

THESE

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 et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Energétique et
Aéronautique (SI-MMEA)

Secteur de Recherche : Génie Mécanique, Productique et Transport

Présentée par :

Mustapha CHIAD

ETUDE EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE DU COMPORTEMENT EHD DES JOINTS A HELICE EN PTFE

Directeur de Thèse : Mohamed HAJJAM
Co-directeur de thèse : Aurelian FATU

Soutenue le 12 décembre 2011
devant la Commission d'Examen

JURY

Mustapha HELLOU, Professeur, INSA de Rennes	(Rapporteur)
Traian CICONE, Professeur, Université "Polytechnica" de Bucarest	(Rapporteur)
Dominique BONNEAU, Professeur Emérite, Université de Poitiers	(Président)
Bernard TOURNERIE, Professeur, Université de Poitiers	(Examinateur)
Mohamed HAJJAM, Professeur, Université de Poitiers	(Examinateur)
Aurelian FATU, Maître de Conférences, Université de Poitiers	(Examinateur)
Abdelhgani MAOUI, Docteur-Ingénieur Chercheur, CETIM, Nantes	(Examinateur)
Christophe BLOUIN, Ingénieur, Paulstra, Segré	(Examinateur)

SOMMAIRE

Introduction générale	7
Chapitre I : Etude bibliographique	9
Introduction	9
I.1 Etat de l'art.....	12
I.1.1 Joint à lèvres en élastomère.....	12
I.1.2 Joint à hélice en PTFE	15
Conclusions	18
Chapitre II : Etude Statique du Joint à Hélice en PTFE	21
Introduction	21
II.1 Investigations expérimentales.....	22
II.1.1 Le PTFE comme matériau du joint	22
II.1.2 Caractérisation du Joint	24
II.2 Calcul de structure	35
II.2.1 Modèle numérique.....	35
II.2.2 Etude paramétrique	37
II.2.3 Modèle adopté.....	40
Conclusions	40
Chapitre III : Etude Expérimentale	43
Introduction	43
III.1 Dispositif expérimental	44
III.1.1 Composition.....	44
III.1.2 Types de joints utilisés.....	45
III.1.3 Montage du joint.....	46

III.1.4 Paramètres mesurés.....	46
III.1.5 Procédure de mesure.....	48
III.1.6 Acquisition des mesures.....	48
III.1.7 Caractérisation du fluide.....	49
III.2 Résultats des mesures.....	50
III.2.1 Régime de fonctionnement.....	50
III.2.2 Forme de la lèvre du joint.....	55
III.2.3 Matériau du joint.....	57
III.2.4 Débit de pompage.....	58
Conclusions.....	59
Chapitre IV : Modèle ElastoHydroDynamique.....	61
Introduction.....	61
IV.1 Géométrie du mécanisme et choix du système d'axes.....	62
IV.2 Etablissement du modèle.....	63
IV.2.1 Ecoulement dans la rainure.....	63
IV.2.2 Ecoulement sous les patins : équation de Reynolds.....	64
IV.2.3 Conditions aux limites.....	66
IV.2.4 Epaisseur de film.....	67
IV.2.5 Matrice de compliance.....	68
IV.2.6 Formulation éléments finis du problème EHD.....	68
IV.2.7 Algorithme numérique.....	71
IV.2.8 Caractéristiques hydrodynamiques.....	72
IV.3 Resultats.....	73
IV.3.1 Comparaison avec les mesures expérimentales.....	73
IV.3.2 Etudes paramétriques.....	79
Conclusions.....	82

Conclusion Générale et Perspectives	84
Annexe A : Caractérisation du PTFE	87
A.1 Moyens expérimentaux	87
A.2 Résultats	88
Annexe B : Equation de Reynolds dans le repère oblique.....	91
Annexe C : Théories des mécanismes "viscoseals" : Modèle de Boon et Tal	94
Bibliographie.....	100
Nomenclature.....	103
Liste des figures	105
Liste des tableaux	107

Introduction Générale

Grâce à leur faible coût de fabrication, à leur facilité de mise en œuvre et à leur fiabilité, les joints en élastomère sont utilisés dans tous les domaines de la mécanique. Cependant, lors de l'utilisation de certaines huiles additivées et dans des conditions de grande vitesse de rotation, des températures prohibitives peuvent être atteintes conduisant ainsi à un vieillissement prématuré de ce genre de joints. Pour remédier à ce type de problème, les fabricants proposent des joints à hélice en Polytétrafluoréthylène (PTFE). Ce type de joint est creusé d'une hélice circulaire faiblement inclinée qui, lors de la rotation de l'arbre, lui confère un fort débit de pompage. En effet, en fonctionnement normal, le fluide est aspiré du côté air vers le côté fluide.

A notre connaissance, aucune étude numérique n'a été entreprise pour analyser le fonctionnement du joint à hélice. La difficulté principale de la modélisation des joints à hélice réside dans l'obligation de coupler la modélisation des zones de film mince (de l'ordre du micromètre) situées sous les patins, avec la modélisation des zones de film submillimétriques situées dans la rainure. Il faut donc résoudre l'équation de Reynolds, qui décrit correctement l'écoulement sous les patins couplée avec l'équation de Navier-Stokes, adaptée à l'analyse de l'écoulement dans la rainure. De plus, il faut tenir compte du comportement élastique du joint soumis à la pression hydrodynamique générée dans la zone de contact.

Le premier chapitre de ce mémoire est consacré à l'étude bibliographique des joints à lèvres en élastomère, leur principe de fonctionnement, les étapes conduisant à l'introduction des joints à hélice en PTFE, les travaux de recherche consacrés au sujet et la problématique de la thèse.

Le deuxième chapitre traite dans une première partie de l'identification des caractéristiques du joint telles que : la forme, les dimensions micro-géométriques, les paramètres de la rugosité de la surface de sa lèvre, l'analyse de l'effet du montage sur arbre transparent et la mesure de la force

radiale. La seconde partie est consacrée à l'exploitation des résultats pour simuler numériquement l'assemblage joint/arbre.

Le troisième chapitre présente le dispositif expérimental. Les différentes parties mécaniques et électroniques du dispositif sont exposées, ainsi que les différents types de joints testés. Les méthodes de mesure utilisées et les résultats obtenus pour différentes conditions dynamiques et géométriques sont également abordés et analysés.

Le quatrième chapitre présente le modèle élaboré pour simuler le comportement EHD des joints à hélice. Les équations de Reynolds, d'élasticité et de Navier-Stokes simplifiée sont discrétisées et les conditions aux limites sont explicitées. Une étude paramétrique est menée et les résultats tels que le champ de pression, le champ de l'épaisseur du film lubrifiant et le couple de frottement sont analysés et comparés aux résultats des essais expérimentaux.

Une conclusion générale termine ce travail en exposant l'essentiel des résultats obtenus et les différentes perspectives envisagées.

Chapitre I : Etude Bibliographique

INTRODUCTION

La défaillance de la fonction d'étanchéité peut être à l'origine de dysfonctionnement important des mécanismes, et par conséquent de la limitation des performances des machines ou des processus complexes utilisés dans les secteurs industriels tels que le transport terrestre, aéronautique et maritime. En outre, cette fonction est déterminante pour la préservation de l'environnement. Pour ces raisons, l'étanchéité constitue un enjeu économique très important. Les dispositifs responsables de la fonction d'étanchéité sont appelés "joints ou garnitures d'étanchéité" (*figure (I.1)*).



