rayon moyen est conforme aux attentes : le dénivelé du blochet est de 20 µm et sa longueur de 15 mm avec une faible dispersion entre les patins (Figure 3-10).

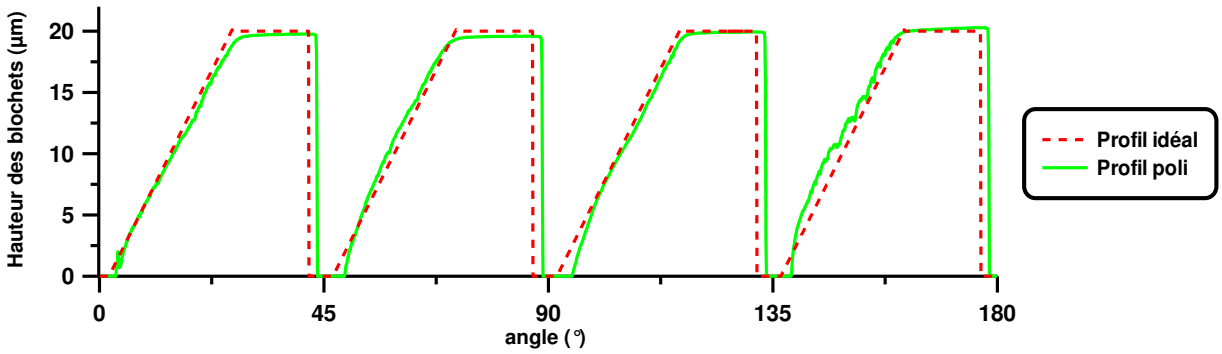
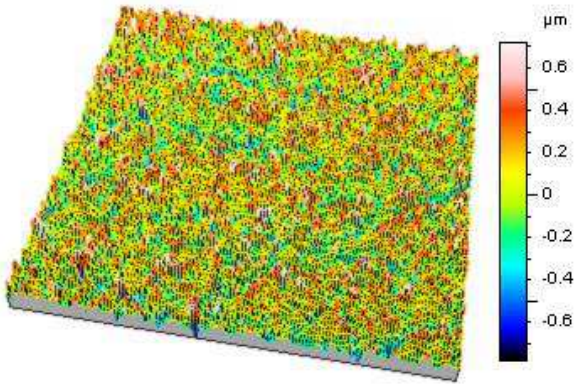


Figure 3-10 : Profil relevé au rayon moyen pour quatre blochets

Dans l'optique de parfaire les mesures expérimentales, un grain mobile poli a été spécifiquement réalisé pour ces essais. Ce procédé permet de minimiser le battement axial lors du mouvement rotatif et ainsi de limiter les vibrations. La surface mesurée du grain mobile est présentée en Figure 3-11. Elle présente une rugosité Sa = 0,25 µm.



Paramètres d'amplitude

Sa	0,252 µm
Sq	0,321 µm
Sp	0,879 µm
Sv	0,953 µm
St	1,83 µm
Ssk	-0,128
Sku	3,2
Sz	1,83 µm

Figure 3-11 : Topographie et paramètres d'amplitude du grain mobile poli.

3.3.3 Butée à plans inclinés 10 µm obtenus par rectification

En vue d'étudier l'influence du dénivelé et de faire une transition entre une butée à face parallèle et une butée à plans inclinés 20 µm, une campagne d'essais a été menée sur une butée à plans inclinés rectifiés avec un dénivelé de 10 µm et une longueur de 7,5 mm (Figure 3-12). Le procédé employé est identique à celui présenté au §3.3.1. La surface active présente un défaut de conicité semblable avec une altitude qui croit vers le rayon intérieur.

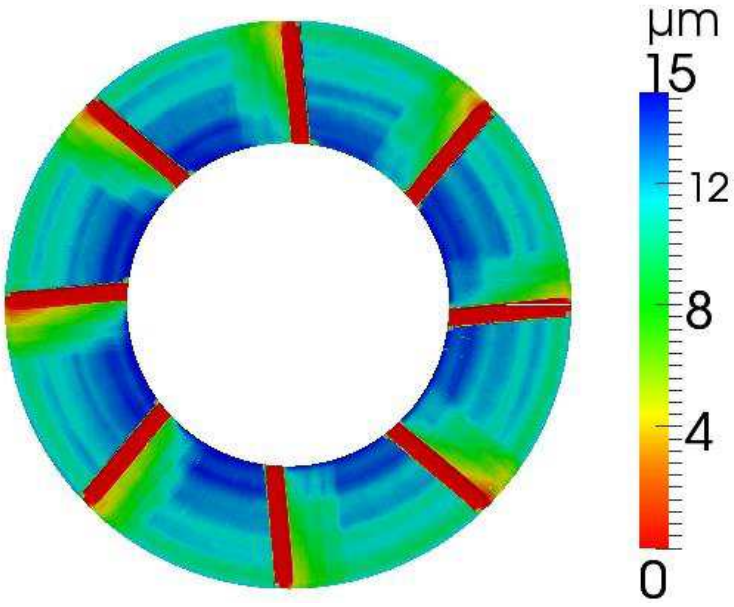


Figure 3-12 : Planéité de la surface active de la butée à blochet 10 µm réalisée en rectification.

L'usinage de si petites pentes est délicat à réaliser avec une rectifieuse conventionnelle. La géométrie réelle présente des écarts d'environ 40% par rapport à la géométrie souhaitée. La Figure 3-13 est le relevé du profil de la butée au rayon moyen pour quatre blochets. Le dénivelé moyen des blochets est de 6,5 µm pour 10 µm souhaité.

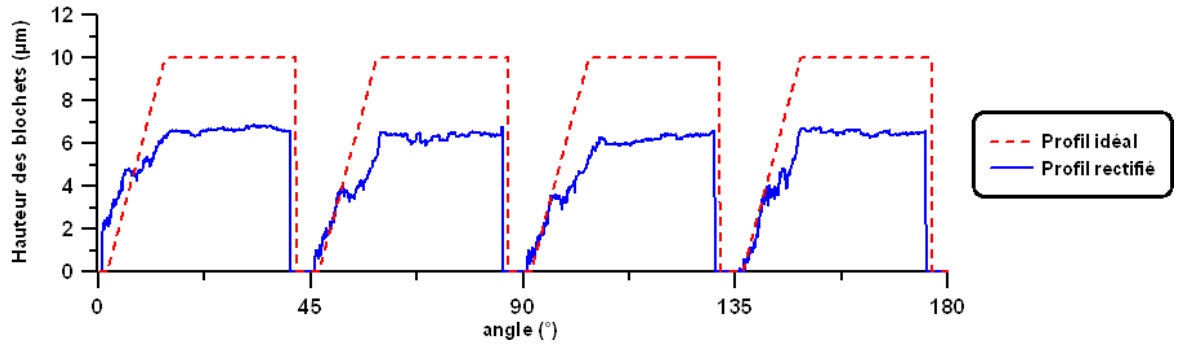


Figure 3-13 : Profil relevé au rayon moyen pour quatre blochets.

Les rugosités des plans parallèle et incliné sont similaires à celle observées sur la butée à plans inclinés rectifiées avec un dénivelé de 20 µm (§3.3.1).

3.4 Butées à faces parallèles

Le fonctionnement des butées planes à faces parallèles a suscité de nombreux débats au sein de la communauté scientifique et les phénoménologies de ces butées ont été controversées. Néanmoins, des études récentes ont montré que la portance hydrodynamique était principalement due aux gradients thermiques créant une expansion du blochet. Cette déformation convexe est à l'origine d'une zone convergente appelé « coin d'huile » qui se substitue partiellement à l'usinage d'un plan incliné.

Les irrégularités de la surface active, liées aux dispersions d'usinage, sont connues pour former de multiples zones convergentes et divergentes qui favorisent la portance. Les travaux présentés dans cette étude intègrent aussi l'influence de ces irrégularités de surface (exposé au §4.2.4). Pour ce faire, une campagne d'essais a été effectuée avec une butée hydrodynamique réalisée par tournage et comparée aux résultats expérimentaux obtenus avec une butée dont la surface active a été polie.

Les butées à faces parallèles peuvent être considérées comme un cas particulier d'une butée texturée où la densité de texturation serait nulle.

3.4.1 Butée à faces parallèles obtenue par tournage

La butée à faces parallèles tournée se résume à une butée hydrodynamique brute sans reprise d'usinage particulier (annexe A.2). La réalisation de ce type de butée est environ 30% moins onéreuse qu'une butée à plans inclinés (§3.3.1) avec un coût d'usinage qui s'élève à 343€ H.T. La finition de la surface active par tournage de la butée à faces parallèles est présentée en Figure 3-14. La planéité de la surface a une amplitude d'environ 5 µm.

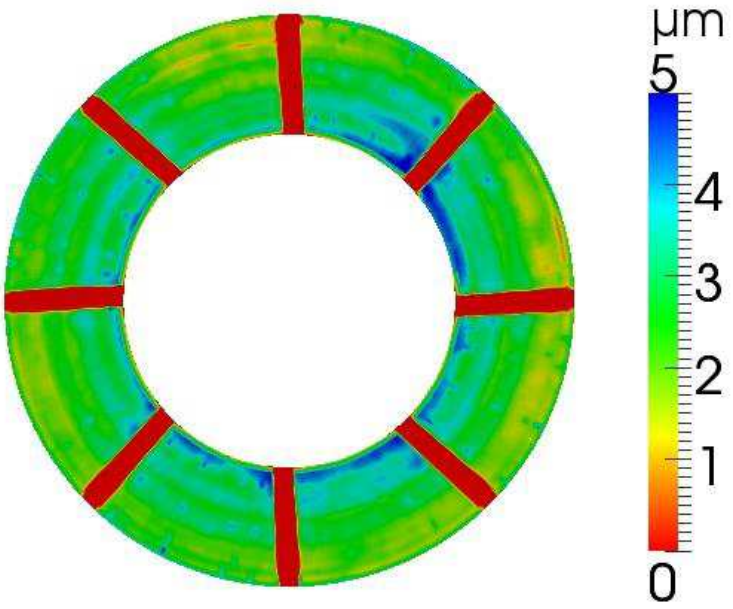


Figure 3-14 : Planéité de la surface active de la butée plane à faces parallèles réalisée en tournage.

L'entrée du patin ne comporte ni chanfrein ni arrondi qui pourrait faire office de convergent. La Figure 3-15 est un aperçu de la transition entre la rainure d'alimentation et l'entrée du patin. Au regard de l'échelle, l'arrondi peut être considéré comme négligeable vis-à-vis d'une zone convergente.

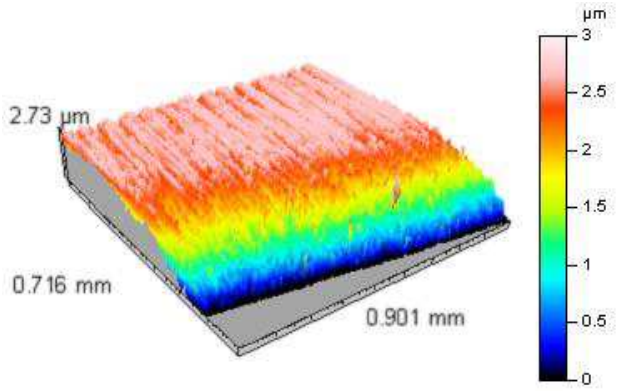
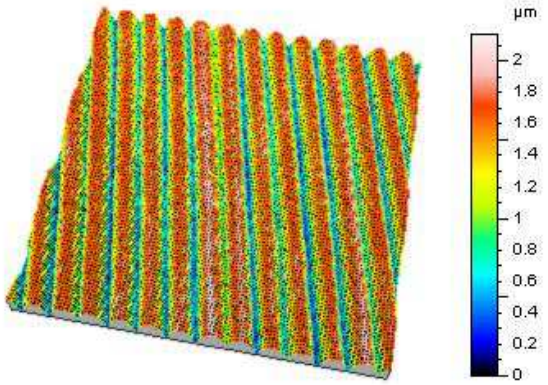


Figure 3-15 : Détail à l'entrée du patin.

La topographie de la surface active réalisée par une passe de finition en tournage est illustrée en Figure 3-16. Encore une fois, la forme périodique des stries correspond au passage de l'outil à dresser durant l'opération de tournage. Les stries sont concentriques et centrés sur l'axe de la butée.



Paramètres d'amplitude

Sa	0,411 µm
Sq	0,496 µm
Sp	0,856 µm
Sv	1,31 µm
St	2,70 µm
Ssk	-0,758
Sku	2,63
Sz	2,17 µm

Figure 3-16 : Topographie et paramètres d'amplitude de la butée à faces parallèles tournée.

3.4.2 Butée à faces parallèles obtenue par polissage

Le procédé de polissage est employé pour limiter les irrégularités de surface afin d'obtenir une surface la plus plane possible. La surface a un aspect lisse et brillant (Figure 3-17).

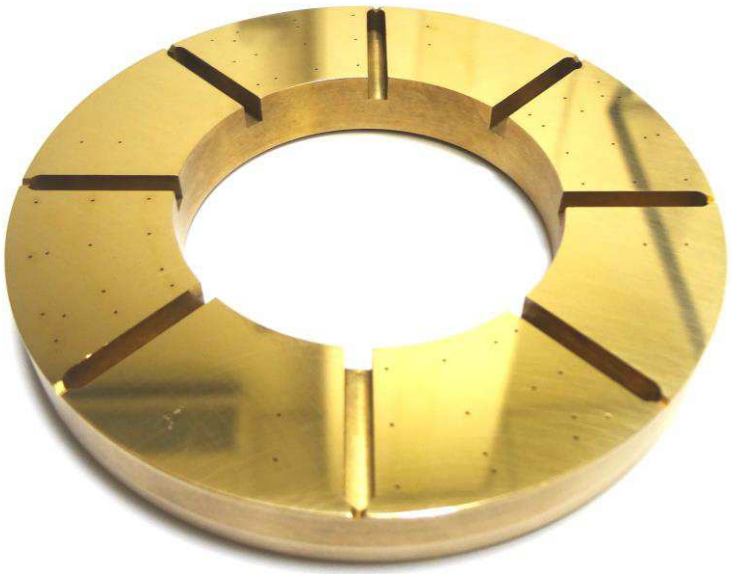


Figure 3-17 : Photographie de la butée plane polie.

La planéité circulaire axial de la butée à faces parallèles polie est présentée en Figure 3-18. Les irrégularités de la surface sont nettement atténuées et divisées par cinq comparées à celles obtenues avec une finition par tournage. Ce procédé basique et peu onéreux, coûte 40 € soit un coût total de 383 € H.T. pour la butée finie.

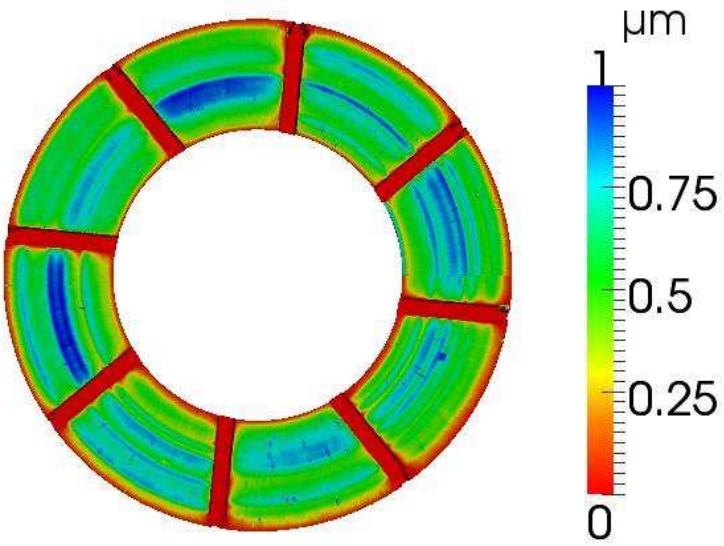


Figure 3-18 : Planéité de la surface active de la butée plane à faces parallèles réalisée en polissage.

Tout comme il a pu être observé sur la butée plane tournée, l'entrée du patin ne comporte ni chanfrein ni arrondi de bord (Figure 3-19).

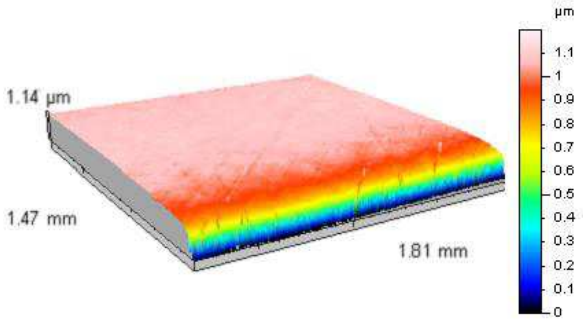
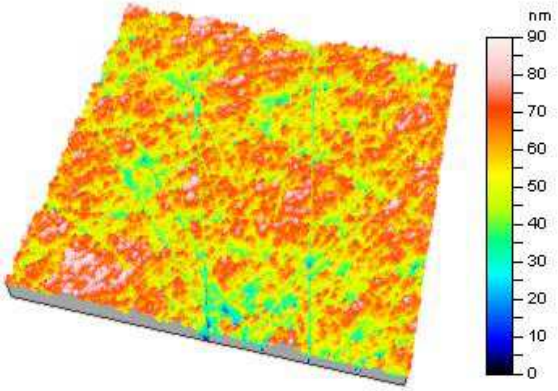


Figure 3-19 : Détail à l'entrée du patin.

La topographie de la surface polie est présentée en Figure 3-20, le polissage de la surface conduit à une rugosité inférieure à 0,01µm.



Paramètres d'amplitude

Sa	9,82 nm
Sq	12,8 nm
Sp	32 nm
Sv	54,6 nm
St	86,7 nm
Ssk	-0,696
Sku	4,61
Sz	83,4 nm

Figure 3-20 : Topographie et paramètres d'amplitude de la butée à faces parallèles polie.

3.4.3 Comparaison des profils obtenus par tournage et par polissage

L'analyse des butées planes à faces parallèles s'est portée sur deux finitions de la surface active afin de cerner l'influence des irrégularités de surface. Le polissage atténue fortement les irrégularités de surface et les écarts de niveau entre les plans parallèles comparés à ceux issus d'un usinage traditionnel par tournage. La Figure 3-21 met en évidence l'écart constaté avec les deux processus. Ces circularités sont tracées au rayon moyen pour les deux butées. Paradoxalement, une finition de haute qualité n'optimise pas pour autant les performances de la butée mais permet de fiabiliser les mesures expérimentales, comme nous le montrerons lors de la confrontation des résultats obtenus avec ces deux butées.

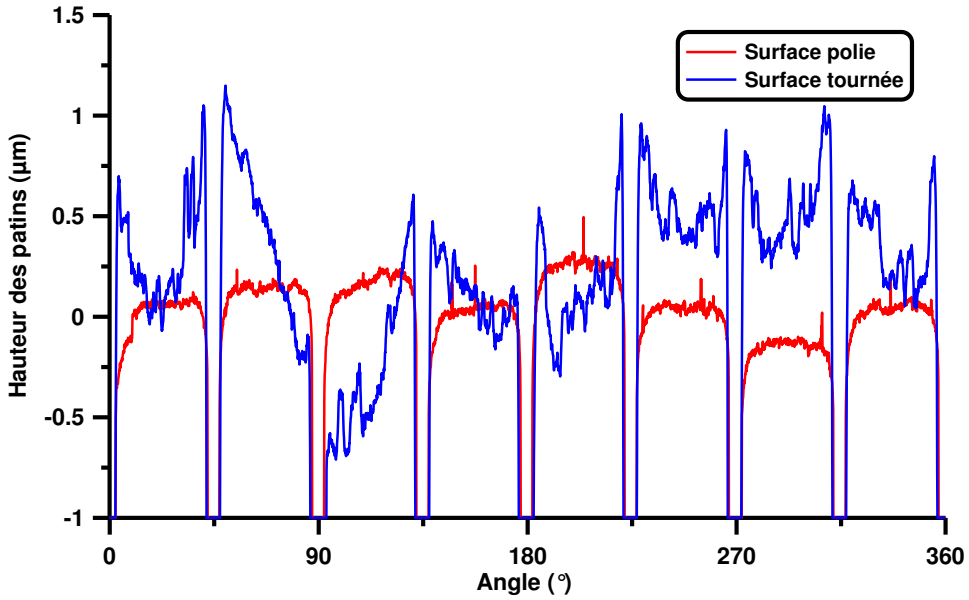


Figure 3-21 : Profils des butées planes à faces parallèles pris au rayon moyen.

3.5 Butée à poches

Tout comme la butée plane à faces parallèles, la butée à poches est considérée comme un cas particulier de butée texturée où la texturation atteint une densité de 100%. Comme le montre la Figure 3-22, la poche est centrée sur le patin et s'étend sur 75% de sa largeur et 70% de sa longueur avec une profondeur de poche de 20 µm (annexe A.3).

La poche est réalisée en fraisage avec un outil de diamètre 4 mm. Ce diamètre se justifie par les rayons de fond de poche qui doivent être le plus petit possible. L'usinage des poches est réalisé par programmation d'une fraiseuse numérique qui définit les cycles de passage de l'outil. Bien que ce procédé soit moins onéreux que l'enfonçage par électroérosion (520 € H.T.), il n'est pas le mieux adapté pour réaliser une passe de 20 µm. L'usure de l'outil associée à la précision des chariots permettent difficilement d'obtenir une rigueur d'usinage avec une dérive inférieure au

micromètre. La cartographie de la butée (Figure 3-23) montre les dispersions sur les profondeurs des poches. En revanche, les tolérances sur les dimensions de la poche sont respectées.

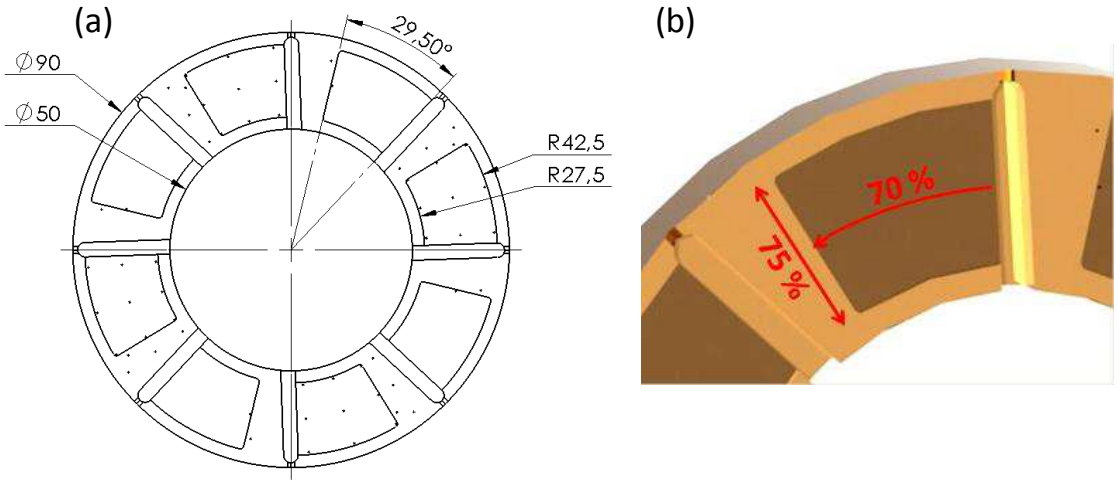


Figure 3-22 : Butée à blochets. A : Dimension absolue ; B : Dimension relative de la poche.

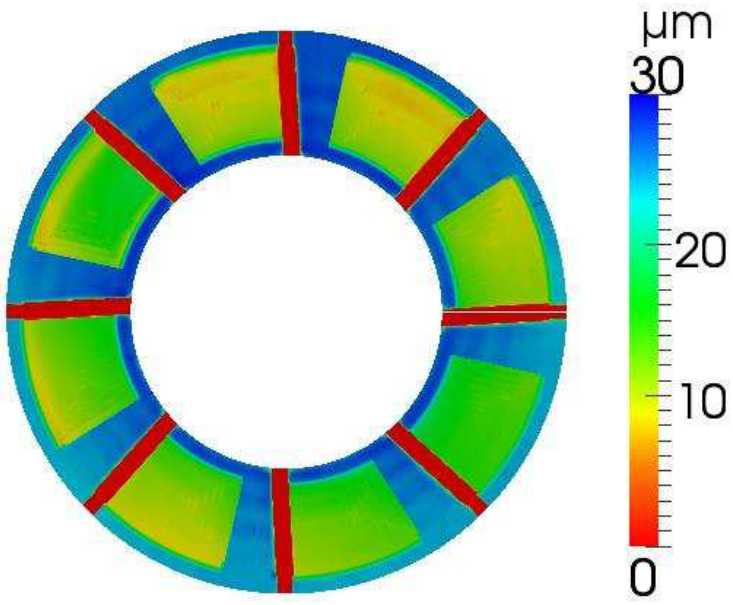


Figure 3-23 : Cartographie de la surface active de la butée à poches.

La profondeur moyenne des poches est complexe à déterminer (car les fonds de poche sont hétérogènes) mais est estimé à 15 µm. La mesure au microscope interférométrique focalisée sur la fin de poche (Figure 3-24) illustre la hauteur locale de l'échelon. Le fraisage des surfaces permet d'obtenir une transition nette entre les plans (Figure 3-24 B) malgré une bavure relevée sur la partie supérieure. La période de rodage lors des phases d'arrêt et de démarrage élimine progressivement cette bavure.

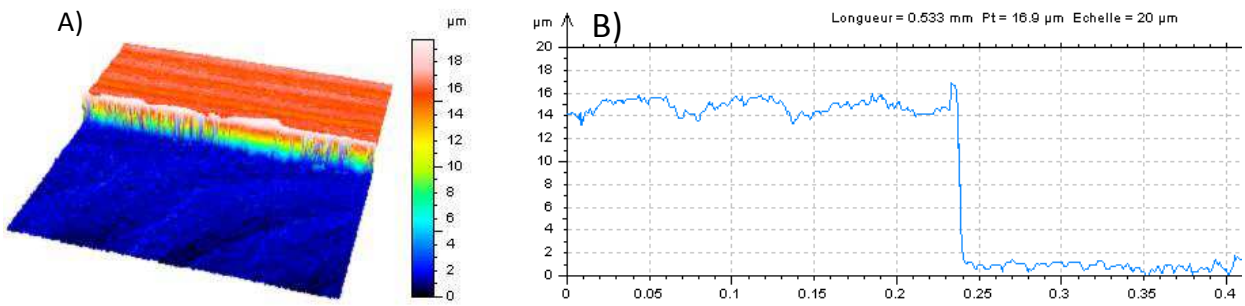
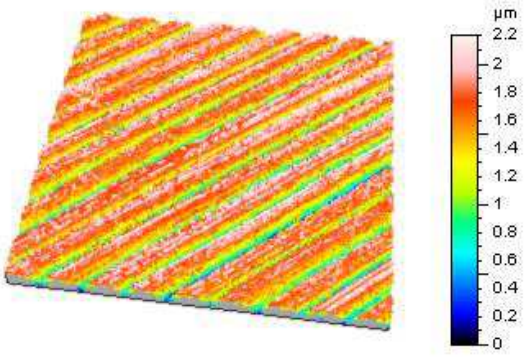


Figure 3-24 : Détail du blochet en fin de poche. A : Mesure au microscope ; B : Extraction de profil en fin de poche.

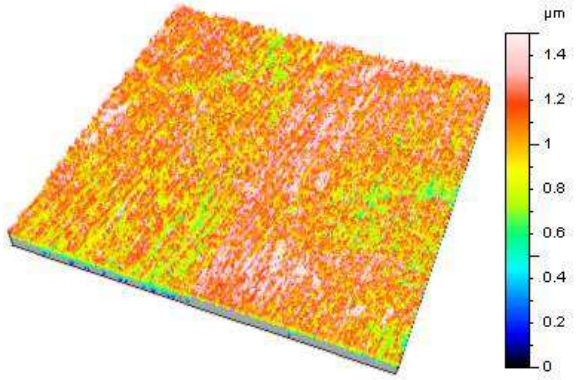
La surface supérieure de la butée est issue de la surface brute de tournage avec une rugosité Sa de 0,375 µm (Figure 3-25). Tandis que le fraisage de la poche engendre une rugosité (Sa) plus faible de 0,21 µm (Figure 3-26).



Paramètres d'amplitude

Sa	0,375 µm
Sq	0,455 µm
Sp	0,907 µm
Sv	1,30 µm
St	2,21 µm
Ssk	-0,553
Sku	2,59
Sz	2,21 µm

Figure 3-25 : Topographie et paramètres d'amplitude de la surface supérieure de la butée à poches.



Paramètres d'amplitude

Sa	0,208 µm
Sq	0,263 µm
Sp	0,794 µm
Sv	0,797 µm
St	1,59 µm
Ssk	-0,192
Sku	3,04
Sz	1,59 µm

Figure 3-26 : Topographie et paramètres d'amplitude du fond de poche de la butée à poches.

La réalisation d'une seconde butée à poches de haute précision par micro-usinage a été envisagée pour affiner les mesures expérimentales mais l'investissement de 2 500 € pour l'obtention d'une géométrie de poche quasi parfaite ne s'est pas justifié.

3.6 Butées à faces parallèles texturées

L'objectif premier des travaux présentés dans ce mémoire de thèse est d'étudier l'influence de la texturation de surface appliquée aux butées hydrodynamiques à faces parallèles. De nombreuses études numériques ont montré que les textures permettaient un gain notable sur la minimisation du frottement et/ou sur la maximisation de la portance. L'optimisation de ces surfaces nécessite de quantifier dimensionnellement de nombreux paramètres qui varient avec le régime de fonctionnement atteint. Ainsi, les paramètres à établir sont : la zone du patin à texturer, la profondeur des alvéoles, la densité de texturation et la forme des cavités. Une étude paramétrique complète basée sur l'équation de Reynolds proposée par Dobrica et al. [83] a permis de quantifier ces grandeurs. Le choix dimensionnel des textures présenté ici est fortement inspiré de ces travaux. L'analyse par une approche expérimentale est onéreuse et chronophage. Tous les paramètres ont été maintenus constants à l'exception de la densité de texturation qui a été fixée à 16%, 25% et 56%. La densité est définie comme étant le rapport :

$$Densité = \frac{Aire\ texture}{Aire\ cellule}$$

L'aire de la cellule est définie comme étant une zone carrée fictive de 1 mm de côté dans lequel est inscrite la cavité (Figure 3-27). Pour ces trois densités, l'alvéole est centrée sur la cellule, ce qui se traduit par un décalage entre la rainure d'alimentation et la première rangée de texture.

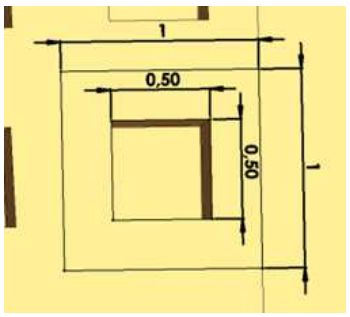


Figure 3-27 : Exemple de densité de texturation à 25%.

Une campagne d'essais supplémentaire a été réalisée sur l'influence de la position de la première rangée de texture, pour le cas d'une densité de 56%, afin de confirmer la supériorité de cette configuration prédite par Dobrica et al [102]. Dans ce cas particulier, la première rangée de texture communique avec la rainure d'alimentation. Ceci modifie les conditions d'alimentation à l'entrée du patin en soumettant la première rangée de texture à la pression d'alimentation. Pour distinguer ces deux configurations, et pour une aisance de lecture, une

notation est attribuée à ces deux butées : le cas où la texture est Centrée dans la cellule est noté 56%C (Figure 3-28 a) et le cas où la texture est Excentré est noté 56%E (Figure 3-28 b).

(a) (b)

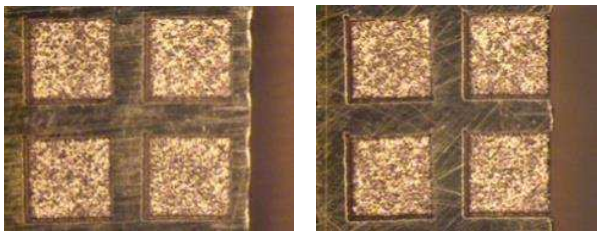


Figure 3-28 : Détail à l'entrée du patin. a) 56%C : texture Centrée sur la cellule, b) 56%E : texture Excentrée sur la cellule.

Les paramètres dimensionnels ont été définis pour tester les butées avec une configuration optimale. La texturation est centrée radialement sur le patin pour une largeur relative de 75% tandis qu'axialement, la texturation se situe à l'entrée du patin pour une longueur relative de 70% (Figure 3-29 A et annexe A.4). Il faut noter que la zone de texturation ainsi obtenue coïncide avec la poche de la butée à poches. La photographie d'une butée hydrodynamique partiellement texturée (densité 56%) à faces parallèles est montrée en Figure 3-29 (B).

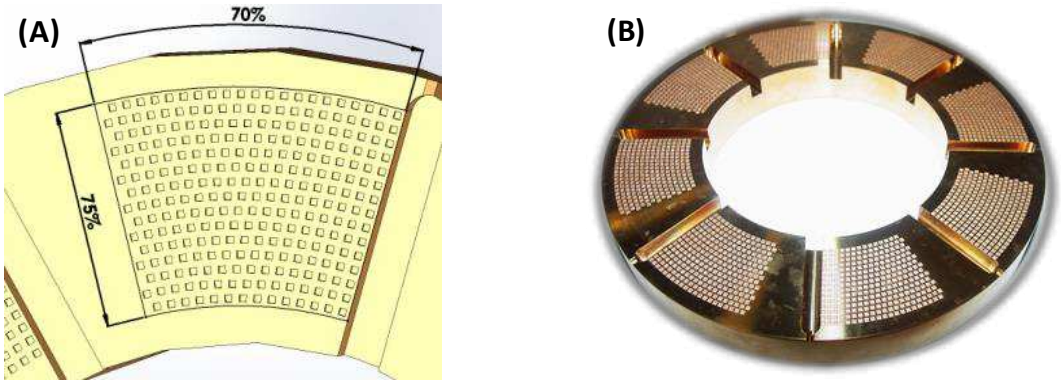


Figure 3-29 : Implantation de la texturation sur le blochet. A) Zone texturée ; B) Photographie d'une butée texturée à faces parallèles.

3.6.1 Pertinence de la configuration géométrique des textures

L'étude paramétrique de Dobrica et al. [102] permet de déterminer la configuration optimale d'un blochet texturé à plan incliné avec un rapport des épaisseurs de film à l'entrée et la sortie égale à deux. Ceci ne correspond pas exactement à notre configuration dans la mesure où le blochet conserve une surface parallèle. Néanmoins, de nombreuses études numériques sur l'optimisation des surfaces parallèles texturées présentent des conclusions similaires :

- La texture à un effet positif sur la portance et la réduction de frottement si le patin est partiellement texturé, tel n'est pas le cas lorsque la texturation couvre 100 % du patin.
- L'augmentation de la densité de texturation améliore les performances.

- Le fonctionnement est fortement dépendant de la profondeur des cavités et plus particulièrement du ratio « profondeur des cavités/épaisseur minimale du film ».
- L'optimisation de la forme de la cavité (carrée, rainure transverse ou rainure longitudinale) permet de bénéficier d'un gain sur la capacité de charge.

Le choix de la répartition de la texturation sur le patin est étroitement lié à la largeur de texture / largeur de patin pour une forme d'alvéole carrée fixée. La Figure 3-30 montre la variation de la capacité de charge, pour deux densités considérées (22,5% et 60%), en fonction de la largeur (A) et de la longueur (B) de texturation. La continuité des résultats numériques permet aisément l'interpolation entre les points calculés. Quelle que soit la densité de texturation, les distances (longueur ou largeur) optimales texturées sont peu affectées par la densité. D'après ce graphique, la largeur optimale de texturation est de 65% (Figure 3-30 A) de la largeur du patin et la longueur optimale de 75% de la longueur relative du patin (Figure 3-30 B). La zone de texturation des butées expérimentées est définie à 75% de la longueur et 70% de largeur du patin.

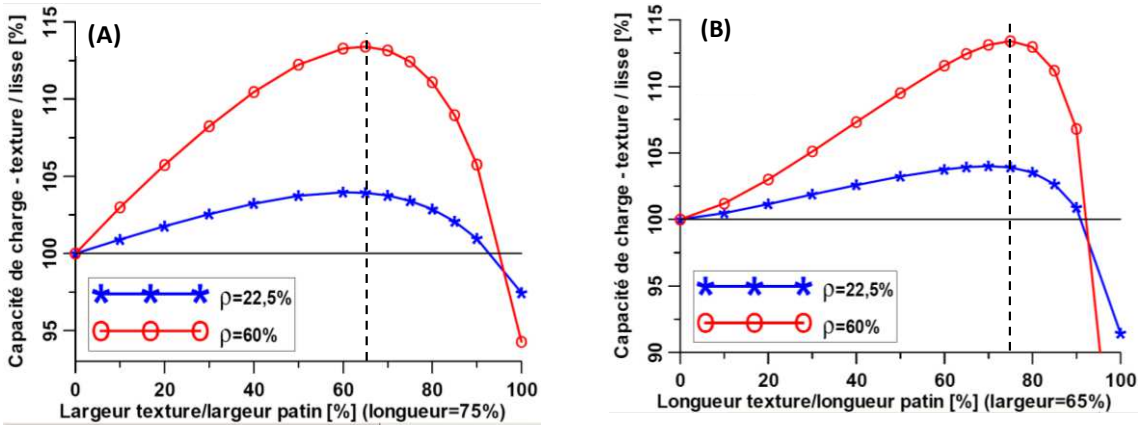


Figure 3-30 : Influence de la taille de la zone texturée sur la capacité de charge (Dobrica et al. [102]).

Une fois la zone de texturation optimale fixée, la profondeur doit être déterminée. Pour les deux densités considérés (22,5% et 60%), la Figure 3-31 (A) montre le gain sur la capacité de charge en fonction du ratio « profondeur de texturation/épaisseur minimale du film ». Les profondeurs optimales des textures fluctuent légèrement suivant leurs densités. Ainsi, pour une densité de 22,5%, la profondeur optimale est de 0,6 fois l'épaisseur de film tandis qu'elle est de 0,8 pour une densité de 60%. Ces résultats numériques sont déterminés en imposant une épaisseur de film constante, or ce n'est pas le cas dans des conditions de fonctionnement réelles avec des variations de régime. La profondeur des textures de 20 µm des butées étudiées a été choisie en espérant obtenir une épaisseur de film suffisante pour satisfaire un ratio moyen de 0,8. Les mesures expérimentales du film lubrifiant ont révélé un ratio compris entre 0,6 et 1,4. L'approche expérimentale de ces travaux a permis d'appréhender l'influence de la variation de

la densité sur les performances des butées. Comme le montre la Figure 3-31 (B), pour des valeurs optimales de la zone texturée déterminées précédemment, la capacité de charge augmente avec la densité pour atteindre une configuration optimale à une densité de100% (configuration d'un patin à poche). Le choix des textures étudiées s'est portée sur les densités suivantes : 16%, 25% et 56%. La réalisation d'une densité de texture supérieure à 70% est difficile voire impossible à réaliser avec une forme carrée. En effet, l'étude numérique modélise un blochet comme étant une surface rectangulaire or ce n'est pas le cas d'une butée circulaire. La forme du patin en secteur annulaire (Figure 3-32) fait que les cellules doivent avoir une inclinaison de manière à obtenir une arrête de la cavité confondue avec un rayon de la butée. Ainsi, une forte densité peut engendrer le chevauchement des cavités. Par ailleurs, la proximité des cavités entraine des interstices minces de l'ordre du dixième de millimètre pour une densité de 75% qui peuvent provoquer une fragilisation de la surface.

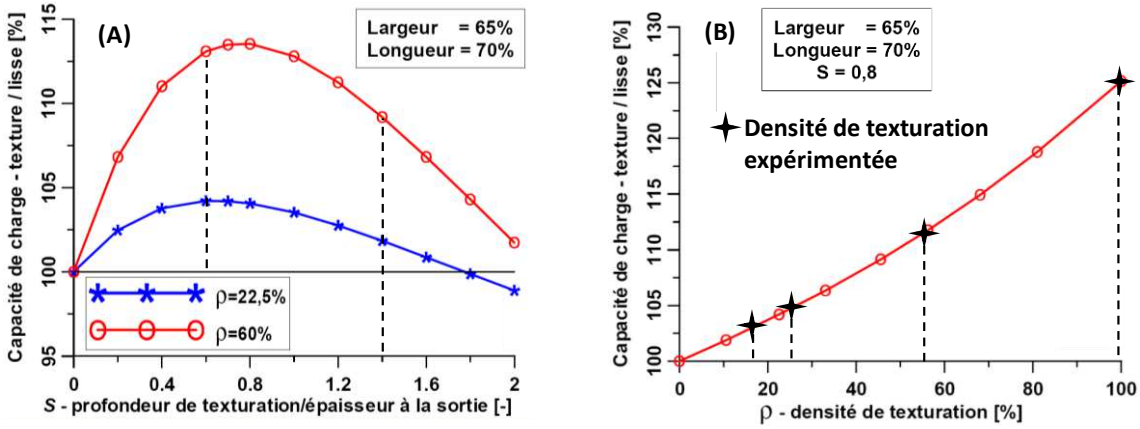


Figure 3-31 : Influence de la profondeur (A) et de la densité (B) de texturation sur la capacité de charge (Dobrica et al. [102]).

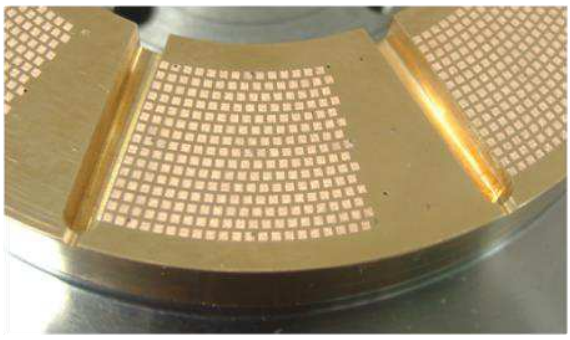


Figure 3-32 : Photographie d'un blochet texturé.