Figure I.1 : Joints d'étanchéité

La fonction principale des joints est d'empêcher le passage d'un fluide d'une enceinte à une autre. Le joint peut être simple, s'il empêche l'écoulement d'un fluide d'une enceinte à une autre voisine, ou double, si le joint rend impossible l'écoulement d'un autre fluide éventuellement contenu dans la seconde enceinte vers la première (étanchéité assurée dans les deux sens) *figure (I.2)*.

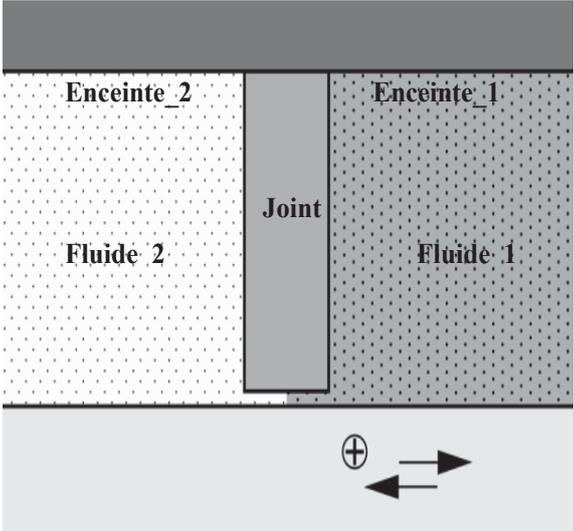


Figure I.2 : Le rôle d'un joint

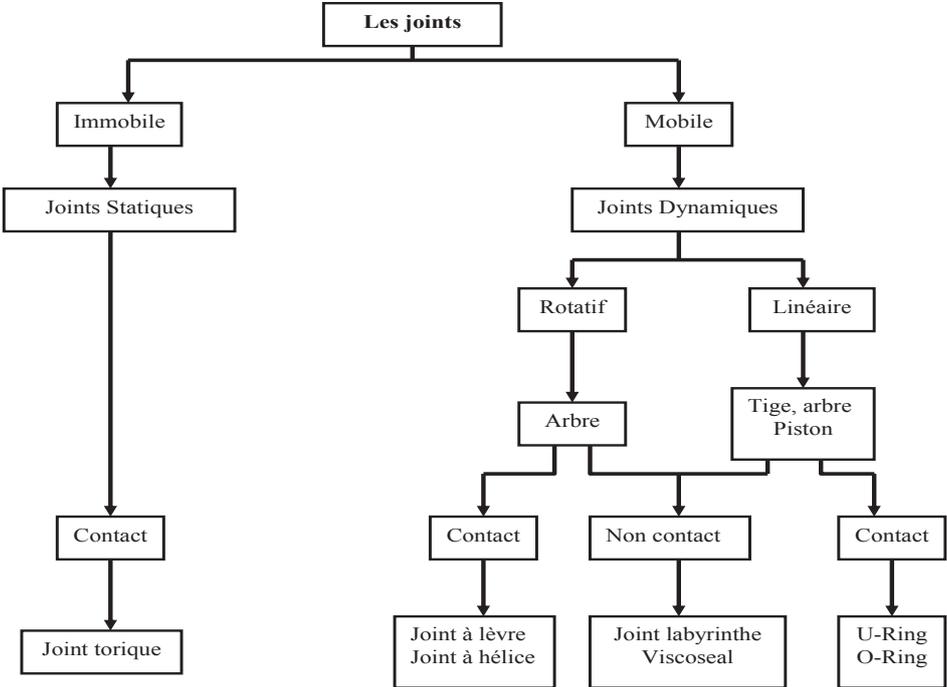


Figure I.3 : Classification des joints

Dans la pratique, de nombreux types de joints sont utilisés. Ils sont classés selon le mouvement relatif du joint par rapport à son support. Si l'un des deux est en mouvement de translation

linéaire (U-Ring) ou de rotation (joint à lèvres) le joint est dit dynamique. Par contre, si les deux dispositifs sont immobiles, le joint est dit statique. Ils peuvent également être classés selon l'existence du contact entre le joint et l'arbre. Le schéma présenté sur la *figure (I.3)* illustre une classification (non exhaustive) des joints selon leur mode de fonctionnement et de contact avec un exemple pour chaque type.

L'objectif de cette thèse est d'étudier le comportement ElastoHydroDynamique (EHD) du joint à hélice en Polytétrafluoréthylène (PTFE), ce dernier étant un joint rotatif fonctionnant avec contact qui admet le mouvement circulaire dans un seul sens. Sa lèvre est creusée d'une hélice circulaire faiblement inclinée qui, lors de la rotation de l'arbre, lui confère un fort débit de pompage *figure (I.4)*.

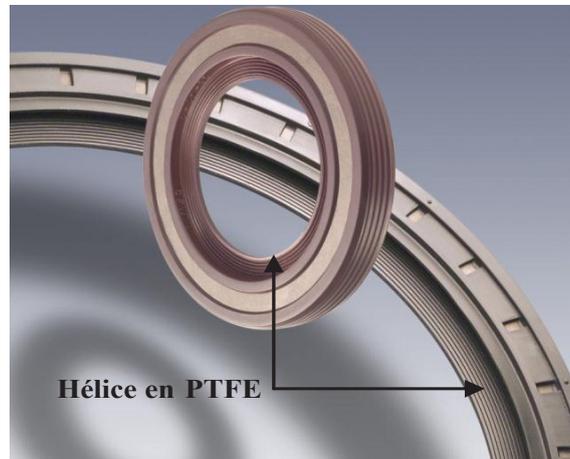


Figure I.4 : Joint à hélice en PTFE

L'étude bibliographique montre que ce type de joint est le résultat des améliorations successives apportées aux joints à lèvres en élastomère dans le but de repousser ses limites de fonctionnement dans des conditions de vitesse élevée et/ou dans des milieux agressifs comme par exemple l'étanchéité des huiles additivées.

Pour atteindre l'objectif fixé il est nécessaire de comprendre le principe de fonctionnement des joints à lèvres en élastomère, ainsi que les étapes conduisant à l'introduction des joints à hélice en PTFE. Ce chapitre est donc divisé en deux parties :

- 1) La première partie décrit les joints à lèvres en élastomère, leur principe de fonctionnement, les travaux de recherche associés ainsi que leurs avantages et inconvénients.
- 2) La seconde partie expose les joints à hélice en PTFE et les travaux de recherche associés.

I.1 ETAT DE L'ART

I.1.1 Joint à lèvres en élastomère

Les joints à lèvres en élastomère sont très utilisés dans le domaine de l'automobile. Ceci est dû à leur faible coût et à leur fiabilité. En effet, ils assurent une bonne étanchéité statique et dynamique entre deux milieux de différents fluides et admettent de plus le mouvement relatif entre l'arbre et son logement.

Un joint à lèvres standard est composé généralement d'une partie en élastomère caractérisée par une lèvre qui repose sur la surface de l'arbre, d'une armature métallique pour rigidifier la structure du joint et d'un ressort de serrage permettant d'assurer l'étanchéité statique *figure (I.5)*.

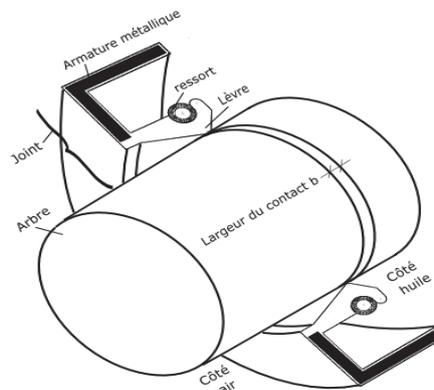


Figure I.5 : Joint à lèvres

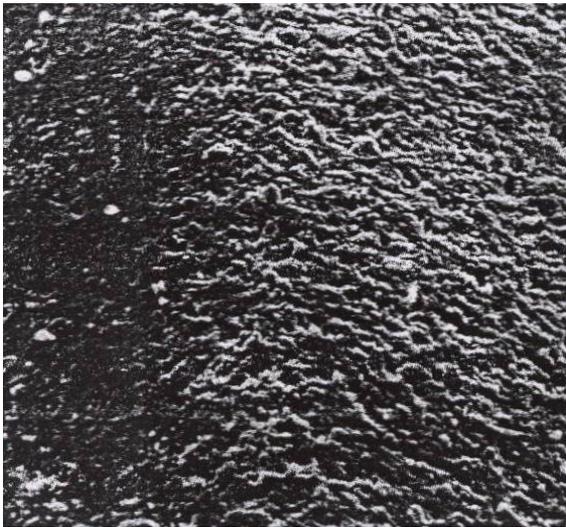
Bien que ces joints soient exploités depuis les années 30, la compréhension fondamentale de leur comportement physique date des années 50. Une grande variété d'observations expérimentales a contribué à l'explication et à la compréhension du mécanisme de fonctionnement de ce genre de joint.

Les premiers travaux de recherche concernant le comportement des joints à lèvres sont ceux de Jagger [JAG57]. L'auteur a montré l'existence d'un film lubrifiant entre la lèvre et l'arbre. Ce film sépare les deux surfaces en contact arbre/lèvre, supporte la charge due au serrage du joint et réduit son usure. Cependant, la découverte de ce film lubrifiant a amené à s'interroger sur le mécanisme qui produit l'élévation du joint et qui permet la formation du film et de se poser la question sur le mécanisme qui empêche le fluide de s'écouler vers l'extérieur après la formation du film lubrifiant.

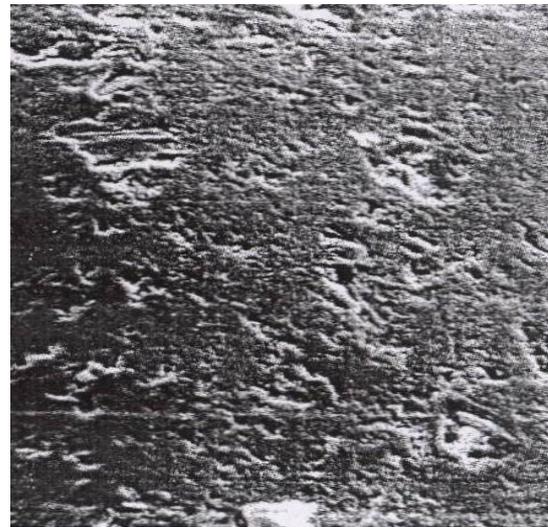
Pour répondre à ces interrogations, de nombreuses études empiriques et numériques ont été effectuées. Les résultats de ces études ont permis de comprendre que la force de portance et le mécanisme d'étanchéité sont liés aux aspérités situées à la surface de la lèvre du joint [SAL99]. La présence des aspérités crée une géométrie de contact comportant des mini convergents/divergents qui

conduisent à la génération d'une pression hydrodynamique et donc à l'élévation de la lèvre du joint [JAG66, GAB88, GAB92].

Par ailleurs, d'autres études ont montré que les joints à lèvre avec des surfaces lisses n'assurent pas l'étanchéité dynamique, tandis que des joints comportant des surfaces rugueuses ont une plus grande fiabilité et assurent une augmentation du taux de pompage inverse [NAK84, KAM86]. Les investigations de Horve [HOR92], réalisées sur deux joints ayant des états de surface différents ont montré que le joint ayant une forte concentration de rugosité assure la meilleure étanchéité *figure (I.6)*.



(a) forte concentration de rugosité



(b) faible concentration de rugosité

Figure I.6 : Comparaison entre les surfaces des lèvres [HOR92]

D'autres études ont montré que la séparation des surfaces (joint/arbre) peut être expliquée par l'apparition de la micro cavitation au niveau du contact des zones inactives générées par la forme de rugosité des surfaces [HAM66] ou par la vibration axiale de l'arbre [NAU64].

L'influence de la rugosité de l'arbre sur le comportement EHD du joint a été investiguée par Shen [SHE05]. L'étude a montré que la rugosité de l'arbre peut contribuer à l'amélioration du fonctionnement du joint et assurer l'étanchéité du mécanisme.

A part la génération de la force de portance, la présence des aspérités sur la lèvre du joint joue aussi un rôle très important dans le mécanisme d'étanchéité. M. Kammüller [KAM86] a essayé d'expliquer le rôle de la rugosité de la lèvre dans le mécanisme d'étanchéité *figure (I.7)*. En effet, la surface de la lèvre subit à la fois un chargement radial dû à la force de serrage et un cisaillement tangentiel dû à la rotation de l'arbre. De ce fait, la surface de la lèvre se déforme dans les directions radiale et tangentielle. La déformation tangentielle est asymétriquement distribuée suivant la direction axiale de la zone de contact [KAM86, KAW80]. Par conséquent, les aspérités de la surface de la lèvre

sont étirées et orientées par rapport à l'arbre en formant des rainures et des barrières inclinées permettant de renvoyer le fluide inversement à son sens d'écoulement.

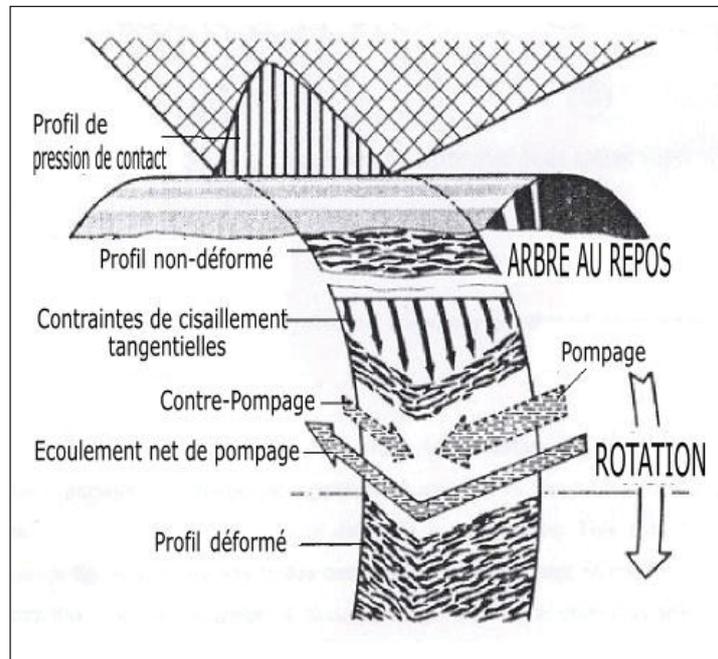


Figure I.7 : Concept d'étanchéité [KAM86]

Le précédent concept a été soumis à une analyse hydrodynamique avec des micro-ondulations dans un modèle numérique, pour la première fois, par Salant [SAL92]. Par la suite, ce modèle a été transformé, par l'introduction des équations de l'élasticité, en un modèle EHD [SAL94]. Les auteurs ont couplé pour la première fois l'analyse hydrodynamique et la déformation élastique de la surface du joint dans leur procédure itérative de calcul.