3.6.2 Processus de fabrication

L'usinage laser est une technique très utilisée pour la texturation de surface. Le faisceau de quelques micromètres de diamètre permet de réaliser de la gravure surfacique avec des formes complexes et avec des angles à faibles rayons de courbure. La constance de travail (non usure

de l'outil) permet d'obtenir une régularité de l'usinage avec une excellente répétabilité des cavités à reproduire. Les tolérances drastiques (de l'ordre du micromètre) des tables de déplacement permettent une excellente précision géométrique suivant le plan à usiner. La Figure 3-33 montre un exemple de capacité d'un usinage laser à disposer des cavités avec une précision au micromètre. La distance (longitudinale et transversale) souhaitée entre les textures est de 1 mm.

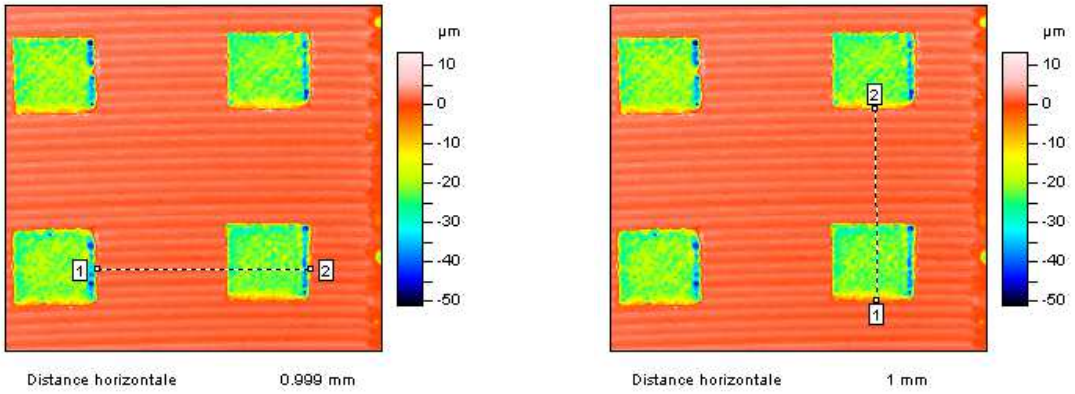


Figure 3-33 : Mesure des distances entre les cellules (longueur souhaitée : 1 mm).

Le contrôle de la profondeur est en revanche plus délicat car il dépend du réglage des impulsions laser et de la qualité du matériau. Le laser est focalisé directement sur la surface à texturer, la gravure est engendrée par un processus d'ablation thermique. La qualité d'usinage est définie principalement par la puissance du laser, sa fréquence et la durée du tir. Selon la durée du tir du laser, il peut y avoir des débris de surface qui doivent être retirés. Les technologies de lasers récentes à tir très court (les femtolasers) permettent de réduire la « zone thermiquement altérée » et de supprimer la présence de débris. Pour des raisons économiques, la texturation a été réalisée par une technologie de « nanolasers», pour une même configuration de texture le coût d'usinage est divisée par 5, soit un total de 800 € (P.U. H.T.) contre 4 500 € pour une technologie femtolasers (temps d'étude compris).

La Figure 3-34 illustre un exemple qualitatif d'une ablation laser avec une technologie « femtolasers » (A) et « nanolasers » (B) sur un échantillon de bronze CuSn9P (matériau de la butée). La cavité obtenue part tir très rapide (Figure 3-34 A) à une forme nette, régulière, à profondeur contrôlée et sans bavure sur la surface supérieure. La qualité d'usinage se dégrade fortement avec une technologie « nanolasers » lorsque la fréquence du tir diminue (Figure 3-34 B). L'entrée dans la matière nécessite une puissance supplémentaire qui se traduit par une cuvette de plusieurs micromètres sur une arrête de la cavité. De plus, la surface ablatée est très rugueuse et des débris sont présents sur la surface supérieure.

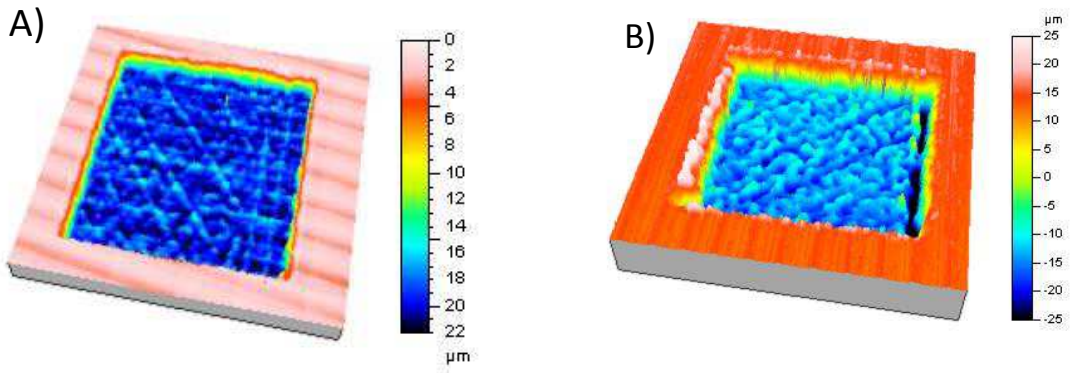


Figure 3-34 : Détail de l'usinage d'une cavité par ablation laser. A) technologie « Femtolasers »; B) Technologie « Nanolasers » .

Pour pallier ces désagréments, la surface supérieure est polie pour ébavurer les débris de surface et pour ajuster la profondeur moyenne des poches. La Figure 3-35 représente une cavité mesurée avant (A) et après (B) le rodage de la surface. Cette finition est celle obtenue sur l'ensemble des butées texturées étudiées.

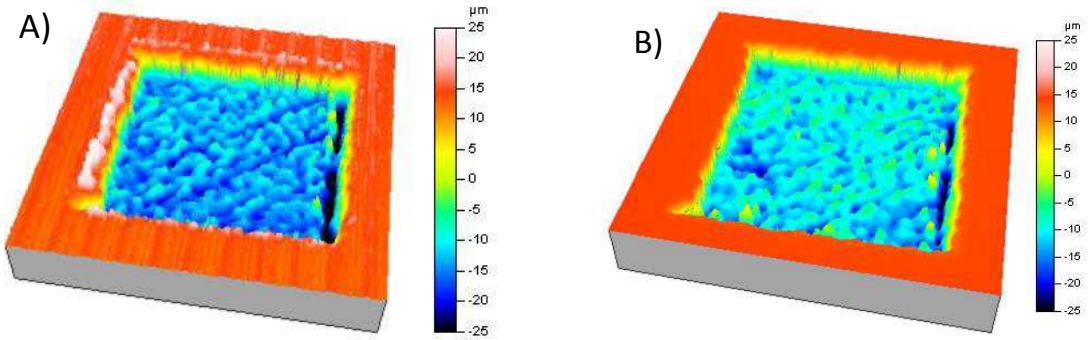


Figure 3-35 : Détail de l'usinage d'une cavité par ablation laser utilisant une technologie « nanolasers ». A) surface ablatée brute; B) surface ablatée avec finition de la surface supérieure par polissage.

3.6.3 Métrologie des butées à surfaces texturées

Les procédés de fabrication employés pour la réalisation des butées hydrodynamiques texturées ont été rigoureusement identiques et réalisés chez les mêmes sous-traitants. Les mesures effectués sont la planéité de la surface supérieure et la quantification dimensionnelle des alvéoles. La planéité de la surface supérieure est obtenue en mesurant des circularités entre les rangées de texture avec un pas de 1 mm, soit 20 mesures. Les résultats métrologiques ont été réalisés après la phase de polissage finale. L'obtention d'une surface plane permet de limiter les dérives des mesures de température et de pression entre les patins. En effet, la moindre zone convergente locale peut engendrer des surpressions et venir fausser les interprétations phénoménologiques. La rugosité des surfaces supérieures de l'ensemble des butées est constante et approximativement de 0,01 µm.

3.6.3.1 Butée avec une densité de texturationde 16%

La planéité de la butée hydrodynamique avec une densité de texture de 16% est montrée en Figure 3-36. Le défaut de planéité de la surface active est environ de 2 µm. Bien que relativement faible, ce défaut correspond à environ 10% de l'épaisseur du film lubrifiant.

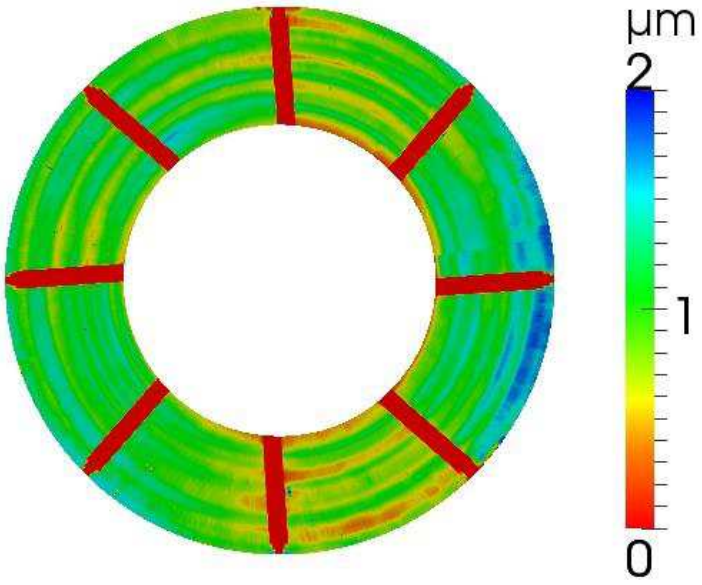


Figure 3-36 : Planéité de la butée texturée avec une densité de 16%.

La mesure au microscope interférométrique de la texturation avec une densité de 16% est présentée en Figure 3-37(A). L'alvéole carrée mesure 0,4 mm de côté pour une profondeur moyenne de 23 µm. Le détail à l'entrée du patin est présenté sur la photographie en Figure 3-37 (B).

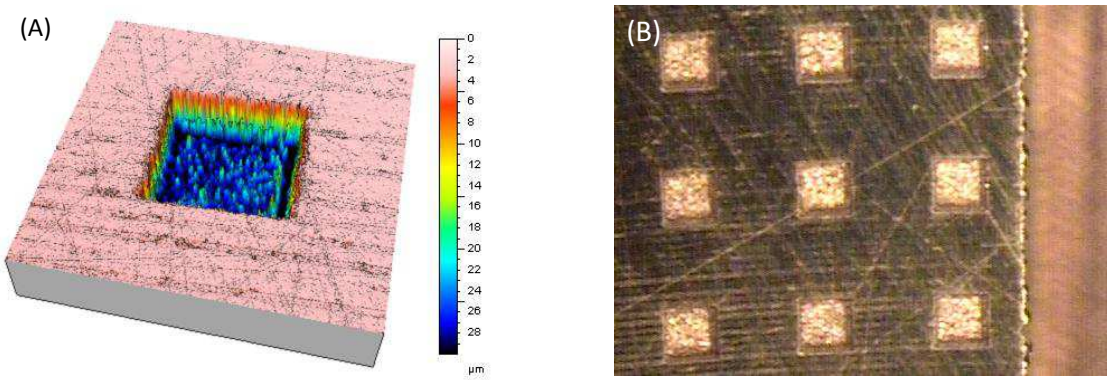


Figure 3-37 : Topographie d'une texturation ayant une densité de 16%. A) Mesure au microscope interférométrique ; B) Photographie au microscope.

3.6.3.2 Butée avec une densité de texturation de 25%

La butée texturée à faces parallèles avec une densité de 25% a un défaut de planéité d'environ 2 µm (Figure 3-38). Les irrégularités de la surface active mesurées sont semblables à celles obtenues sur la butée précédente.

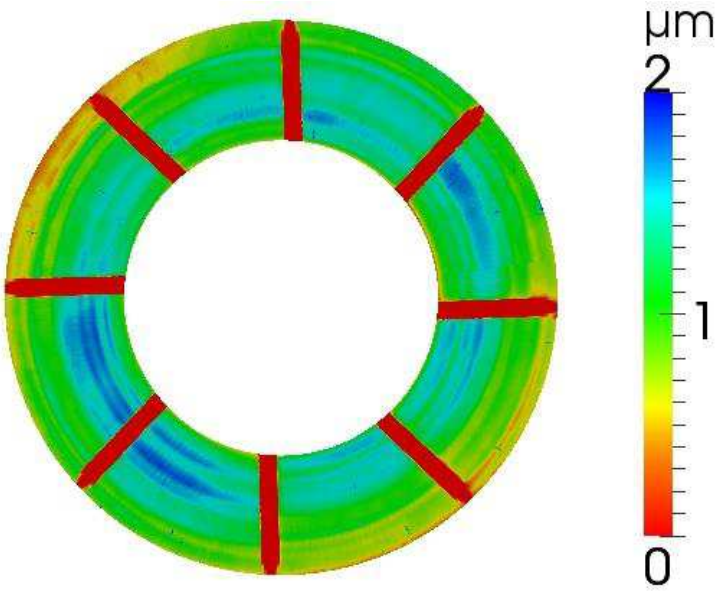


Figure 3-38 : Planéité de la butée texturée avec une densité de 25%.

L'alvéole obtenue par ablation laser est présentée en Figure 3-39 (A). La largeur des cavités est de 0,5 mm pour une profondeur moyenne des cavités de 25 µm.

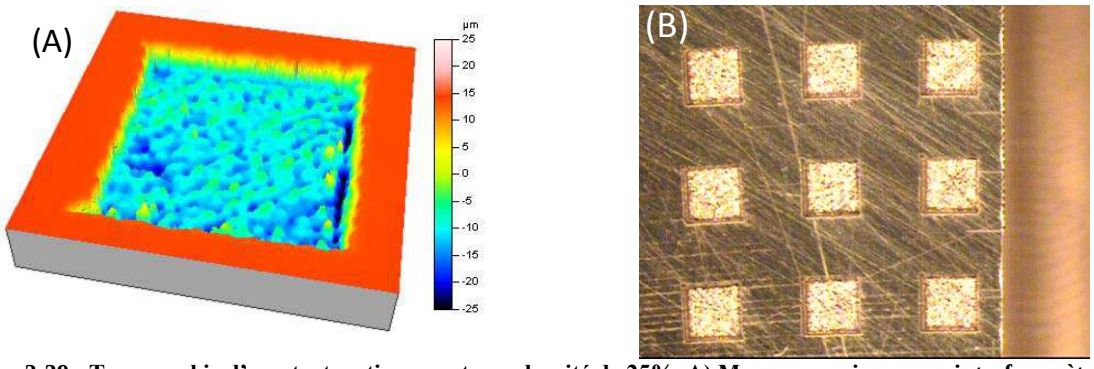


Figure 3-39 : Topographie d'une texturation ayant une densité de 25%. A) Mesure au microscope interferomètrique ; B) Photographie au microscope.

3.6.3.3 Butée avec une densité de texturation de 56%

La densité de texturation à 56% est étudiée pour deux configurations :

- Première rangée de texture décalée de la rainure d'alimentation (Figure 3-40 B).
- Première rangée de texture communiquant avec la rainure d'alimentation (Figure 3-41 B).

Les dimensions de ces cellules sont montrées en Figure 3-40 (A) et Figure 3-41 (A). Les cavités ont une largeur de 0,75 mm pour une profondeur équivalente moyenne de 25 µm.

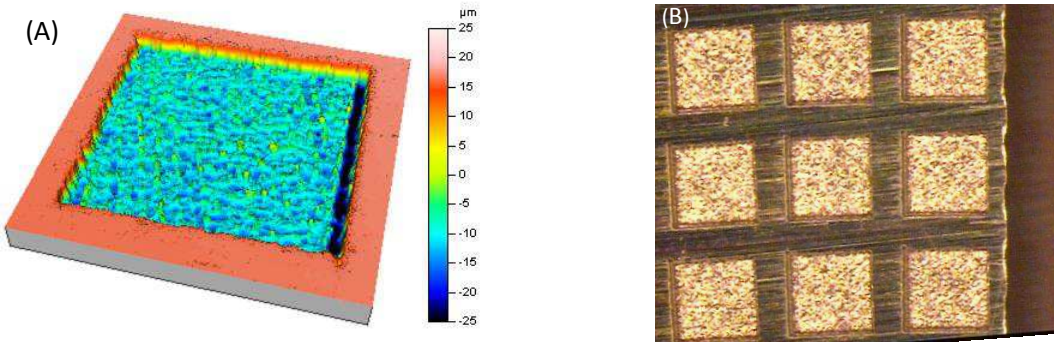


Figure 3-40 : Topographie d'une texturation ayant une densité de 56% Centrée. A) Mesure au microscope interferomètrique ; B) Photographie au microscope.

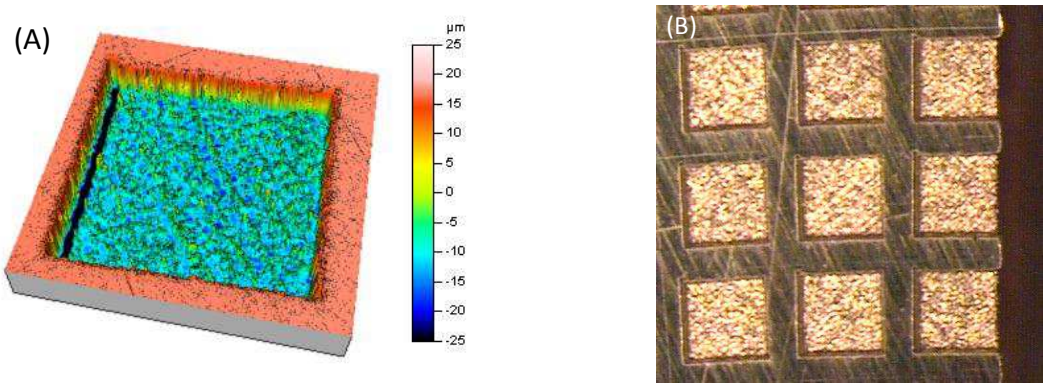


Figure 3-41 : Topographie d'une texturation ayant une densité de 56% Excentrée. A) Mesure au microscope interferomètrique ; B) Photographie au microscope.

De nombreuses études ont mis en avant l'importance de considérer la position de la première rangée de texture [87, 83]. En théorie, la lubrification du patin est plus abondante lorsque la première rangée de texture communique avec la rainure d'alimentation. Ceci permet de construire un champ de pression positif dès la première rangée ce qui n'est pas le cas de la configuration où les textures sont décalées. La Figure 3-42 montre un champ de pression construit à partir des deux configurations (A : Centrée ; B : Excentrée) pour une épaisseur de film imposée à 15 µm et une pression d'alimentation de 0,1 MPa. Quelle que soit la configuration, l'évolution de la pression est comparable à celle obtenue avec un patin à poche. Cependant, dans le cas d'une texture centrée, un phénomène de cavitation est présent sur les premières rangées de texture dû à une carence de lubrifiant dans le contact (Figure 3-42 A). Cette zone de cavitation est une zone inactive en termes de capacité de charge. Ce phénomène peut être pallié en augmentant la pression d'alimentation (moyennant une perte énergétique au niveau des pompes) ou en décalant la première rangée de textures pour qu'elle affleure l'entrée

du patin. Comme le montre la Figure 3-42 (B), la pression évolue dès la première rangée de texture et permet d'augmenter considérablement la capacité de charge.

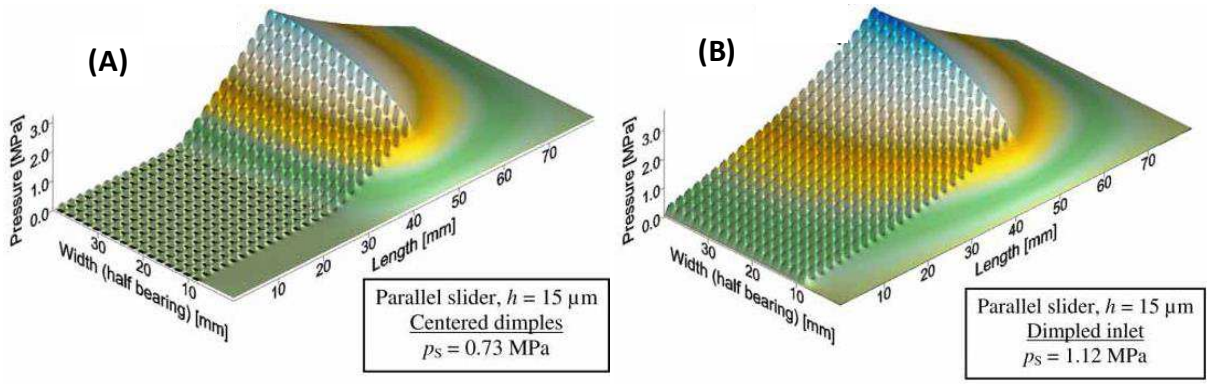


Figure 3-42 : Exemple du champ de pression d'un patin texturé. A) Configuration d'une texture Centrée sur la cellule ; B) Configuration d'une texture Excentrée sur la cellule. (Dobrica et al. [83]).

Les irrégularités de surface des butées texturées 56% ont des grandeurs semblables aux butées texturées précédentes. Comme le montre la Figure 3-43, la planéité est d'environ de 2 µm.

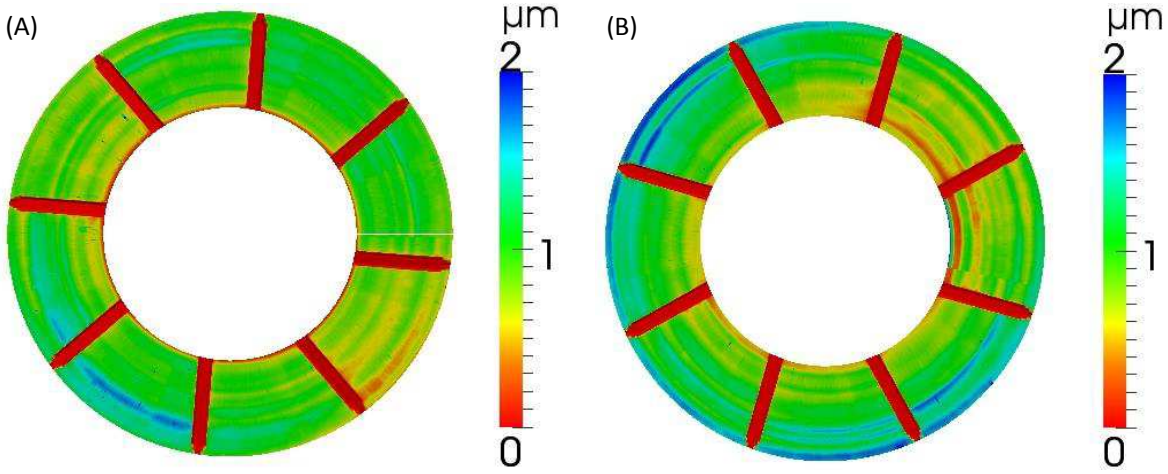


Figure 3-43 : Planéité des butées texturées avec une densité de 56%. A) Configuration avec textures Centrées sur la cellule (56%C) ; B) Configuration avec textures Excentrée sur la cellule (56%E).

3.7 Conclusion

La fabrication de blochets avec un dénivelé est extrêmement complexe à réaliser en imposant une répétabilité géométrique de l'ordre du micromètre entre les patins. Malgré une rigueur accrue, la réalisation d'une surface parfaite est illusoire avec les procédés de fabrication actuels. Cependant, les faibles dispersions relevées sur la butée à plans inclinés polis avec un dénivelé de 20 µm associé à un grain mobile poli sont favorables pour l'obtention de résultats expérimentaux fiables (très faible dispersion entre les grandeurs locales d'un patin à l'autre).

L'obtention de poches avec une profondeur déterminée est délicate à réaliser. Le fraisage n'est pas le processus le mieux adapté, les relevés surfaciques montrent des dispersions de profondeur de poche de plusieurs micromètres entre les blochets.

La réalisation d'une butée hydrodynamique texturée est relativement complexe et onéreuse. Le dessin des textures sur un modeleur volumique (Solidworks) est fastidieux et chronophage. Le procédé laser est un bon compromis pour réaliser des alvéoles de formes complexes avec une excellente précision. La profondeur des textures est en revanche plus délicate à maitriser et dépend de la technologie de laser employé.

A cela, vient se greffer les distorsions liées au montage (non quantifiée pour cette étude) qui contribuent, dans une moindre mesure, aux déformations de la surface active.

Cette analyse métrologique est indispensable pour l'interprétation des mesures expérimentales exposées au chapitre suivant. En effet, dans certains cas les irrégularités de surface peuvent être à l'origine des dérives de mesures. Par ailleurs, le relevé de la géométrie réelle peut expliquer les écarts de résultats relevés lors d'une comparaison avec une modélisation numérique.

4 Performances des butées hydrodynamiques en régime établi

Les campagnes d'essais sont réalisées sur le dispositif expérimental présenté au chapitre 2. La méthodologie des tests est strictement identique dans le but de comparer les résultats et distinguer les dissemblances entre les différentes butées. Les résultats expérimentaux sont présentés en régime établi, à vitesse et charge constante. La mise en route du dispositif s'établit de la manière suivante : après la mise en route du système National Instrument, de l'ordinateur de bord, de la mise sous tension des armoires électriques et de la centrale hydraulique, une période d'une heure est nécessaire pour la mise en température de l'huile.et de la butée d'essais. Une fois la température stabilisée, le démarrage s'effectue avec une faible accélération de $\approx 100\ \mathrm{rad/s^2}$ jusqu'à 2 000 tr/min sous faible charge (150 N) correspondant à la masse des pièces. Une fois la vitesse atteinte, une charge de 1 000 N est appliquée. Un temps d'attente supplémentaire d'une heure à ce régime est nécessaire pour établir l'équilibre thermique de la broche. Une fois ce seuil atteint, la vitesse et la charge appliquée sont ajustées suivant les conditions de fonctionnement à tester. Chaque changement de régime nécessite une nouvelle période de stabilisation d'environ 30 minutes. La stabilisation est atteinte lorsque la déviation des capteurs de déplacement tend vers une valeur finale. En effet, le changement de régime modifie la température du grain fixe et affecte la mesure du déplacement relatif entre le grain fixe et le rotor. Les distorsions thermiques engendrent un décalage sur la mesure de l'épaisseur du film, l'initialisation permet de retrancher cette erreur (cf. chapitre 2.3.4).

Les mesures sont acquises dans un fichier tableur à une fréquence de 10Hz pour 100 échantillons. Chaque point de mesure présenté correspond à la moyenne des 100 échantillons. Les essais sont répétés au moins trois fois à plusieurs jours d'intervalle pour vérifier la reproductibilité des résultats.

4.1 Butées à blochets inclinées

Les premiers essais avec la butée à blochets inclinés ont été consacrés à la mise au point du banc et à l'établissement du protocole d'essai. La cohérence des résultats permet de valider la fiabilité du banc. Pour des raisons de clarté et de commodité de lecture des graphiques, les barres d'erreur seront présentées uniquement pour cette butée. Les dispersions de mesure des autres butées testées étant équivalentes, nous ne les présenterons pas.

4.1.1 Performance de la butée à blochets inclinés obtenus par rectification

Les résultats sont présentés pour la butée à blochets inclinés obtenus par rectification avec un dénivelé de 20 µm réalisée en usinage conventionnel. L'aspect dimensionnel est présenté au chapitre 3.3.1.

Les mesures de déplacement relatif entre la butée et le grain mobile, représentatives de l'épaisseur minimale du film lubrifiant, sont présentées sur la Figure 4-1. Les barres d'erreur représentent les valeurs minimales et maximales mesurées pour le même point de fonctionnement. Les valeurs numériques des différents graphiques sont présentées en Annexe B.

L'établissement d'un film lubrifiant suffisant caractérise un régime de lubrification hydrodynamique qui permet de pérenniser la longévité du composant et de limiter les forces de frottement. La mesure de l'épaisseur du film lubrifiant est délicate et des faibles dispersions sont relevées entre les essais. L'ordre des écarts varie suivant les conditions de fonctionnement.

Les raisons de ces écarts sont de diverses natures :

- La capabilité à reproduire exactement les mêmes conditions de fonctionnement.
- Les vibrations du banc dû à un bâti insuffisamment rigide, la structure possédant plusieurs modes propres au-dessous de 150 Hz.
- L'incrémentation des étalonnages qui présentent chacun leurs incertitudes (étalonnage en statique et dynamique, étalonnage pour l'hétérogénéité du collet)

Globalement, l'épaisseur minimale du film lubrifiant diminue quand la charge augmente. La variation est non linéaire car la raideur croit quand le film diminue. Ainsi, le film diminue fortement jusqu'à 4 000N (soit une pression spécifique de 1 MPa), au-delà de 4 000 N l'analyse est tributaire des effets thermiques. Pour des conditions de fonctionnement sévères, les distorsions thermiques contribuent favorablement à la portance. Ainsi, à 10 000 tr/min, l'épaisseur croit légèrement avec la charge après 6 000 N. De toute évidence, cette tendance présenterait une limite au-delà d'une certaine charge car la température critique de l'huile ne pourrait plus assurer une lubrification convenable. L'augmentation de la vitesse de rotation du grain mobile favorise l'effet hydrodynamique qui conduit à une augmentation de l'épaisseur du film lubrifiant. Au-delà de 4 000 tr/min, l'augmentation est moins significative puisque la viscosité du lubrifiant chute dans le même temps.

Le comportement du film d'huile est complexe à quantifier numériquement car de nombreux phénomènes physiques interviennent : déformation élastique des grains, distorsions thermiques, variabilité de la viscosité, effet de la vitesse…

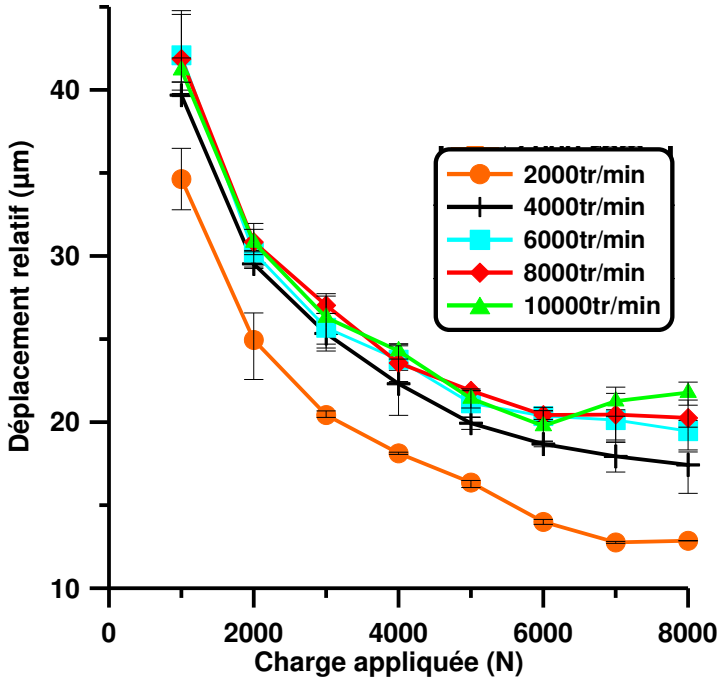


Figure 4-1 : Déplacement relatif entre le grain fixe et le rotor en fonction de la charge pour la butée 20 µm rectifiée.

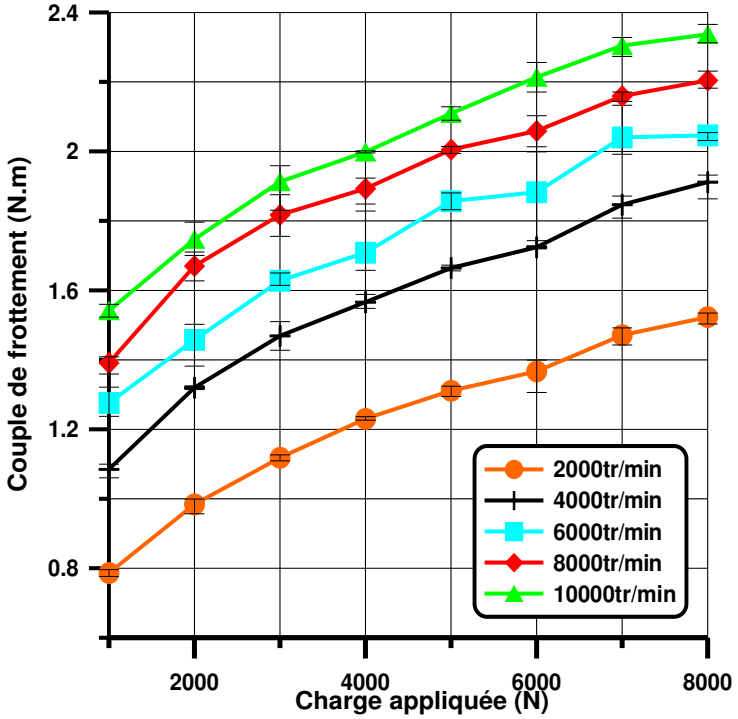


Figure 4-2 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge appliquée pour la butée 20 µm rectifiée.

La variation du couple de frottement en fonction de la charge appliquée et de la vitesse de rotation est présentée sur la Figure 4-2. Comme l'on pouvait s'y attendre, l'augmentation de la vitesse et de la charge conduit à une augmentation du couple de frottement. Les forces de frottement visqueux sont régies par l'intégration de la contrainte de cisaillement à l'interface film/grain fixe. Ces résultats sont cohérents avec les mesures des épaisseurs de film. Pour une charge donnée, l'augmentation du couple est relativement importante entre 2 000 tr/min et 4 000 tr/min puis varie plus progressivement au-delà de 4 000 tr/min.

La température à l'interface est un bon facteur de criticité. Pour que l'huile préserve ses propriétés, la température recommandée ne doit pas excéder 90°C. La température de référence relevée dans les applications industrielles est située à 75% de la longueur du patin et 75% de la largeur du patin (cette localisation est nommé : 75%-75%) car la température maximale est généralement située dans cette zone (Figure 4-3 :). Le cisaillement du fluide dégage une quantité d'énergie calorifique qui augmente au rayon extérieur et à la sortie du patin. En effet, la vitesse linéaire augmente linéairement avec le rayon et le lubrifiant s'échauffe le long du patin. Les mesures expérimentales présentées en Figure 4-4 sont une moyenne des températures relevées sur les huit patins à cette position. Des écarts de température subsistent d'un patin à l'autre, liés principalement aux irrégularités de surface et au mésalignement. L'influence de ces défauts est discutée au paragraphe 4.1.3.



Figure 4-3 : Implantation du thermocouple à 75%-75%.

Comme l'on pouvait s'y attendre, la température à 75% - 75% augmente avec la vitesse de rotation et avec la charge. La température augmente d'autant plus avec la charge que la vitesse est importante. Ainsi, l'augmentation de température avec la charge est de 10,6°C à 2 000 tr/min et de 30°C à 10 000 tr/min.

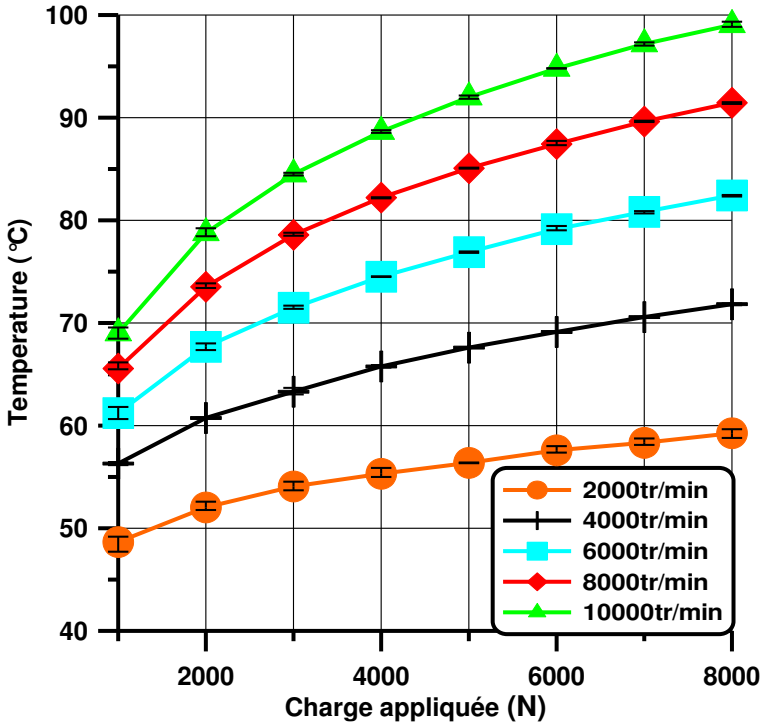


Figure 4-4 : Variation de la température en fonction de la charge appliquée pour la butée 20 µm rectifiée.

4.1.1.1 Influence des conditions d'alimentation

Les pressions d'alimentation en huile des organes de guidage sont généralement surabondantes dans un souci de fiabilité et de longévité [118]. Or, un débit de lubrifiant adapté permet de réduire les pertes par frottement ainsi que l'énergie électrique dans les dispositifs périphériques tels que les pompes, tout en conservant la pérennité du système.

Dans notre configuration, une augmentation de 50% de la pression d'alimentation tend à augmenter légèrement le couple de frottement. A l'opposé, le couple de frottement diminue lorsque la pression est diminuée de 50% (Figure 4-5). Les variations de pression d'alimentation contribuent d'une part à jouer sur la portance hydrostatique (dans une moindre mesure) et d'autre part, à dissiper l'énergie calorifique. Cela se traduit par une modification de la température dans le contact qui se répercute sur la viscosité. Une augmentation de la pression d'alimentation tend à diminuer la température moyenne à l'interface et conséquemment à augmenter la viscosité et donc le couple de frottement. De même, une diminution de la pression d'alimentation produira un couple plus faible suivant le raisonnement inverse.

Une modification de la température d'alimentation a des conséquences directes, bien sûr sur la viscosité du lubrifiant, mais aussi sur les effets thermiques dans le patin. Le couple de frottement est donc fortement dépendant de la température d'alimentation du lubrifiant utilisé. Plus la température augmente, plus la viscosité chute et plus le couple diminue (Figure 4-5). De

toute évidence, une augmentation excessive de la température d'alimentation conduirait à la dégradation du contact.

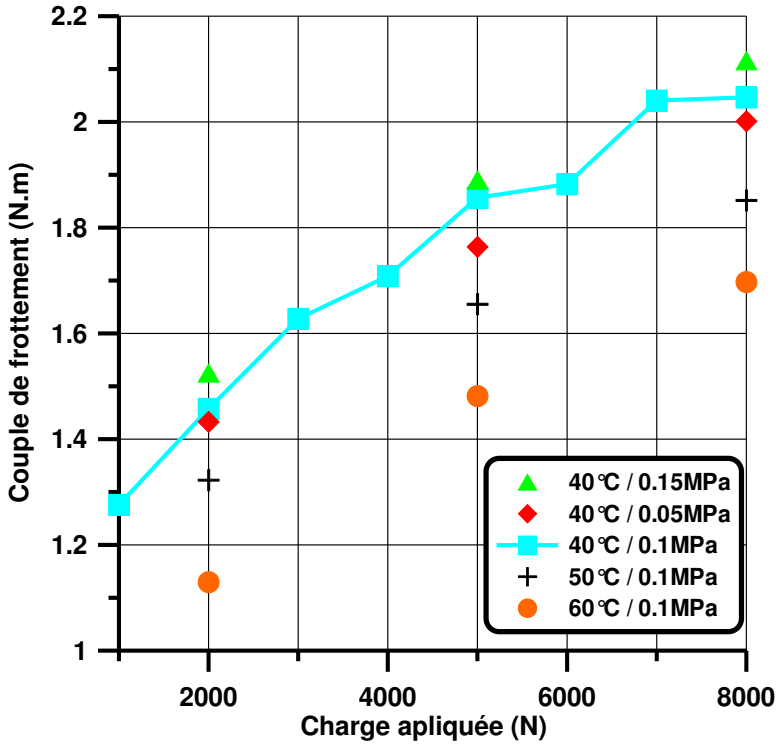


Figure 4-5 : Variation du couple de frottement en fonction de la charge appliquée et des conditions d'alimentation pour la butée 20 µm rectifiée.

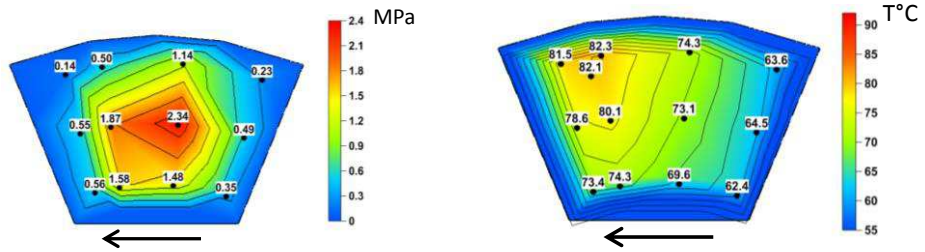
Les conditions d'alimentation influencent le comportement hydrodynamique de la butée. Les mesures locales de pression et de température (Figure 4-6) mettent en évidence la fluctuation comportementale thermique et hydrodynamique du patin en fonction des Conditions d'Alimentation (C.A.). Les représentations graphiques de la Figure 4-6 sont construites à partir des mesures de thermocouples et de prises de pression dans le film (chapitre 2.3.1 et 2.3.2). Pour une lecture aisée, une nappe de couleur et des iso-lignes sont tracées par interpolation linéaire entre chaque point de mesure. Les conditions aux limites du patin sont définies par la température d'huile mesurée au centre de la butée et par la pression d'alimentation.

Les champs de pression et de température en condition nominale d'alimentation sont présentés en Figure 4-6 (B) pour une vitesse de rotation de 6 000 tr/min et une charge de 5 000 N (soit une pression spécifique de 1,25 MPa). Conformément à la littérature, le pic de pression est situé au rayon moyen et à la fin du plan incliné. La température maximale est quant à elle située au rayon extérieur et à la sortie du patin. Cela s'explique par une vitesse linéaire plus importante au rayon extérieur et par un échauffement le long du patin suivant l'écoulement du fluide. De plus, l'épaisseur du film diminue avec le convergent du patin et accentue le taux de cisaillement du lubrifiant dans cette zone.

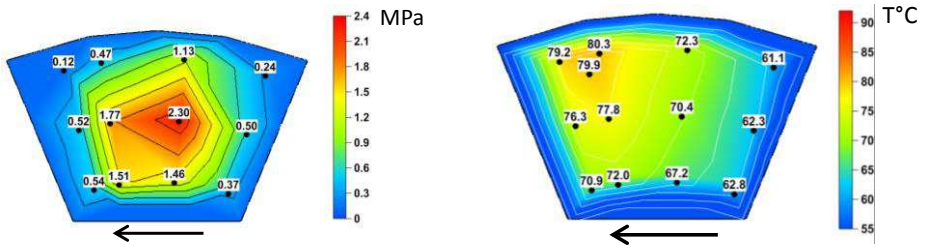
L'augmentation de la pression d'alimentation de +50% (Figure 4-6 C) par rapport à la condition nominale (Figure 4-6 B), n'influence que très peu les résultats. Globalement, la température du patin diminue de 2°C et les pressions augmentent légèrement sur les bords (excepté au rayon extérieur) lié au phénomène hydrostatique. A l'opposé, une diminution de la pression d'alimentation (Figure 4-6 A) augmente la température du patin de quelques kelvins et les pressions sont légèrement plus faibles en entrée de patin. Finalement, une modification de la pression d'alimentation de ±50% n'a pas de conséquences notables sur le comportement de la butée.

En revanche, la température d'alimentation à une influence directe sur le comportement thermique du système et modifie sensiblement les gradients de température (Figure 4-6 D et Figure 4-6 E). Une augmentation de 10 et 20°C de la température d'alimentation par rapport à la condition nominale génère une augmentation de la température (température à 75%-75%) d'environ 68% et 50%, respectivement. Néanmoins, le gradient de température au rayon moyen diminue, passant de 15,5°C à 12,9°C pour des températures d'alimentation de 50°C et 60°C, respectivement. De plus, une température plus importante dans le contact déplace le pic de pression vers la sortie.

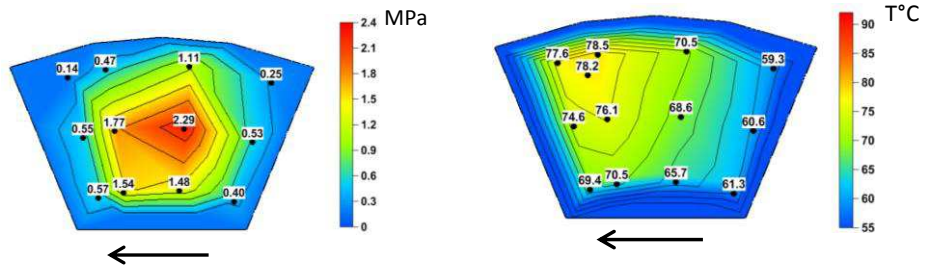
A) C.A : 40°C-0,05 MPa



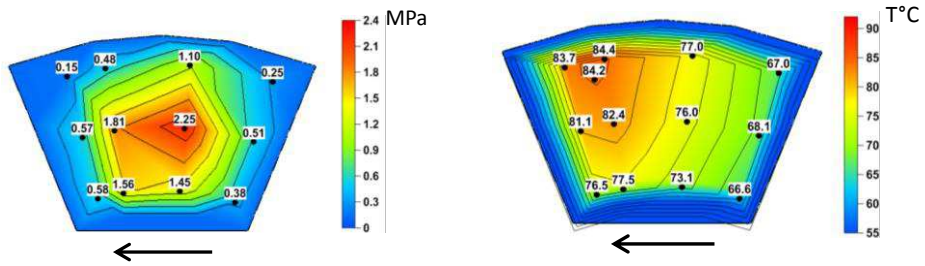
B) C.A : 40°C-0,1 MPa



C) C.A : 40°C-0,15 MPa



D) C.A : 50°C-0,1 MPa



E) C.A : 60°C-0,1 MPa

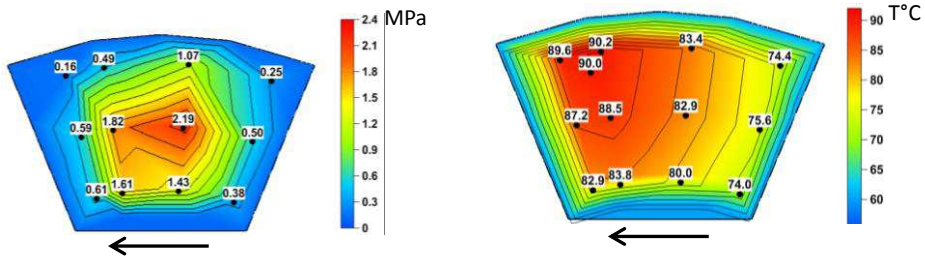


Figure 4-6 : Evolution de la température et de la pression hydrodynamique sur le patin pour différentes conditions d'alimentation. Mesure établie en régime stationnaire à 6 000 tr/min et 5 000 N de charge appliquée. A) : Temp. 40°C et Pression 0,05 MPa ; B) : Temp. 40°C et pression 0,1MPa ; C) : Temp. 40°C et pression 0,15 MPa ; D) : Temp. 50°C et pression 0,1 MPa ; E) : Temp. 60°C et pression 0,1MPa. Mesures effectuées sur la butée 20 µm rectifiée.

4.1.2 Performance de la butée à blochets inclinés obtenus par polissage

La butée à plans inclinés avec laquelle les expérimentations présentées au chapitre précédent ont été réalisées présente des irrégularités de surface (chapitre 3.3.2). Pour conforter les résultats, une campagne d'essais a été menée avec une seconde butée à plans inclinés avec un dénivelé identique de 20µm mais aussi avec une excellente répétabilité de la géométrie des patins. Cela a mis en évidence l'influence des irrégularités de surface et a permis d'affiner la corrélation avec une modélisation numérique.

Le couple de frottement de cette butée présente les mêmes tendances que la butée obtenue par rectification bien que le procédé de finition de la surface active soit différent (Figure 4-7). Suite à une faiblesse des roulements de la broche de guidage du collet, les expérimentations à 10 000 tr/min n'ont pas été effectuées pour cette butée.

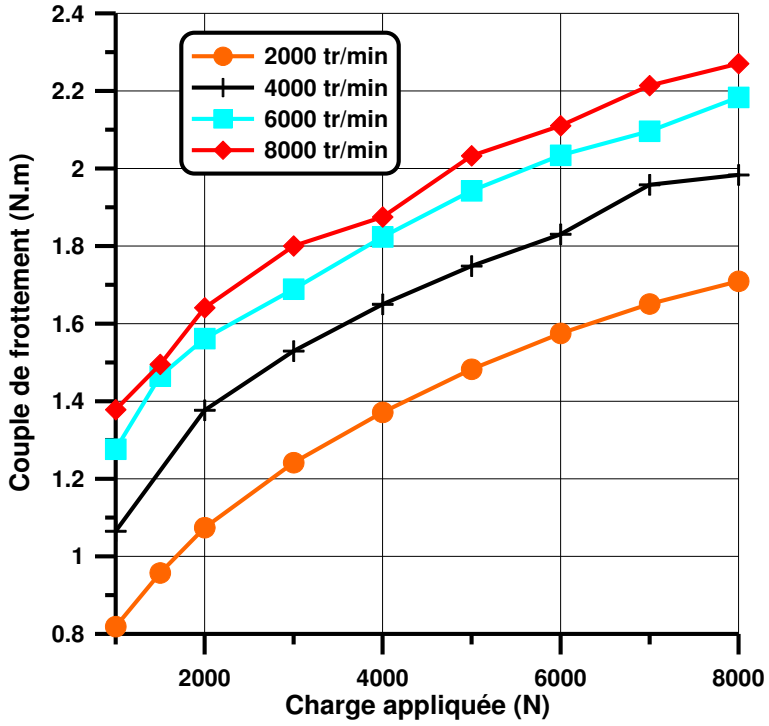


Figure 4-7 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge pour la butée 20 µm polie.

L'augmentation de la température (circonférentielle et radiale) à 6 000 tr/min et 5 000 N en condition nominale d'alimentation (40°C et 0,1MPa) sont similaires aux résultats précédents bien que la température soit globalement plus importante (Figure 4-8). En revanche, le champ de pression ne présente pas les mêmes similitudes. Le pic de pression maximal est plus étroit et centré sur la mesure à 40% de la longueur relative du patin au rayon moyen (Figure 4-8). La différenciation des champs de pression est causée par les différences de géométrie des patins. La longueur du plan incliné est plus faible pour la butée polie et la transition entre le plan incliné

et parallèle est plus progressif par rapport à la butée rectifiée pour laquelle la transition entre les deux plans forme une marche d'environ 1 à 2 µm (§3.3). Cette variation brusque d'épaisseur de film engendre un pic de pression et justifie un pic localisé à la fin du plan incliné (Figure 4-6). Toutefois, les 12 points de mesure sur le patin ne permettent pas de relever la valeur exacte du maximum de pression.

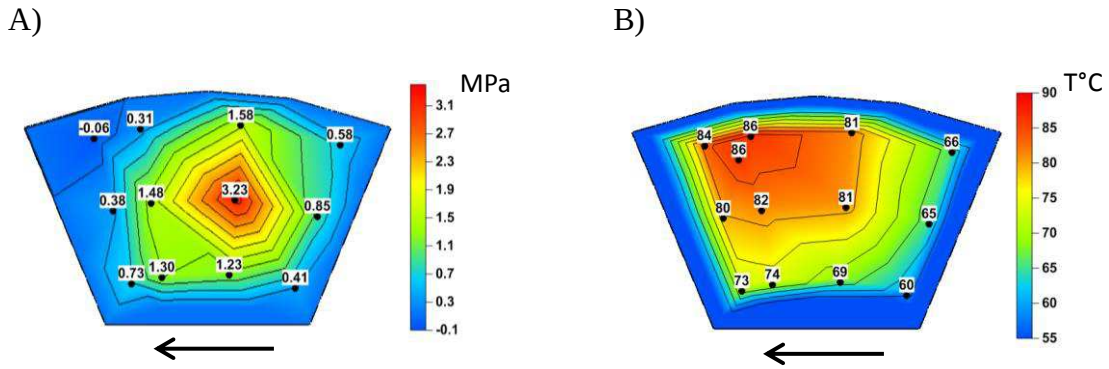


Figure 4-8 : Evolution de la pression hydraulique (A) et de la température (B) à 6 000 tr/min et 5 000N avec des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée 20 µm polie.

4.1.3 Influence des irrégularités de surface

Les performances des butées sont affectées par les procédés et la rigueur d'usinage. La moindre variation géométrique a des conséquences sur le comportement de la butée et sur l'ensemble des paramètres hydrodynamiques.

La Figure 4-9 montre l'évolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75%-75% en fonction de la charge pour les deux butées à plans inclinés à 6 000 tr/min. L'épaisseur minimale du film lubrifiant est légèrement supérieure pour la butée polie mais concernant les géométries des deux configurations (§3.3), le lien entre l'épaisseur moyenne et l'épaisseur minimale mesurée n'est pas systématique. En effet, à épaisseur minimale équivalente, le patin rectifié présente une épaisseur moyenne plus importante. Ainsi, bien qu'il soit difficile de la quantifier, l'épaisseur moyenne de la butée rectifiée est supérieure à celle de la butée polie, induisant une contrainte de cisaillement plus faible et une température plus basse (Figure 4-9).

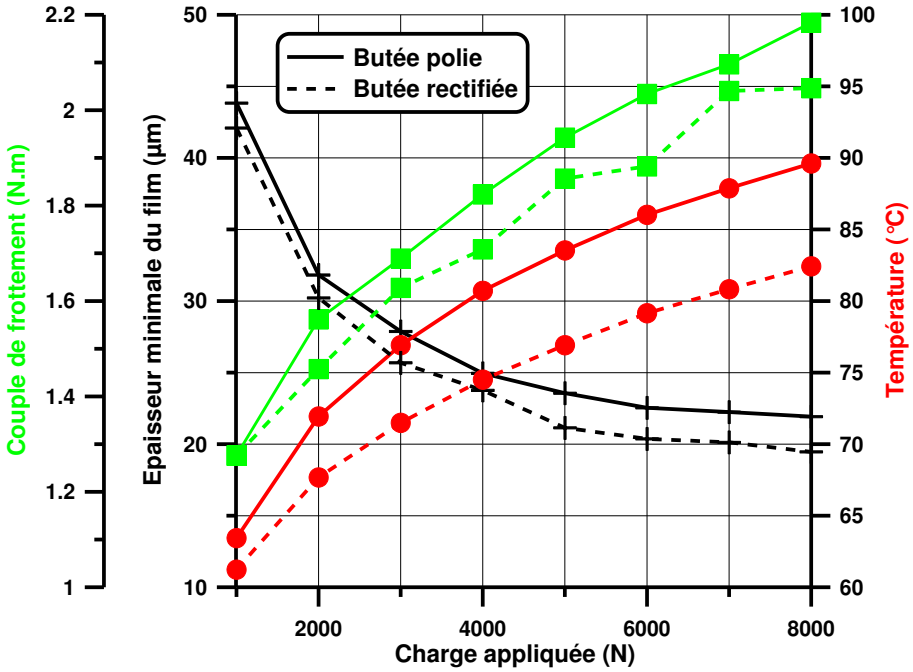


Figure 4-9 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6 000 tr/min aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa).

4.1.4 Comparaison avec un modèle numérique THD

Pour conforter la pertinence des résultats expérimentaux, une simulation numérique utilisant un modèle ThermoHydroDynamique (THD) est comparée aux données expérimentales à 6 000 tr/min et 5 000 N dans les conditions nominales d'alimentation : température et pression fixées à 40°C et 0,1 MPa, respectivement (Figure 4-10). Les résultats expérimentaux sont présentés pour les deux patins équipés des mesures de pression afin de conforter la répétabilité des mesures (Figure 4-10A). Malgré la rigueur du processus de fabrication, obtenir une parfaite répétabilité de la géométrie des patins est utopique et de faibles dispersions subsistent, ce qui justifie les différences de mesure de pression. La différence du pic maximal de pression mesuré n'excède pas 6% dans cette condition. Pour les mêmes conditions, la différence de température à 75% - 75% entre les deux patins est inférieure à 4% (Figure 4-10 B). La modélisation THD produit des résultats en cohérence avec les mesures expérimentales. Les faibles différences s'expliquent d'une part par la modélisation d'une géométrie parfaite et d'autre part, par le fait que le modèle ne prend pas en compte les déformations élastiques de la butée et du collet.

Ce travail met en évidence les fluctuations des performances d'une butée obtenue par deux processus de fabrication différents. Contrairement à ce qu'on l'on pourrait penser, les irrégularités de surface peuvent, dans une moindre mesure, contribuer à la portance hydrodynamique. Néanmoins, les mesures locales (températures et pressions dans le film) sont sensibles à la moindre variation de géométrie.

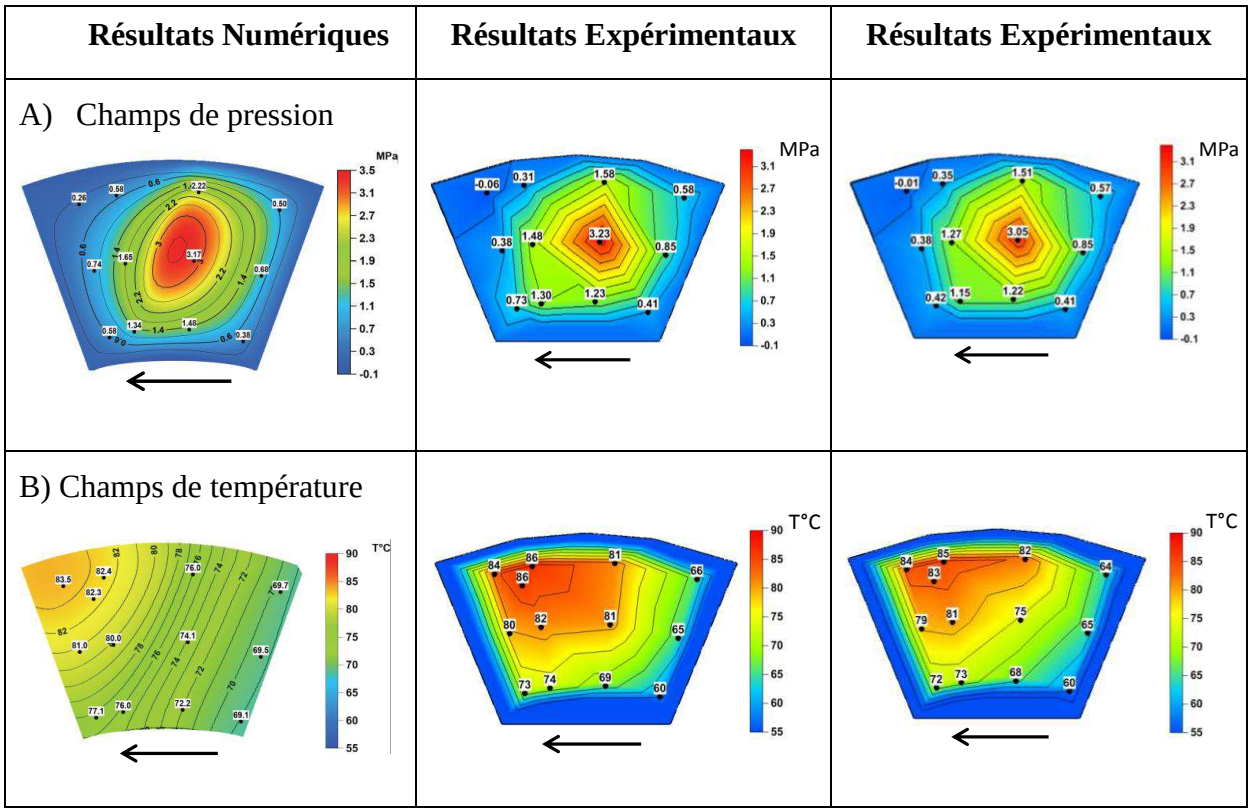


Figure 4-10 : Comparaison des résultats expérimentaux avec une modélisation numérique THD à 6 000 tr/min et 5 000 N aux conditions d'alimentation nominales. Mesures effectuées sur la butée 20 µm polie.

4.1.5 Influence du dénivelé du blochet

La conception d'une butée à blochets à plans inclinés repose principalement sur l'angle donné au blochet. Une étape intermédiaire entre le blochet à plan incliné avec un dénivelé de 20 µm et la butée plane à faces parallèles (présenté au §3.3.3) a été réalisée avec une butée à plans inclinés avec un dénivelé de 10 µm.

Une partie des résultats expérimentaux obtenus avec la butée à plans inclinés avec un dénivelé de 10 µm est présentée en Figure 4-11 à 6 000 tr/min pour des conditions d'alimentation nominales. Comme l'on pouvait s'y attendre, les tendances des courbes sont semblables à celles obtenues en Figure 4-9 avec les butées munies d'un dénivelé de 20 µm mais les performances sont nettement inférieures.

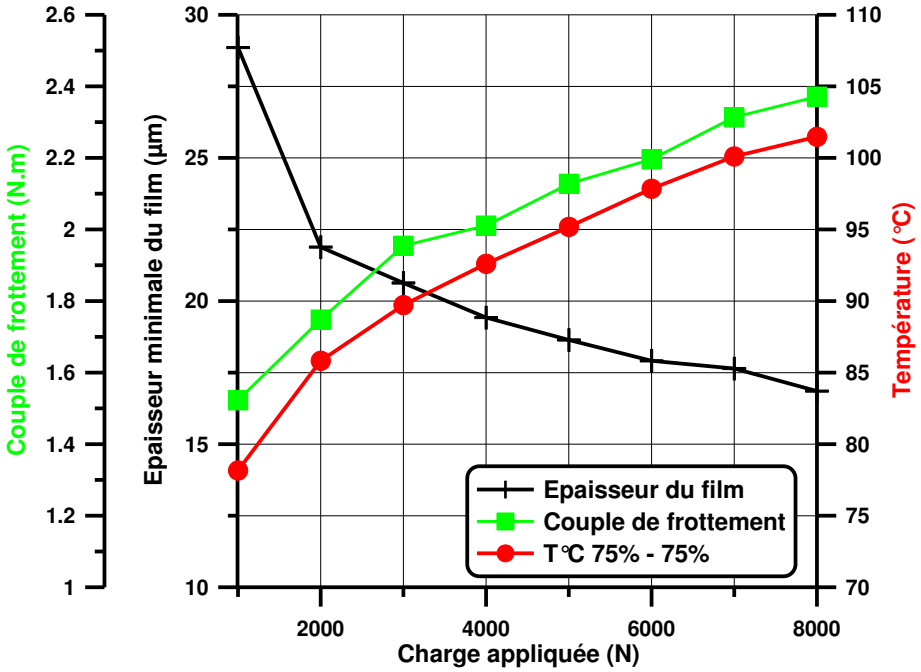


Figure 4-11 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% pour la butée 10 µm rectifié à 6 000 tr/min aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa).

La Figure 4-12 illustre un relevé de température et de pression du patin pour une vitesse établie de 6 000 tr/min et une charge de 5 000 N à des conditions d'alimentation nominales. La répartition de pression est différente de celle observée précédemment sur les butées avec un dénivelé de 20 µm, du fait que la construction du champ de pression est fortement dépendante de la géométrie du blochet, ainsi, une réduction de la zone convergente réduit la partie portante du patin. Les pressions positives sont relevées à l'entrée du patin à 40% de la longueur relative (Figure 4-12-A). Il est fortement probable que le pic de pression maximale soit localisé au rayon moyen entre 7% et 40% de la longueur relative du blochet, mais la localisation des mesures expérimentales, décidée a priori, n'est pas adaptée pour apprécier ce pic de pression dans ces conditions. Par ailleurs, les pressions sont négatives dans la seconde moitié du blochet, ce qui est caractéristique d'une rupture de film liée à une zone divergente. Les relevées métrologiques du chapitre 3.3.3 ne mettent pas en avant l'existence d'un tel divergent dans la zone de dépressurisation. En revanche, les gradients thermiques axiaux exposés en Figure 4-12-B peuvent expliquer une déformation du patin susceptible d'altérer la surface parallèle du blochet. En effet, la diminution de la température circonférentielle vers la sortie du patin est caractéristique de la formation d'une zone divergente.

A) B)

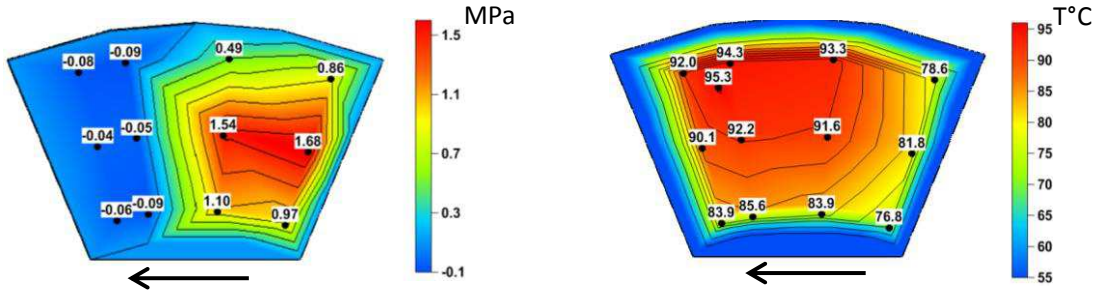


Figure 4-12 : Evolution de la pression hydrodynamique A) et de la température B) sur le patin pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesure établie en régime stationnaire à 6 000 tr/min et 5 000 N. Mesures effectuées sur la butée 10 µm rectifié.

4.1.6 Conclusion

Les campagnes d'essais conduites sur les butées hydrodynamiques à plans inclinés ont mis en avant la fiabilité du dispositif expérimental. Les résultats expérimentaux sont en accord avec la littérature et se corrèlent fidèlement avec les résultats d'une modélisation numérique THD. L'analyse intègre les dispersions de mesure liées aux irrégularités de la surface active. Malgré les précautions prises, les technologies d'usinage actuelles ne permettent pas de réaliser des patins avec une répétabilité géométrique inférieure au dixième de micromètre qui permettrait de s'affranchir des dispersions de mesure. La définition géométrique de la pente est un facteur prépondérant pour les performances de la butée. Les résultats obtenus avec un dénivelé de 20µm et 10µm permettent d'associer la construction du champ de pression avec la géométrie du blochet.

Les résultats de ces butées conventionnelles sont couramment employés dans des applications industrielles et permettent d'avoir une base comparative pour situer relativement les performances des butées texturées.

4.2 Butées à faces parallèles

Une campagne d'essais sur une butée à faces parallèles a été menée dans l'optique d'une analyse objective des butées texturées afin de justifier l'apport d'une texturation. La butée à faces parallèles lisses peut être considérée comme un cas particulier pour lequel la densité de texturation est de 0%. De nombreuses études émettent des hypothèses sur le fonctionnement d'une telle butée, cependant le manque de données expérimentales ne permet pas de valider les hypothèses. Cette approche expérimentale met en avant les facteurs influant sur la portance hydrodynamique de telles butées qui, en théorie (d'après l'équation de Reynolds en régime isotherme), ne fonctionnent pas à cause de l'absence d'un coin convergent. L'étude réalisée sur

les butées à plans inclinés nous permet d'affirmer que l'établissement du film d'huile repose sur le caractère aléatoire des irrégularités de la surface active et sur l'expansion thermique du patin. En effet, suivant le procédé de fabrication employé, des irrégularités plus ou moins prononcées subsistent sur la surface active de la butée. Ces défauts constituent alors des zones convergentes et divergentes qui permettent de créer localement des pics de pression. De plus, les gradients thermiques induits par le cisaillement du lubrifiant génèrent une déformée convexe du patin formant ainsi un coin d'huile. Bien que les performances de la butée plane soient médiocres, elle présente l'avantage de pouvoir fonctionner dans les deux sens de rotation à moindre coût.

L'étude se porte sur deux butées planes à faces parallèles réalisées avec deux procédés de fabrication : une finition par polissage et une finition par tournage de précision. Les résultats expérimentaux sont présentés en fonction du procédé de fabrication.

4.2.1 Conditions de fonctionnement nominales

La butée plane tournée (dont la métrologie a été présentée au chapitre 3.4.1) a montré des performances inattendues, mais qui restent néanmoins bien inférieures à celles d'une butée avec des plans inclinés (§4.1.1). L'épaisseur minimale du film lubrifiant de la butée plane à faces parallèles obtenues par tournage est suffisante pour assurer un régime de lubrification hydrodynamique (Figure 4-13). Les résultats sont présentés avec les conditions nominales d'alimentation en fonction de la charge, les pressions spécifiques variant de 0,25 MPa à 1,25 MPa. Les essais réalisés à haute vitesse de rotation (8 000 tr/min et 10 000 tr/min) se limitent à 3 000 N car les températures à l'interface atteignent un seuil critique pouvant dégrader les faces de frottement (Figure 4-15).

Comme l'on pouvait s'y attendre, l'accroissement de la vitesse de rotation favorise d'une part l'effet hydrodynamique ainsi que les effets thermiques sur le patin, d'autre part. L'échauffement du fluide le long du patin provoque un gradient de température qui permet de créer un coin d'huile (présenté à la Figure 4-16). Pour ces raisons, une augmentation de la vitesse favorise l'établissement d'un film d'huile. De la même manière, la charge appliquée accentue les gradients thermiques circonférentiels sur le patin. En résumé, la capacité de charge augmente en même temps que la sévérité du régime de fonctionnement.

Comparativement aux butées à plans inclinés (Figure 4-9), l'épaisseur de film de la butée à faces parallèles est moins affectée par la charge. Pour les mêmes conditions, à 6 000 tr/min avec

une augmentation de charge de 4 000 N, l'épaisseur de film décroit de 16% (Figure 4-13) pour la butée à faces parallèles et de 50% pour la butée à plans inclinés (Figure 4-9).

Le couple, quant à lui, varie de manière linéaire avec la charge appliquée et semble peu affecté par la vitesse de rotation (Figure 4-14). Ce résultat atypique est en fait la combinaison des phénomènes thermiques et hydrodynamiques qui par un concours de circonstances juxtapose les courbes. Une fois encore, l'augmentation de la vitesse et/ou de la charge appliquée favorisent la formation d'un coin d'huile par les déformations thermiques et fait chuter la viscosité du lubrifiant. Le bilan énergétique d'une telle butée est médiocre et les pertes par frottement à 6 000 tr/min sont en moyenne 28% plus importantes que celles de la butée à plans inclinés.

La température à 75% - 75% évolue classiquement avec la charge appliquée et la vitesse de rotation (Figure 4-15). Idéalement, la température maximale en régime établi ne devrait pas excéder 90°C. Les relevés des températures à 75% -75% bornent ainsi les limites d'utilisation de cette butée. Dans cette configuration, il n'est pas prudent d'utiliser la butée au-delà de 3 000 N à une vitesse de 6 000 tr/min. Par ailleurs, les vitesses supérieures à 8 000 tr/min sont à proscrire. Les courbes de températures sont obtenues pour un régime permanent. En régime transitoire, lors de fortes accélérations, la température maximale peut être ponctuellement plus importante.

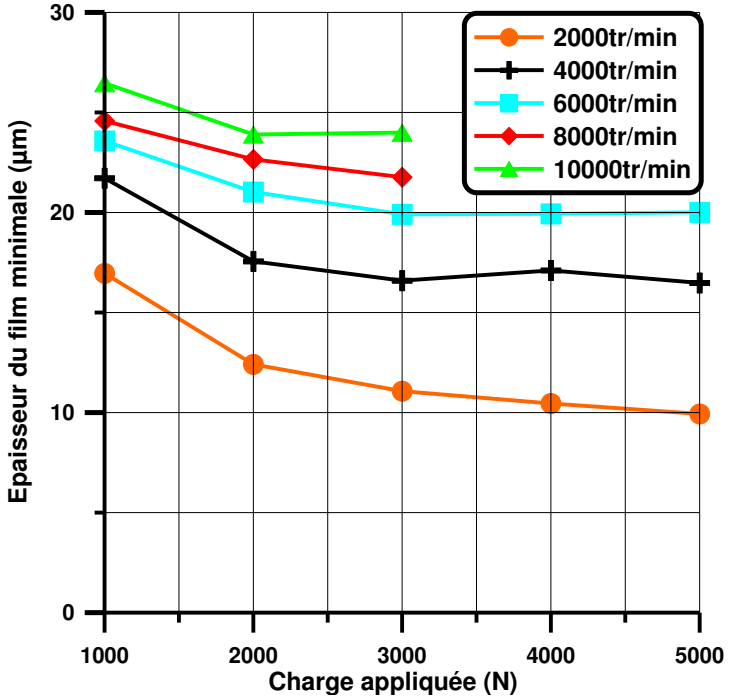


Figure 4-13 : Evolution de l'épaisseur minimale du film lubrifiant en fonction de la charge pour la butée à faces parallèles obtenue par tournage.

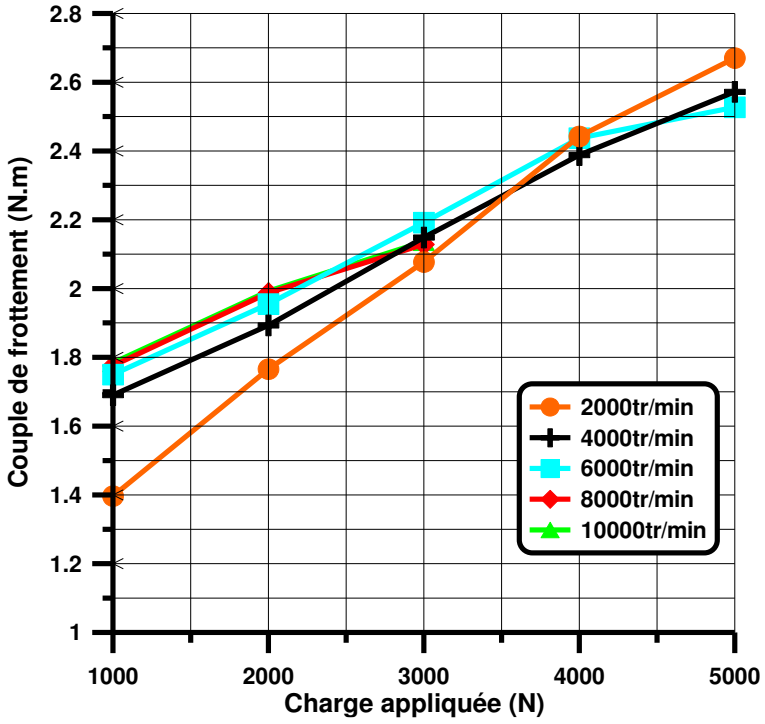


Figure 4-14 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge pour la butée à faces parallèles obtenue par tournage.

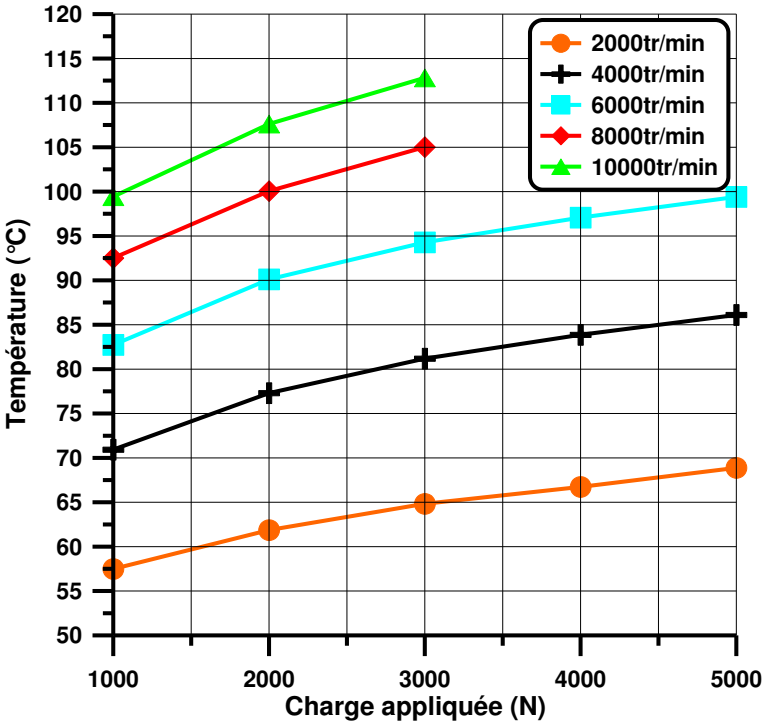


Figure 4-15 : Evolution de la température à 75% - 75% en fonction de la charge pour la butée à faces parallèles obtenue par tournage.

Les butées planes à faces parallèles doivent leurs performances principalement à la capabilité du blochet à se déformer sous l'effet de la température. La représentation des champs de pression et de température de la Figure 4-16 met en évidence la formation d'une zone convergente dans la première moitié du patin et divergente dans la seconde. En effet, les relevés de pression sont positifs jusqu'à 40% de la longueur relative du patin puis deviennent négatifs. Ces résultats sont typiques d'un patin ayant une déformation convexe de la surface active. De plus, les gradients de température circonférentiels (Figure 4-16 B) confirment cette hypothèse. La température croit de 10°C à l'entrée du patin et décroit de 5°C à la sortie (valeur prise au rayon moyen). Il faut noter que l'expansion thermique du blochet n'a pas pu être estimée car le dispositif ne permet pas de mesurer l'évolution des températures suivant l'épaisseur du patin.

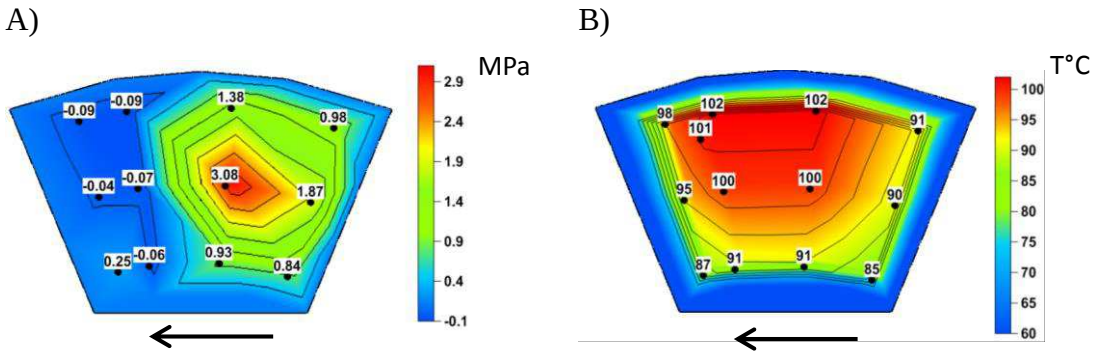


Figure 4-16 : Evolution de la pression (A) et de la température (B) à l'interface du patin à 6 000 tr/min et 5 000 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée à faces parallèles obtenue par tournage.

4.2.2 Fonctionnement en rotation inverse

Des essais additionnels en rotation inverse présentent des tendances similaires sur l'épaisseur du film et sur le couple de frottement à 6 000 tr/min pour des conditions d'alimentation nominales (Figure 4-17). Les faibles différences s'expliquent principalement par les incertitudes de mesure. Par ailleurs, les irrégularités de surface sont favorables à la création d'une portance hydrodynamique additionnelle (chapitre 4.2.4) et le caractère aléatoire des irrégularités conduit à favoriser un sens de rotation. En effet, la surface active se compose de multiples zones convergentes (et divergentes) formant autant de coins d'huile locaux.

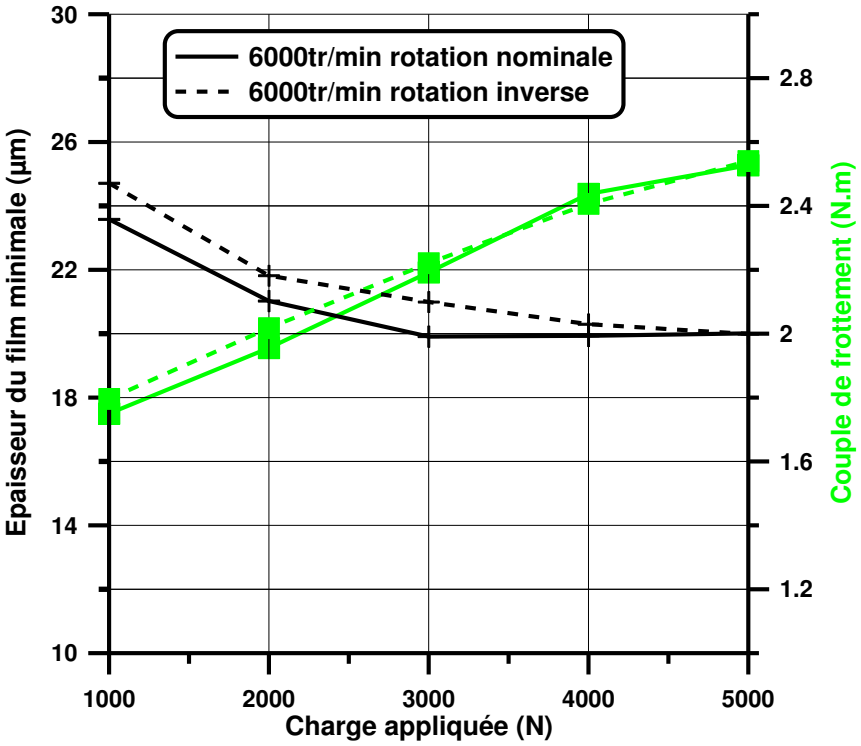


Figure 4-17 : Evolution de l'épaisseur du film et du couple de frottement pour la butée à faces parallèles obtenue par tournage, à 6 000 tr/min dans les deux sens de rotation.

4.2.3 Influence de la pression d'alimentation

La variation de la pression d'alimentation affecte les performances des butées hydrodynamiques. Dans le cas d'une butée plane à faces parallèles, une augmentation de la pression d'alimentation n'est pas systématiquement bénéfique. Pour une pression plus importante de 50% par rapport à la pression nominale, le gain sur l'épaisseur de film est constaté uniquement pour des charges inférieures à 3 000 N (Figure 4-18). A contrario, l'épaisseur du film diminue pour une pression d'alimentation inférieure de 50% à la pression nominale quelle que soit la charge.

La variation de pression a une influence directe sur la température à l'interface. Une augmentation de pression se traduit par une augmentation de débit qui modifie les dissipations thermiques. Ainsi, à 5 000 N, la température à 75% - 75% chute en moyenne de 1,7°Cpour une pression augmentée de 50% et augmente en moyenne de 3,5°C pour une pression en baisse de 50%. Cependant, une variation de la pression d'alimentation de ±50% n'apporte pas un changement significatif sur les performances de la butée plane à faces parallèles.

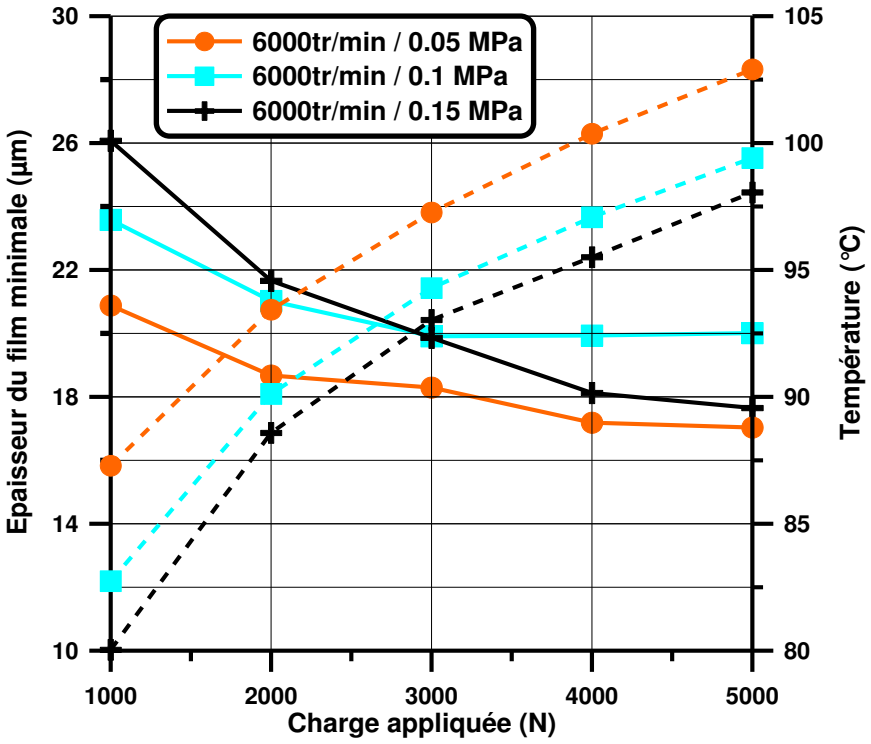


Figure 4-18 : Evolution de l'épaisseur du film (ligne pleine) et de la température (trait discontinu) à 6 000 tr/min en fonction de la charge appliquée pour 3 pressions d'alimentation : 0,05 MPa, 0,1 MPa et 0,15 MPa @ 40°C.Mesure effectuée sur la butée à faces parallèles obtenue par tournage.