Une étude bibliographique complète, suivie par une analyse Thermo-Elasto-Hydrodynamique (TEHD) des joints à lèvres a été menée par Maoui [MAO08].

Malgré la grande utilisation des joints à lèvre en élastomère et leur fiabilité, ils présentent certains inconvénients dans quelques conditions extrêmes telles que la température élevée générée par la grande vitesse de rotation et l'utilisation de certaines huiles additivées conduisant à un vieillissement prématuré de la lèvre du joint. L'une des méthodes utilisées pour contourner ces problèmes est de changer le matériau de fabrication de la lèvre par le PTFE. De simples joints à lèvre en PTFE ont été utilisés pendant des années, mais avec des résultats peu satisfaisants [FLI09]. Cela peut être dû à l'état de surface de la lèvre et à la faible déformation tangentielle de la rugosité qui ne permet pas de créer des formes inclinées comme dans le cas des joints en élastomères. Pour remédier à ce problème, les fabricants ont creusé des rainures sous forme d'hélice sur la surface de la lèvre du

joint. Cela a donné ce qu'on appelle aujourd'hui joint à hélice en PTFE. L'utilisation de ce joint a montré de bonnes performances même dans des conditions très sévères.

I.1.2 Joint à hélice en PTFE

Comme on l'a déjà précisé auparavant, le joint à hélice en PTFE est le résultat du développement du joint à lèvres en élastomère. Il est utilisé pour assurer l'étanchéité entre deux zones présentant une faible différence de pression. Il admet le mouvement circulaire dans un seul sens entre l'arbre et son logement. Il est généralement composé d'une lèvre secondaire qui a le rôle d'empêcher la pénétration de la poussière et de l'eau venant de l'extérieur, et d'une lèvre principale en PTFE caractérisée par un creusement sur sa face sous forme d'hélice. Les deux lèvres sont collées sur une armature métallique dédiée à rigidifier la structure du joint *figure (I.8)*.

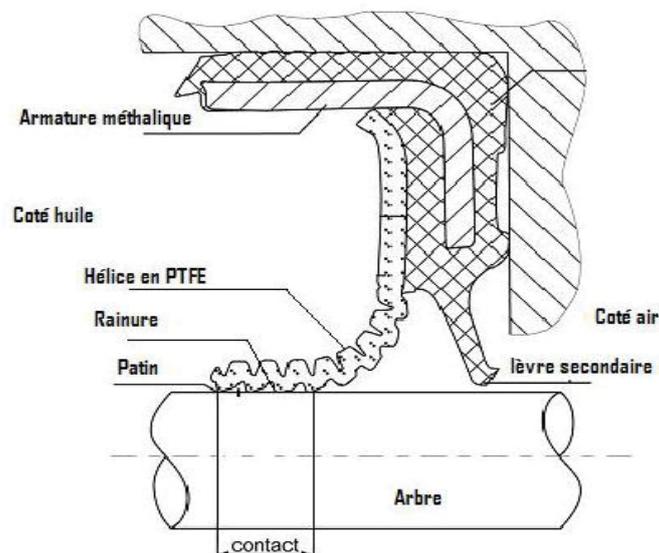


Figure I.8 : Coupe 2D dans un joint à hélice

Lors du montage du joint sur l'arbre, plusieurs patins entrent en contact avec l'arbre le long d'une zone appelée zone de contact ou zone d'étanchéité. Pour que le fluide ne s'écoule pas vers l'extérieur à travers la rainure, cette dernière a été fermée par un point d'arrêt appelée point d'étanchéité statique *figure. (I.9)*.

Comme dans le cas des joints à lèvres en élastomère, les aspérités du patin conduisent à un effet de portance hydrodynamique qui soulève le patin et évite son usure. En même temps, l'étanchéité est assurée par la présence de l'hélice qui, par la rotation de l'arbre, renvoie le fluide du côté air vers le côté fluide. Cette modification de la géométrie de la lèvre rend caduque l'utilisation du modèle établi pour les joints à lèvres classiques. En effet, le débit de pompage n'est plus lié à une hypothétique orientation de la rugosité due au cisaillement mais plutôt à l'inclinaison de l'hélice. La présence de la

rainure, de taille submillimétrique, ne facilite pas la modélisation. Ainsi, à notre connaissance il n'existe aucun modèle numérique à base de l'équation des films minces. Cependant, des mécanismes similaires mais sans contact et donc sans étanchéité statique, nommés "viscoseal", existent et permettent, moyennant un faible jeu, d'assurer une étanchéité dynamique.

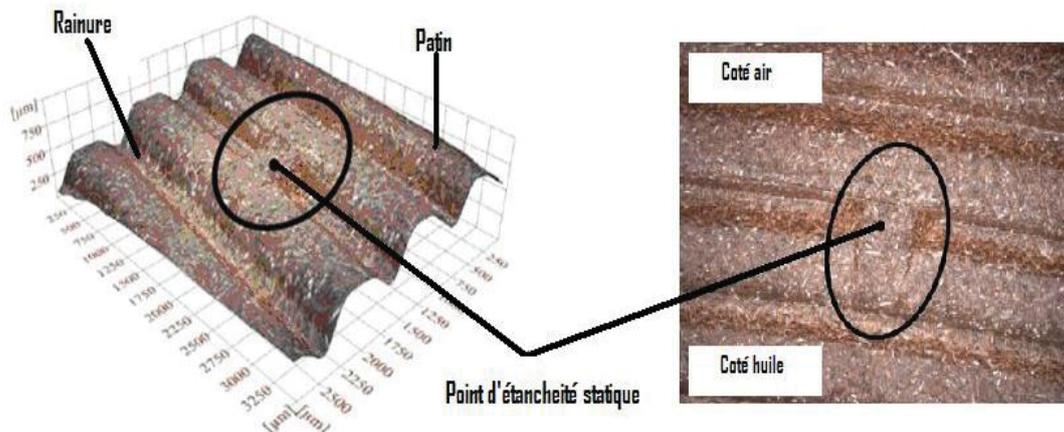
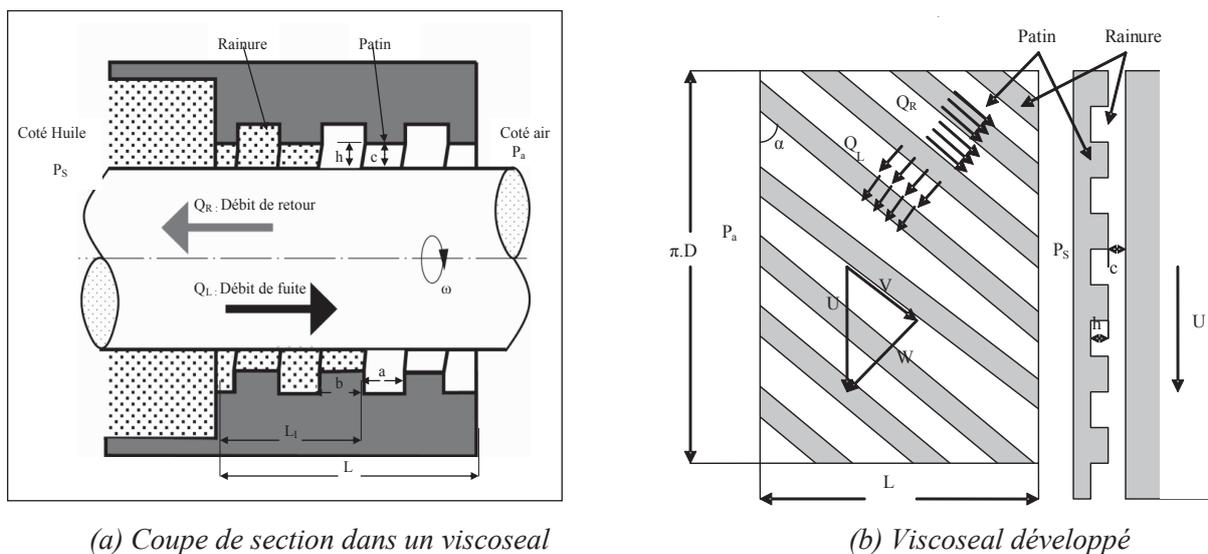