4.2.4 Influence des irrégularités de surface

Pour affirmer (ou infirmer) la contribution des irrégularités de la surface active à la portance, une seconde campagne d'essais a été réalisée avec une butée à faces parallèles polies, limitant ainsi les irrégularités. Bien que les tendances et les ordres de grandeur sur le couple de frottement, l'épaisseur du film et la température à 75% - 75% soient semblables (Figure 4-19), la butée obtenue par tournage présente de meilleures performances. L'épaisseur de film est plus importante pour la butée tournée quelle que soit la charge appliquée : cela se traduit par une diminution du taux de cisaillement et donc de la température. De plus, un film lubrifiant plus important assure une marge de sécurité supplémentaire pour s'affranchir des dégradations de surface lors de présence de particules.

Les faibles différences observées sur le couple de frottement résultent à la fois de la variation de l'épaisseur de film et de la viscosité pour un même régime. Ainsi, le couple de frottement est peu affecté par l'état de surface et les différences entre les deux butées n'excèdent pas 6%.

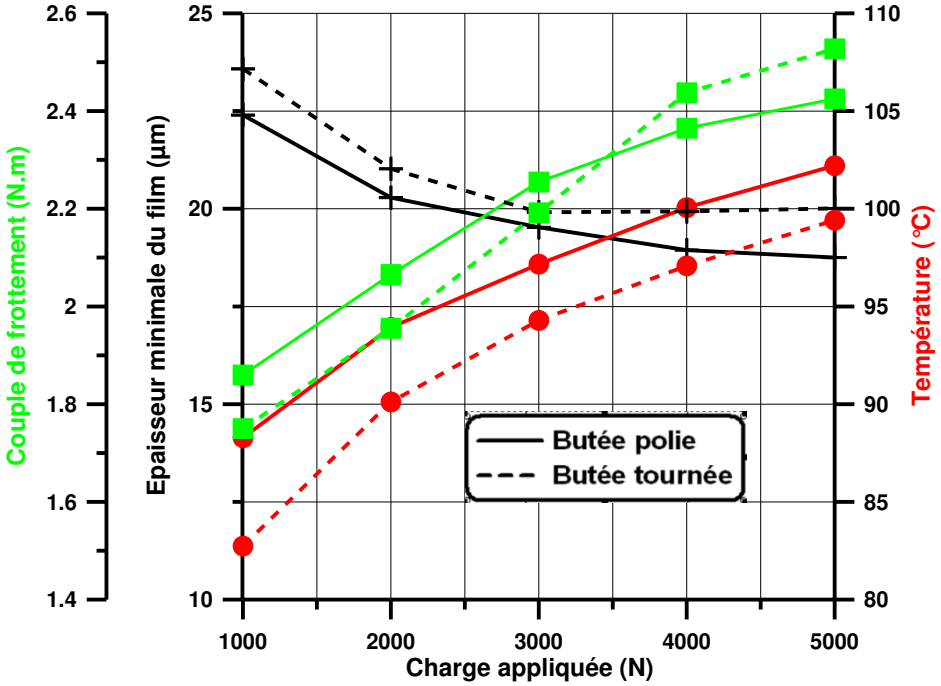


Figure 4-19 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6 000 tr/min et 5 000 N aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa).

4.3 Conclusion

Les résultats expérimentaux sur les butées planes à faces parallèles montrent des performances inattendues pour ces butées. L'étude a révélé que les butées planes peuvent supporter des pressions spécifiques pouvant atteindre 1,25 MPa (en pratique, dans les manuels techniques, il est conseillé de ne pas dépasser 0,7 MPa pour ce type de butée). En revanche, les températures à l'interface limitent le fonctionnement à une vitesse de rotation de 6 000 tr/min pour une pression spécifique de 0,75 MPa. Les relevés de température et de pression sur le patin mettent en évidence la formation d'une zone convergente à l'entrée du patin suivie d'une zone divergente où se produit une rupture de film. L'expansion thermique est la raison première de l'établissement du régime hydrodynamique pour une telle butée. De plus, dans une moindre mesure, les irrégularités de la surface active constituent de multiples zones convergentes et divergentes qui contribuent à générer une portance additionnelle. Les butées planes présentent néanmoins l'avantage de pouvoir fonctionner dans les deux sens de rotation et à moindre coût.

4.4 Butée à poches

Les butées hydrodynamiques à poches ont fait leurs preuves dans de nombreuses applications et présentent des performances intéressantes en termes de capacité de charge. L'usinage d'un blochet à poche est plus aisé que la réalisation d'un blochet avec un plan incliné. Néanmoins,

les irrégularités de surface auxquelles nous avons dû faire face avec les autres types de butées sont toujours présentes. La butée à poches peut être considérée comme un cas particulier de butées texturées pour lequel la densité de texturation est de 100%.

4.4.1 Résultats expérimentaux

Les performances de la butée à poches présentent des similitudes avec la butée à plans inclinés sur l'évolution de l'épaisseur minimale du film lubrifiant (Figure 4-20). L'épaisseur du film est principalement définie par la charge appliquée et secondairement par la vitesse de rotation. Quelle que soit la vitesse de rotation, l'épaisseur du film chute d'environ 20 µm jusqu'à 4 000 N pour atteindre une épaisseur minimale se rapprochant de la profondeur de la poche (20 µm). Un rapport entre l'épaisseur minimale et la profondeur de la poche égal à 1 permet d'optimiser les performances et d'accroitre la raideur du film. Ainsi, l'évolution de l'épaisseur minimale du film est moins sensible à une augmentation de la charge, exceptée à la vitesse de 2 000 tr/min pour laquelle les effets hydrodynamiques ne sont pas suffisants pour maintenir une épaisseur constante. Par ailleurs, pour des conditions de fonctionnement sévères, l'épaisseur du film croit légèrement lorsque la charge augmente à 6 000, 8 000 et 10 000 tr/min. Un constat similaire est effectué sur la butée à plans inclinés (§4.1.1) et peut s'expliquer par les distorsions thermiques du patin qui créent une zone convergente favorable à la génération de pression hydrodynamique. Malheureusement, suite à une avarie sur le banc d'essais, les points à 8 000 et 10 000 tr/min à 8000 N n'ont pas pu être accomplis.

L'évolution du couple de frottement est similaire à celle obtenue avec la butée à plans inclinés (Figure 4-21). Encore une fois, l'augmentation du couple de frottement varie non linéairement avec la vitesse de rotation. Pour une même charge appliquée, le couple augmente de manière significative jusqu'à 6000 tr/min puis plus faiblement jusqu'à 10 000 tr/min. Ces courbes présentent une cohérence avec la mesure de l'épaisseur du film qui est quasiment constante après 6000 tr/min et avec l'augmentation de la température (Figure 4-22) avec la vitesse de rotation qui tend à diminuer la viscosité. Ainsi, l'influence de la vitesse est en partie compensée par la variation de la viscosité, ce qui explique l'évolution non linéaire du couple avec la vitesse de rotation.

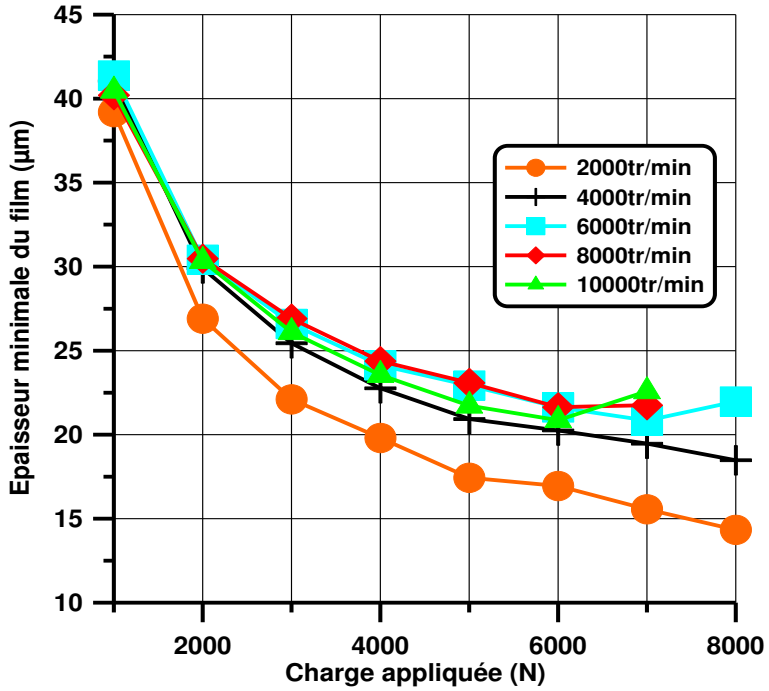


Figure 4-20 : Evolution de l'épaisseur du film d'huile en fonction de la charge pour la butée à poches.

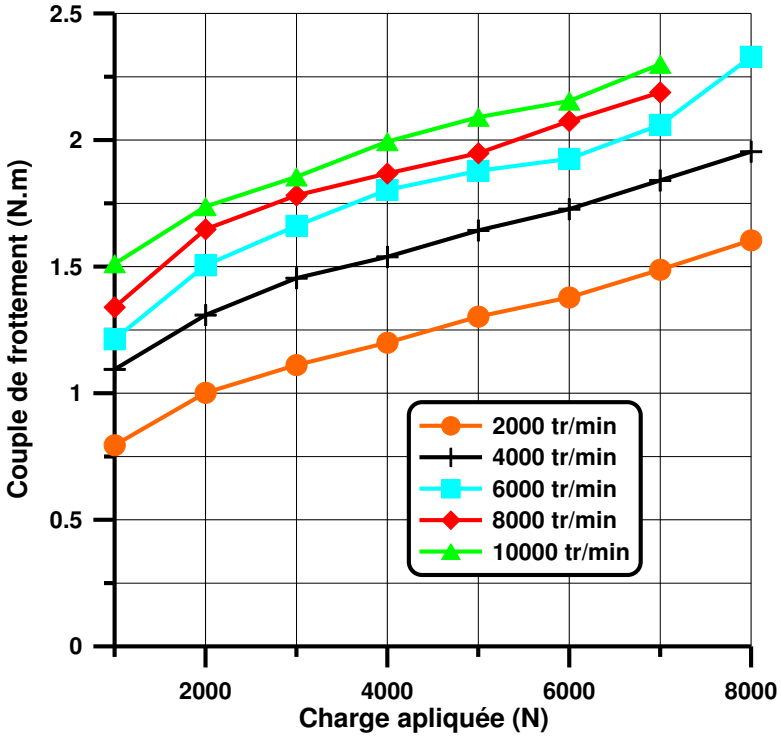


Figure 4-21 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge pour la butée à poche.

Les relevés de la température à 75% - 75%, représentative de la température maximale du patin sont présentés en Figure 4-22. Quel que soit le régime de fonctionnement, la température

présente une valeur acceptable pour assurer la pérennité du système, n'excédant pas la température maximale recommandée de 90°C. Conformément aux notions usuelles de lubrification, la température augmente avec la vitesse de rotation ainsi qu'avec la charge appliquée.

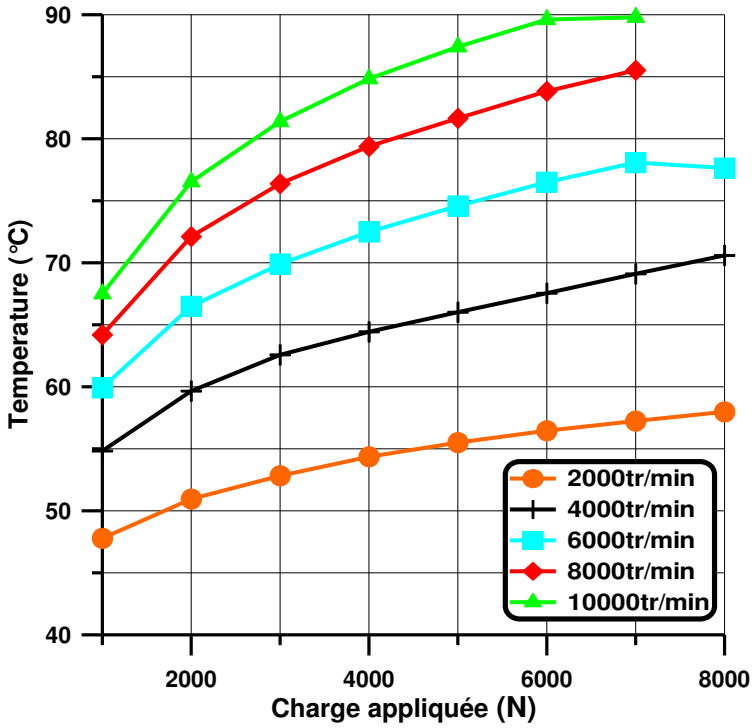


Figure 4-22 : Evolution de la température à 75% - 75% en fonction de la charge pour la butée à poches.

La pression hydrodynamique d'un blochet à poche se créée par le changement brutal de section sis à la fin de la poche, qui permet de générer une forte pression hydrodynamique (Figure 4-23 A). Les conditions aux limites aux rayons intérieur et extérieur font que la pression est maximale au rayon moyen puis décroit progressivement de part et d'autre [119]. Le relevé de température présenté sur la Figure 4-23 B est classique, la température augmentant au rayon extérieur due à la vitesse linéaire croissante. Par ailleurs, au-delà de 70% de la longueur relative du patin (après la poche), la réduction de l'épaisseur du film de l'ordre de 20µm cause une élévation du taux de cisaillement, entrainant ainsi une élévation de température.

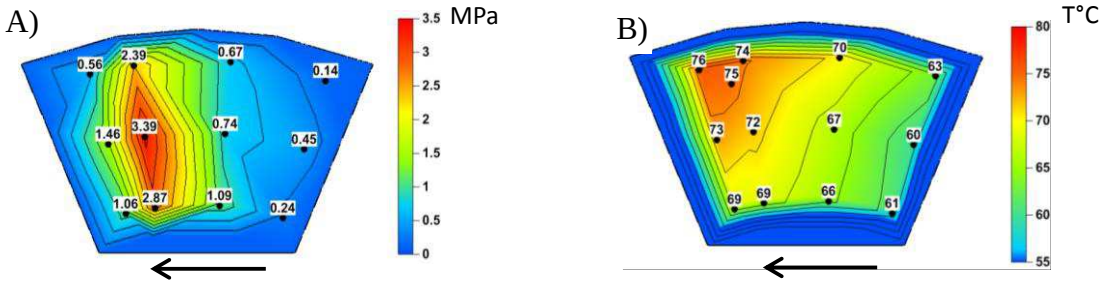


Figure 4-23 : Evolution de la pression (A) et de la température (B) A l'interface du patin à 6 000 tr/min et 5 000 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée à poches.

4.4.2 Conclusion

La butée hydrodynamique à poches représente un bon compromis : la réalisation est accessible et les performances sont semblables à celles de la butée à plans inclinés. Comparativement à la butée à plans inclinés (Figure 4-13), l'effet hydrodynamique est plus prononcé à faibles vitesses. Ainsi, pour une faible vitesse et une forte charge (2 000 tr/min et 8 000 N), l'épaisseur minimale du film lubrifiant pour la butée à poches est supérieure de 10,3% à celle de la butée à plans inclinés.

Par ailleurs, les cartographies de température et de pression sont conformes aux attentes : la zone la plus chaude est située au rayon extérieur, en sortie tangentielle du patin, et la pression maximale est localisée en fin de poche, au rayon moyen.

4.5 Butées à faces parallèles texturées

4.5.1 Pertinence de la géométrie des texturations

La géométrie des textures est inspirée des travaux de Dobrica et al. [83]. L'optimisation d'une surface texturée est complexe et fait appel à de nombreux paramètres qui interagissent entre eux. Pour une maximisation des performances hydrodynamiques, la conception doit intégrer l'aspect dimensionnel des textures avec la définition de la forme et de l'orientation ainsi que la répartition de la texturation sur la surface du patin. Les études menées s'accordent à dire qu'une surface totalement texturée présente des performances médiocres [120].

La géométrie et la topographie des surfaces actives sont présentées au chapitre 3.6. La stratégie adoptée permet d'appréhender l'influence de la densité de texturation ainsi que la position de la texture dans la cellule. Pour ce faire, la profondeur des cavités, l'étendue de la zone texturée et la forme des textures sont constantes pour l'ensemble des butées étudiées et sont définies pour un compromis optimal d'après [83]. La majorité des modélisations numériques conservent un ratio constant de l'épaisseur minimale du film sur la profondeur de la cavité (h_0 / h_{text}). Or,

en fonctionnement, l'épaisseur du film lubrifiant est tributaire des conditions de fonctionnement et le ratio $h_0 \ / \ h_{text}$ varie. Néanmoins, la profondeur des cavités de 20 µm permet de conserver un ratio $h_0 \ / \ h_{text}$entre 0,8 et 1 dans la plupart des expérimentations. Par ailleurs, la zone de texturation coïncide avec celle de la poche (§4.4). La texturation est centrée radialement sur le patin pour une largeur relative de 75% tandis que circonférentiellement, la texturation se situe à l'entrée du patin pour une longueur relative de 70% (Figure 4-24).

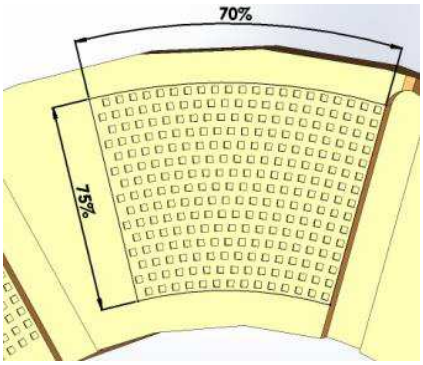


Figure 4-24 : Zone texturée d'un patin.

Les empreintes cubiques des cavités sont disposées de manière à faire coïncider l'arrête de la texture avec un rayon de la butée. Ainsi, les textures présentent une faible inclinaison entre elles qui évolue suivant la position radiale. Quoi qu'il en soit, la géométrie des cavités et la distance qui les sépare (1 mm) restent constantes.

Pour des contraintes financières et temporelles, seules quatre butées texturées ont été étudiées. L'étude porte sur trois densités : 16%, 25% et 56%. Chaque texture est comprise dans une cellule carrée fictive de 1mm de côté (Figure 4-25). La dimension de la cellule est constante pour les trois densités. La densité de la texturation est donnée par le ratio :

$$Densité = \frac{Airetexture}{Airecellule}$$

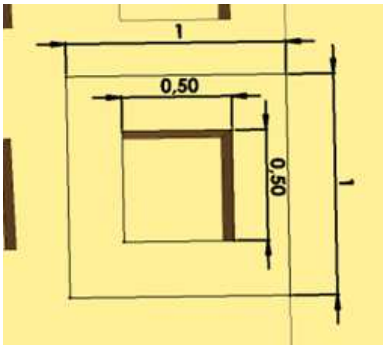


Figure 4-25 : Densité de texture 25%.

4.5.2 Résultats expérimentaux

La campagne d'essais sur les butées hydrodynamiques texturées a pour but de déterminer si la texturation pourrait être une alternative aux butées hydrodynamiques à géométrie fixe existantes. En effet, il est rapporté dans le chapitre III la difficulté de réaliser des plans inclinés ou des poches en respectant une certaine répétabilité entre les patins. La texturation par usinage laser permet d'usiner des cavités avec une grande précision. L'usinage laser est un procédé nouveau et reste, de nos jours, relativement onéreux. Nous pouvons penser que le développement et la démocratisation d'un tel usinage dans les années à venir pourrait rendre plus accessible ce processus.

4.5.2.1 Analyse d'une butée texturée à 56%

Conformément à ce qui est observé dans la littérature, la densité joue un rôle prépondérant sur les paramètres de service tels que l'épaisseur de film, le couple de frottement et la température. Les résultats sont présentés en régime établi à une vitesse de rotation constante de 6 000 tr/min avec des conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa). La butée texturée 56%C (configuration où la texture est Centrée dans la cellule avec une densité de 56%) présente des performances intéressantes à faibles charges (Figure 4-26). En revanche, les performances périclitent rapidement lorsque la charge augmente. Par crainte d'endommager la butée, nous n'avons pas appliqué de charges au-delà de 3 000N (soit 0,75MPa). Pour les essais réalisés, l'épaisseur minimale du film chute de 49% pour une augmentation de charge de 2 000N. Dans le même temps, la température à 75% - 75% et le couple présentent des fortes augmentations avec l'évolution de la charge. Le couple de frottement et la température 75% - 75% augmentent respectivement de 36% et 20°C pour une élévation de charge de 2 000N tandis que la butée à poches présente une augmentation de 27% et 10°C pour les mêmes conditions.

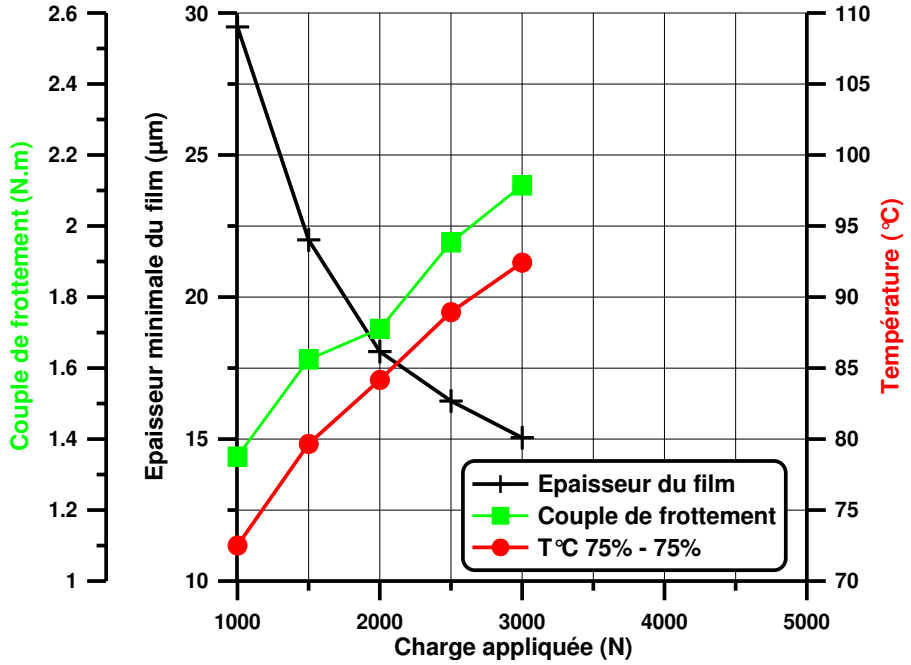


Figure 4-26 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6 000tr/min pour la butée texturée 56%C aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa) pour la butée 56%C.

Les champs de température et de pression sont présentés en Figure 4-27 pour différentes charges à une vitesse constante de 6 000 tr/min pour des conditions nominales d'alimentation en huile : 40°C et 0,1 MPa.

La texturation partielle d'un patin permet de construire un champ de pression grâce à l'effet global des textures. A faible charge, la pression hydrodynamique augmente progressivement suivant la circonférence jusqu'à la fin de la zone texturée où elle devient maximale (Figure 4-27 A). L'évolution de la température (Figure 4-27 A) à l'interface du patin est conforme aux attentes : la température augmente au rayon extérieur ainsi que vers la sortie du patin.

En revanche, l'interprétation de ces résultats devient complexe lorsque la pression spécifique excède 0,5 MPa, soit 2 000 N (Figure 4-27 C, D et E). Pour une meilleure compréhension, l'évolution des cartographies de température et de pression est montrée en Figure 4-27 pour des charges appliquées de 1 000 N à 3 000 N avec un pas de 500 N. Le pic de pression migre au rayon intérieur puis à l'entrée du patin en même temps que la charge augmente. Parallèlement, la température présente des similitudes comportementales pour de fortes charges. La température au rayon intérieur est supérieure à ce que l'on aurait pu présager.

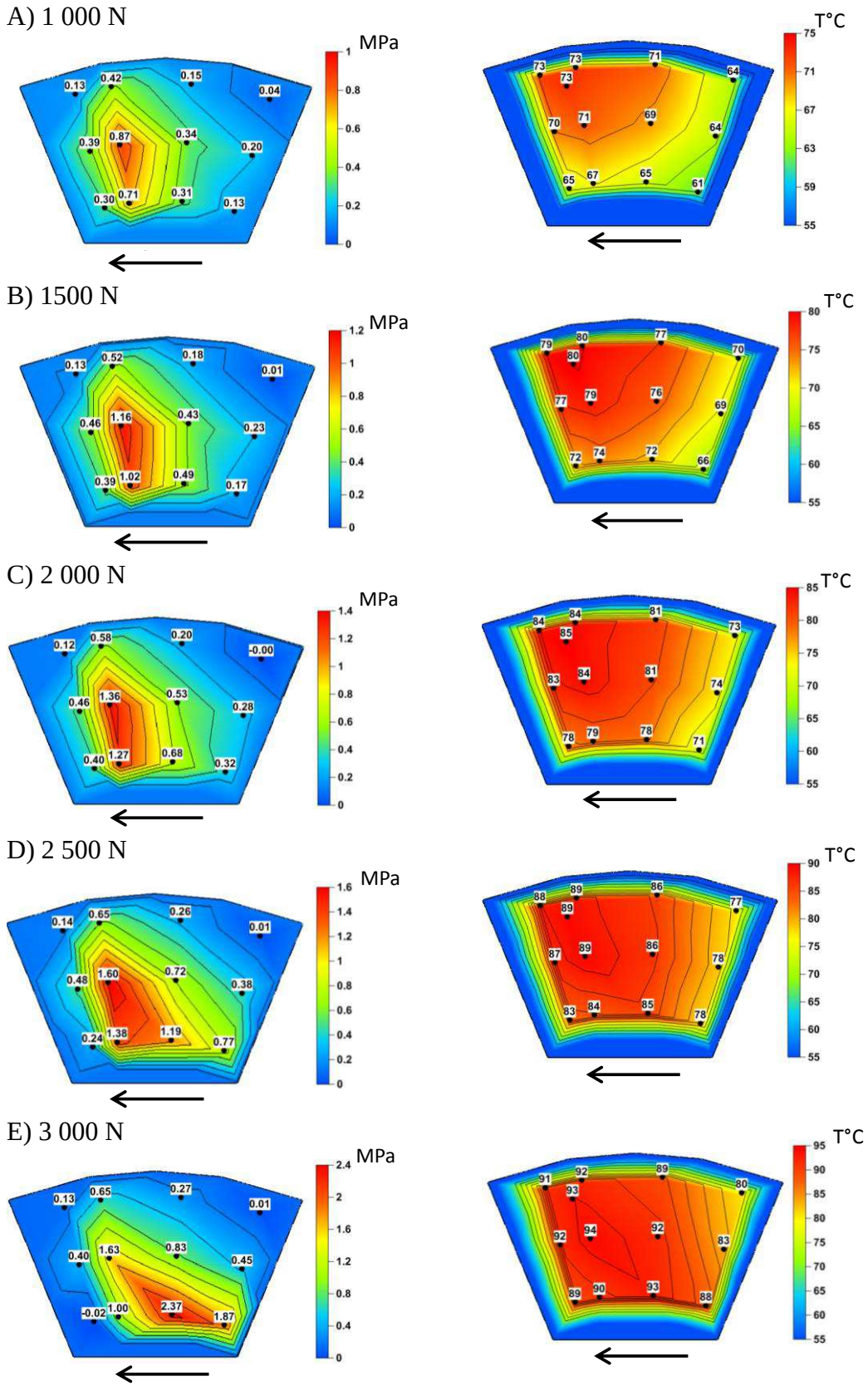
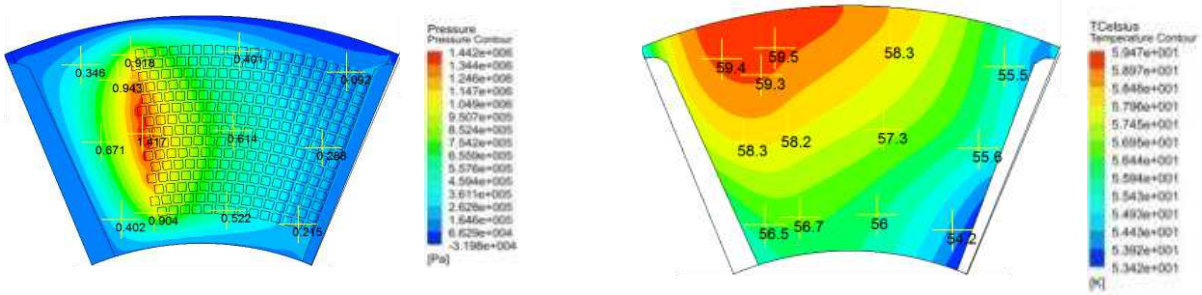


Figure 4-27 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin à 6 000 tr/min pour différentes charges à conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée 56%C.

Malgré une rigueur accrue des expérimentations et la répétabilité des tests, les résultats ne sont pas ceux escomptés pour de fortes charges. Néanmoins, il est probable que pour un fonctionnement critique, cette configuration de texturation favorise un écoulement radial et sous alimente le patin au rayon extérieur. De plus, les faibles pressions hydrodynamiques relevées au rayon extérieur confortent cette hypothèse. Ce phénomène est constaté pour l'ensemble des vitesses étudiées et les résultats sont redondants sur l'ensemble des patins.

Une étude numérique avec un modèle THD (ThermoHydroDynamique) - CFD (Computational Fluid Dynamics) [121] appliquée à cette butée permet de conforter les résultats. La modélisation prend en compte les effets thermiques à la fois dans le film,le grain fixe et le grain mobile. En revanche, ce modèle ne tient pas compte des phénomènes de cavitation.Les résultats sont corrélés pour un cas de fonctionnement en régime établi à 2 000 tr/min et pour une charge axiale constante de 1860 N pour une pression d'alimentation de 0,15 MPa et une température de 40°C (Figure 4-28). Comme l'on pouvait s'y attendre, la pression maximale est située à la fin de la zone texturée, les résultats numériques (Figure 4-28 A) et expérimentaux (Figure 4-28 B) présentent une distribution similaire. Une similitude est également constatée sur les champs de température pour lesquels la température est maximale à la sortie du patin au rayon extérieur. Le champ de température calculé surestime cependant celui obtenu expérimentalement d'environ 2°C.

A) Résultats numériques



B) Résultats expérimentaux

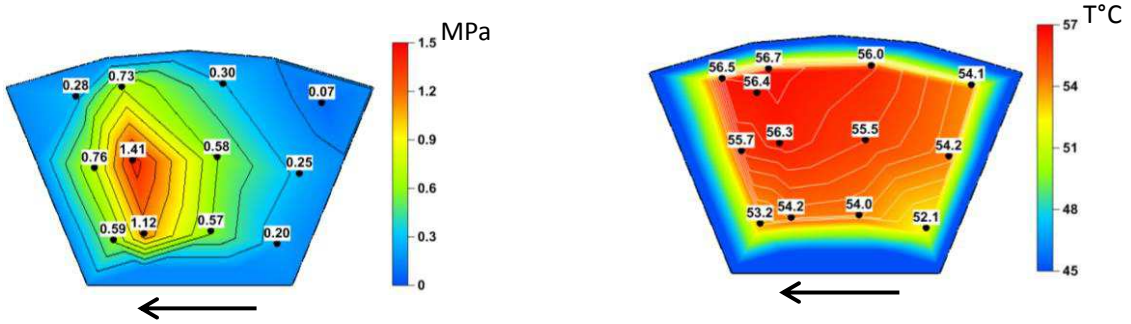


Figure 4-28 : Comparaison des résultats expérimentaux avec une modélisation numérique CFD THD à 2 000 tr/min et 1 860 N avec une pression d'alimentation de 0,15 MPa à 40°C. Mesures effectuées sur la butée 56%C.

Bien que les butées texturées soient conçues pour fonctionner dans un sens de rotation, un test a été réalisé en sens contraire à une vitesse de 2 000 tr/min (Figure 4-29), la charge étant limitée à 2 250N par crainte d'endommager les surfaces de frottement. En effet, la pression hydrodynamique générée n'est pas suffisante et l'épaisseur minimale de film décroit fortement avec la charge. En rotation inverse, l'effet de la texturation génère une dépression dans le contact provoquant un effet de succion, le film devenant alors très mince (de l'ordre du micromètre). Les résultats escomptés sont cohérents dans la mesure où les textures favorisent l'écoulement du fluide vers la sortie du patin avec une faible résistance hydraulique.

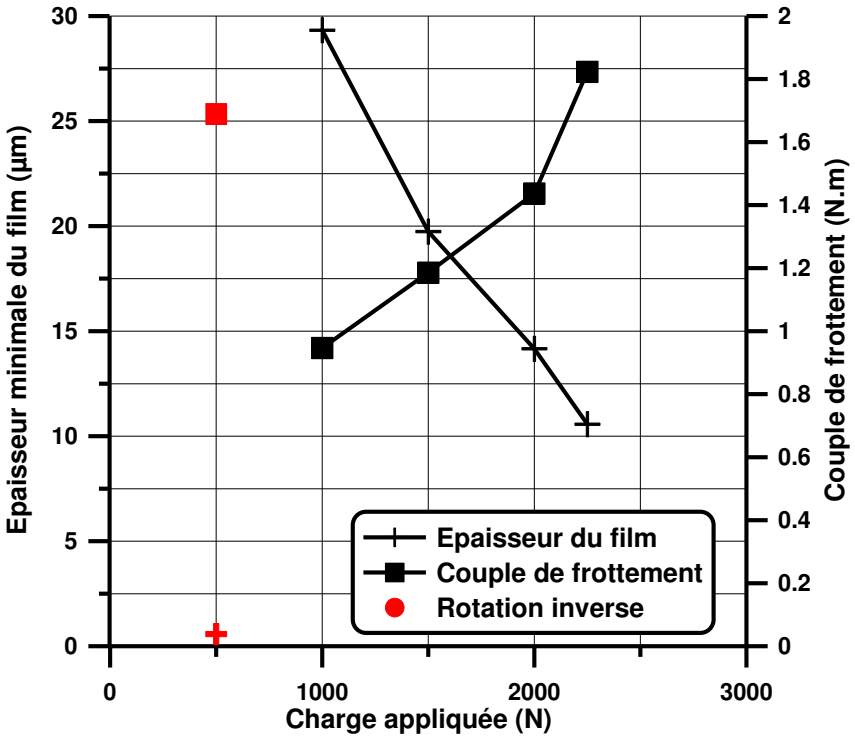


Figure 4-29 : Evolution du couple de frottement et de l'épaisseur du film à 2 000 tr/min en rotation normale et inverse pour la butée 56%C.

Les performances relevées lors des premières expérimentations ne furent donc pas encourageantes mais la corrélation des résultats avec un modèle numérique a conforté la pertinence des mesures. Cette campagne d'essais souligne une faiblesse des textures : leur capacité de charge est limitée. Les performances se dégradent d'autant plus vite avec la charge que le ratio :$h_0 \,/\, h_{text}$ ne respecte plus l'ordre de grandeur préconisé. Par ailleurs, le fonctionnement en rotation inverse est à proscrire pour ce type de butée même pour des régimes de fonctionnement peu sévères.

4.5.2.2 Analyse d'une butée texturée à 25%

Les résultats sur la butée avec une densité de texturation de 25% sont présentés en Figure 4-30. Les essais sont réalisés à 6000 tr/min en fonction de la charge pour des conditions d'alimentation nominales.

Encore une fois, l'épaisseur de film décroit avec la charge tandis que la température et le couple augmentent progressivement. La température à 75% - 75% excède, pour la plupart des charges appliquées, la température maximale préconisée de 90°C. En revanche, les épaisseurs minimales de film mesurées assurent une lubrification sereine et permettent de s'affranchir d'éventuels contacts.

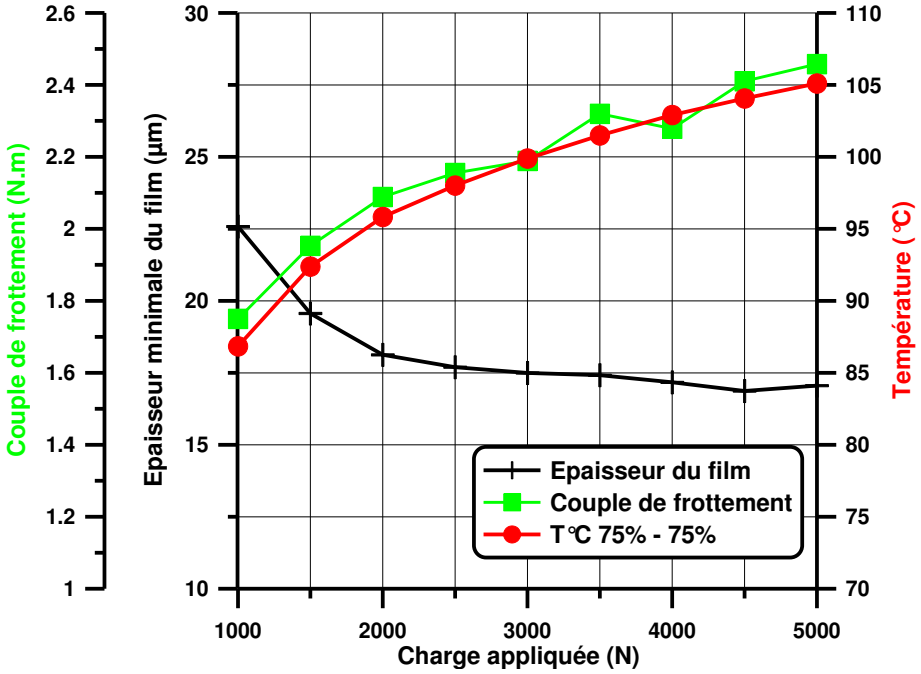


Figure 4-30 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6000 tr/min pour la butée texturée 25% aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa).

La température à l'interface augmente avec la charge appliquée et la vitesse de rotation (Figure 4-31). L'échauffement au-delà de 2 000 N se fait plus progressivement, lié à une raideur plus importante du film d'huile qui modère la baisse de l'épaisseur du film. Cette configuration de butée atteint ses limites (T >90°C) pour des vitesses supérieures à 4 000 tr/min avec une pression spécifique de 1,25 MPa à 5 000N.

La Figure 4-32 donne la cartographie des champs de pression et de température dans des conditions « peu sévères » (A) et « sévères » (B). Ces relevés expérimentaux, effectués pour une vitesse de 2 000 tr/min et une charge axiale de 1 000 N, sont en concordance avec les prédictions numériques : le pic de pression est situé à la fin de la zone texturée et la température

maximale est relevée au rayon extérieur à la sortie du patin. A l'inverse, les champs de pression et de température à 6 000 tr/min et 5 000 N (conditions « sévères ») présentent des similitudes avec la butée plane à faces parallèles (Figure 4-16). L'effet des texturations est obsolète lorsque les effets thermiques pondèrent la formation de la zone convergente.

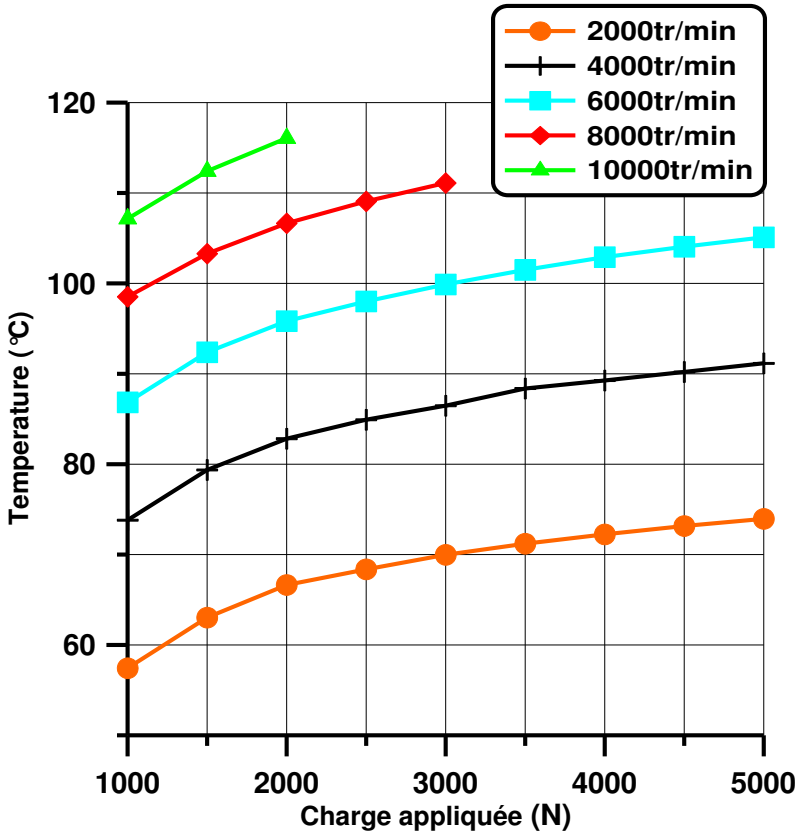


Figure 4-31 : Evolution de la température à 75% - 75% pour la butée texturée 25% aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa).

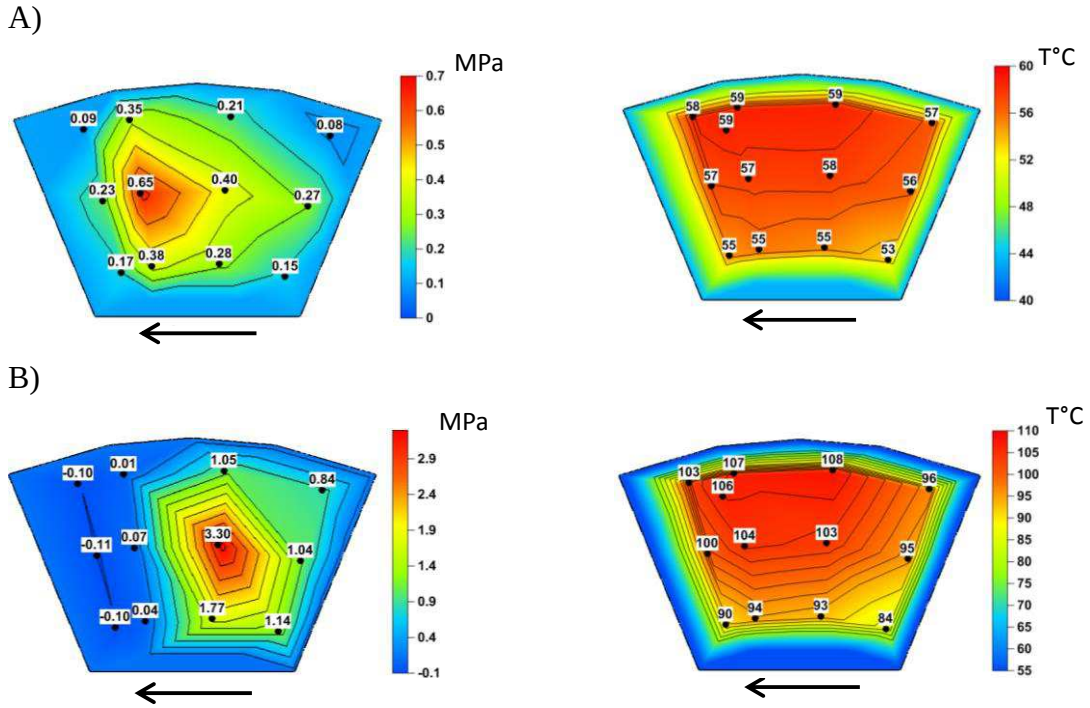


Figure 4-32 : Evolution de la pression et de la température sous le patin à 2 000 tr/min à 1 000 N (A) et 6 000 tr/min à 5 000N (B) en conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée 25%.

Le fonctionnement de la butée texturée 25% pour des conditions dites « sévères » ne présente pas de gain significatif comparé à celui d'une butée plane à faces parallèles. La température à 75% - 75% est d'ailleurs 5°C plus élevée que la butée à faces parallèles pour ce régime de fonctionnement (6 000 tr/min et 5 000 N). En revanche, un faible gain en termes de frottement est constaté à faible charge (exposé au §4.5.3).

On peut donc supposer que les performances de la butée texturée avec une densité de 16% vont être encore plus proches de ceux obtenus sur la butée plane à faces parallèles.

4.5.2.3 Analyse d'une butée texturée à 16%

Encore une fois, le fonctionnement respecte les notions de lubrification usuelles en régime hydrodynamique (Figure 4-33). Les résultats sont présentés en fonction de la charge appliquée pour une vitesse constante de 6 000 tr/min et des conditions d'alimentation nominales. Le constat sur l'évolution des paramètres de fonctionnement usuels est semblable à celui de la butée 25%C. Le couple de frottement et la température à 75% - 75% augmentent avec la charge appliquée tandis que l'épaisseur minimale de film diminue.

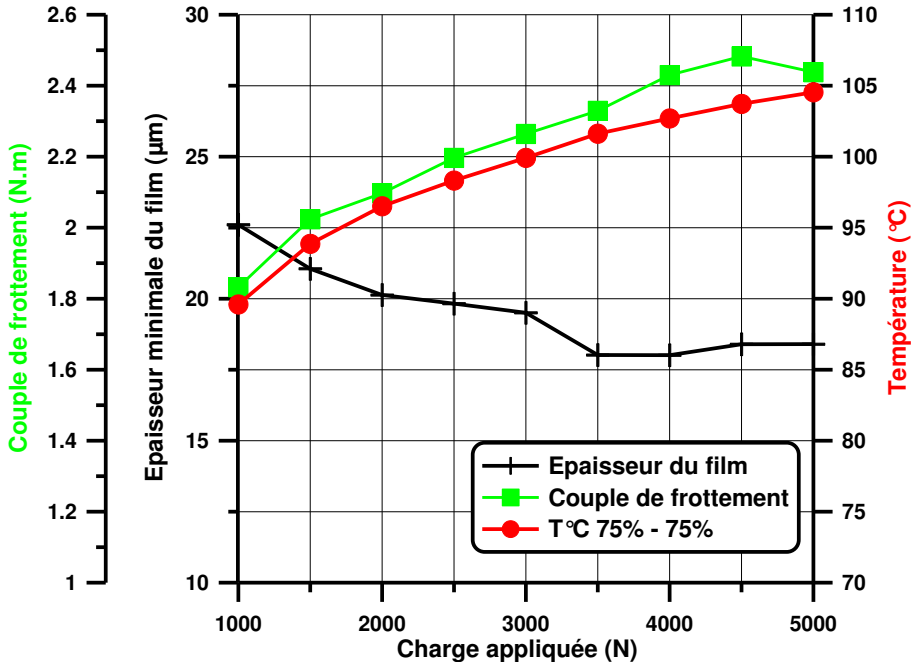


Figure 4-33 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6 000tr/min pour la butée texturée 16% en conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa.

Les relevés expérimentaux des champs de pression et de température présentent un comportement qui se situe entre ceux de la butée plane et de la butée texturée 25% pour une vitesse de 6 000 tr/min et une charge de 5 000 N. Le pic de pression est localisé dans la première moitié du patin au rayon moyen (Figure 4-34 B). La pression mesurée à 40% de la longueur relative au rayon moyen est du même ordre de grandeur que pour la butée ayant une densité de 25%. Les pressions négatives à la sortie du patin confirment l'existence d'une rupture de film (tout comme pour la butée texturée 25%). Ce comportement est induit par les effets thermiques qui sont à l'origine de la création d'une zone divergente dans le dernier tiers du blochet. D'ailleurs, les gradients de température à la sortie du patin de -4°C (au rayon moyen) suivant le sens de l'écoulement, confortent cette hypothèse.

Globalement, la température est plus élevée que la butée avec une densité de 25% bien que le l'épaisseur minimale du film lubrifiant soit légèrement plus importante (Figure 4-34 B). En effet, à épaisseur minimale de film identique, l'épaisseur moyenne sera plus importante pour la butée texturée à 25%.

Encore une fois, pour des cas sévères, l'effet des texturations est négligeable devant le coin d'huile généré par les gradients thermiques dans le blochet. En revanche, pour de faibles sollicitations pour lesquels les gradients de température sont faibles, la texturation permet de construire un champ de pression (Figure 4-34 A). Ainsi, la pression augmente progressivement

dans la zone texturée pour atteindre un maximum à la jonction zone texturée/zone lisse. En revanche, la température est relativement homogène radialement et circonférentiellement.

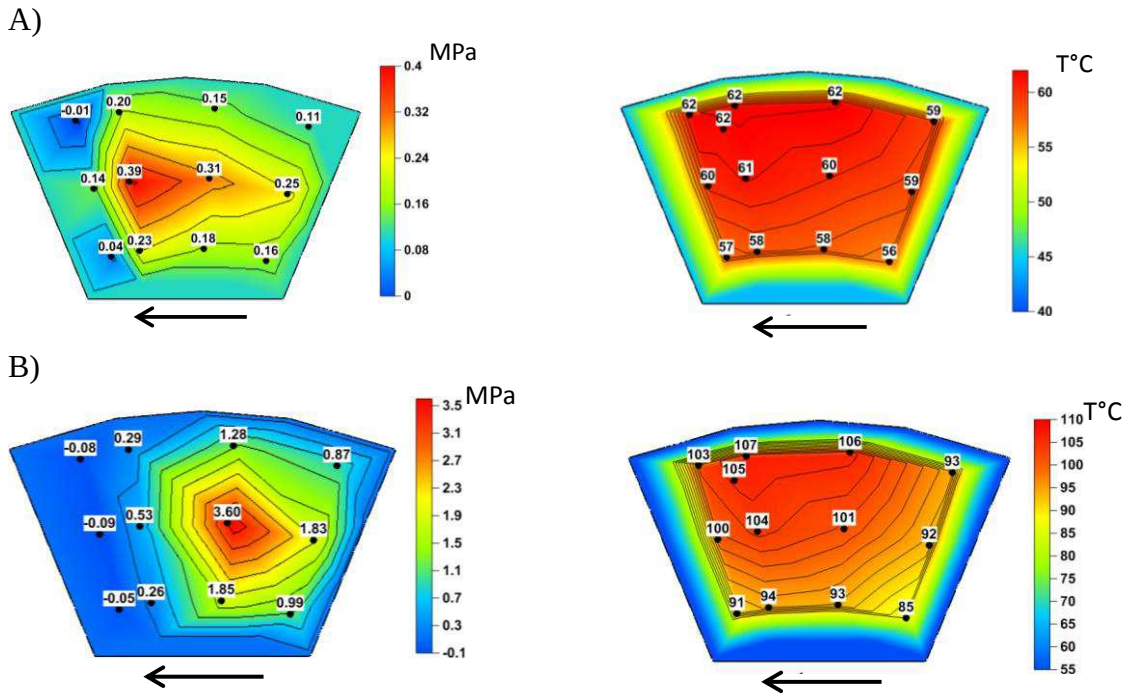


Figure 4-34 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin à 2 000tr/min à 1 000N (A) et 6 000tr/min à 5 000N (B) avec des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée 16%.

Des essais réalisés avec une pression d'alimentation inférieure de 50% par rapport à la condition nominale, soit 0,05MPa, ont mis fin à la campagne d'essais. Les régimes de fonctionnement sévères ont conduit à la rupture de la butée (Figure 4-35). Une acquisition des données durant cette phase apporte des éléments de réponse sur les causes de la rupture. En revanche, les valeurs absolues sont à prendre avec précaution car les mesures ont été acquises en régime transitoire lors d'une augmentation de la charge appliquée.

Une sécurité sous LabVIEW prévoit un arrêt d'urgence si une avarie est détectée dans la cellule d'essai. Le dispositif d'essais a automatiquement basculé en protocole « d'arrêt d'urgence » lorsque le seuil critique du couple de frottement (4 N.m) a été atteint. L'inertie du système a nécessité une période de 4 secondes pour décharger totalement la butée. La zone de contact est observée au rayon intérieur (Figure 4-35 A) mais l'analyse temporelle chronique (Figure 4-37) décèle que les premiers contacts ont eu lieu au rayon moyen puis se sont étendus au rayon intérieur. La trace d'usure est axisymétrique et elle est présente sur l'ensemble des huit blochets. Contrairement à ce que l'on pourrait penser, la rupture a créé une surépaisseur de bronze de plusieurs dizaines de micromètre. Les mesures de l'épaisseur du film vont dans ce sens, le déplacement relatif entre le grain mobile et le grain fixe a augmenté soudainement lors de la

rupture (Figure 4-36). L'arrêt d'urgence abrupt associée à une expansion locale du blochet au rayon moyen a permis d'épargner la seconde partie radiale des patins.

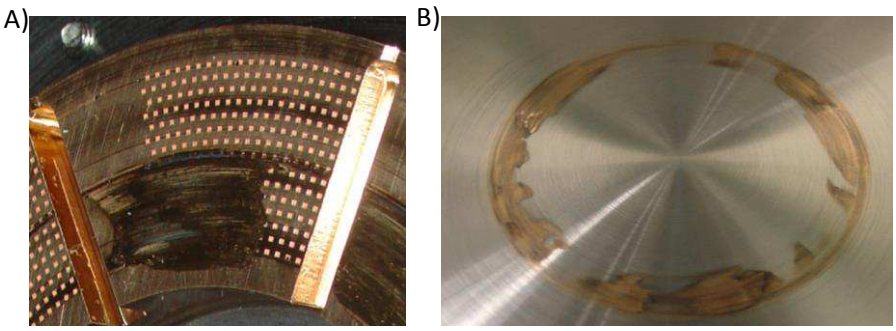


Figure 4-35 : Photographie d'un patin (A) et du grain mobile (B) après la rupture.

L'évolution du déplacement relatif entre les grains, le couple de frottement, la température au rayon moyen et la charge appliquée sont présentés en Figure 4-36 pendant la rupture de la butée. Le thermocouple et le couplemètre saturent pendant la phase de contact à 150 °C et 7 N.m, respectivement. Avant la 60^{ième} seconde, les mesures révèlent un équilibre stable mais lors de la 60^{ième} seconde, l'augmentation de la charge appliquée de 200 N rompt la lubrification hydrodynamique. Le contact est franc et la rupture instantanée. Les pics des différentes valeurs sont atteints en 0,1 s (fréquence d'acquisition de 10 Hz). L'augmentation du déplacement relatif se justifie par une fusion du bronze qui va créer un dépôt à l'interface (Figure 4-35).

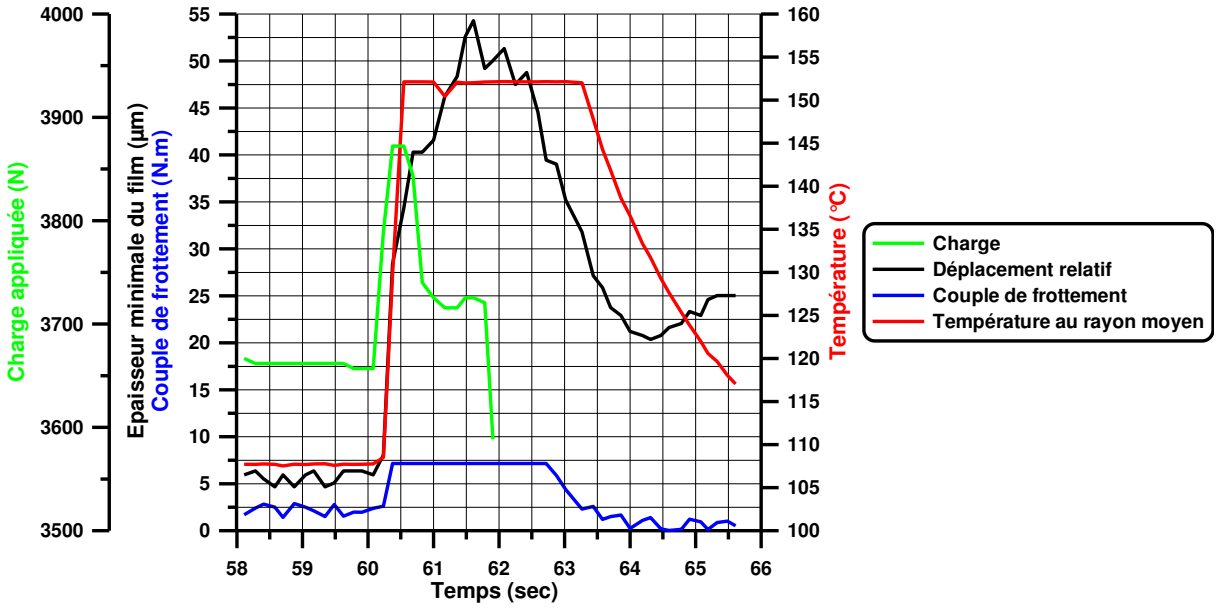


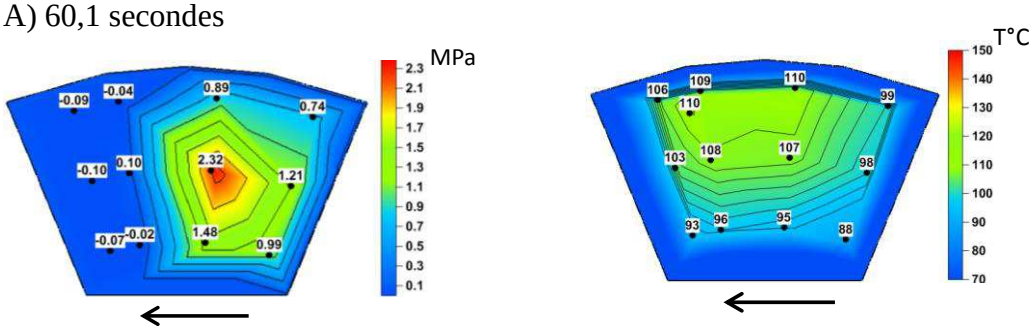
Figure 4-36 : Evolution du déplacement relatif entre les grains, du couple de frottement, de la température au rayon moyen et de la charge appliquée lors de la rupture de la butée survenue à une vitesse de 6000 tr/min en condition de sous-alimentation : 0,05 MPa (50% de la pression nominale) et 40°C. Mesures effectuées sur la butée 16%.

Les cartographies des pressions et des températures lors du contact entre les grains pour un pas de temps d'un dixième de seconde est présenté en Figure 4-37. La vitesse de rotation est fixée à 6 000 tr/min pour une pression d'alimentation de 0,05 MPa (soit 50% de la pression nominale). Une élévation de la charge de 200 N apparaît à 60,2 s (Figure 4-37B), mettant ainsi la charge appliquée à 3870 N, provoquant la rupture de la butée.

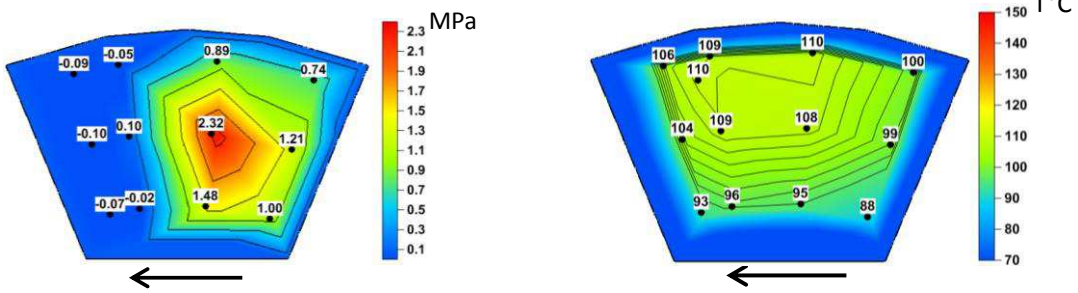
Le système de mesure de pression ne permettant pas de mesures instantanées, il est probable qu'il y ait un décalage temporel de plusieurs centièmes de seconde entre la pression réelle et la mesure. Par ailleurs, on peut penser que les températures maximales atteintes ont très largement dépassé les 150°C, seuil de saturation de l'acquisition des thermocouples.

Les premiers signes de rupture apparaissent un dixième de seconde après avoir appliqué la charge (Figure 4-37 B). La température augmente brutalement de 35°C au rayon moyen puis les valeurs saturent à 150°C deux dixièmes de seconde plus tard. La dégradation des surfaces rompt le film d'huile et les pressions hydrodynamiques s'effondrent (Figure 4-37 E).

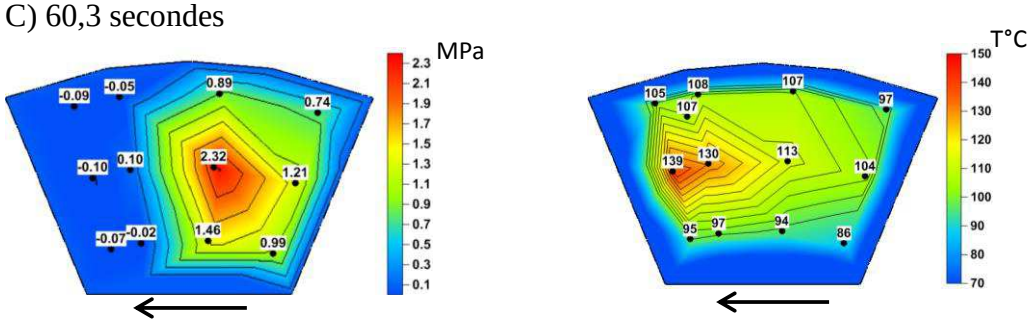
A) 60,1 secondes



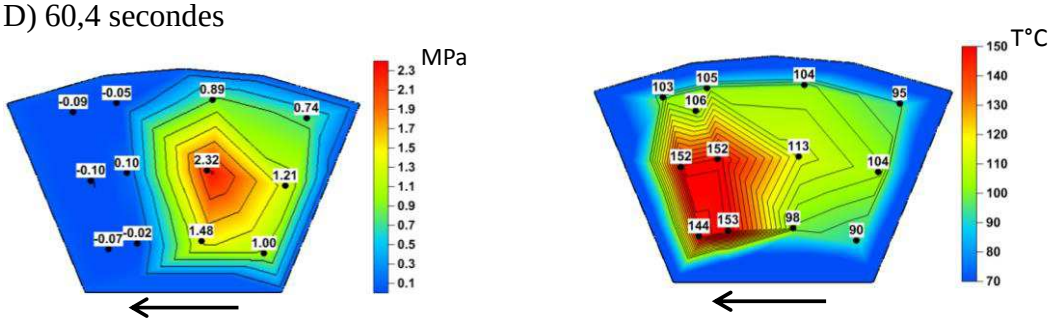
B) 60,2 secondes



C) 60,3 secondes



D) 60,4 secondes



E) 60,5 secondes

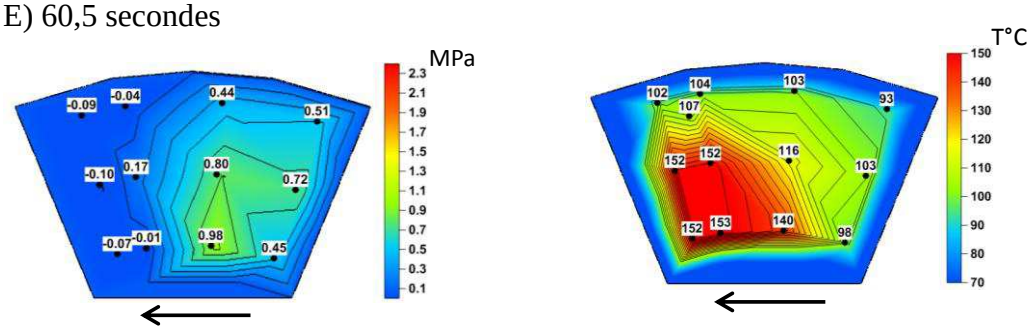


Figure 4-37 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin à 6 000tr/min à ≈3670N lors de la phase de rupture en conditions de sous-alimentation : 40°C et 0,05MPa. Mesures effectuées sur la butée 16%.

La défaillance de la butée texturée 16% met en évidence la faiblesse de cette butée, ces conditions de fonctionnement ayant été réalisées avec succès sur la butée plane à faces parallèles (Figure 4-18).

4.5.2.4 Influence de la position des textures

La détermination de la position de la première rangée de texture est un paramètre influant fortement les conditions aux limites et donc la capacité à générer une pression hydrodynamique [122]. La position de la première rangée de texture affleurant la rainure d'alimentation est définie comme étant la configuration optimale (Figure 4-38 B). En effet, cette configuration contribue à alimenter le blochet en imposant la pression d'alimentation dès la première rangée. L'objectif de cette étude est aussi de vérifier cette hypothèse.

L'influence de la position de la texture dans la cellule est traitée uniquement pour le cas à 56%. La position de la texture dans la cellule permet de différencier les notations des deux butées avec une densité de 56%. Le cas où la texture est Centrée dans la cellule est noté 56%C (Figure 4-38 a) et le cas où la texture est Excentrée est noté 56%E (Figure 4-38 b).

(a) (b)

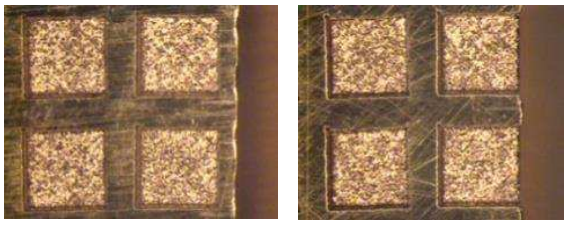


Figure 4-38 : Détail à l'entrée du patin. a) 56%C : texture Centrée sur la cellule, b) 56%E : texture Excentrée sur la cellule.

L'évolution de la température à 75% - 75% en fonction de la charge de la butée 56%E est présentée à 6 000 tr/min pour des conditions d'alimentation nominales (Figure 4-39). Des températures excessives relevées sur la butée pour les grandes vitesses (8 000 tr/min et 10 000 tr/min) n'ont pas permis d'achever les expérimentations jusqu'à 5 000 N.

Tout comme les butées précédentes, la température augmente lorsque la vitesse et/ou la charge croît. Les relevés sont typiques d'un fonctionnement en régime hydrodynamique.

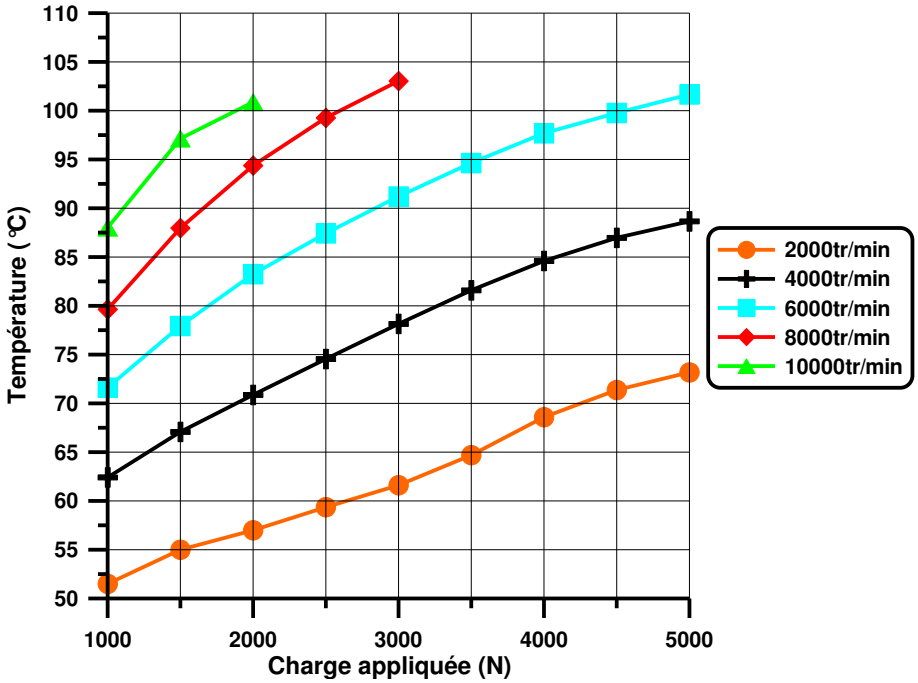


Figure 4-39 : Evolution de la température à 75% - 75% en fonction de la charge de la butée 56%E à 6000tr/min pour des conditions d'alimentation nominales : 0,1 MPa et 40°C.

Les résultats confirment l'hypothèse émise : la position de la première rangée de texture affecte sensiblement le comportement des butées (Figure 4-40). La butée 56%E permet d'augmenter l'épaisseur minimale de film de 24,5% (à 3 000 N) par rapport à la butée 56%C. Une augmentation de l'épaisseur du film lubrifiant permet à la fois de diminuer le couple de frottement et la température à l'interface. De plus, les expérimentations sur la butée 56%E ont pu être menées en toute quiétude à 5 000 N tandis que les expérimentations sur la butée 56%C ont dû être interrompues à 3 000 N (pour 6 000 tr/min). En effet, une tentative de chargement à 3500 N a soulevé des inquiétudes quant à la préservation de la butée (diminution de l'épaisseur minimale). Par crainte d'endommager la butée, aucune mesure n'a donc été effectuée au-delà de 3 000 N.

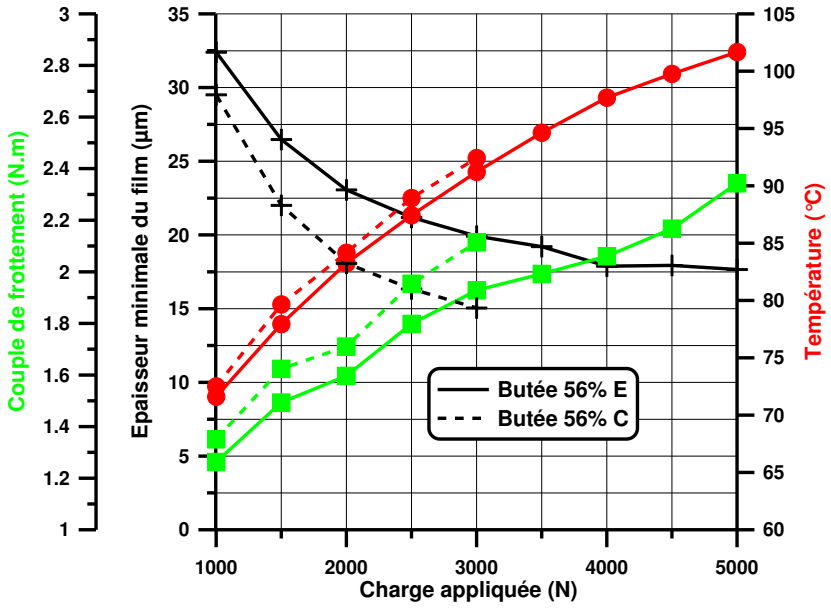


Figure 4-40 : Influence de la position de la première rangée de texture sur la température à 75% - 75%, le couple de frottement et l'épaisseur du film à 6 000 tr/min pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa.

Les champs de pression et de température sont présentés pour les deux configurations sur la Figure 4-41, pour un régime de fonctionnement identique de 6 000 tr/min et 2 000 N. Comme l'on pouvait s'y attendre, la pression est plus importante à l'entrée du patin pour la butée 56%E et est répartie de manière plus homogène. Les gradients de température sont comparables pour les deux configurations mais globalement, les températures sont plus basses sur la butée 56%E.

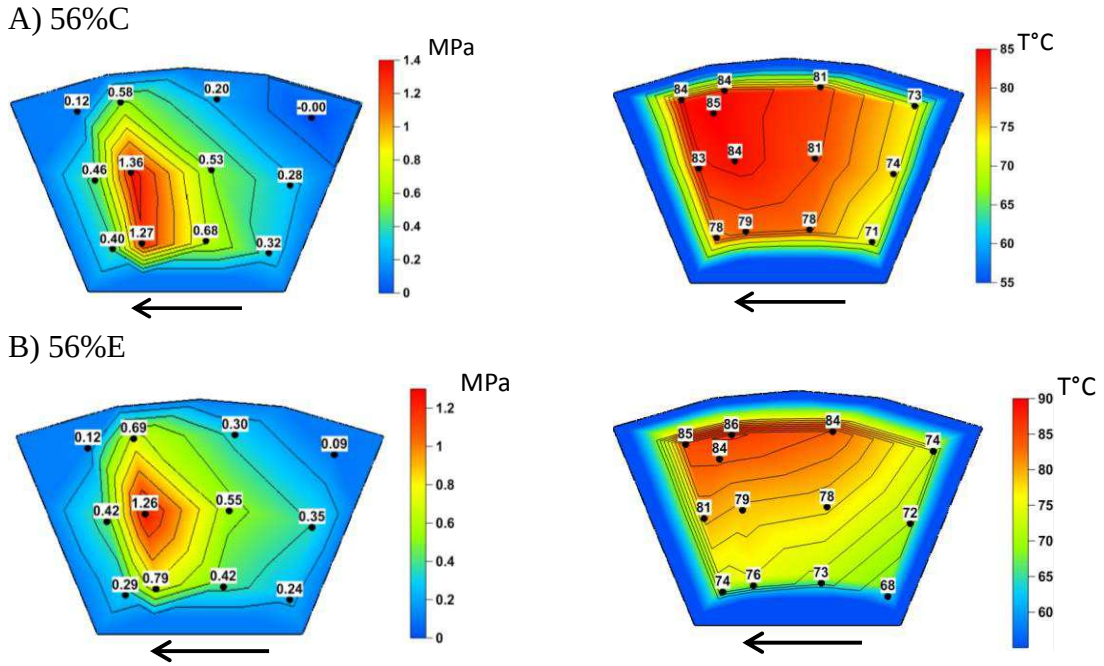


Figure 4-41 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin à 6 000tr/min et 2 000N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Butée texturée 56%C (A) ; Butée texturée 56%E (B)

Le relevé de la pression et de la température est également présenté à 6 000 tr/min et 5 000 N pour la butée 56%E. Contrairement aux comportements des butées texturées à 16% & 25% (Figure 4-32 B &Figure 4-34 B) pour lesquels l'effet de la texturation n'est pas significatif pour la construction du champ de pression, la butée 56%E (Figure 4-42) présente une augmentation de la pression le long du patin pour atteindre un maximum en fin de zone texturée. Cependant, la valeur relevée à 40% de la longueur relative laisse présager la formation d'une zone convergente dans le premier tiers du patin. Les différences de température relevées dans le premier tiers du patin : 6°C, 9°C et 13°C, du rayon intérieur au rayon extérieur, confortent l'idée de la formation d'un coin d'huile. De plus, comme pour l'ensemble des butées étudiées, la température évolue radialement due à l'élévation de la vitesse linéaire vers le rayon extérieur.

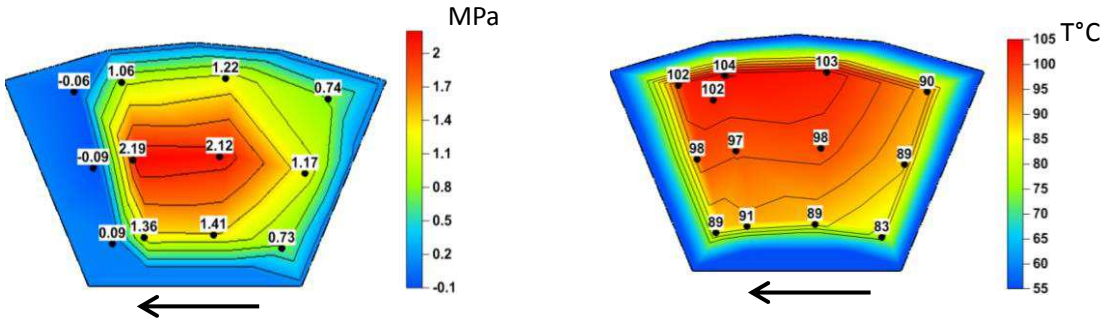


Figure 4-42 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin de la butée 56%E à 6 000 tr/min et 5 000 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa.

Cette étude révèle que la position de la première rangée de texture est un paramètre décisif pour que la texturation puisse avoir un effet bénéfique sur la portance hydrodynamique. La texture affleurant la rainure d'alimentation est la configuration optimale. Cela se justifie par une meilleure lubrification du contact qui permet de repartir la charge plus équitablement sur l'ensemble du blochet. Dans une moindre mesure, les dilatations thermiques du blochet ne permettent pas de conserver une surface parfaitement parallèle. Les gradients thermiques relevés sur le blochet laissent penser que le blochet se déforme de manière convexe.

4.5.3 Comparatif des butées texturées

La Figure 4-43 synthétise les performances des texturations à travers le couple de frottement. Les expérimentations sont réalisées à 6 000 tr/min pour des conditions d'alimentation nominales. Les relevés ont clairement mis en évidence un gain significatif en termes de frottement pour les butées avec une densité de 56%. Le gain est d'autant plus prononcé lorsque la première rangée de texture affleure la rainure d'alimentation (butée 56%E). Les butées faiblement texturées (16 et 25%) n'ont aucun effet notable sur le couple de frottement et ont

des performances similaires à celles de la butée plane polie, les différences observées étant comprises dans les dispersions de mesure. En effet, les dilatations thermiques du patin en fonctionnement ne permettent pas de conserver une surface parallèle et le coin d'huile ainsi formé pondère l'effet de la texturation. Il est évident que les dilatations thermiques sont également présentes dans le cas d'une texturation à 56% mais dans une moindre mesure. L'effet de la texturation est moins affecté par les dilatations thermiques pour une plus grande densité de texture. Comme le montre la Figure 4-44 pour une charge modérée de 2 000 N, le pic de pression est localisé en fin de zone texturée pour la butée 56%E (Figure 4-44 A) tandis que le pic est décalé vers l'entrée du patin pour la butée 16% (Figure 4-44 B) en raison de la prépondérance du coin d'huile thermique. Dans des conditions de fonctionnement peu sévères (1 000 N), la texturation à 56% réduit le couple de frottement de 32% comparé à celui de la butée plane. Or, le gain diminue fortement avec l'augmentation de la charge pour tendre vers un couple commun à fortes charges (5 000 N) quelle que soit la butée considérée.

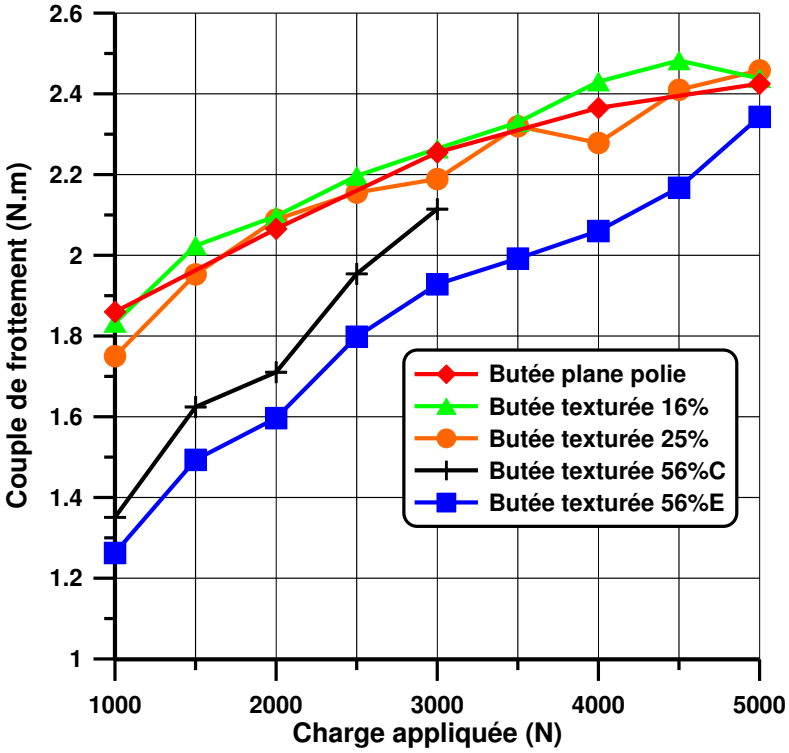


Figure 4-43 : Evolution du couple de frottement des butées texturées en fonction de la charge à 6 000 tr/min.

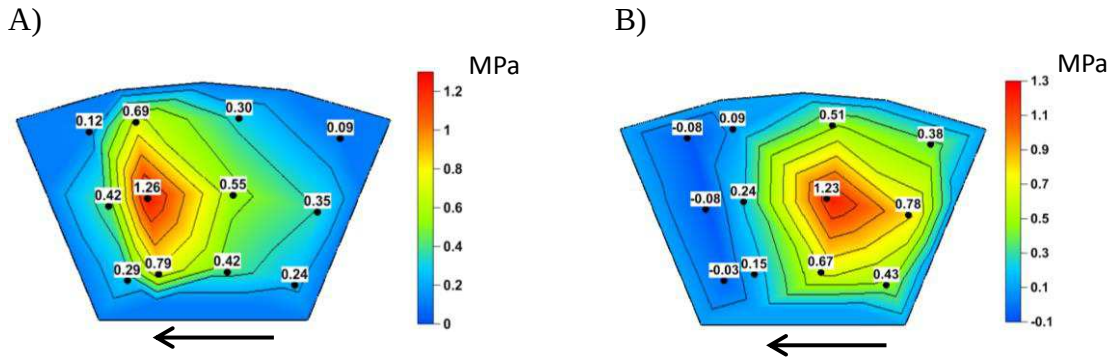


Figure 4-44 : Evolution de la pression à l'interface du patin de la butée 56%E (A) et 16% (B) à 6 000 tr/min et 2 000N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa.

L'évolution de la température en fonction de la charge à 6 000 tr/min est présentée en Figure 4-45. Le constat sur l'évolution de la température concorde avec les mesures du couple de frottement présentées dans la Figure 4-43 : à faible charge, la texturation optimale permet une diminution de la température à 75%-75% jusqu'à 30%, tandis qu'a fortes charges (5 000 N), la température de la butée texturée 56%E et de la butée plane polie sont identiques.

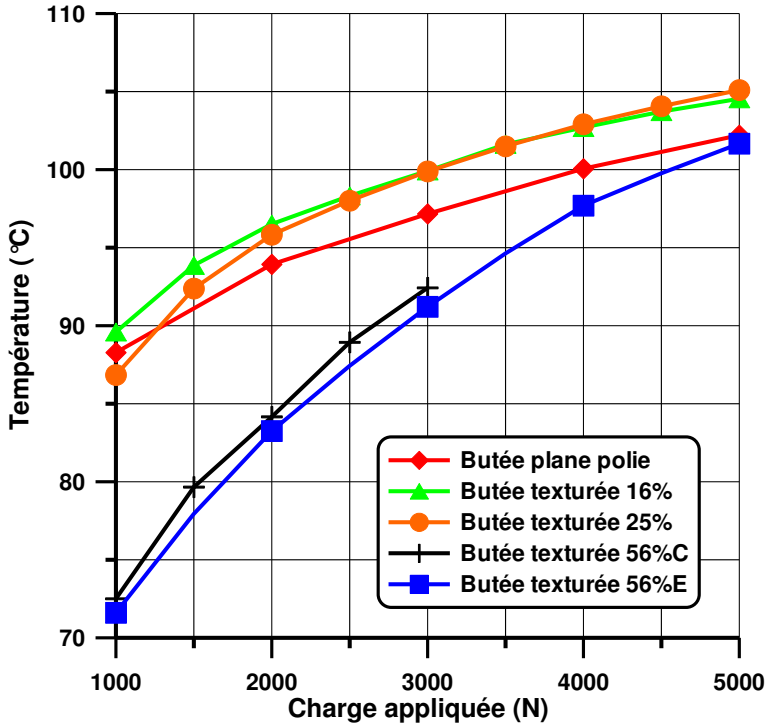


Figure 4-45 : Evolution de la température à 75%-75% des butées texturées en fonction de la charge à 6 000 tr/min.

4.6 Comparaison des butées hydrodynamiques

Pour synthétiser les données expérimentales, les résultats obtenus sur tous les types de butées sont présentés sur un même graphique. Le paragraphe 4.5.2.4 met en évidence la prééminence de la butée 56%E. Pour une lecture aisée, seule cette butée sera comparée à la butée à poches, à la butée à plans inclinés et à la butée plane polie.

Le constat est sans équivoque, la butée à poches et la butée à plans inclinés présentent des performances nettement supérieures à la butée plane polie et la butée texturée (Figure 4-46). Les températures relevées à 75% - 75% en fonction de la charge à 6000 tr/min sont quasiment identiques pour ces dernières et environ plus froides de 25°C que la butée plane, quelle que soit la charge appliquée. L'évolution de la température de la butée texturée 56%E est plus singulière. A faible charge (1000N), la température est plus importante de 10,5°C que la butée à plans inclinés mais les performances périclitent avec l'élévation de la charge appliquée pour atteindre une température plus importante de 24,8°C que la butée à plans inclinés à 5000 N.