Figure I.9 : Point d'étanchéité statique



(a) Coupe de section dans un viscoseal

(b) Viscoseal développé

Figure I.10 : Principe de fonctionnement des viscoseals

Les viscoseals sont des dispositifs métalliques fixes ou mobiles, comportant une rainure hélicoïdale ouverte des deux côtés (figure (I.10)). Leur principe de fonctionnement consiste à transformer le mouvement de rotation de l'arbre en un effet de pompage grâce aux patins inclinés de l'hélice qui, lors de la rotation, confèrent un fort débit de retour Q_R . Ainsi, en fonctionnement normal, le fluide est aspiré naturellement du côté air vers le côté fluide. Si le sens de rotation est adéquat, le débit de retour Q_R s'oppose au débit de fuite Q_L lié à la pression de service du fluide à étancher. Si la

vitesse de rotation, et/ou la longueur de l'hélice sont suffisantes, alors il s'établit un équilibre entre ces deux débits et l'étanchéité est assurée. Dans le cas contraire une fuite est observée.

Plusieurs études analytiques ont été effectuées sur ce type de dispositif pour décrire son principe de fonctionnement. L'influence de la forme de la géométrie de l'hélice (rectangulaire, trapèze ou triangulaire), les limites de fonctionnement et l'optimisation des dimensions de la géométrie de l'hélice ont été abordées par Boon et Tal [BOO59], Passera [PAS71] ou McGrew [McG65]. Les modèles proposés dans ces études peuvent être utilisés, sous certaines conditions, pour simuler l'écoulement du fluide à travers la rainure des joints à hélice [STA88].

Même si l'apparition des joints à hélice en PTFE date des années 70 [FLI07], les travaux de recherche sur ce type de joint sont relativement récents et se limitent aux études de Bauer et Haas [BAU05, BAU07, BAU09]. Pour en comprendre le principe de fonctionnement, ils ont réalisé des visualisations de l'écoulement du fluide au niveau du contact à travers un arbre transparent. Leurs investigations ont été réalisées à l'arrêt (cas statique), ainsi que lors de la rotation de l'arbre (cas dynamique).

Dans le cas statique, Bauer et Haas montrent que le fluide pénètre directement dans la rainure de l'hélice à travers l'ouverture de la première révolution. Ensuite, par capillarité, il continue à progresser dans la direction circonférentielle du joint. Il est intéressant d'observer que le fluide avance plus vite dans les zones situées sur les patins et que le point d'étanchéité statique n'empêche pas la progression vers l'extérieur *figure (I.11)*. Après remplissage de la zone de contact, le fluide se trouve en contact direct du côté air, formant un ménisque qui empêche la fuite (*figure. (I.12)*).

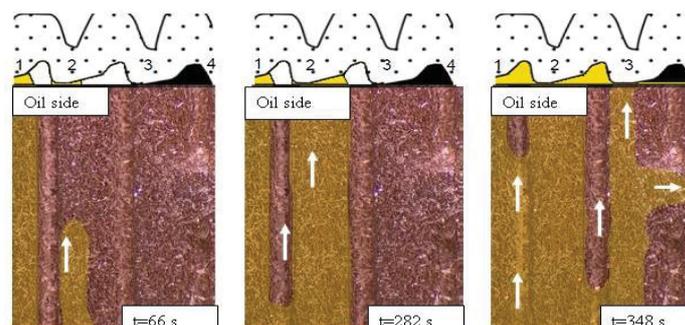


Figure I.11 : Pénétration du fluide en fonction du temps [BAU07].

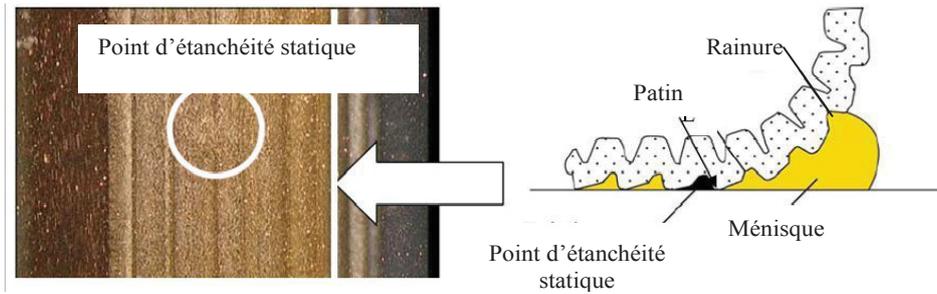


Figure I.12 : Formation du ménisque. [BAU08].

Dans le cas dynamique, les mêmes auteurs ont montré que les patins en contact avec l'arbre retiennent une couche faible d'huile, alors que la rainure est entièrement vidée du lubrifiant, même pour des vitesses de rotation très basses (*figure (I.13)*).

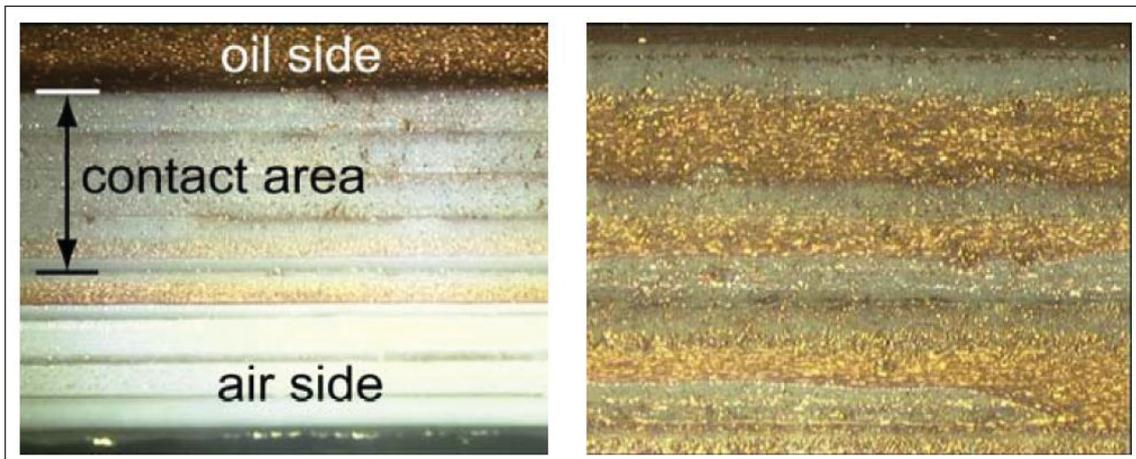


Figure I.13 : Absence du fluide dans les rainures et présence sur les patins [BAU07].