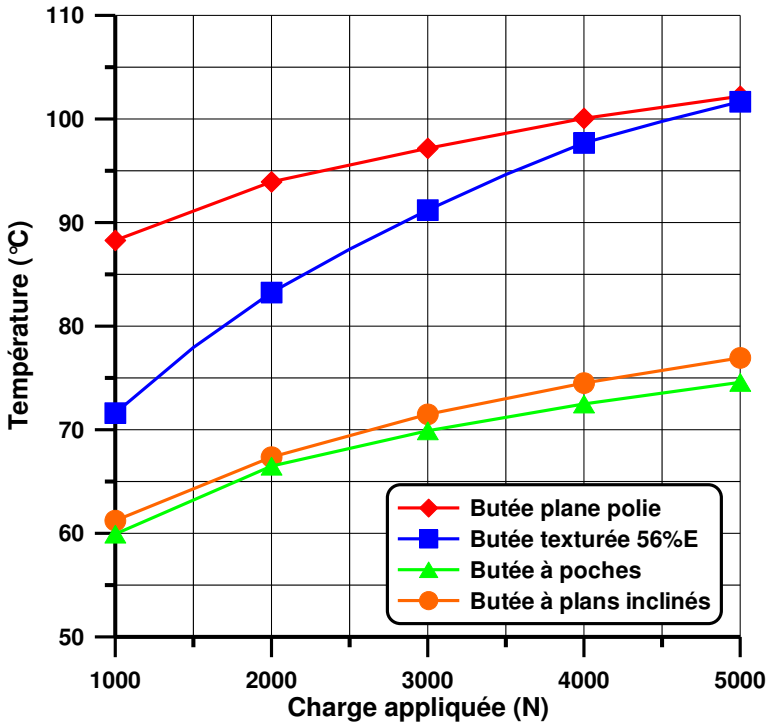


Figure 4-46 : Evolution de la température à 75% - 75% en fonction de la charge à 6 000 tr/min.

Les observations relevées sur les épaisseurs minimales du film (Figure 4-47) concordent avec les tendances de température de la Figure 4-46. Contrairement à ce que l'on pourrait conclure, les épaisseurs du film ne convergent vers une épaisseur commune qu'au-delà de 5 000 N. En effet, les températures relevées soulignent les limites de la butée plane et de la butée texturée pour une charge de 5000 N (Figure 4-46). Des essais réalisés au-delà de 5000 N conduiraient très certainement à la rupture de ces butées.

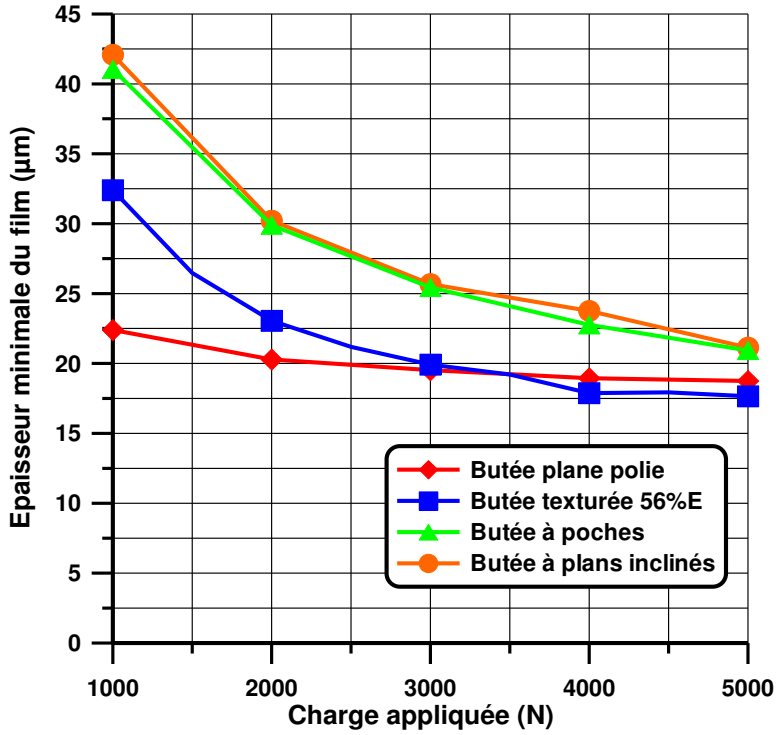


Figure 4-47 : Evolution de l'épaisseur de film en fonction de la charge à 6000tr/min.

Les variations du couple de frottement entre les butées est une conséquence directe de la température et de l'épaisseur (intégrée sur la surface frottante). La juxtaposition de ces deux paramètres fait que la butée texturée 56%E a un couple de frottement identique à ceux des butées à plans inclinés et à poches pour une faible charge de 1 000 N (Figure 4-48). La réduction du frottement est de 32% par rapport à la butée plane. Cette constatation est vérifiée pour l'ensemble des vitesses étudiées. En revanche, pour de fortes charges, soit 5 000 N, le gain obtenu avec la butée texturée par rapport à la butée plane chute à 4%.

Indéniablement, la texturation des butées hydrodynamiques dans cette configuration ne peut pas concurrencer les performances d'une butée à poches ou encore celles d'une butée à plans inclinés. La capacité de charge reste très limitée. Les causes sont essentiellement liées aux déformations d'ordre thermique qui annulent l'effet de la texturation.

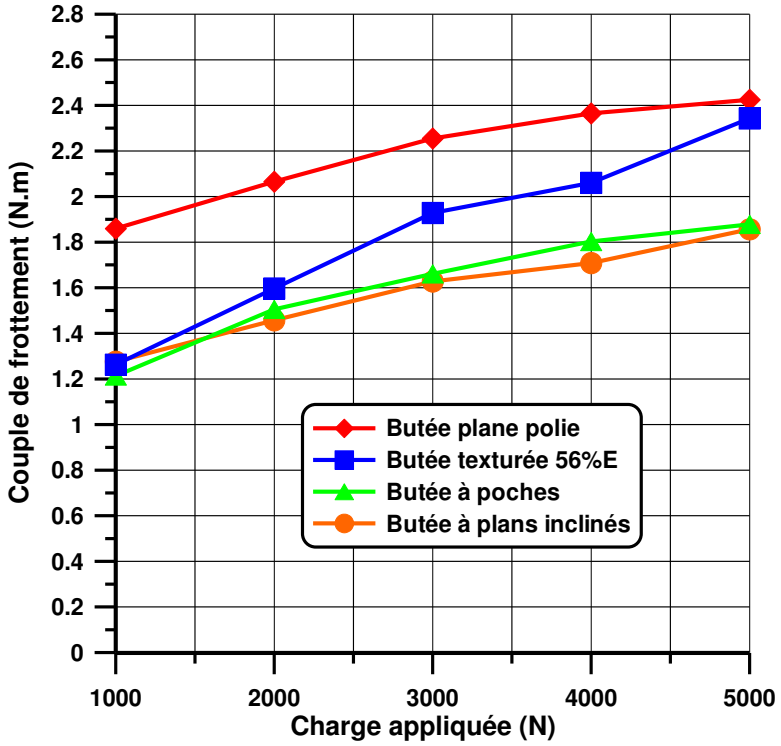


Figure 4-48 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge à 6 000 tr/min.

4.7 Conclusion

Pour les configurations étudiées, les butées à faces parallèles texturées ne peuvent pas concurrencer les butées à poches et à plans inclinés en termes de capacité de charge et de réduction de frottement lorsque ces dernières ont été conçues pour un fonctionnement optimal. Comparé à une butée à faces parallèles lisses, une forte densité de texturation (56%) contribue, pour des faibles charges, à augmenter l'épaisseur du film à hauteur de 15 à 44%, à diminuer le frottement de 32% et la température maximale jusqu'à 17°C. Par ailleurs, les faibles densités de texturation (16% et 25%) n'apportent aucun bénéfice comparé à une butée à faces parallèles lisses.

La géométrie et l'implantation des textures ont été modélisées sans tenir compte des dilatations thermiques qui subsistent lors de fonctionnements sévères. Cependant, la synergie d'une texturation associée à la prise en compte des effets thermiques pourrait conduire à des performances intéressantes. Maintenant que la compréhension des butées texturées est acquise, il faut désormais se focaliser sur une modélisation TEHD en vue d'optimiser le bénéfice des texturations dans les butées hydrodynamiques.

Il faut prendre du recul par rapport aux résultats présentés et anticiper des marges de sécurité suffisantes pour l'industrialisation de ces butées. En effet, les essais sont réalisés en laboratoire,

sous surveillance, et dans des conditions idéalisées. Les régimes de fonctionnement sont atteints progressivement sans aucune surcharge ni à-coup. Les relevés sont présentés en régime établi uniquement mais les régimes transitoires peuvent être une période critique pour ces composants : passage de mode propre, problèmes d'ordre thermique… De plus, les performances d'une butée sont affectées par le choix des procédés de fabrication ou même par les dispersions géométriques au sein d'une même série d'usinage. Cela étant, une marge de sécurité doit être définie pour pallier ces aléas.

5 Démarrages sous charge

Les mesures expérimentales menées pendant les phases de démarrage constituent des éléments permettant d'estimer le couple de frottement en temps réel ainsi que la période nécessaire pour établir le film lubrifiant. La durée de vie des butées hydrodynamiques est principalement conditionnée par les conditions et les fréquences des démarrages. Au démarrage (et aussi à l'arrêt), les butées sont soumises à des contraintes importantes de frottement. En effet, lors du démarrage, la lubrification est régie par des phases de régime limite, puis de lubrification mixte durant laquelle des contacts solide/solide subsistent entre le rotor et la butée. Les contraintes engendrées détériorent les surfaces du contact et génèrent des couples importants au démarrage. Les forces de frottement dans ces phases sont principalement dépendantes du couple de matériaux, de la topographie de surface et de la charge appliquée. Lorsque la vitesse relative entre les grains est suffisante pour assurer un film fluide entre les surfaces solides, le couple de frottement chute brutalement. Le frottement visqueux est alors régi par le cisaillement du fluide.

Le démarrage est souvent caractérisé par le couple de frottement maximal, toutefois l'étude révèle l'importance de considérer également le temps nécessaire pour la formation d'un film d'huile. L'exploitation des résultats intègre ces deux aspects à travers l'acquisition du couple de frottement et la détection du contact entre les grains. La haute fréquence d'acquisition permet de quantifier avec justesse le temps nécessaire à l'établissement du régime hydrodynamique.

5.1 Procédure de démarrage

Les expérimentations sont menées sur le dispositif expérimental présenté au chapitre 2. En revanche, le programme LabVIEW diffère pour atteindre une fréquence d'échantillonnage de 3 kHz. Le programme dont l'interface utilisateur est présentée en Figure 5-1 est simplifié et réduit à l'essentiel pour garantir la fréquence d'échantillonnage.

Le démarrage du moteur actionne également l'enregistrement des données dans un tableur. La rampe de vitesse est préalablement paramétrée dans le variateur et reste constante pour l'ensemble des essais. L'instrumentation se limite à la mesure du couple de frottement, de la résistance électrique dans le contact et du déplacement relatif entre les grains. Cette dernière mesure a été implémentée suite à des questionnements phénoménologiques après les premières campagnes d'essais et en conséquence, le déplacement relatif n'apparaît donc pas sur tous les résultats des butées hydrodynamiques. Cette mesure est représentative de l'épaisseur minimale

du film lubrifiant mais la grandeur absolue est à prendre avec prudence. Le régime transitoire affecte les distorsions thermiques dans le système, il est donc difficile de corréler la grandeur mesurée au déplacement réel entre la surface active de la butée et le grain mobile (chapitre II). Parallèlement à ces mesures, les conditions de démarrage sont identifiées par la mesure de la vitesse de rotation et de la charge appliquée. La faible résolution du tachymètre (15 tops par tour) ne permet pas d'apprécier les faibles rotations du grain mobile.

La procédure des tests suit un protocole rigoureux et constant pour l'ensemble des campagnes. La température d'alimentation est fixée à 40°C. La régulation en pression d'alimentation lors des phases de démarrage est complexe et impossible à exécuter avec la centrale hydraulique dont dispose le laboratoire. En effet, lors du démarrage, les pertes de charges singulières varient subitement dans le contact et l'asservissement doit être tout aussi réactif. Par mesure de simplicité, la pression est tarée à 0,1 MPa pour le régime hydrodynamique atteint. A l'arrêt, lorsque les grains sont en contact et que le débit de fuite se fait uniquement par la section des goujures, la pression d'alimentation est imposée à des valeurs supérieures à 0,1 MPa.

Le test s'opère lorsqu'une température constante de 40°C est atteinte et que les températures sont homogènes à l'interface de la butée. Avant le premier essai de démarrage, la butée est alimentée en huile pendant une heure pour mettre à température la cellule d'essai. De même, une période de refroidissement de 15 à 30 min, suivant la sévérité des essais, est nécessaire pour éliminer les gradients thermiques dans le patin. Lorsque le contact atteint une température homogène de 40°C, la charge axiale souhaitée est appliquée puis la consigne de vitesse est envoyée au variateur. L'enregistrement des données s'opère pendant 10 secondes. Puis, l'arrêt du banc est programmé de manière à arrêter la butée sans charge axiale pour limiter l'usure des surfaces de frottement.

La rampe d'accélération nominale est définie pour atteindre une vitesse maximale de 2 000 tr/min en 2 s, soit une accélération de $105\ \mathrm{rad.\,s^{-2}}$.

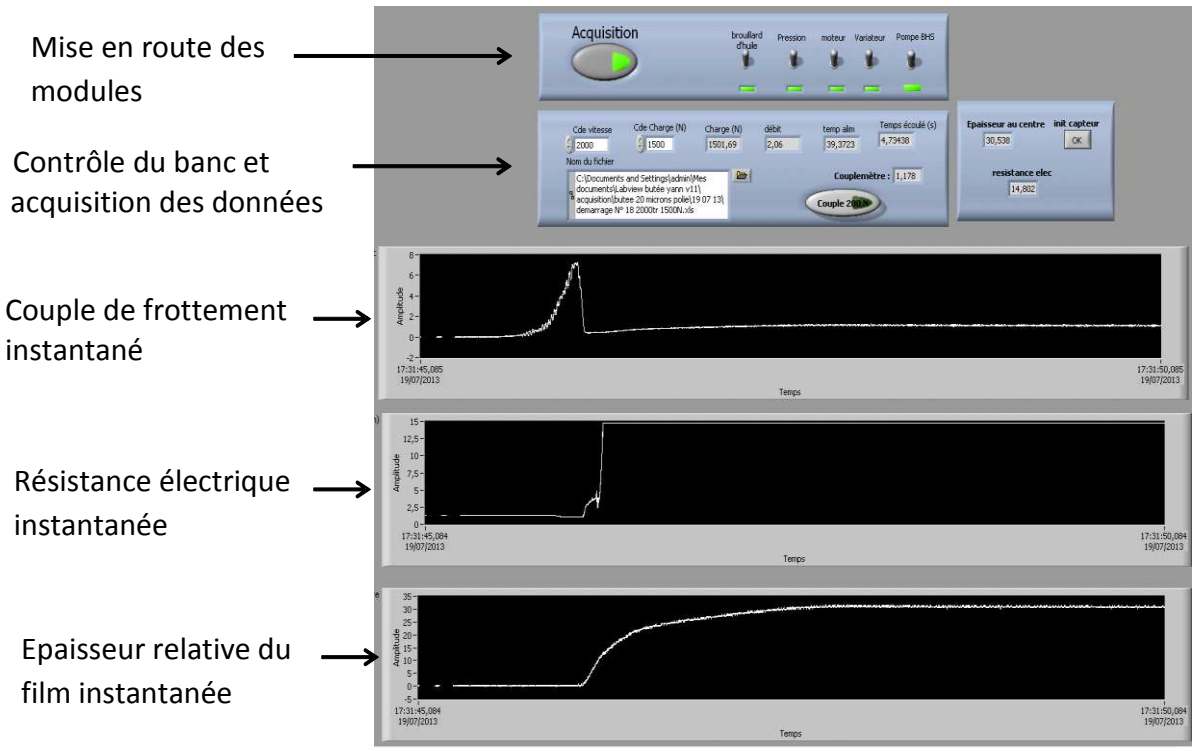


Figure 5-1 : Interface utilisateur LabVIEW pour les démarrages sous charge.

5.2 Analyse des butées à faces parallèles

Les expérimentations sont menées avec deux butées à faces parallèles réalisées suivant deux processus de fabrication: polissage et tournage. La topographie et le battement des surfaces actives sont présentés au chapitre 3.4.

Le couple de frottement maximal au démarrage pour les deux butées planes est présenté en Figure 5-2 pour une rampe de vitesse nominale en fonction de la charge appliquée. Les points présentés sur le graphe sont obtenus en moyennant les mesures des essais réalisés. Pour assurer la justesse des valeurs, les tests sont répétés au minimum trois fois. Comme le montre la Figure 5-2, l'état de surface de la butée à peu d'influence sur le couple de frottement au démarrage pour une même topographie du grain mobile. Comme attendu, le pic de frottement augmente linéairement avec la charge appliquée.

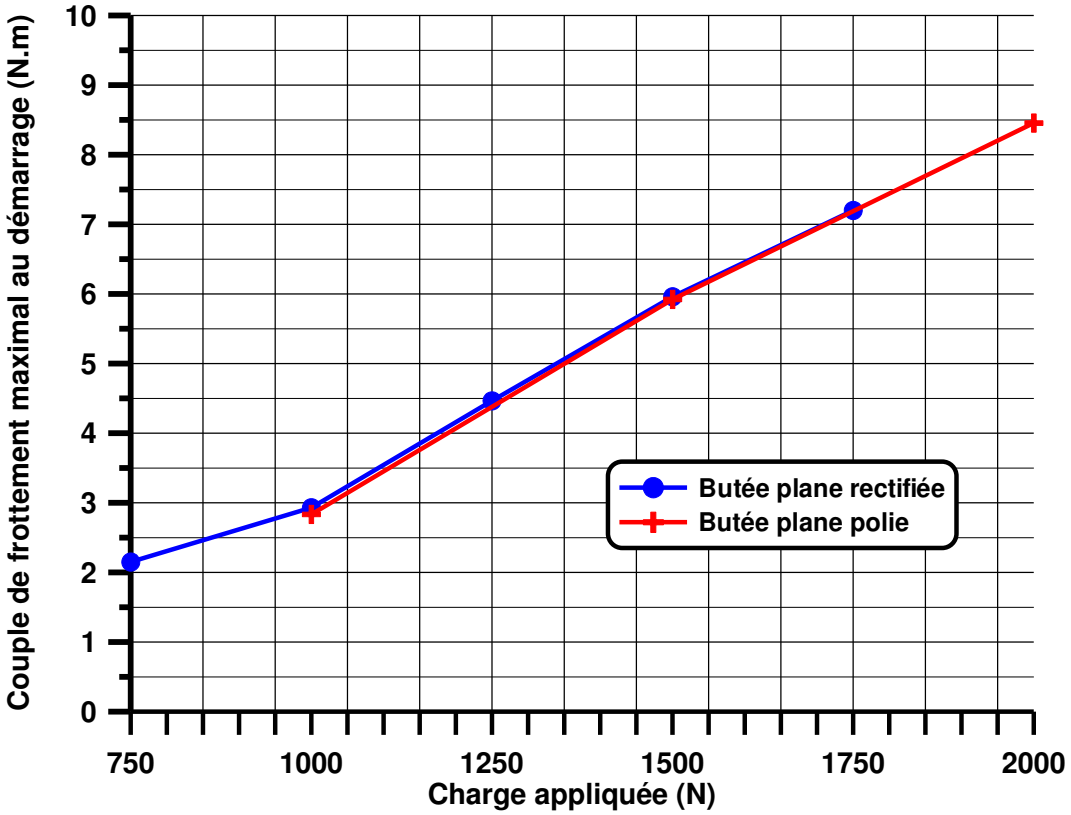


Figure 5-2 : Couple de frottement maximal au démarrage en fonction de la charge appliquée.

Si le couple maximal n'est pas affecté par l'état de la surface active de la butée, il en est autrement pour le temps nécessaire à l'établissement du régime hydrodynamique. L'analyse du pic de frottement en fonction du temps en Figure 5-3 et Figure 5-4 laisse apparaitre les régimes de lubrification pour les butées plane tournée et polie, respectivement. Les traits en pointillés verticaux bornent la période de la chute du couple de frottement et la valeur du temps correspondant à cette chute est affichée.

Un exemple de démarrage, représentatif de l'ensemble des essais, est présenté en Figure 5-3 pour la butée plane tournée. Le pic de frottement est franc et la chute du couple s'effectue en un dixième de seconde. La résistance électrique dans le contact commence à augmenter dès lors que le pic de frottement a atteint son maximum. La valeur atteint ensuite 4 Ω en 0,219 s, valeur estimée comme étant la transition entre le régime mixte et le régime hydrodynamique. La résistance marque tout de même la présence de micro contacts pendant quelques secondes malgré le régime hydrodynamique avant de saturer à 15 Ω. La performance est liée aux irrégularités de surface qui forment une multitude de zones convergentes (et aussi divergentes) qui favorisent la formation d'un coin d'huile et par conséquent celle du film lubrifiant. Pour

conforter cette hypothèse, des expérimentations ont été menées sur une butée dont la surface active a été polie (Figure 5-4). Les tests sont effectués dans les mêmes conditions d'alimentation, de charge et d'accélération.

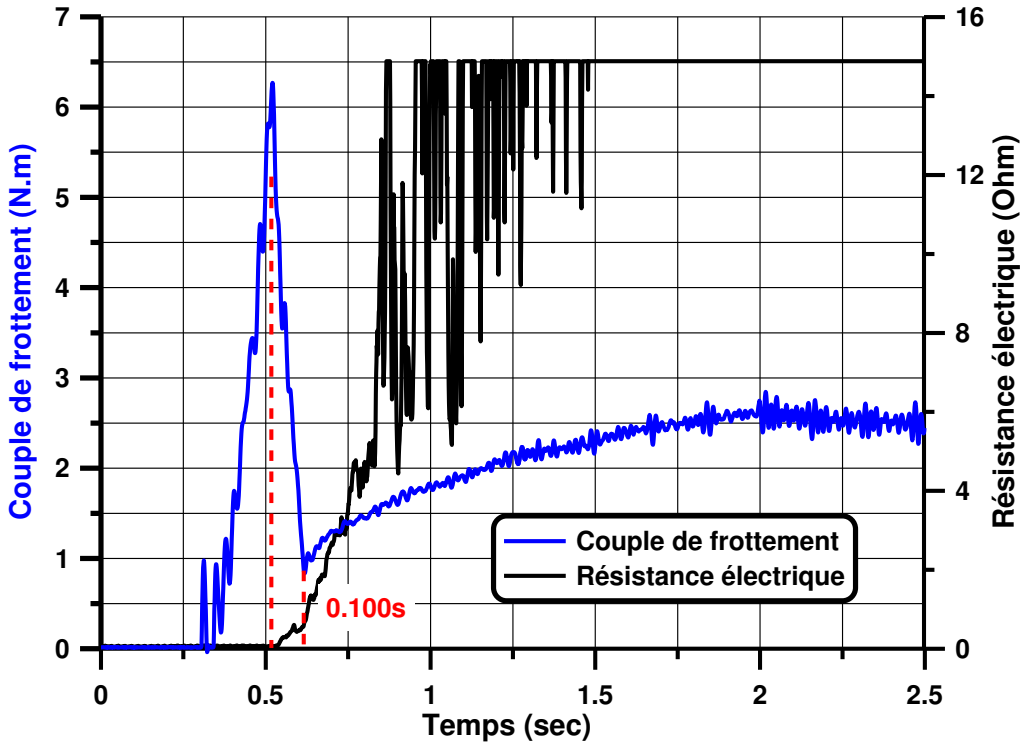


Figure 5-3 : Démarrage de la butée plane tournée à 1500 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa.

Bien que le pic de frottement atteigne une grandeur semblable, le temps de chute du couple de frottement est quasiment deux fois plus important que celui obtenu précédemment. La pente est irrégulière et décroit en deux temps. La mesure de la résistance électrique se corrèle au couple de frottement avec une période de 0,30 s pour assurer la lubrification hydrodynamique. Par ailleurs, de nombreux contacts persistent malgré la présence du film lubrifiant. La faible rugosité de 0,01 µm associée à un battement inférieur à 1 µm n'est pas favorable à la création du film lubrifiant en phase de démarrage. Ce dernier est pérenne lorsque les gradients thermiques dans le patin sont suffisants pour assurer le coin d'huile (chapitre 4.2.1).

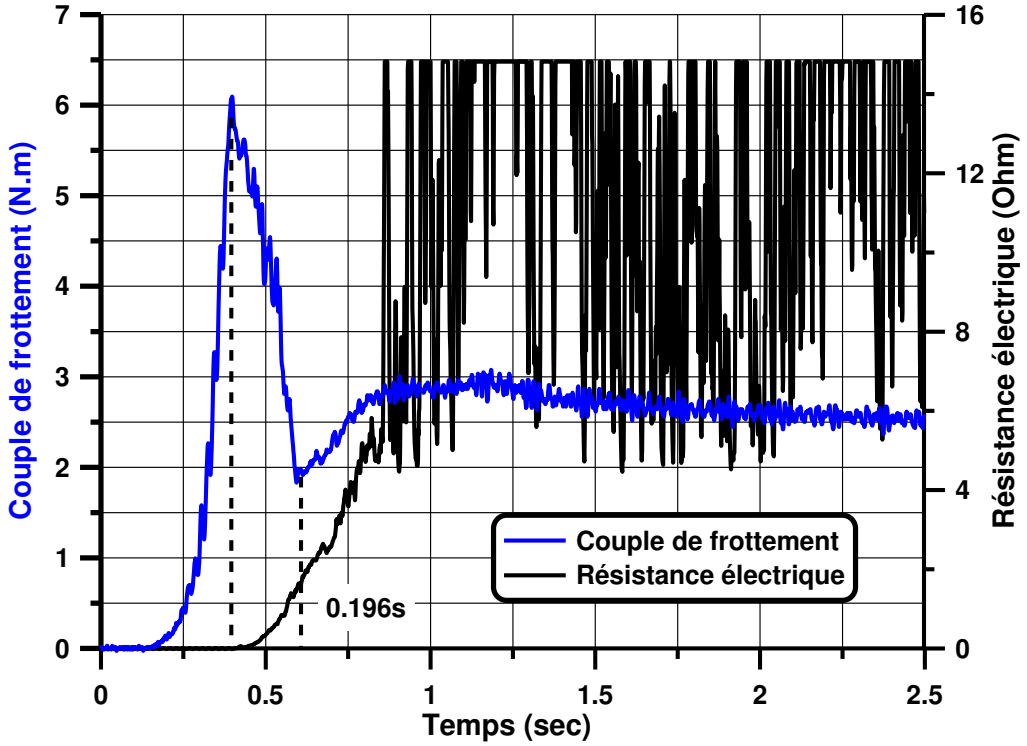


Figure 5-4 : Démarrage de la butée plane polie à 1 500 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa.

La Figure 5-5 illustre les températures à l'interface du patin en fonction du temps lors d'un démarrage contraint par 2000 N de charge axiale avec une rampe de vitesse nominale. Les mesures sont relevées au rayon moyen à plusieurs localisations circonférentielles : 7%, 40%, 70% et 85% de la longueur relative du patin. La température d'alimentation est régulée à 40°C avec des variations de ±0,5°C. La température sous le patin augmente jusqu'à 70% de la longueur relative puis décroit dans le dernier tiers. Ce relevé met en évidence l'importance de considérer le temps nécessaire à l'établissement du régime thermique. Ainsi, la formation du coin d'huile d'origine thermique se stabilise environ 450s après le démarrage de la butée. Les butées hydrodynamiques planes doivent principalement leur capacité de charge aux gradients thermiques établis en régime hydrodynamique. Ainsi, les conditions de démarrage doivent rester relativement peu sévères pour ces butées, d'autant plus si la surface active présente de faibles défauts de surface.

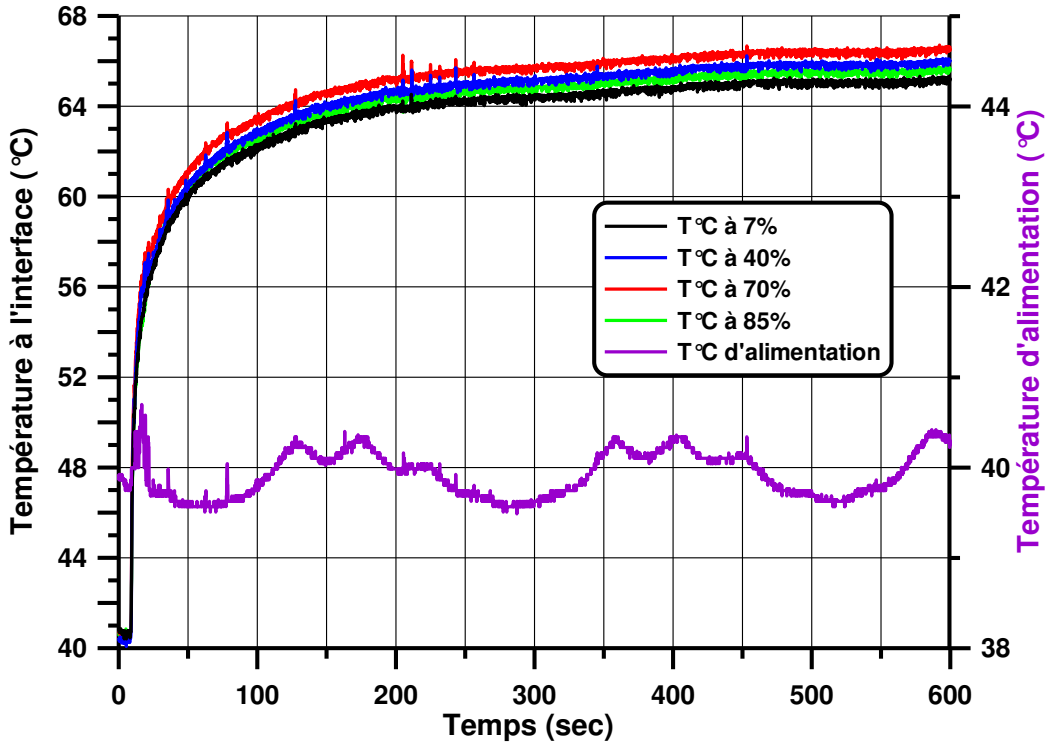


Figure 5-5 : Démarrage de la butée plane polie à 2 000 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Température à l'interface, au rayon moyen, et à 7%, 40%, 70% et 85% de la longueur relative du patin en fonction du temps.

Le comportement des butées planes à faces parallèles en phase de démarrage est fortement tributaire de l'état de surface. Paradoxalement, les irrégularités de surface liées aux dispersions d'usinage contribuent à la formation du film lubrifiant en phase de démarrage. En effet, suivant le processus de fabrication (polissage ou tournage), un certain battement aléatoire de la surface active demeure. Ces irrégularités se composent de nombreuses zones divergentes et convergentes formant des coins d'huile locaux favorables à la création du film d'huile. Ainsi, les performances des butées hydrodynamiques à faces parallèles, réalisées dans une même série de fabrication, peuvent fluctuer significativement.

5.3 Butée à plans inclinés

L'analyse des démarrages sous charge est présentée pour la butée à plans inclinés de 20 µm avec une finition de la surface active par polissage. Ces expérimentations sont effectuées avec le grain mobile poli et ne sont donc pas directement comparables aux résultats obtenus avec les butées planes ou texturées où le grain mobile utilisé avait été fabriqué par tournage suivi d'une rectification. En effet, l'interaction des rugosités dans le contact est directement liée aux états de surface qui affectent sensiblement le frottement lors du régime de lubrification mixte.

La Figure 5-6 permet d'évaluer le comportement de la butée à plans inclinés en phase de démarrage pour les conditions nominales. Le pic du couple de frottement de 6,99 N.m est nettement supérieur à celui obtenu avec les butées planes précédentes. La transition entre les différents régimes de lubrification est abrupte et nette. Le couple de frottement chute sur une courte période de 0,046 s et la résistance hydraulique décèle un régime hydrodynamique en 0,1 s, lorsque la résistance dans le film atteint 4 Ω. Parallèlement, l'épaisseur relative du film lubrifiant conforte ces mesures. Le zoom de la Figure 5-6 centré sur le décollage permet d'apprécier le détail de l'évolution des grandeurs mesurées. La lubrification mixte s'opère à l'instant où le couple atteint son maximum tandis que le film d'huile commence à se former pendant la chute du couple de frottement (zoom de la Figure 5-6).

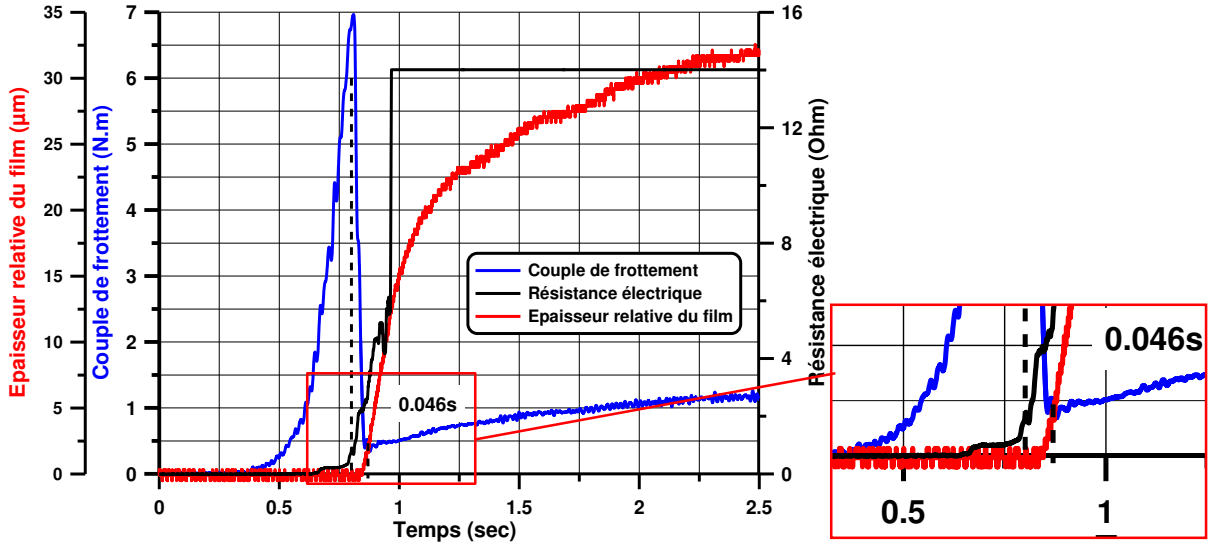


Figure 5-6 : Démarrage de la butée à plans inclinés sous 1 500 N pour des conditions nominales : 40°C et 0,1 MPa.

Pour les conditions de démarrage présentées, la butée à plans inclinés présente un bon compromis pour minimiser l'usure dans les phases de démarrage. En effet, la période de lubrification mixte et limite est brève.

5.4 Bénéfice des texturations en phase de démarrage

De nombreuses publications ventent l'intérêt des textures pour abonder la lubrification du contact lors des régimes limite et/ou mixte. En effet, la texturation ferait office de micro-réservoirs d'huile assurant ainsi l'alimentation du contact lors des phases de démarrage. Ce phénomène conduirait à la réduction du frottement et à la limitation de l'usure des surfaces pendant cette période critique. La campagne d'essais menée sur deux densités de texturation permet d'analyser cette affirmation.

Les démarrages sous charge sont présentés pour les butées texturées avec une densité de 25 et 56% pour des conditions nominales. A titre indicatif, les données expérimentales sont comparées à celles obtenues avec la butée plane à faces parallèles polies. Le polissage de la surface active des butées texturées présente une topographie semblable à cette dernière.

L'allure des courbes de couple de frottement est similaire aux résultats précédents : il augmente fortement dû aux contacts solide/solide puis la formation du film fluide à l'interface provoque une chute de celui-ci, qui est après cette phase régi par les frottements visqueux.

Un démarrage sous charge de la butée texturée avec une densité de 25% est illustré en Figure 5-7. Le régime de lubrification mixte est relativement étendu et s'opère pendant 0,53 s. De même, la chute du couple de frottement est saccadée et s'établit sur une durée de 0,233 s. Le film d'huile se forme lentement et progressivement, 1,75 s sont nécessaires pour atteindre 8 µm d'épaisseur de lubrifiant contre 0,10 s pour la butée à plans inclinés (Figure 5-6). Cette médiocre performance peut être liée aux texturations qui ne se comportent pas comme des micro-réserves de lubrifiant capables d'alimenter le contact. Au contraire, les texturations engendrent une rétention de l'huile dans les cavités. Par ailleurs, lors des démarrages, le ratio profondeur des cavités sur épaisseur du film lubrifiant n'est pas adapté pour créer un champ de pression sous le blochet, ne permettant pas au film de se créer correctement. Sans équivoque, cette géométrie de patin texturé est à proscrire pour minimiser l'usure dans les phases de démarrage.

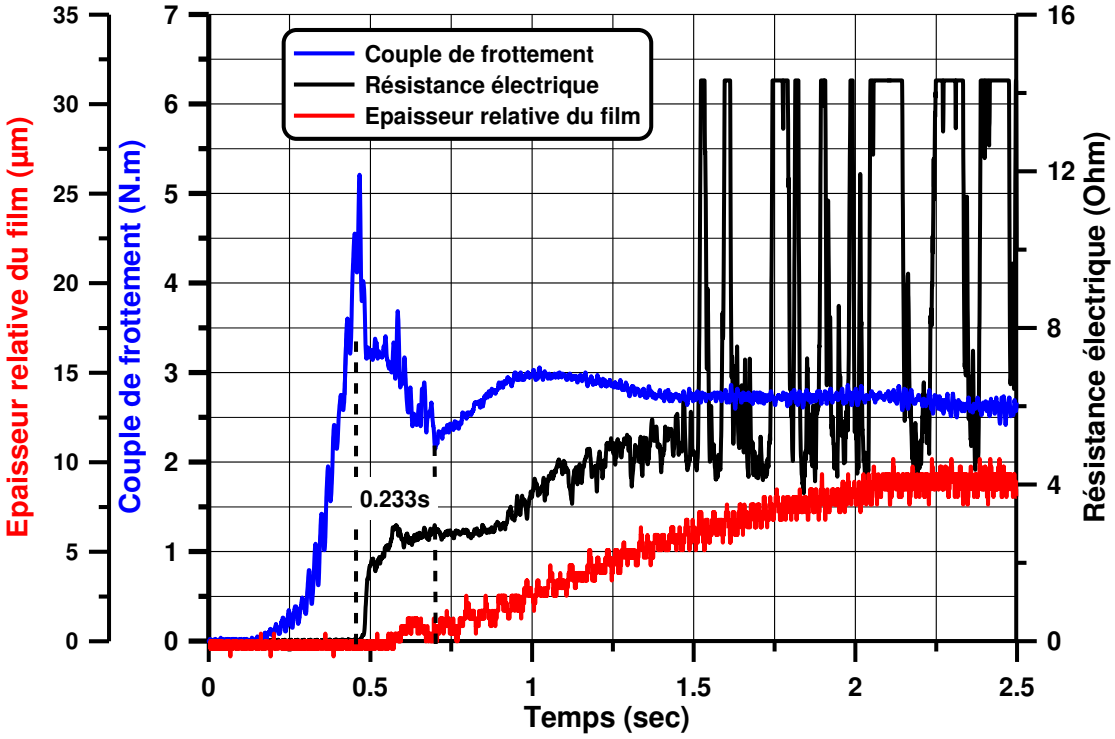


Figure 5-7 : Démarrage de la butée texturée 25% à 1 500 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa.

En contrepartie, la texturation du patin réduit la zone de contact avec le grain mobile ce qui permet de réduire le pic de frottement de 14% comparé à la butée plane polie (Figure 5-4). En revanche, pour une même charge axiale, les pressions spécifiques augmentent en même temps que la densité des texturations. Un test additionnel sur la butée 25% a été réalisé en ajustant la charge axiale de manière à obtenir la pression spécifique équivalente lorsque la butée plane polie supporte 1500 N (Figure 5-4). Le démarrage de la butée texturée contraint par 1299 N de charge axiale, en condition nominale, est présenté en Figure 5-8. A pression spécifique équivalente, la texturation réduit le pic du couple de frottement de 39%.

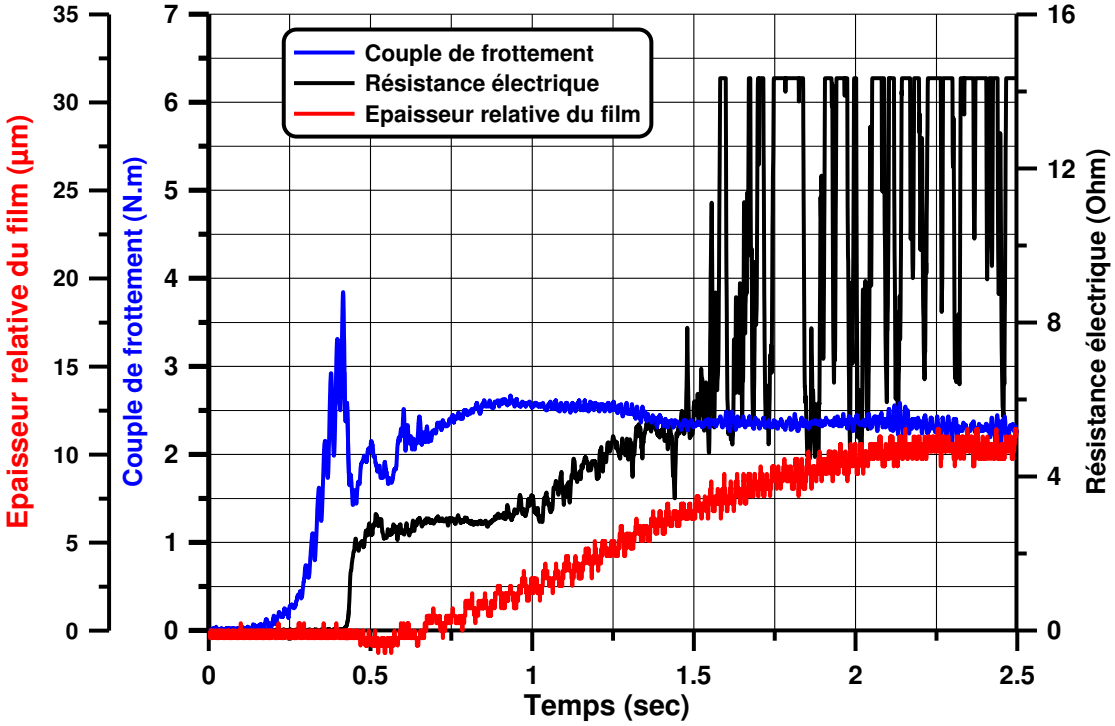


Figure 5-8 : Démarrage de la butée texturée 25% sous 1 299 N pour des conditions nominales : 40°C et 0.1 MPa.

Cependant, une configuration de densité optimale peut améliorer significativement le démarrage. La butée texturée avec une densité de 56%C est présentée en Figure 5-9 pour des conditions de démarrages nominales. Les performances de cette butée présentent une alternative intéressante : le pic de frottement est 25% plus faible et la période du régime mixte est réduite de 20% comparé à la butée plane polie.

Le remplissage des cavités en lubrifiant est sans conteste bénéfique pour la réduction du pic du couple de frottement. Ainsi, le contact est directement lubrifié par ces poches de lubrifiant lors des régimes limite et mixte en phase de démarrage. Néanmoins, l'effet escompté est éphémère et les quantités de lubrifiant doivent être suffisantes pour assurer la lubrification durant toute la période du régime limite/mixte. A défaut, les micro-réserves de lubrifiant s'épuisent lors des premiers tours du grain mobile puis la texturation se comporte comme un rétenteur, privant, dans une certaine mesure, le contact de lubrification. Une période de réalimentation des cavités empêche alors la formation du film lubrifiant pendant laquelle des contacts solide/solide provoquent une usure des surfaces.

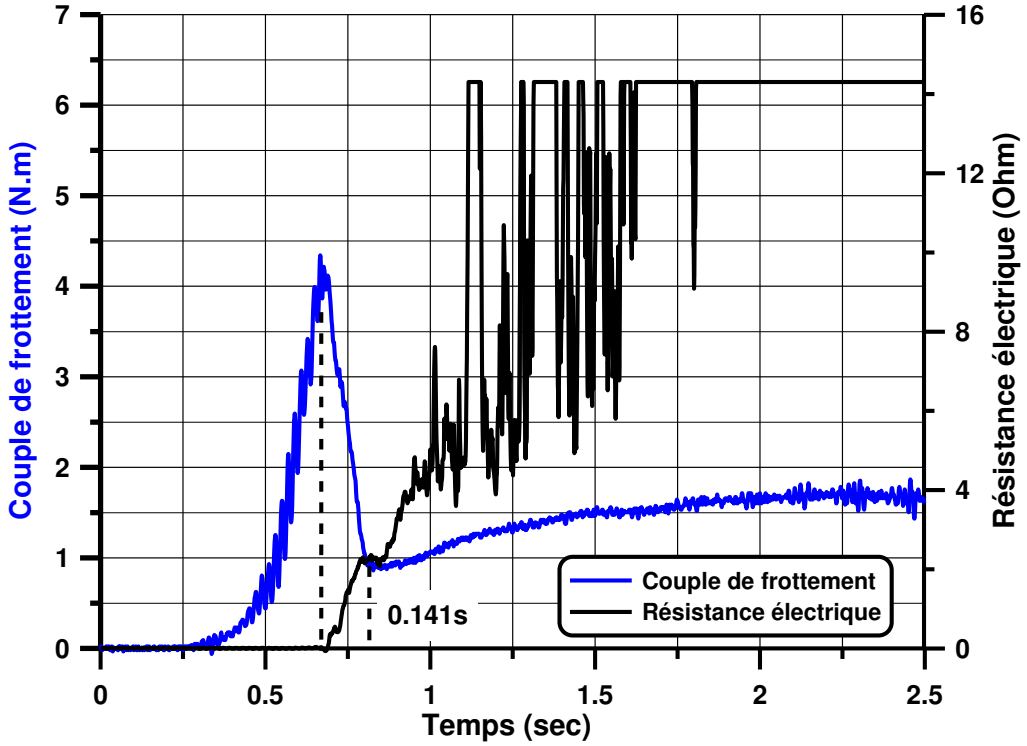


Figure 5-9 : Démarrage de la butée texturée 56%C à 1 500 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa.

Un test de démarrage en condition nominale effectué sur la butée 56%E (première rangée de textures communiquant avec la rainure d'alimentation) pourrait appuyer cette théorie. En effet, la chute du couple de frottement se fait en deux temps avec deux pics du couple de frottement (Figure 5-10). Le second pic pourrait être à l'origine du remplissage des cavités qui engendrait une rupture du film lubrifiant.

L'analyse comportementale des butées texturées est complexe et les expérimentations proposées ne permettent pas d'appréhender, avec une totale conviction, leur comportement lors des phases de démarrage. Les différences observées entre la butée texturée 56%C et 56%E (Figure 5-9 et Figure 5-10) sont difficilement explicables malgré une configuration semblable. En effet, il se peut que les butées texturées soient sensibles à la moindre variation environnementale.

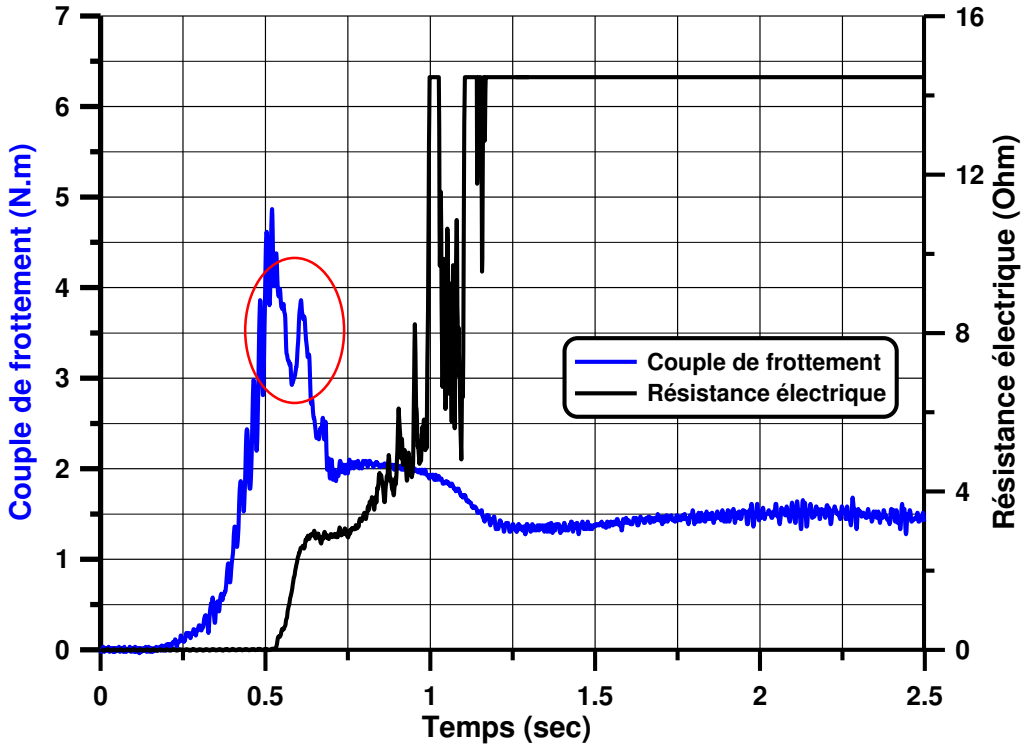


Figure 5-10 : Démarrage de la butée texturée 56%E sous 1 500 N pour des conditions nominales : 40°C et 0,1 MPa.

5.5 Comparaison

Les campagnes d'essais menées lors des démarrages sous charge ont mis en avant deux paramètres pour quantifier la phase de frottement : la durée de la lubrification mixte et le pic du couple de frottement. La Figure 5-11 résume l'ensemble des données expérimentales obtenues en condition nominale sous 1500 N de charge axiale pour les quatre butées hydrodynamiques testées. D'un point de vue « pic du couple de frottement », la butée texturée 56%C a le meilleur comportement pour ce qui est de limiter les pertes de puissance par frottement lors du démarrage. En revanche, la butée à plans inclinés est celle qui atteint un régime hydrodynamique le plus rapidement avec une durée de 0,1 s de lubrification mixte.

L'analyse ne permet pas de dégager une géométrie de butée présentant les meilleures performances, en termes de pic de frottement et de durée de lubrification mixte. Les choix technologiques ne sont pas systématiques et dépendent principalement des conditions de fonctionnement et du contexte de conception : fréquence de démarrage, rampe de vitesse, intensité de la charge au démarrage, coût de fabrication, durée de vie du système… Néanmoins, la butée texturée 56%C semble apporter un compromis intéressant avec un pic de frottement 36% plus faible que la butée à plans inclinés malgré avec une transition lubrification mixte – lubrification hydrodynamique 140% plus longue. Les essais sur la butée à plans inclinés ont été effectués avec un grain mobile poli et la comparaison avec les autres butées doit donc être prise

avec précaution. Rigoureusement, des essais supplémentaires devraient être menés avec une butée à plans inclinés et un grain mobile rectifié pour une meilleure objectivité.

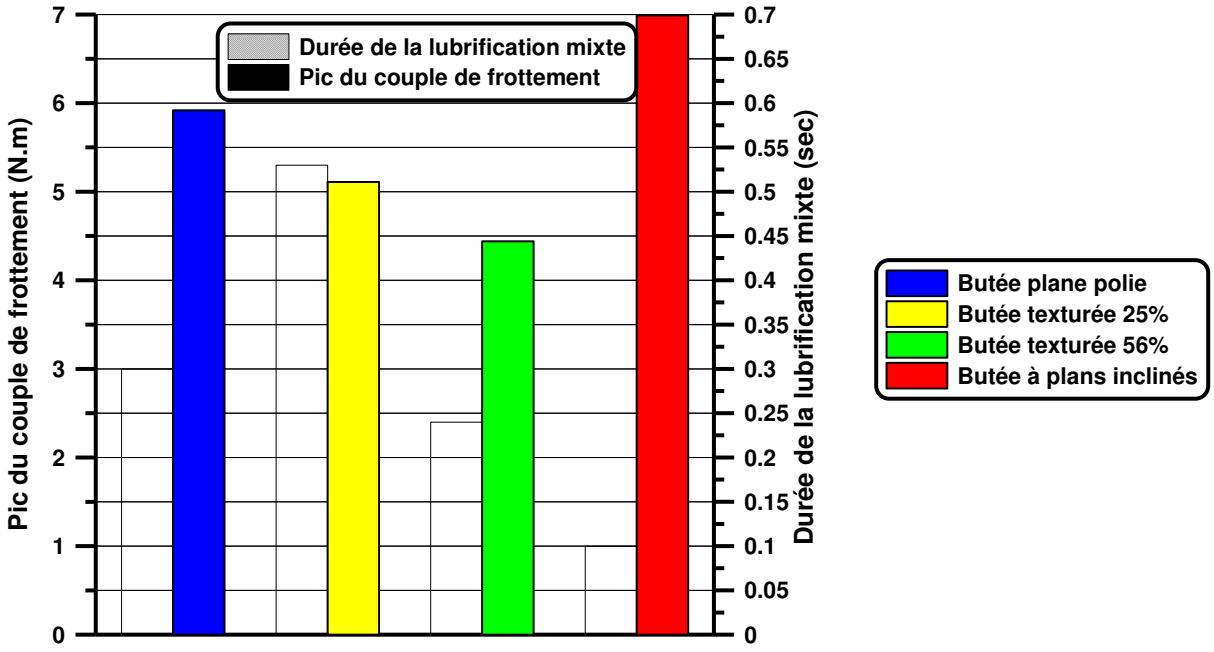


Figure 5-11 : Bilan des démarrages en condition nominale sous 1 500 N de charge axiale.

Le Tableau 3 résume les grandeurs qui définissent le comportement des butées lors de la phase de démarrage. La durée de la chute du couple est la période pendant laquelle le couple de frottement passe de sa valeur maximale à sa valeur minimale. Le temps pour établir le régime hydrodynamique est défini par la période où la mesure de résistance électrique passe de 0 à 4 Ω. Cette mesure est représentative du temps nécessaire pour établir le film lubrifiant à l'interface et assurer la séparation totale des grains. Le pic du couple de frottement est la valeur du couple maximal mesuré, liée au contact solide/solide des grains fixe et mobile.

Tableau 3 : Bilan des résultats expérimentaux en condition nominale de démarrage

	Durée de la chute du couple (s)	Temps pour établir le régime hydrodynamique (s)	Pic du couple de frottement (N.m)
Butée plane tournée	0,100	0,22	5,96
Butée plane polie	0,196	0,30	5,92
Butée texturée (25%)	0,233	0,53	5,11
Butée texturée (56%E)	0,141	0,24	4,44
Butée à plans inclinés	0,046	0,10	6,99

Au-delà des résultats présentés en condition nominale avec une charge axiale de 1 500 N, des essais supplémentaires ont été menés pour des charges variant de 750 N à 2 000 N. Le pic de

couple de frottement maximal est présenté Figure 5-12 pour les différentes butées. Quelle que soit la charge appliquée, les tendances sont similaires : la texturation est favorable à la diminution du pic du frottement comparé à la butée à plans inclinés.

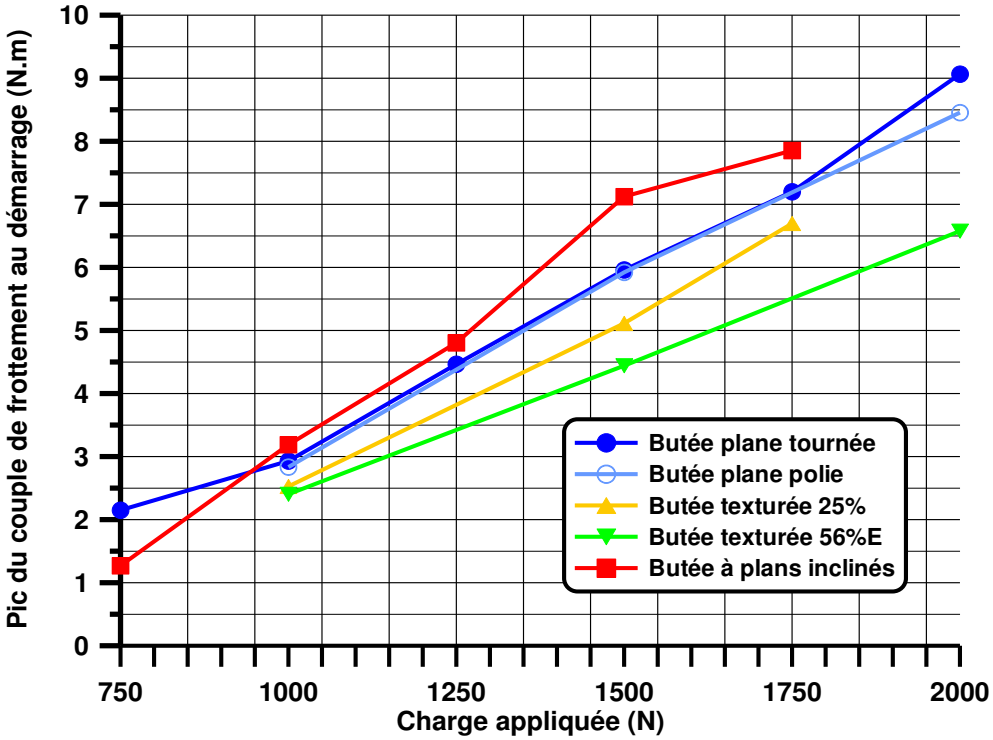


Figure 5-12 : Comparaison des couples de frottement maximaux au démarrage en fonction de la charge appliquée

5.6 Conclusion

Les expérimentations sur les butées hydrodynamiques texturées en phase de démarrage se concluent par un bilan mitigé. La texturation des surfaces agit bénéfiquement sur le pic du couple de frottement. Pour les deux densités de texturation testées, le pic du couple de frottement est d'autant plus faible que la densité est importante. De plus, pour des conditions de démarrages identiques, les pics de frottement obtenus avec les butées texturées sont inférieurs au pic obtenu avec la butée à plans inclinés. L'accumulation du lubrifiant dans les cavités assure une lubrification additionnelle du contact lors du régime limite diminuant ainsi les forces de frottement. Le volume de la cavité caractérise la quantité de lubrifiant disponible.

L'analyse concernant le temps nécessaire pour établir le régime hydrodynamique est plus subtile. La texturation est fonctionnelle pour générer des pressions hydrodynamiques lorsqu'une épaisseur du film lubrifiant demeure à l'interface. Or, ce n'est pas le cas dans les premiers instants du démarrage. Pour une épaisseur de film quasi nulle, la texturation du patin

n’est pas prédisposée à générer un film lubrifiant. Il faut atteindre un certain seuil de vitesse de rotation pour que l’effet hydrodynamique s’opère. Idéalement, afin de prévenir l’usure des surfaces, le régime hydrodynamique doit s’établir avant que les cavités ne se vident de leur lubrifiant. La longueur de la période nécessaire pour établir le film lubrifiant est décisive pour limiter les frottements et l’usure des surfaces. Quoi qu’il en soit, la texturation ne peut pas rivaliser avec les performances de la butée à plans inclinés concernant la durée pour l’établissement du régime hydrodynamique.

Par ailleurs, les différences de comportement observées sur les butées texturées 56%C et 56%E ne permettent pas d’être comprises avec l’instrumentation utilisée dans le cadre de cette étude. Nous supposons que le comportement au démarrage des butées texturées est très sensible à la moindre fluctuation environnementale. En effet, malgré une rigueur extrême, la répétabilité des démarrages n’a pas pu être obtenue et présente des dispersions (usure de la courroie de transmission, rugosité et battement du grain mobile,…) qui pourraient justifier de tels écarts dans les résultats.

Conclusions et perspectives

L'objectif de cette étude est de contribuer à la compréhension des phénomènes physiques présents à l'interface des butées hydrodynamiques à faces parallèles partiellement texturées. La finalité de cette thématique de recherche est d'aboutir à un composant fiable, économique et écologique tout en maximisant les performances tribologiques afin de répondre aux exigences industrielles.

Dans ce but, l'étude s'est d'abord portée sur la conception d'un dispositif expérimental capable d'imposer des conditions réelles de fonctionnement à la butée hydrodynamique. Les résultats en régime établi sont présentés sur une large plage de fonctionnement avec une vitesse allant de 2 000 à 10 000 tr/min et une charge axiale appliquée comprise entre 1 000 et 8 000 N (soit une pression spécifique variant de 0,25 à 2 MPa). L'influence des conditions d'alimentation telles que la pression et la température sur les performances des butées a également été analysée. L'instrumentation qui équipe ce dispositif (environ 80 capteurs) permet d'obtenir une excellente interprétation des phénomènes tribologiques à l'interface film/butée. De plus, les faibles dispersions de mesure permettent aisément d'apprécier l'évolution des différentes grandeurs. Des simulations numériques sur quelques cas, réalisées par des chercheurs de l'université d'Athènes, ont conforté les résultats expérimentaux. La corrélation des deux approches conforte largement la qualité des résultats obtenus.

Les mesures sont présentées suivant deux volets : les mesures dites « globales » et les mesures dites « locales ». Les mesures globales correspondent au couple de frottement, à l'épaisseur minimale du film lubrifiant et à la mesure de résistance électrique à travers le contact lubrifié. Les mesures locales sont les relevés de température et de pression à l'interface film/patin qui permettent de décrire les champs de pression et de température sur le patin. L'ensemble des campagnes d'essais constitue un total d'environ 2 600 acquisitions des 80 capteurs, soit plus de 200 000 mesures.

Afin de rendre les conclusions sur l'apport de la texturation dans les butées les plus objectives possibles, la campagne d'essais est menée sur 10 butées hydrodynamiques. Les butées à faces texturées testées sont ainsi comparées aux butées conventionnelles planes, à poches et à plans inclinés. Le constat est clair, pour les configurations étudiées, basées sur des études paramétriques de Dobrica et al. [83], les butées texturées ne peuvent concurrencer les butées à poches et à plans inclinés en termes de capacité de charge, lorsque ces dernières ont été conçues

pour un fonctionnement optimal. De plus, dans ce contexte, les faibles densités de textures (16 et 25%) n'ont aucun effet bénéfique, tant pour l'amélioration de la capacité de charge que pour la réduction du frottement. Cependant, pour le cas particulier des faibles charges et des butées hydrodynamiques à surfaces parallèles, nos résultats sont accord avec les autres observations expérimentales, à savoir : l'épaisseur du film lubrifiant peut être augmentée de 15 à 44%, la réduction du couple de frottement est de 32 % et la baisse de la température maximale atteint la dizaine de kelvins.

Contrairement à ce qui est observé et affirmé dans la littérature scientifique avec l'utilisation de modèles numériques en régime isotherme, la texturation n'est pas aussi probante qu'il y paraît. Cela peut être en partie attribué aux effets thermiques et aux déformations thermoélastiques du patin qui sont rarement pris en compte dans la modélisation. Pour des conditions de fonctionnement relativement sévères, la formation d'un convergent par les gradients thermiques est prépondérante sur l'effet de la texturation pour supporter une charge. Nos résultats expérimentaux montrent les limites des modèles numériques existants à décrire les phénomènes réels intervenant dans une butée hydrodynamique à surfaces texturées parallèles. Il est dorénavant nécessaire d'intégrer les effets thermiques et les déformations des surfaces actives des butées pour affiner la modélisation, tant pour les simulations de cas concrets que pour les études paramétriques.

Dans la littérature, il est mentionné un certain engouement pour l'apport de la texturation dans les phases de démarrage. Une adaptation du dispositif expérimental a permis de vérifier ce point. Ces expériences mettent en évidence deux paramètres essentiels qui caractérisent le démarrage : le pic du couple de frottement et le temps nécessaire pour atteindre le régime hydrodynamique. Il est intéressant de noter que la texturation de surface permet de diminuer le pic de frottement. Cependant, la période pour atteindre le régime hydrodynamique est plus longue que celle obtenue avec une butée plus conventionnelle à plans inclinés. Cette phase de transition est critique avec des contacts solide/solide propices à l'usure prématurée des surfaces.

Cette approche expérimentale permet de quantifier les performances des différentes butées hydrodynamiques, de justifier l'usage des butées hydrodynamiques à poches et à plans inclinés pour des conditions sévères de fonctionnement. Les recherches effectuées sur les butées à faces parallèles confirment les hypothèses émises et permettront à celles-ci d'être implantées plus sereinement dans les mécanismes (pour de faibles charges).

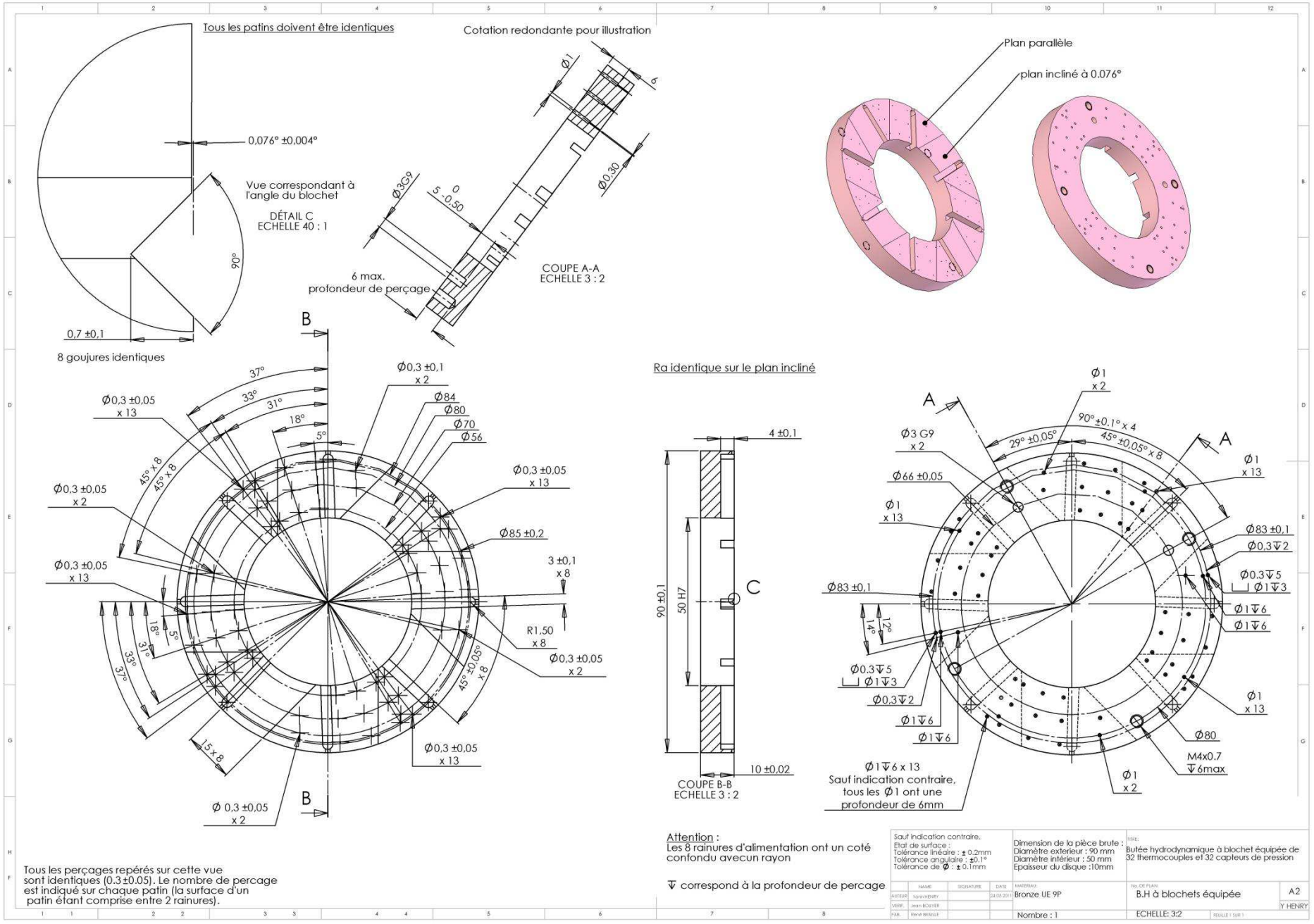
Concernant les perspectives, de nombreuses expérimentations restent à conduire afin de conforter les premières conclusions obtenues. Ainsi, l'influence de la profondeur des cavités

sur les performances des butées doit être étudiée : la valeur critique relative à l'épaisseur minimale du film pourra ainsi être déterminée. L'exploitation du dispositif d'essais pour des conditions de vitesses réduites permettra de définir les zones de transition entre les régimes de lubrification mixte et hydrodynamique. Par ailleurs, j'orienterais également les travaux de recherche sur des butées à patins compliants texturés qui, à mon sens, présagent des performances intéressantes avec une mise en œuvre (relativement) simple. Par ailleurs, une optimisation de la géométrie de la rainure pourrait conduire à réduire les pertes par frottement, des investigations sur ce point me paraissent pertinentes. Enfin, j'ai le sentiment de ne pas discerner la totalité des phénomènes hydrodynamiques qui se produisent à l'entrée du blochet où une instrumentation complémentaire apporterait certainement des éléments de réponse intéressants.

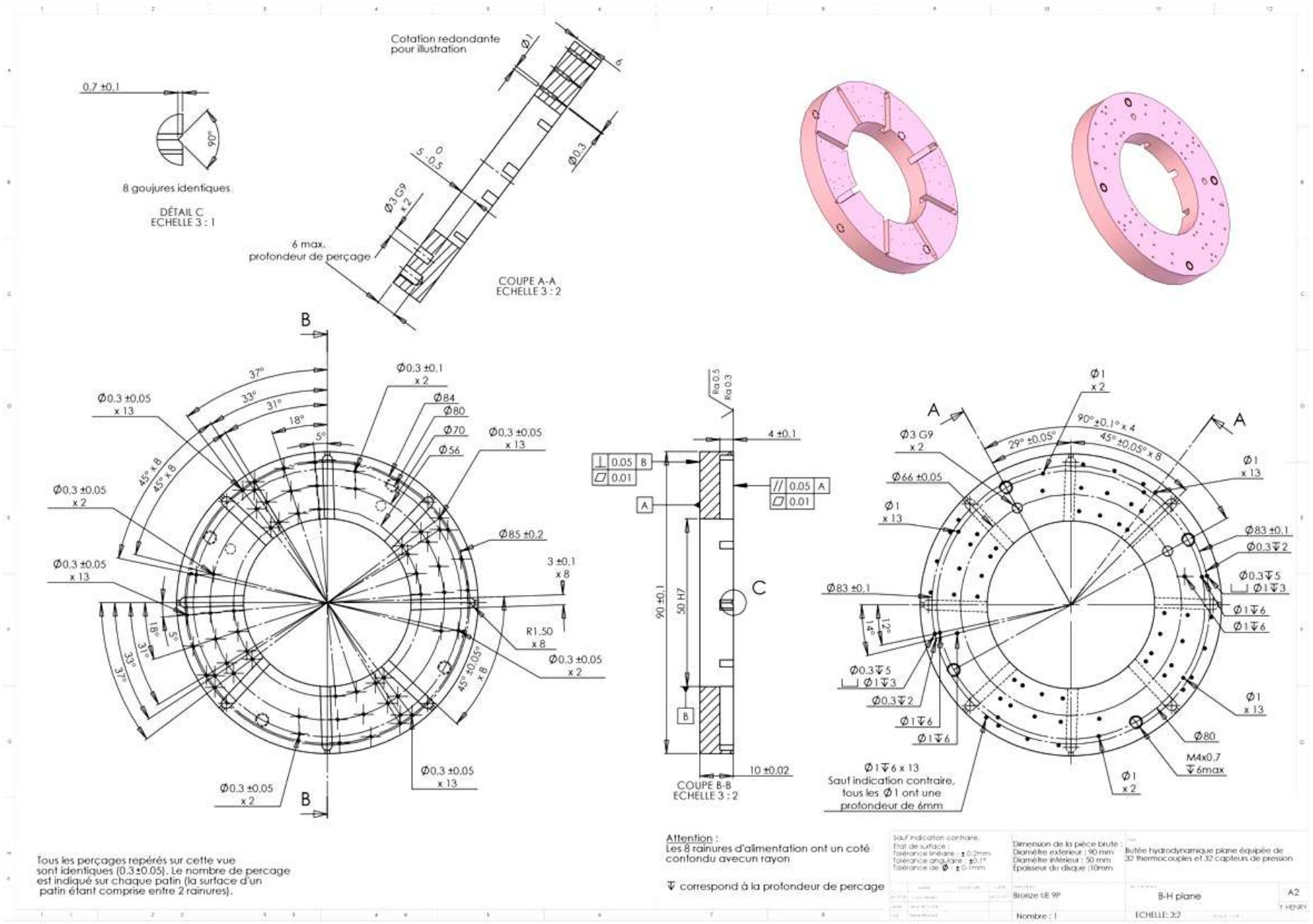
Annexes

A. Plans de définition

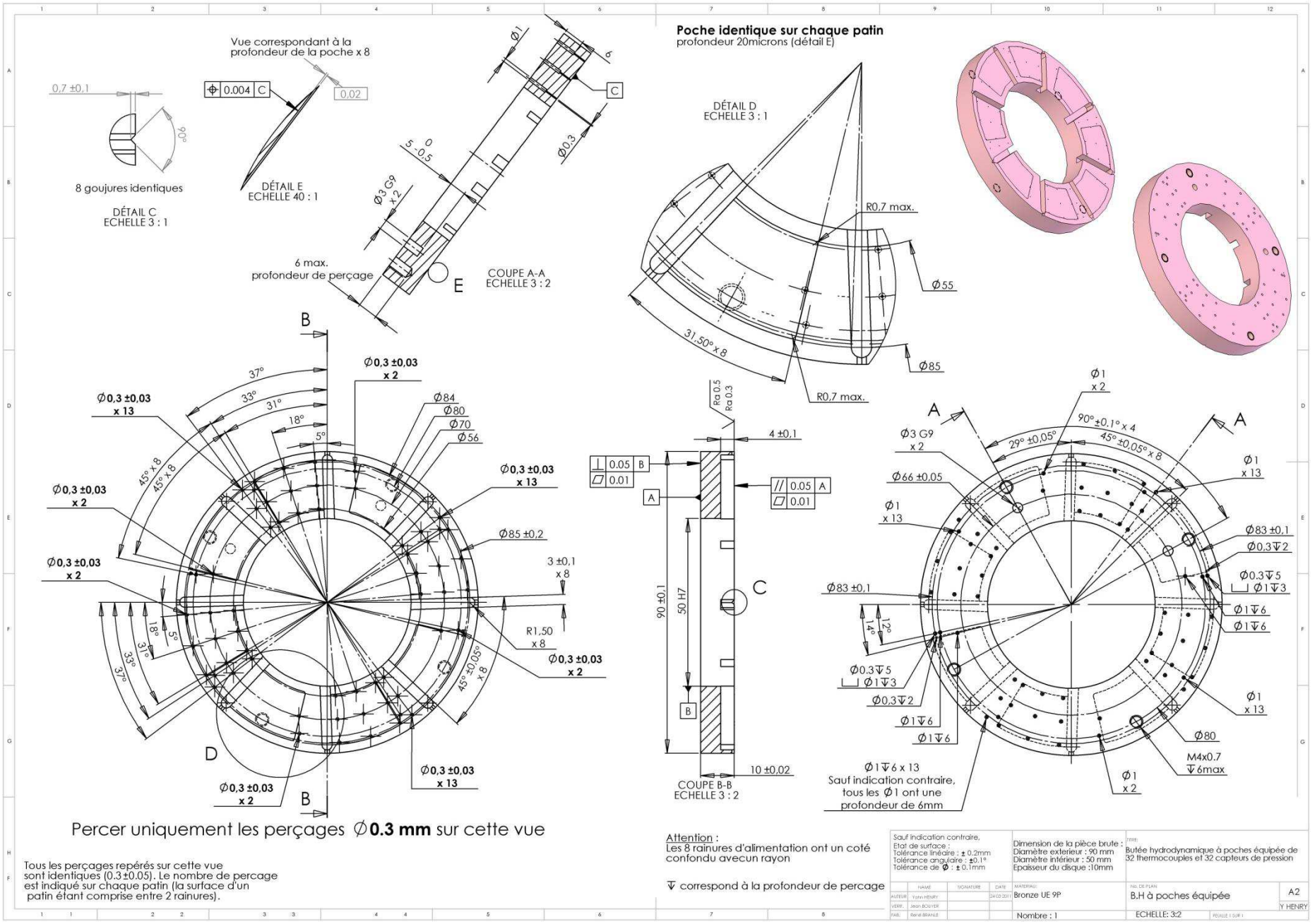
A.1 Butée à blochets inclinées



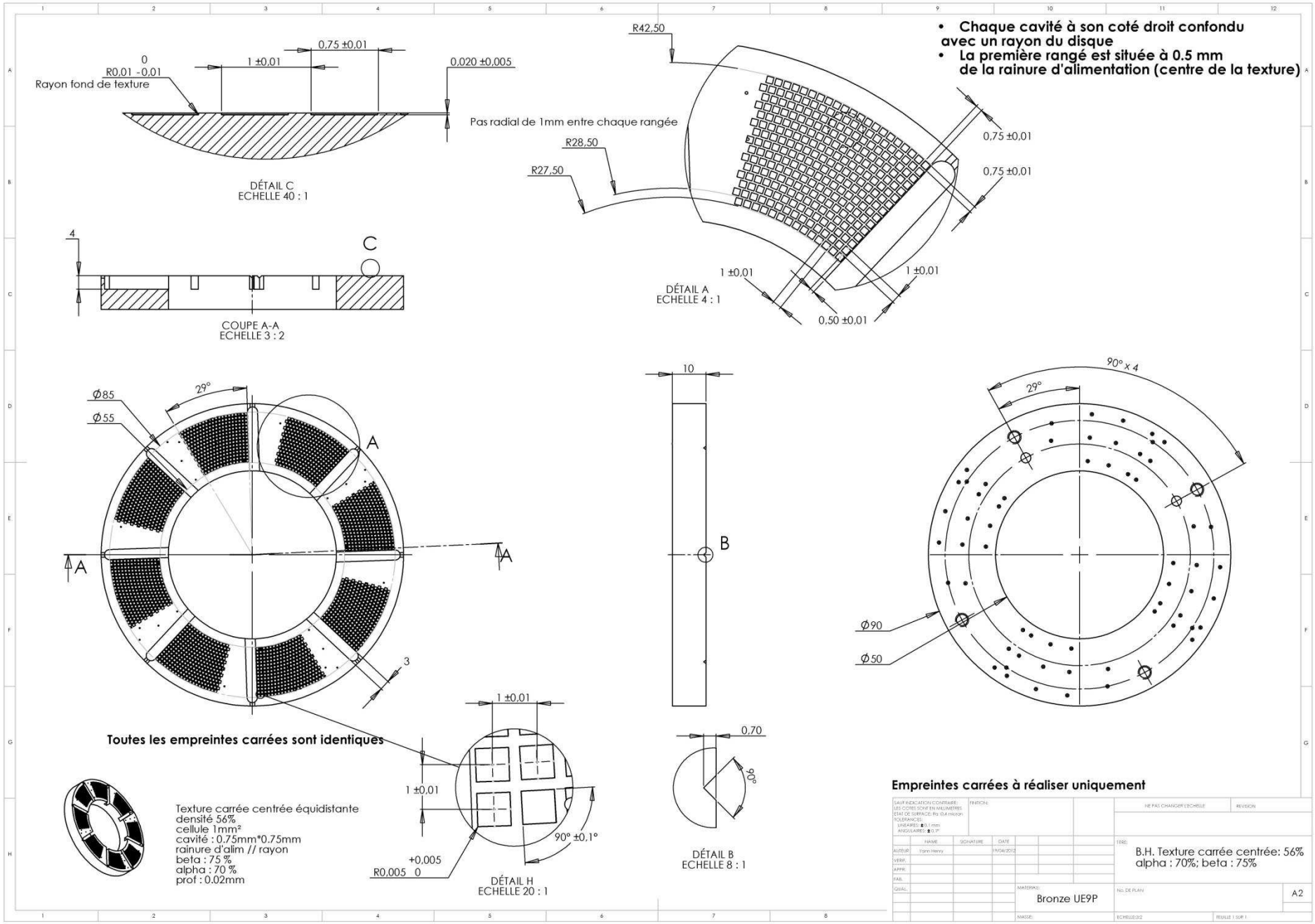
A.2 Butée plane à faces parallèles



A.3 **Butée à poches**



A.4 Butée à faces parallèles texturées (56%C)



Annexes

B. Valeurs Numériques des résultats expérimentaux de la butée 20 µm obtenue en rectification

B.1 Epaisseurs minimales du film lubrifiant

Tableau 2 : Valeur des épaisseurs minimales du film lubrifiant (en µm) de la butée à plans inclinés en conditions d'alimentation nominales ; Température d'alimentation : 40°C ; Pression d'alimentation : 0,1 MPa.

	2 000 tr/min	4 000 tr/min	6 000 tr/min	8 000 tr/min	10 000 tr/min
1 000 N	34,6	39,7	42,1	41,9	41,2
2 000 N	24,9	29,5	30,2	30,8	30,8
3 000 N	20,4	25,3	25,7	27,0	26,3
4 000 N	18,1	22,3	23,8	23,6	24,3
5 000 N	16,4	19,9	21,1	21,9	21,4
6 000 N	14,0	18,7	20,4	20,4	19,8
7 000 N	12,8	17,9	20,1	20,5	21,3
8 000 N	12,9	17,4	19,5	20,3	21,8

B.2 Couples de frottement

Tableau 3 : Valeur des couples de frottement (en N.m) de la butée à plans inclinés en conditions d'alimentation nominales ; Température d'alimentation : 40°C ; Pression d'alimentation : 0,1 MPa.

	2 000 tr/min	4 000 tr/min	6 000 tr/min	8 000 tr/min	10 000 tr/min
1 000 N	0,79	1,08	1,28	1,39	1,54
2 000 N	0,98	1,32	1,46	1,67	1,75
3 000 N	1,12	1,47	1,63	1,82	1,91
4 000 N	1,23	1,57	1,71	1,89	2,00
5 000 N	1,31	1,66	1,86	2,01	2,11
6 000 N	1,37	1,72	1,88	2,06	2,21
7 000 N	1,47	1,85	2,04	2,16	2,30
8 000 N	1,52	1,91	2,05	2,20	2,34

B.3 **Température à 75% - 75%**

Tableau 3 : Valeur de la température (en°C) à 75%-75% de la butée à plans inclinés en conditions d'alimentation nominales ; Température d'alimentation : 40°C ; Pression d'alimentation : 0,1 MPa.