Dans un travail plus récent [BAU09], les mêmes auteurs ont mesuré le couple de frottement des différents joints à hélice dans des conditions différentes de fonctionnement. Leurs résultats ont montré que le couple de frottement obtenu en présence du lubrifiant est similaire à celui obtenu en absence de lubrifiant ou dans des conditions de sous-alimentation.

CONCLUSION

Nous avons présenté dans ce chapitre les investigations qui ont amené à introduire le joint à hélice en PTFE. Ce joint est le résultat d'un mariage entre les viscoséals et les joints à lèvre en élastomère, développé pour contourner les défauts de ce dernier et repousser les limites de fonctionnement dans des conditions sévères.

L'étude bibliographique a montré que les investigations effectuées sur les joints à hélice en PTFE sont purement expérimentales. Ainsi, il n'existe à notre connaissance aucun modèle numérique pour simuler le comportement et optimiser les performances des joints à hélice en PTFE.

Il nous a donc paru intéressant de développer un modèle numérique permettant de prédire le comportement de ce type de joint. La démarche utilisée est la même que celle que nous avons utilisée pour l'étude du comportement des joints à lèvres. Afin de le valider, une étude expérimentale est menée avec la mise en place d'un dispositif d'essai qui permet d'accéder à la température de la lèvre, au couple de frottement et au débit de pompage.

Pour mener à bien la phase de modélisation, il faut connaître avec précision la CAO du joint, la micro-géométrie de la lèvre (patin et rainure) et son état de surface. On procède ensuite à la mise en situation fonctionnelle du joint afin d'accéder au nombre de patins en contact avec l'arbre, à leur largeur de contact et à la pression statique qu'exerce l'arbre sur les patins. La démarche pour réaliser ce travail est exposée dans le chapitre suivant.

Chapitre II : Etude Statique du Joint à Hélice en PTFE

INTRODUCTION

La pertinence et la précision du modèle numérique que nous nous proposons d'élaborer nécessitent d'une part une connaissance précise des caractéristiques du matériau d'élaboration du joint et d'autre part, une étude numérique fine du comportement statique du montage du joint sur l'arbre. Par ailleurs, la prise en compte de la géométrie et de la micro-géométrie de la lèvre ainsi que de son état de surface sont aussi fondamentales.

Ce travail devra nous permettre de connaître avec précision le nombre de patins en contact, leur largeur et la force radiale due au montage. Ces éléments sont indispensables au bon fonctionnement du modèle EHD que nous souhaitons élaborer.

C'est ainsi que nous justifions le travail exposé dans ce chapitre.

La première partie de ce chapitre présente le PTFE comme matériau de fabrication du joint, puis l'observation de la morphologie d'un joint neuf (non déformé). Ensuite, les mesures de la rugosité de la surface de la lèvre et de la force radiale exercée par le joint sur l'arbre terminent cette partie.

La seconde partie comporte la simulation numérique, avec des outils tel que MSC.Marc, du comportement statique de l'assemblage joint/arbre, ainsi qu'une étude paramétrique de l'influence des caractéristiques du matériau et du coefficient de frottement sur la largeur de contact et sur la force radiale calculée qu'exerce le joint sur l'arbre.

Enfin, pour préparer le calcul EHD, on procède à l'élaboration de la matrice de souplesse sur la structure du joint déformée.

II.1 INVESTIGATIONS EXPERIMENTALES

II.1.1 Le PTFE comme matériau du joint

Le PTFE est un polymère semi-cristallin obtenu par la polymérisation du monomère Tétrafluoroéthylène. Il a été d'abord commercialisé à la fin des années 40 sous le nom de Téflon. Il possède des propriétés remarquables qui le distinguent des autres polymères thermoplastiques, notamment une excellente résistance thermique et chimique, ainsi qu'un coefficient de frottement extrêmement faible. C'est un matériau tendre, facilement déformable et opaque. Son allongement est élevé (propriétés mécaniques de type élastomère) et sa résistance aux contraintes et aux radiations est faible. Il présente une remarquable résistance à la plupart des produits chimiques. Ces propriétés inhabituelles lui confèrent une valeur inestimable pour un grand nombre d'applications **tableau (II.1)**. La **figure (II. 1)** montre la polymérisation et la structure chimique du PTFE.

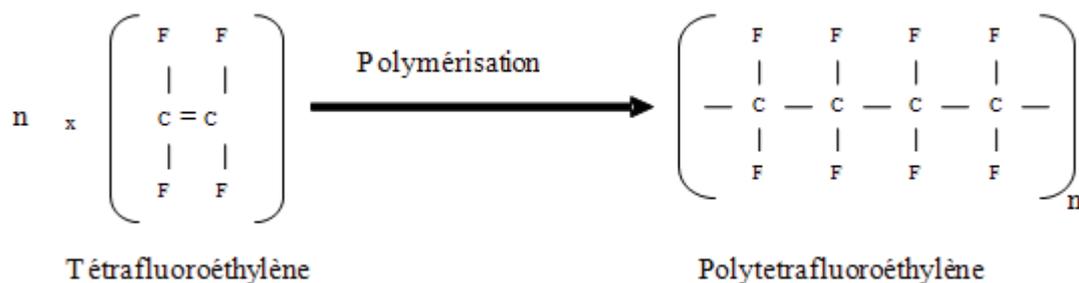


Figure II.1 : Polymérisation et structure chimique du PTFE

Propriétés	Valeurs
Masse volumique	2.14 ^{e3} – 2.2 ^{e3} Kg/m ³
Module d'Young	0.1 – 0.7 GPa
Limite élastique	15 – 35 MPa
Coefficient de Poisson	0.44 – 0.46

Tableau II.1 : Caractéristiques spécifiques du PTFE

Grâce à ses caractéristiques physiques, chimiques et thermiques, le PTFE est utilisé souvent dans la fabrication des joints après certaines modifications, notamment l'ajout des fibres de verre ou de carbone pour augmenter sa résistance à l'usure, et l'ajout du disulfure de molybdène pour améliorer les propriétés de glissement.

Le PTFE a un comportement mécanique complexe et il montre des réponses différentes lors des tests de traction et de compression uni-axiales [WLIS 03]. Il est connu pour son comportement viscoélastique voire viscoplastique ; il change de comportement avec la température [OLB00]. Pour ces raisons, l'analyse par éléments finis du comportement des joints en PTFE est basée habituellement sur des approches linéaires-élastiques ou linéaires élastoplastiques *figure (II.2)*.