	2 000 tr/min	4 000 tr/min	6 000 tr/min	8 000 tr/min	10 000 tr/min
1 000 N	48,7	56,3	61,2	65,6	69,0
2 000 N	52,0	60,7	67,7	73,5	78,8
3 000 N	54,1	63,3	71,5	78,6	84,5
4 000 N	55,3	65,8	74,5	82,2	88,6
5 000 N	56,4	67,6	76,9	85,1	92,0
6 000 N	57,6	69,1	79,1	87,4	94,8
7 000 N	58,3	70,6	80,8	89,6	97,2
8 000 N	59,3	71,8	82,4	91,5	99,0

Références bibliographiques

[1] H, Rippel, "Cast bronze thrust bearing design manuel," Cast bronze bearing institute, Cleveland, 1967,

[2] C, Bagci et A, Singh, «Hydrodynamic lubrication of finite slider bearings: effect of one-dimensional film shape and their computer aided optimum designs,» J, Lubric, Techno,, n° 105, pp, 48-66, 1983,

[3] D, Gethin, «Lubricant inertia effects and recirculatory flow in load-capacity optimized thrust pad bearings,» ASTLE trans,, n° 130, pp, 254-260, 1987,

[4] R, Sharma et R, Pandey, «Experimental studies of pressure distributions in finite slider bearing with single continuous surface profiles on the pads,» Trib, Int, vol, 42, pp, 1040-1045, 2009,

[5] H, Purday, «An introduction to the mechanics of viscous flow,» London: Constable Publisher, 1949,

[6] O, Pinkus et B, Sternlicht, «Theory of hydrodynamic lubrication,» New york: McGraw-Hill, 1961,

[7] D, Christopherson, «A new mathematical model for the solution of film lubrication problems,» Proc Instn, Mech, Engrs, n° 146, pp, 126-135, 1942,

[8] W, Cope, «A hydrodynamic theory of film lubricant,» Proc, Soc, Lond, Ser,, vol, 197, pp, 201-217, 1949,

[9] O, Reynolds, «On the theory of lubrication and its application to Mr, Beauchamp tower's experiments,» Philosophical transactions of the royal society of London, vol, 177, pp, 157-234, 1886,

[10] D, Dowson, "A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication," Journal of Mechanical Science, pp, 159-170, 1962,

[11] S, Glavatskih et M, Fillon, «TEHD Analysis of thrust bearings with PTFE-faced pads,» ASME J Tribol, n° 128, pp, 49-58, 2006,

[12] S, Ahmed, M, Fillon et P, Maspeyrot, «Influence of pad and runner mechanical deformations on the performance of a hydrodynamic fixed geometry thrust bearing,» Journal of Engineering Tribology, Part J, n° 224, pp, 305-315, 2009,

[13] O, Pinkus, «Solution of the tapered-land sector thrust bearing,» Trans ASME, n° 80, pp, 1510-1516, 1958,

[14] M, Malik, S, Jain et R, Sinhasan, «Design data for fixed-sector pad thrust bearings,» Wear, n° 81, pp, 221-234, 1982,

[15] M, Jeng, G, Zhou et A, Szrei, «A thermodynamic solution of pivoted thrust pads,» Journal of tribology, vol, 108, n° 12, pp, 195-218, 1986,

[16] L, Abdel-Latif, «Analysis of heavily loaded tilted pad thrust bearings with large dimensions under TEHD conditions,» Journal of tribology, vol, 110, n° 3, pp, 467-476, 1988,

[17] T, Brockett, L, Barret and P, Allaire, "Thermoelastohydrodynamic analysis of fixed geometry thrust bearings including runner deformation," Trib, Trans,, no, 39, pp, 555-562, 1996,

[18] G, Xu and F, Sadeghi, "A thermal elastohydrodynamic lubricated thrust bearing contact model," International Compressor Engineering Conference, no, 1226, 1998,

[19] A, Dadouche et M, Fillon, «Analyse théorique et expérimentale des effets thermiques dans les butées hydrodynamiques à géométrie fixe,» Mechanics & Industries, pp, 141-150, 2000,

[20] L, Rayleigh, «Notes on the theory of lubricant,» Phil, Mag and Jl, of science, vol, 35, p, 1, 1918,

[21] F, Archibald, «A simple hydrodynamic thrust bearing,» Trans, ASME, n° 49-A-29, 1950,

[22] H, Drescher, «Air lubricated bearing,» Engineers digest, vol, 15, n° 3, p, 103, 1954,

[23] R, Johnston et C, Kettlebourgh, «An experimental investigation into stepped thrust-bearings,» Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, n° 170, pp, 511-533, 1955,

[24] M, Dobrica et M, Fillon, «Thermohydrodynamic behavior of a slider pocket bearing,» Journal of tribology, vol, 128, pp, 312-318, 2006,

[25] R, Boncompain, M, Fillon et J, Frêne, «Analysis of thermal Effects in Hydrodynamic Bearings,» ASME J, tribol,, n° 108, pp, 219-224, 1986,

[26] A, Cross, F, Sadeghi, R, Rateick et S, Rowan, «Hydrodynamic pressure generation in a pocketed thrust washer,» Tribology Transaction, vol, 56, pp, 652-662, 2013,

[27] A, Fogg, «Fluid Film Lubrication of parallel Thrust surfaces,» Minutes of Proceedings of the applied Mechanics Group, pp, 49-67, 1944,

[28] H, Swift, «Fluid Film Lubrication of Parallel Thrust Surfaces,» Discussions on the paper of Fogg, A,, Proc, Instn, Mech, Engrs,, London, vol, 155, pp, 64-65, 1946,

[29] M, Shaw, «An analysis of the parallel-surface thrust bearing,» The americaine Society of mechanical enginneers, pp, 381-385, 1947,

[30] A, Cameron et L, Wood, «Parallel surface thrust bearing,» Internationnal congress of applied mechanics, pp, 254-258, 1958,

[31] A, Cameron, «The viscosity wedge,» Trans, ASLE, vol, 1, pp, 248-253, 1958,

[32] J, Young, "Thermal wedge effect in hydrodynamic lubrication," The Engineering Journal, pp, 46-54, 1962,

[33] P, Neal, "Film Lubrication of Plane-Faced Thrust Pads," Proc, IME of the Lubrication and Wear Convection, no, 52-59, 1963,

[34] I, Currie, C, Brockley et F, Dvorak, «Thermal wedge lubrication of parallel surface thrust bearings,» Journal of basic engineering, n° 65, pp, 823-830, 1965,

[35] A, Lebeck, "Parallel sliding load support in the mixed friction regime-part1: Experimental data," Journal of Tribology, vol, 109, pp, 189-195, 1987,

[36] A, Lebeck, "Parallel Sliding load support in the mixed friction regime-part2: Evaluation of the mechanisms," Journal of tribologie, vol, 109, pp, 196-195, 1987,

[37] A, Getachew and P, Sinha, "THD analysis for finite slider bearing with roughness: Special reference to load generation in parallel sliders," Acta mechanica, no, 222 (1), 2011,

[38] Y, Rhim and A, Tichy, "Entrance and inertia effects in a slider bearing," Tribology transaction, vol, 32, no, 4, pp, 469-479, 1989,

[39] C, Rodkiewicz and P, Sinha, "On the lubrication theory: a mechanism responsible for generation of the parallel bearing load capacity," Journal of tribology, vol, 115, pp, 584-590, 1993,

[40] M, Fesanghary and M, Khonsari, "On the modelling and shape optimization of hydrodynamic flexible-pad thrust bearings," Journal of Engineering Tribology, no, 227(6), pp, 548-558, 2013,

[41] A, Bennett and C, Ettles, "A self-acting parallel surface thrust bearing," Proc Instn Mech Engrs, vol, 182, pp, 139-146, 1968,

[42] L, Dabrowski, O, Olszewski and M, Wasilzuk, "An experimental investigation of a hydrodynamic bearing with an elastic thrust plate," Proceedings of the 6th International Tribology Congress Euro trib '93, pp, 118-123, 1993,

[43] T, Cicone, M, Pascovici and A, Minculescu, "A simplified thermohydrodynamic model for a parallel surface slider," Tribology International, vol, 41, pp, 947-953, 2008,

[44] M, Wasilczuk, "Comparaison of an optimum-profile hydrodynamic thrust bearing with a typical tilting-pad thrust bearing," Lubrication Science, no, 15, pp, 265-273, 2003,

[45] D, Bechert, M, Bruse, W, Hage et R, Meyer, «Fluid mechanics of biological surfaces and their technological application,» Naturwissenschaften, vol, 87, pp, 157-171, 2000,

[46] B, Bhushan, "Biomimetics," Biomedical Engineering, pp, 227-265, 2012,

[47] D, Zhang, Y, Luo, X, LI and H, Chen, "Numerical simulation and experimental study of drag-reducing surface of a real shark skin," Journal of hydrodynamics, vol, 23, pp, 204-211, 2011,

[48] W, Baumgartnera, F, Saxe, A, Weth, D, Hajas, D, Sigumonrong, J, Emmerlich, M, Singheiser, W, Böhme and J, Schneider, "The Sandfish's Skin: Morphology, Chemistry and Reconstruction," Journal of Bionic Engineering, vol, 4, no, 1, pp, 1-9, 2007,

[49] K, Koch, B, Bhushan, Y, Jung and W, Barthlott, "Fabrication of artificial Lotus leaves and significance of hierarchical structure for superhydrophobicity and low adhesion," Soft Matter, no, 5, pp, 1386-1393, 2009,

[50] I, Rogowski, A, Midol et P, Lanteri, «Plan d'expérience en carré latin pour l'analyse globale de la performance en ski de fond,» Science &Sports, n° %117, pp, 86-89, 2002,

[51] E, Coustols, «Effet des parois rainurées ("riblets") sur la structure d'une couche limite turbulente,» Mechanics & industries, vol, 2, pp, 421-434, 2001,

[52] I, Etsion, "State of art in laser surface texturing," Journal of Tribology, vol, 127, pp, 248 - 253, 2005,

[53] M, Stewart, M, Motala, J, Yao, L, Thompson et R, Nuzzo, «Unconventional methods for forming nanopatterns,» J, Nanoengineering and Nanosystems, vol, 220, pp, 81-138, 2007,

[54] Y, Wang, G, Wu, Q, Han, L, Fang and S, Ge, "Triblogical properties of surface dimple-textured by pellet -pressing," Procedia Earth and Planetary Science, vol, 1, pp, 1513-1518, 2009,

[55] Patent of Polish republic, "Device for dynamic and static burnishing the flat and cylindrical surfaces," Patent N° 199622,

[56] Y, Jeng, "Impact of plateaued surfaces on tribological performance," Tribology transactions, vol, 39, pp, 354-361, 1996,

[57] A, Kovalchenko, O, Ajayi, A, Erdemir, G, Fenske and I, Etsion, "The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic," Tribology Transaction, vol, 47, no, 2, pp, 299 - 307, 2004,

[58] A, Kovalchenko, O, Ajayi, A, Erdemir, G, Fenske et I, Etsion, «The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact,» Tribology International, vol, 38, pp, 219-225, 2005,

[59] M, Wakuda, Y, Yamauchi, S, Kanzaki and Y, Yasuda, "Effect of surface texturing on friction reduction between ceramic and steel materials under lubricated sliding contact," Wear, vol, 254, pp, 356-363, 2003,

[60] U, Pettersson and S, Jacobson, "Influence of surface texture on boundary lubricated sliding contacts," Tribology International, vol, 36, pp, 857-864, 2003,

[61] U, Petterson and S, Jacobson, "Friction and wear properties of micro textured DLC coated surfaces in boundary lubricated sliding," Tribology Letters, vol, 17, no, 3, pp, 553-559, 2004,

[62] F, Meng, R, Zhou, T, Davis, J, Cao, Q, Wang and D, L, J, Hua, "Study on effect of dimples on friction of parallel surfaces under different sliding conditions," Applied surface science, vol, 256, pp, 2863-2875, 2010,

[63] T, Hu, L, Hu and Q, Ding, "The effect of laser surface texturing on the tribological behavior of Ti-6Al-4V," Journal of Engineering Tribology, vol, 226, no, 10, pp, 854-863, 2012,

[64] I, Krupka, M, Hartl and P, Svoboda, "Effects of surface topography on lubrication film formation within elastohydrodynamic and mixed lubricated non-conformal contacts," Engineering Tribology, vol, 224, pp, 713-722, 2009,

[65] D, Zhu, T, Nanbu, N, Ren, Y, yasuda and Q, Wang, "Model-based virtual surface texturing for concentrated conformal-contact lubrication," Journal of Engineering Tribology, vol, 224, pp, 685-696, 2010,

[66] T, Nanbu, N, Ren and Y, Yasuda, "Micro-textures in concentrated conformal-contact lubrication: Effects of texture bottom shape and surface relative motion," tribolgy Letters, vol, 29, pp, 241-252, 2008,

[67] L, Mourier, D, Mazuyer, F, Ninove and A, Lubrecht, "Lubrication mechanisms with laser-surface-textured surfaces in elastohydrodynamic regime," Journal of Engineering Tribology, vol, 224, pp, 697-711, 2010,

[68] L, Mourier, D, Mazuyer, A, Lubrecht and C, Donnet, "Transient increase of film thickness in micro-textured EHL contacts," Tribology International, vol, 39, pp, 1745-1756, 2006,

[69] I, Etsion, Y, Kligerman and G, Halperin, "Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces," Trybology Transactions, vol, 42, pp, 511-516, 1999,

[70] I, Etsion, "Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing," Tribology letters, vol, 17, no, 4, pp, 733 - 737, 2004,

[71] H, Yamakiri, S, Sasaki, T, Kurita and N, Kasashima, "Effects of laser surface texturing on friction behavior of silicon nitride under lubrication with water," Tribology International, vol, 44, pp, 579-584, 2011,

[72] A, Hoppermann et M, Kordt, «Oelhydraulik und pneumatik,» Vereinigte Fachverlage Mainz, n° 0341-2660, 2002,

[73] V, Kanakasabai, K, Warren and L, Stephens, "Surface analysis of the elastomer in lip seals run against shafts manufactured with micro-cavity patterns," Journal of Engineering Tribology, vol, 224, pp, 723-736, 2010,

[74] K, Holmberg, P, Andersson and A, Erdemir, "Global energy consumption due to friction in passenger cars," Tribology International, vol, 47, pp, 221-234, 2012,

[75] G, Ryk, Y, Kligerman and I, Etsion, "Expérimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components," tribology Transactions, vol, 45, no, 4, pp, 444-449, 2002,

[76] I, Etsion and E, Sher, "Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings," Tribology International, vol, 42, pp, 542-547, 2009,

[77] A, Gangopadhyay and D, McWatt, "The effect of novel surface textures on tappet shims on valvetrain friction and wear," Tribology Transactions, vol, 51, pp, 221-230, 2008,

[78] H, Ogawa, A, Sasaki, A, Korenaga, K, Miyake, M, Nakano and T, Murakami, "Effects of surface texture size on the tribological properties of slideways," Journal of Engineering Tribology, vol, 224, pp, 885-890, 2010,

[79] P, Anderson, J, Koskinen, S, Varjus, Y, Gerbig, H, Haefke, S, Georgiou, B, Zhmud and W, Buss, "Microlubrication effect by laser-textured steel surfaces," Wear, vol, 262, pp, 369-379, 2007,

[80] A, Dadouche and M, Conlon, "Reflections on journal bearings performance with surface texturing," World Tribology Congress, no, 1119, 2013,

[81] Y, Henry, J, Bouyer and M, Fillon, "Contribution of textures to the hydrodynamic effect on parallel surface thrust bearings during the start-up period," 12th EDF/Pprime Workshop, pp, 1-11, 2013,

[82] R, Siripuram, "Analysis of hydrodynamic effects of microasperity shapes on thrust bearing surfaces," Master's thesis, University of Kentucky, 2003,

[83] M, Dobrica, M, Fillon, M, Pascovici and T, Cicone, "Optimizing surface texture for hydrodynamic lubricated contacts using a mass-conserving numerical approach," Part J: J, Engineering Tribology, vol, 224, pp, 737 - 750, 2010,

[84] R, Rahmani, A, shirvani and H, Shirvani, "Optimization of Partially textured parallel thrust bearings with square-shaped micro-dimples," Tribology Transactions, vol, 50, pp, 401-406, 2007,

[85] M, Fowell, A, Olver, A, Gosman, H, Spikes and I, Pegg, "Entrainement and inlet suction: two mechanisms of hydrodynamic lubrication in textured bearings," Journal of Tribology, vol, 129, pp, 336-347, 2007,

[86] V, Brizmer, Y, Klingerman and I, Etsion, "A laser surface textured parallel thrust bearing," Tribology Transaction, vol, 46, pp, 397-403, 2003,

[87] A, Gherca, M, H, P, Maspeyrot and A, Fatu, "Influence of Texture Geometry on the Hydrodynamic Performances of Parallel Bearings," Tribology Transactions, no, 56, pp, 321-332, 2013,

[88] M, Pascovici, T, Cicone, M, Fillon and M, B, Dobrica, "Analytical investigation of a partially textured parallel slider," Journal of Engineering Tribology, vol, 223, pp, 151-158, 2009,

[89] M, Arghir, N, Roucou, H, M, and J, Frene, "Theoretical analysis of the incompressible laminar flow in macro-roughness cell,," Journal of Tribology, vol, 125, pp, 309-318, 2003,

[90] M, Dobrica and M, Fillon, "About validity of Reynolds equation and inertia effects in textured sliders of infinite width," Journal of Engineering Tribology, vol, 223, pp, 69-78, 2009,

[91] F, Sahlin, "CFD-analysis of hydrodynamic lubrication of textured surfaces," Master's Thesis, Lulea University of technology, Sweden, 2003,

[92] H, Costa and I, Hutchings, "Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions," Tribology International, vol, 40, pp, 1227-1238, 2007,

[93] C, Ma and H, Zhu, "An optimum design model for textured surface with elliptical-shape dimples under hydrodynamic lubrication," Tribology International, vol, 44, pp, 987-995, 2011,

[94] I, Etsion and G, Halperin, "A Laser Surface Textured Hydrostatic Mechanical Seal," Tribology Transactions, vol, 45, no, 3, pp, 430-434, 2002,

[95] Y, Qiu and M, Khonsari, "Experimental investigation of tribological performance of laser textured stainless steel rings," Tribology International, vol, 44, pp, 635-644, 2011,

[96] Y, Kumada, K, Hashizume and Y, Kimura, "Performance of plain bearings with circumferential microgrooves," Tribology Transactions, vol, 39, pp, 81-86, 1996,

[97] A, Dadouche, M, Conlon, W, Dmochowski, W, Koszela, L, Galdda and P, Pawlus, "Effect of surface texturing on the steady-state properties and Dynamic Coefficients of a plain journal bearing: Experimental study," Proceeding of ASME Turbo Expo, 2010,

[98] A, Dadouche and M, and Conlon, "Effect of oil-circuit contamination on the functioning of surface-textured journal bearings – An experimental investigation," 12th EDF/Pprime Workshop, 2013,

[99] N, Tala-Ighil, P, Maspeyrot, M, Fillon and A, Bounif, "Effects of surface texture on journal-bearing characteristics under steady-state operating conditions," Journal of Engineering Tribology, vol, 224, pp, 623-633, 2007,

[100] D, Hamilton, J, Walowit and C, Allen, "A theory of lubrication by microasperities," ASMEJ,Basic Eng, no, 88, pp, 177 - 185, 1966,

[101] I, Etsion, G, Halperin, V, Brizmer and Y, Kligerman, "Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings," Tribology Letters, vol, 17, no, 2, pp, 295 - 300, 2004,

[102] M, Dobrica, M, Fillon, M, Pascovici et T, Cicone, «Influence des surfaces texturées sur les performances hydrodynamiques d'un blochet,» Congrès Français de Mécanique, n° 18, 2007,

[103] S, Cupillard, M, Cervantes and S, Glavatskih, "Pressure buildup mechanism in a textured inlet of a hydrodynamic contact," Journal of Tribology, vol, 130, no, 021701, 2008,

[104] C, Papadopoulos, E, Efstathiou, P, Nikolakopoulos and L, Kaiktsis, "Geometry optimization of textured 3-D micro-thrust bearings," Turbo Expo, no, GT2011-45822, 2011,

[105] M, Fowell, S, Medina, A, Olver, H, Spikes and I, Pegg, "Parametric study of texturing in convergent bearings," Tribology International, 2012,

[106] S, Medina, D, Dini, M, Fowell and A, Olver, "Performance of transient surface texture in hydrodynamic bearings," World Tribology Congress, no, 1082, 2013,

[107] A, Gherca, «Modélisation de la lubrification des surfaces texturées, Application à la butée en régime hydrodynamique,» Thèse de l'Université de Poitiers, 3 Octobre 2013,

[108] C, Papadopoulos, L, Kaiktsis and M, Fillon, "Computational Fluid Dynamics Thermohydrodynamic Analysis of Three-Dimensional Sector-Pad Thrust Bearings With Rectangular Dimples," ASME Turbo Expo 2013, no, GT2013-94043, pp, 1-10, June 2013,

[109] G, Rightmire, R, Bill and H, Anderson, "On the flow perturbations and friction reduction introduced by surface dimples," Proceeding of the 14 th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp, 139-143, 1987,

[110] X, Wang, K, Kato and K, Adachi, "Running-in effect on the load-carrying capacity of a water-lubricated SiC thrust bearing," Journal Engineering Tribology, vol, 219, pp, 117-124, 2004,

[111] X, Wang, K, Kato, K, Adachi and K, Aizawa, "Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water," Tribology International, no, 36, pp, 189 - 197, 2003,

[112] V, Marian, M, Kilian and W, Scholz, "Theoritical and experimental analysis of a partially textured thrust bearing with square dimples," Part J:J Enginneering Tribology, vol, 221, pp, 771 - 778, 2007,

[113] Glavatskih,S,B,, D, McCARTHY and I, Sherrington, "Hydrodynamic performance of a thrust bearing with micropatterned pads," Tribology Transactions, vol, 48, no, 4, pp, 492-498, 2005,

[114] A, Dadouche, «Etude des phénomènes thermiques dans les butées hydrodynamiques,» Thèse de l'Université de Poitiers, 1998,

[115] E, Harika, «Impact d'une pollution des lubrifiants par de l'eau sur le fonctionnement des organes de guidage des machines tournantes,» Thèse, Université de Poitiers, 2011,

[116] J, Bouyer, M, Hanahashi, M, Fillon et M, Fujita, «Experimental investigation of the influence of materials on the behaviour of a hydrodynamic tilting pad thrust bearing,» NordTrib, International Tribology Conference, n° 153, pp, 1-5, 2012,

[117] E, Harika, M, Hélène, J, Bouyer et M, Fillon, «Measurements of lubrication characteristics of a tilting pad thrust bearing disturbed by a water-contaminated lubricant,» Journal of Engineering Tribology, Part J,, pp, 1-10, 2012,

[118] A, Albert, H, Nguyen and W, Burger, "Energy-efficient hydrodynamic journal bearings by means of condition monitoring and lubrication flow control," Int, J, Cond, Mon,, pp, 18-21, 2012,

[119] M, Dobrica and M, Fillon, "Thermohydrodynamic behavior of a slider pocket bearing," Proceedings of World Tribology Congress III, no, III, pp, 479 - 480, 2005,

[120] R, Ausas, P, Ragot, J, Leiva, M, Jai and G, Buscaglia, "The impact of the cavitation model in the analysis of microtextured lubricated journal bearings," ASME J, Tribology, no, 129, pp, 868-875, 2007,

[121] C, Papadopoulos, Y, Henry, J, Bouyer and L, Kaiktsis, "Sector-pad thrust bearings with rectangular dimples: comparaison between experiments and CFD thermohydrodynamic simulation," World Tribology Congress 2013, septembre 2013,

[122] M, Fowell, A, O, S, Medina, H, Spikes and I, Pegg, "Parametric study of texturing in convergent bearings," Tribology International, 2012,

Table des figures

Figure 0-1 : Butée hydrodynamique 19
Figure 0-2 Grain fixe (stator) 20
Figure 0-3 : Blochet à plan incliné. 20
Figure 1-1 Courbe de Stribeck. 27
Figure 1-2 : Distribution de l'épaisseur du film en fonction de la coordonnée radiale pour trois épaisseurs de collet. (Source Ahmed et al. [12]). 29
Figure 1-3 : Schéma et notation du patin de Rayleigh. 30
Figure 1-4 : Représentation schématique d'une poche (A), Champs de pression 2D pour un patin à poche. Source : Dobrica et al. [24]. 31
Figure 1-5 : butée à faces parallèles. 31
Figure 1-6 : Données expérimentales pour les butées à faces parallèles. Source : Lebeck[35]. 33
Figure 1-7 : Schéma d'une butée à patins compliants (source Fesanghary[40]). 34
Figure 1-8 : Comparaison de l'épaisseur de film circonférentielle. A : Profil optimal théorique, B : Profil mesuré du patin compliant optimal, C : profil mesuré pour un patin oscillant. Source : Wasilczuk[44]. 35
Figure 1-9 : micrographie d'une peau de requin (squalus acanthias). Source Bhushan B. [46]. 36
Figure 1-10 : Photographie d'un ScinusScinus. 37
Figure 1-11 : Effet d'une cavité sur un film lubrifiant EHD et sur la distribution de pression. A) interférogramme chromatique. B) Epaisseur de film et profil de pression (source Krupka et al. [64]). 42
Figure 1-12 : (a) Evolution de la pression pour une cavité (comparaison entre la solution analytique de Fowell et la solution par volume fini). (b) Correspondance du ratio ρ/ρ_0. (Source : Gherca et al. [87]) 45
Figure 1-13 : (a) Profiles de pression pour 5 cellules de texture avec 3 profondeurs. (b) Schéma d'un patin partiellement texturée. (Source : Gherca et al. [87]). 45
Figure 1-14 : (a) Schéma d'une garniture partiellement texturée. (b) Couple de frottement en fonction de la pression pour une garniture lisse et texturée. (Source Etsion et al. [94]). 46
Figure 1-15 : Schéma d'une surface avec une aspérité associé au profil de pression généré. Source Hamilton et al. [100]. 49
Figure 1-16 : Capacité de charge adimensionnée en fonction de la zone texturée α pour 4 densités de texturation, Sp. Source : Etsion et al. [101]. 49
Figure 1-17 : Epaisseur du film et champ de pression sur un patin parallèle. (Source Dobrica et al. [83]). 51
Figure 1-18 : Influence du ratio de convergence du blochet sur les paramètres optimaux des textures. Source : Dobrica et al. [102]. 51
Figure 1-19 : Distribution de la pression hydraulique en présence d'une cavité. Source Medina et al. [106]. 53
Figure 1-20 : Photographie du patin texturée de Glavatskih et al. [113]. 55
Figure 2-1 : Vue d'ensemble de la salle d'expérimentation. 57
Figure 2-2 : Dispositif expérimental 58

Table des figures

Figure 2-3 : Schéma cinématique du banc d'essais (vue de coté). 59
Figure 2-4 : Grain mobile monté sur la broche. 60
Figure 2-5 : Guidage de la tige. 61
Figure 2-6 : Etape de réglage de la concentricité de la queue avec l'axe de la broche. 62
Figure 2-7 : Interface utilisateur pour le pilotage du banc d'essais. 64
Figure 2-8 : Deuxième interface utilisateur pour l'évolution des mesures du couple de frottement, de l'épaisseur du film, de la résistance électrique et des conditions d'alimentation. 65
Figure 2-9 : Implantation des thermocouples et des capteurs de pression. 67
Figure 2-10 : Interface Labviewpour l'affectation des capteurs de pression. 69
Figure 2-11 : Mesure de pression. 69
Figure 2-12 : Cinématique de la mesure du couple de frottement. 70
Figure 2-13 : Cinématique pour la mesure du couple de frottement avec balancier (vue de dessous). 71
Figure 2-14 : Implantation des capteurs de déplacement. 72
Figure 2-15 : Réponse des capteurs de déplacement en statique sur un tour du collet. 73
Figure 2-16 : Configuration pour la mesure de l'épaisseur minimale du film lubrifiant. 74
Figure 2-17 : Schéma électrique pour la mesure de la résistance électrique. 74
Figure 2-18 : Capteur de traction pour la mesure du couple de frottement. 75
Figure 3-1 : Dimensions communes des butées d'essais. 77
Figure 3-2 : Planéité de la surface active du grain mobile réalisé en tournage. 79
Figure 3-3 : Topographie et paramètres d'amplitude de la surface supérieure du grain mobile. 79
Figure 3-4 : Surface active de la butée à blochet 20 µm réalisée en rectification. 80
Figure 3-5 : Dimension de la butée à plans inclinés 20 µm. 81
Figure 3-6 : Profil relevé au rayon moyen pour quatre blochets. 81
Figure 3-7 : Topographie et paramètres d'amplitude de la surface parallèle. 82
Figure 3-8 : Topographie et paramètres d'amplitude du plan incliné. 82
Figure 3-9 : Planéité de la surface active de la butée à blochet 20 µm réalisée en polissage. 84
Figure 3-10 : Profil relevé au rayon moyen pour quatre blochets 84
Figure 3-11 : Topographie et paramètres d'amplitude du grain mobile poli. 85
Figure 3-12 : Planéité de la surface active de la butée à blochet 10 µm réalisée en rectification. 85
Figure 3-13 : Profil relevé au rayon moyen pour quatre blochets. 86
Figure 3-14 : Planéité de la surface active de la butée plane à faces parallèles réalisée en tournage. 87
Figure 3-15 : Détail à l'entrée du patin. 87
Figure 3-16 : Topographie et paramètres d'amplitude de la butée à faces parallèles tournée. 88
Figure 3-17 : Photographie de la butée plane polie. 88
Figure 3-18 : Planéité de la surface active de la butée plane à faces parallèles réalisée en polissage. 89
Figure 3-19 : Détail à l'entrée du patin. 89
Figure 3-20 : Topographie et paramètres d'amplitude de la butée à faces parallèles polie. 89
Figure 3-21 : Profils des butées planes à faces parallèles pris au rayon moyen. 90

Figure 3-22 : Butée à blochets. A : Dimension absolue ; B : Dimension relative de la poche. 91
Figure 3-23 : Cartographie de la surface active de la butée à poches. 91
Figure 3-24 : Détail du blochet en fin de poche. A : Mesure au microscope ; B : Extraction de profil en fin de poche. 92
Figure 3-25 : Topographie et paramètres d'amplitude de la surface supérieure de la butée à poches. 92
Figure 3-26 : Topographie et paramètres d'amplitude du fond de poche de la butée à poches. 92
Figure 3-27 : Exemple de densité de texturation à 25%. 93
Figure 3-28 : Détail à l'entrée du patin. a) 56%C : texture Centrée sur la cellule, b) 56%E : texture Excentrée sur la cellule. 94
Figure 3-29 : Implantation de la texturation sur le blochet. A) Zone texturée ; B) Photographie d'une butée texturée à faces parallèles. 94
Figure 3-30 : Influence de la taille de la zone texturée sur la capacité de charge (Dobrica et al. [102]). 95
Figure 3-31 : Influence de la profondeur (A) et de la densité (B) de texturation sur la capacité de charge (Dobrica et al. [102]). 96
Figure 3-32 : Photographie d'un blochet texturé. 96
Figure 3-33 : Mesure des distances entre les cellules (longueur souhaitée : 1 mm). 97
Figure 3-34 : Détail de l'usinage d'une cavité par ablation laser. A) technologie « Femtolasers »; B) Technologie « Nanolasers » 98
Figure 3-35 : Détail de l'usinage d'une cavité par ablation laser utilisant une technologie « nanolasers ». A) surface ablatée brute; B) surface ablatée avec finition de la surface supérieure par polissage. 98
Figure 3-36 : Planéité de la butée texturée avec une densité de 16%. 99
Figure 3-37 : Topographie d'une texturation ayant une densité de 16%. A) Mesure au microscope interférométrique ; B) Photographie au microscope. 99
Figure 3-38 : Planéité de la butée texturée avec une densité de 25%. 100
Figure 3-39 : Topographie d'une texturation ayant une densité de 25%. A) Mesure au microscope interferomètrique ; B) Photographie au microscope. 100
Figure 3-40 : Topographie d'une texturation ayant une densité de 56% Centrée. A) Mesure au microscope interferomètrique ; B) Photographie au microscope. 101
Figure 3-41 : Topographie d'une texturation ayant une densité de 56% Excentrée. A) Mesure au microscope interferomètrique ; B) Photographie au microscope. 101
Figure 3-42 : Exemple du champ de pression d'un patin texturé. A) Configuration d'une texture Centrée sur la cellule ; B) Configuration d'une texture Excentrée sur la cellule. (Dobrica et al. [83]). 102
Figure 3-43 : Planéité des butées texturées avec une densité de 56%. A) Configuration avec textures Centrées sur la cellule (56%C) ; B) Configuration avec textures Excentrée sur la cellule (56%E). 102
Figure 4-1 : Déplacement relatif entre le grain fixe et le rotor en fonction de la charge pour la butée 20 µm rectifiée. 107
Figure 4-2 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge appliquée pour la butée 20 µm rectifiée. 107

Table des figures

Figure 4-3 : Implantation du thermocouple à 75%-75%. 108
Figure 4-4 : Variation de la température en fonction de la charge appliquée pour la butée 20 µm rectifiée. 109
Figure 4-5 : Variation du couple de frottement en fonction de la charge appliquée et des conditions d'alimentation pour la butée 20 µm rectifiée. 110
Figure 4-6 : Evolution de la température et de la pression hydrodynamique sur le patin pour différentes conditions d'alimentation. Mesure établie en régime stationnaire à 6 000 tr/min et 5 000 N de charge appliquée. A) : Temp. 40°C et Pression 0,05 MPa ; B) : Temp. 40°C et pression 0,1MPa ; C) : Temp. 40°C et pression 0,15 MPa ; D) : Temp. 50°C et pression 0,1 MPa ; E) : Temp. 60°C et pression 0,1MPa. Mesures effectuées sur la butée 20 µm rectifiée. 112
Figure 4-7 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge pour la butée 20 µm polie. 113
Figure 4-8 : Evolution de la pression hydraulique (A) et de la température (B) à 6 000 tr/min et 5 000N avec des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée 20 µm polie. 114
Figure 4-9 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6 000 tr/min aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa). 115
Figure 4-10 : Comparaison des résultats expérimentaux avec une modélisation numérique THD à 6 000 tr/min et 5 000 N aux conditions d'alimentation nominales. Mesures effectuées sur la butée 20 µm polie. 116
Figure 4-11 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% pour la butée 10 µm rectifié à 6 000 tr/min aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa). 117
Figure 4-12 : Evolution de la pression hydrodynamique A) et de la température B) sur le patin pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesure établie en régime stationnaire à 6 000 tr/min et 5 000 N. Mesures effectuées sur la butée 10 µm rectifié. 118
Figure 4-13 : Evolution de l'épaisseur minimale du film lubrifiant en fonction de la charge pour la butée à faces parallèles obtenue par tournage. 120
Figure 4-14 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge pour la butée à faces parallèles obtenue par tournage. 121
Figure 4-15 : Evolution de la température à 75% - 75% en fonction de la charge pour la butée à faces parallèles obtenue par tournage. 121
Figure 4-16 : Evolution de la pression (A) et de la température (B) à l'interface du patin à 6 000 tr/min et 5 000 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée à faces parallèles obtenue par tournage. 122
Figure 4-17 : Evolution de l'épaisseur du film et du couple de frottement pour la butée à faces parallèles obtenue par tournage, à 6 000 tr/min dans les deux sens de rotation. 123
Figure 4-18 : Evolution de l'épaisseur du film (ligne pleine) et de la température (trait discontinu) à 6 000 tr/min en fonction de la charge appliquée pour 3 pressions d'alimentation : 0,05 MPa, 0,1 MPa et 0,15 MPa @ 40°C.Mesure effectuée sur la butée à faces parallèles obtenue par tournage. 124
Figure 4-19 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6 000 tr/min et 5 000 N aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa). 125
Figure 4-20 : Evolution de l'épaisseur du film d'huile en fonction de la charge pour la butée à poches. 127

Figure 4-21 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge pour la butée à poche. 127
Figure 4-22 : Evolution de la température à 75% - 75% en fonction de la charge pour la butée à poches. 128
Figure 4-23 : Evolution de la pression (A) et de la température (B) A l'interface du patin à 6 000 tr/min et 5 000 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée à poches. 129
Figure 4-24 : Zone texturée d'un patin. 130
Figure 4-25 : Densité de texture 25%. 131
Figure 4-26 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6 000tr/min pour la butée texturée 56%C aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa) pour la butée 56%C. 132
Figure 4-27 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin à 6 000 tr/min pour différentes charges à conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée 56%C. 133
Figure 4-28 : Comparaison des résultats expérimentaux avec une modélisation numérique CFD THD à 2 000 tr/min et 1 860 N avec une pression d'alimentation de 0,15 MPa à 40°C. Mesures effectuées sur la butée 56%C. 134
Figure 4-29 : Evolution du couple de frottement et de l'épaisseur du film à 2 000 tr/min en rotation normale et inverse pour la butée 56%C. 135
Figure 4-30 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6000 tr/min pour la butée texturée 25% aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa). .. 136
Figure 4-31 : Evolution de la température à 75% - 75% pour la butée texturée 25% aux conditions d'alimentation nominales (40°C et 0,1 MPa). 137
Figure 4-32 : Evolution de la pression et de la température sous le patin à 2 000 tr/min à 1 000 N (A) et 6 000 tr/min à 5 000N (B) en conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée 25%. 138
Figure 4-33 : Evolution du couple de frottement, de l'épaisseur minimale du film et de la température à 75% - 75% à 6 000tr/min pour la butée texturée 16% en conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. 139
Figure 4-34 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin à 2 000tr/min à 1 000N (A) et 6 000tr/min à 5 000N (B) avec des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Mesures effectuées sur la butée 16%. 140
Figure 4-35 : Photographie d'un patin (A) et du grain mobile (B) après la rupture. 141
Figure 4-36 : Evolution du déplacement relatif entre les grains, du couple de frottement, de la température au rayon moyen et de la charge appliquée lors de la rupture de la butée survenue à une vitesse de 6000 tr/min en condition de sous-alimentation : 0,05 MPa (50% de la pression nominale) et 40°C. Mesures effectuées sur la butée 16%. 142
Figure 4-37 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin à 6 000tr/min à ≈3670N lors de la phase de rupture en conditions de sous-alimentation : 40°C et 0,05MPa. Mesures effectuées sur la butée 16%. 143

Figure 4-38 : Détail à l'entrée du patin. a) 56%C : texture Centrée sur la cellule, b) 56%E : texture Excentrée sur la cellule. 144
Figure 4-39 : Evolution de la température à 75% - 75% en fonction de la charge de la butée 56%E à 6000tr/min pour des conditions d'alimentation nominales : 0,1 MPa et 40°C. 145
Figure 4-40 : Influence de la position de la première rangée de texture sur la température à 75% - 75%, le couple de frottement et l'épaisseur du film à 6 000 tr/min pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. 146
Figure 4-41 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin à 6 000tr/min et 2 000N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Butée texturée 56%C (A) ; Butée texturée 56%E (B) 146
Figure 4-42 : Evolution de la pression et de la température à l'interface du patin de la butée 56%E à 6 000 tr/min et 5 000 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. 147
Figure 4-43 : Evolution du couple de frottement des butées texturées en fonction de la charge à 6 000 tr/min. 148
Figure 4-44 : Evolution de la pression à l'interface du patin de la butée 56%E (A) et 16% (B) à 6 000 tr/min et 2 000N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. 149
Figure 4-45 : Evolution de la température à 75%-75% des butées texturées en fonction de la charge à 6 000 tr/min. 149
Figure 4-46 : Evolution de la température à 75% - 75% en fonction de la charge à 6 000 tr/min. 150
Figure 4-47 : Evolution de l'épaisseur de film en fonction de la charge à 6000tr/min. 151
Figure 4-48 : Evolution du couple de frottement en fonction de la charge à 6 000 tr/min. 152
Figure 5-1 : Interface utilisateur LabVIEW pour les démarrages sous charge. 157
Figure 5-2 : Couple de frottement maximal au démarrage en fonction de la charge appliquée. 158
Figure 5-3 : Démarrage de la butée plane tournée à 1500 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. 159
Figure 5-4 : Démarrage de la butée plane polie à 1 500 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. 160
Figure 5-5 : Démarrage de la butée plane polie à 2 000 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. Température à l'interface, au rayon moyen, et à 7%, 40%, 70% et 85% de la longueur relative du patin en fonction du temps. 161
Figure 5-6 : Démarrage de la butée à plans inclinés sous 1 500 N pour des conditions nominales : 40°C et 0,1 MPa. 162
Figure 5-7 : Démarrage de la butée texturée 25% à 1 500 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. 164
Figure 5-8 : Démarrage de la butée texturée 25% sous 1 299 N pour des conditions nominales : 40°C et 0.1 MPa. 165
Figure 5-9 : Démarrage de la butée texturée 56%C à 1 500 N pour des conditions d'alimentation nominales : 40°C et 0,1 MPa. 166

Table des figures

Figure 5-10 : Démarrage de la butée texturée 56%E sous 1 500 N pour des conditions nominales : 40°C et 0,1 MPa. *167*
Figure 5-11 : Bilan des démarrages en condition nominale sous 1 500 N de charge axiale..... *168*
Figure 5-12 : Comparaison des couples de frottement maximaux au démarrage en fonction de la charge appliquée..... *169*

Résumé

La texturation de surface est une thématique récente qui suscite un certain engouement pour les contacts dynamiques. Pendant de nombreuses années, les tribologues ont privilégié les surfaces lisses aux faibles rugosités pour limiter le frottement. Inspiré des rugosités de surface organisées observées dans la nature, les topologies de surfaces sont désormais axées sur la texturation et la structuration des rugosités. Fort de ce potentiel, de nombreuses études traitent, par une approche numérique, la modélisation de ces surfaces et les études expérimentales sont rares, avec une instrumentation souvent insuffisante pour appréhender tous les phénomènes physiques.

Par une approche expérimentale, nous analysons le comportement des butées hydrodynamiques à faces parallèles partiellement texturées. Les 80 capteurs équipant le dispositif d'essais permettent d'apprécier avec rigueur la phénoménologie à l'interface du patin et du film lubrifiant. L'analyse met l'accent sur la capabilité de ce composant à être intégré dans un environnement industriel. Afin d'objectiver les résultats, les campagnes d'essais sont menées sur dix butées hydrodynamiques dont quatre sont munies de texturation. Une comparaison de ces butées facilite leur classement en termes de capacité de charge, de réduction de frottement ou encore de risque d'usure dans les phases de démarrage. Pour les configurations étudiées, les butées texturées ne peuvent concurrencer les butées à poches ou à plans inclinés du point de vue de la capacité de charge. En se référant à une butée à faces parallèles, les butées texturées permettent une réduction du frottement de 30% à faibles charges tandis que pour de fortes charges, les performances sont équivalentes voire inférieures.

Abstract

Surface texturing is a recent topic which has raised a great interest in contact dynamics. For many years, engineers have favored smooth surfaces with low roughness in order to minimize friction losses. Inspired by textured surfaces which can be commonly found in nature, the research in surface topography is now focused on texturing and roughness characterization. Considering the great potential of surface texturing, many research studies analyze this subject, most commonly theoretically, while experimental works are often performed with inadequate equipment which does not allow a proper evaluation of the involved physical phenomena.

This study uses an experimental approach in order to analyze the behavior of hydrodynamic thrust bearings with parallel textured pads. The experimental device is equipped with 80 sensors which allow a proper assessment of the phenomenology at the film/pad interface. This analysis focuses on the capability of this textured component to be integrated in an industrial environment. To objectify the results, the tests are conducted on ten hydrodynamic thrust bearings, among which four are textured. The comparison between the performances of these bearings facilitates their classification in terms of load-carrying capacity, friction loss and wears resistance during the start-up period. Results show that for the studied configurations, the textured thrust bearings cannot compete with pocketed or tapered land thrust bearings in terms of load-carrying capacity. In the case of parallel thrust bearings, surface texturing can help to reduce friction up to 30% at low loads while for heavy loads, their performance is equivalent or even lower than that of a smooth bearing.