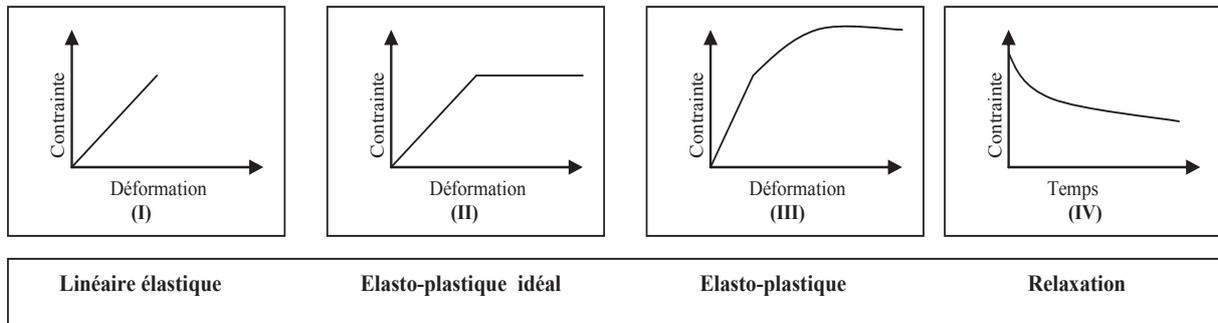


Figure II.2 : Comportement du PTFE

Olbrich, [OLB02] a caractérisé expérimentalement le comportement mécanique du PTFE sous différents tests (traction, fluage, relaxation à différentes températures). Ainsi, il a développé des modèles numériques complexes qui prennent en compte la relaxation du matériau et l'effet de la température. Selon Olbrich, l'étude de la force radiale exercée par un joint en PTFE sur l'arbre, durant le fonctionnement, a montré trois phases d'évolution (*figure (II.3)*).

- **Phase I** : Une phase de montage du joint où la force augmente jusqu'à atteindre son maximum.
- **Phase II** : Une phase d'adaptation, où le matériau de la lèvre subit une relaxation conduisant à une diminution progressive de la force.
- **Phase III** : La phase où la force diminue encore plus à cause du changement de comportement sous l'effet de la température.

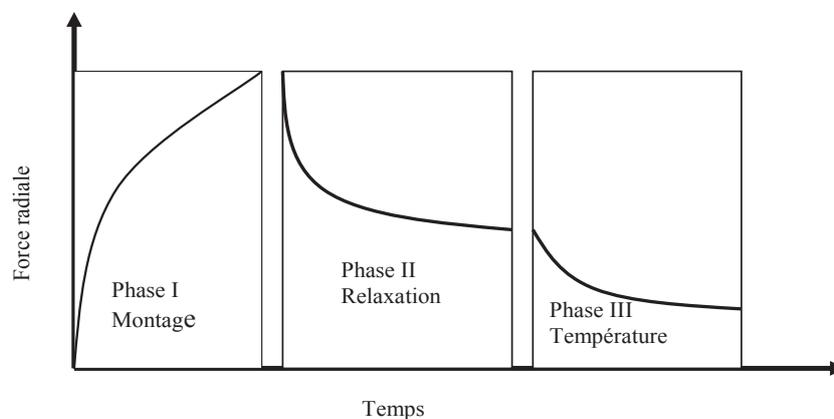


Figure II.3 : Evolution de la force radiale d'un joint en PTFE [OLB02].

Dans le cadre de notre étude numérique, on s'intéressera seulement aux *phases I et II* de la *figure (II.3)* sans prendre en considération l'effet de la température sur le comportement du joint durant son fonctionnement. Nous allons essayer, à travers des investigations expérimentales et numériques, de construire un modèle permettant d'avoir un comportement similaire au comportement expérimental après relaxation, en termes de force radiale et du nombre des patins en contact.

II.1.2 Caractérisation du Joint

On s'intéressera à la caractérisation des joints à hélice en PTFE ayant un diamètre intérieur de l'ordre de 82.2 mm, destiné au montage sur des arbres de diamètre de 85 mm. On déterminera dans un premier temps la forme initiale, les dimensions micro-géométriques du joint et les paramètres de la rugosité de la surface de l'hélice (amplitude et longueur d'onde de la rugosité). Le deuxième point de cette partie sera consacré à l'observation du montage joint/arbre. Enfin, on mesurera la force radiale exercée par le joint sur l'arbre.

Forme et dimensions

La caractérisation de la forme initiale et les dimensions de la micro géométrie du joint ont été effectuées à l'Institut des Eléments de Machine à Stuttgart en Allemagne (IMA). Nous avons pu analyser les résultats d'un essai permettant d'avoir des coupes de section présentant la forme initiale d'un joint neuf. L'essai consiste à mettre un joint dans une pièce métallique contenant une rainure circulaire. Une résine transparente est ensuite coulée dans la rainure autour du joint pour le maintenir et garder sa forme initiale. Après séchage, la pièce a été coupée soigneusement en huit parties, tous les 45° (*figure (II. 4)*).

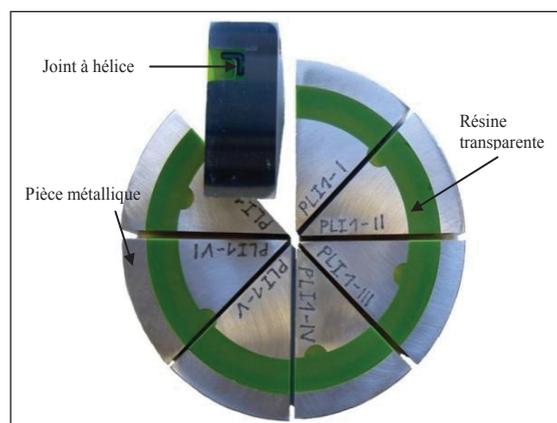


Figure II.4 : Découpage d'un joint neuf en huit parties

La **figure (II.5)** montre deux images prises sur les coupes de section du joint pour des angles opposés. On peut noter à partir de ces deux images que les patins et les rainures ont des formes trapézoïdales.

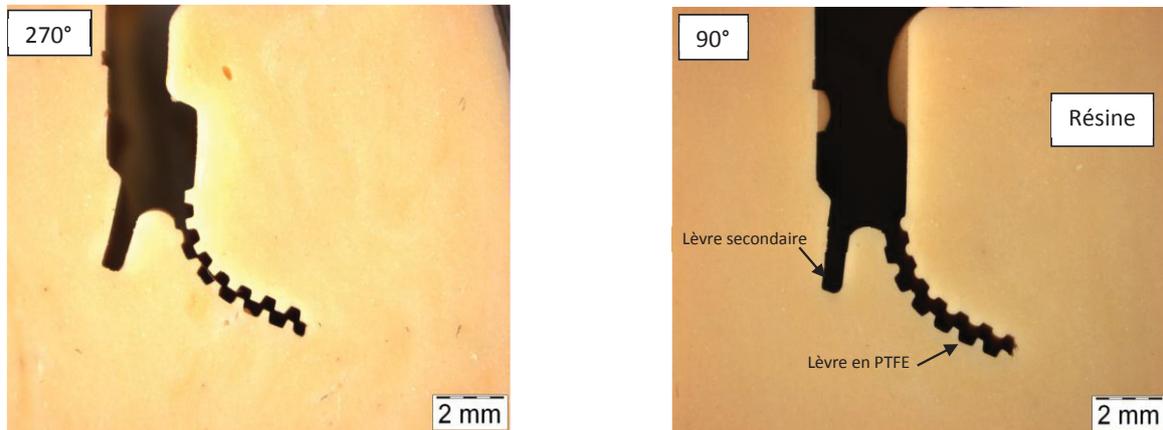
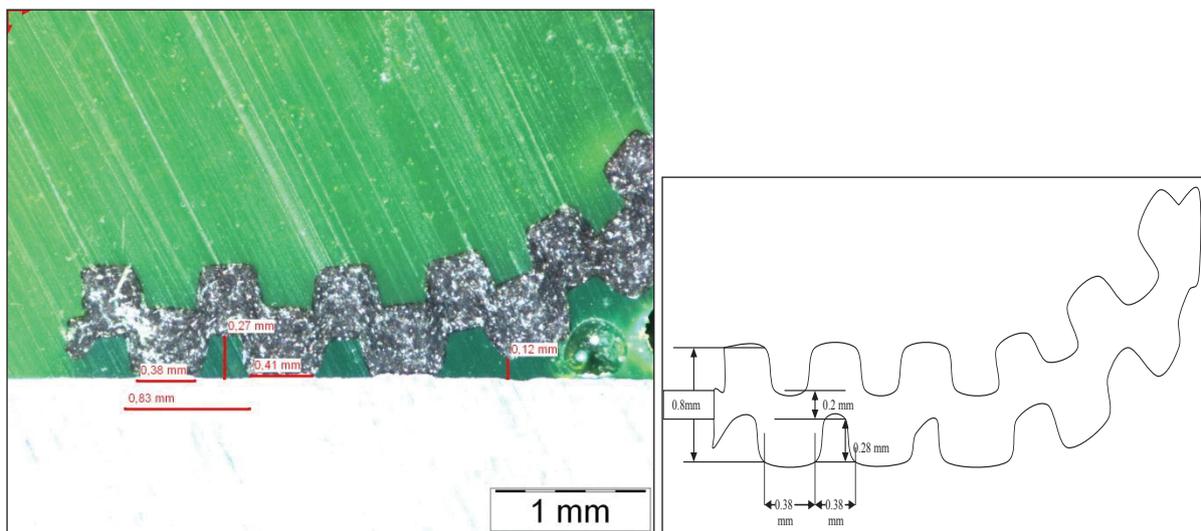


Figure II.5 : Coupe de section d'un joint à hélice neuf

L'utilisation des logiciels de traitement d'image a permis d'avoir une première estimation des caractéristiques géométriques de la lèvre en PTFE . Les mesures ont montré que la largeur du patin, la largeur et la profondeur de la rainure sont respectivement de l'ordre de : 0.38 mm, 0.38 mm et 0.28 mm (**figure (II. 6)**).



a) Mesure de dimensions du joint

b) Dimensions micro-géométriques du joint

Figure II.6 : Dimensions micro-géométriques de l'hélice

Une deuxième méthode d'identification développée par IMA consiste à utiliser un microscope optique permettant d'avoir le profil et les dimensions des rainures. La **figure (II.7)** montre un

échantillon de taille 2mm x 2.7mm de la surface intérieure de l'hélice du joint contenant trois patins. A partir de cette mesure, on peut réaliser des profils dans la direction axiale et analyser la géométrie de la lèvre (*figure (II.1.8)*).

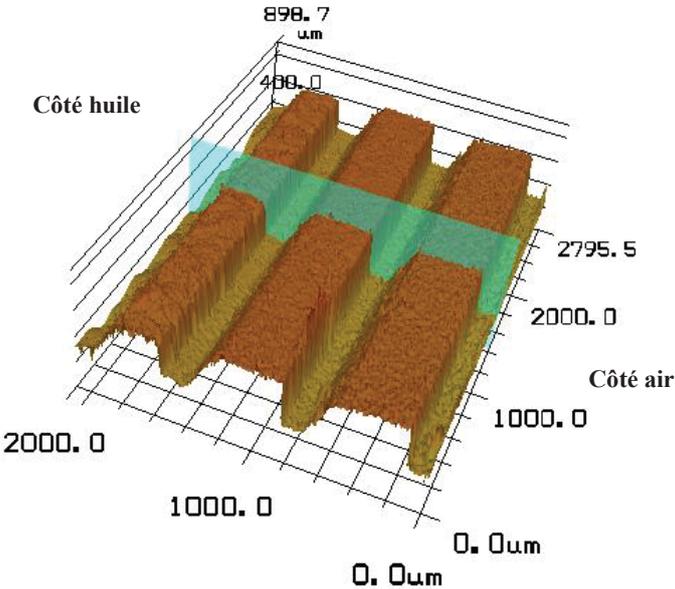
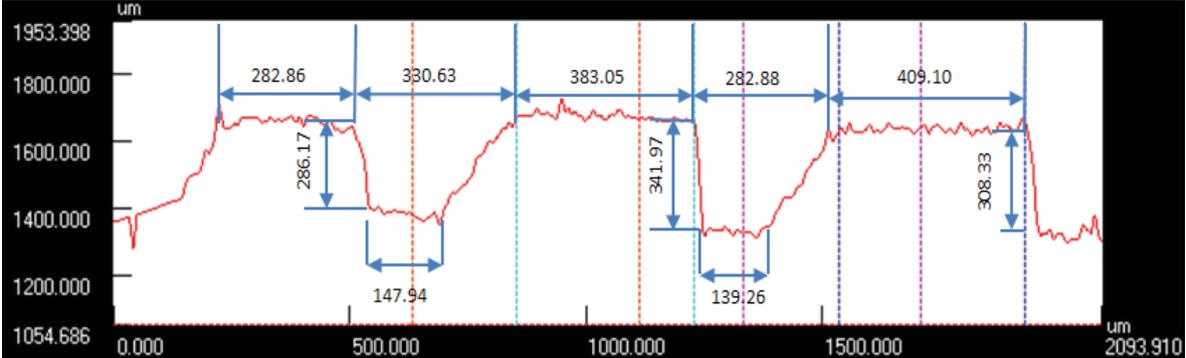
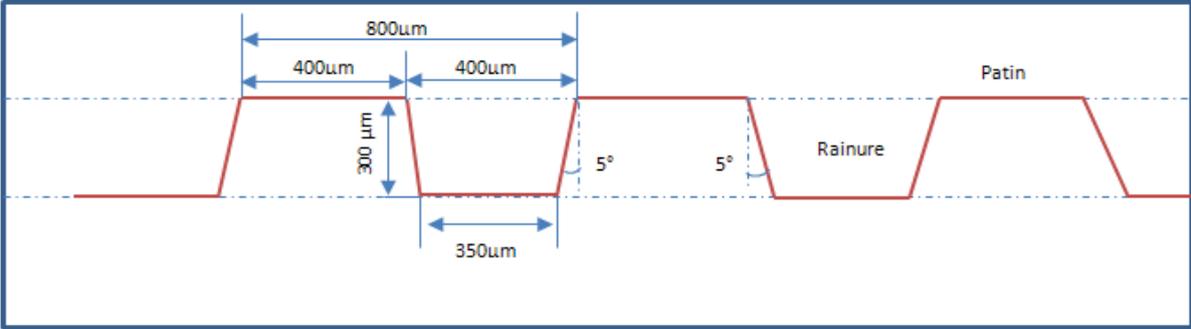


Figure II.7 : Forme d'un échantillon de joint



a) d'après IMA



b) d'après le fabricant

Figure II.8 : Profil et alignement des patins

L'analyse du profil présenté dans la *figure (II.8)* montre que les patins ont des formes presque trapézoïdales et qu'ils n'ont pas forcément les mêmes largeurs, ce qui peut être dû aux procédés de fabrication. Cependant, les dimensions des rainures obtenues après l'analyse du profil sont de même ordre de grandeur que celles obtenues après l'analyse de la *figure (II.6)*.

Analyse de l'état de surface des rainures

Le comportement hydrodynamique du contact entre les patins et l'arbre est fortement dépendant de l'état de surface de la lèvre. Il est donc nécessaire de connaître les paramètres de rugosité des patins.

Un appareil de mesure optique a été utilisé pour la mesure des surfaces réelles du joint. La *figure (II.9)* montre l'échantillon du joint mesuré. Une image agrandie de la zone de contact est illustrée sur la *figure (II.10)*.

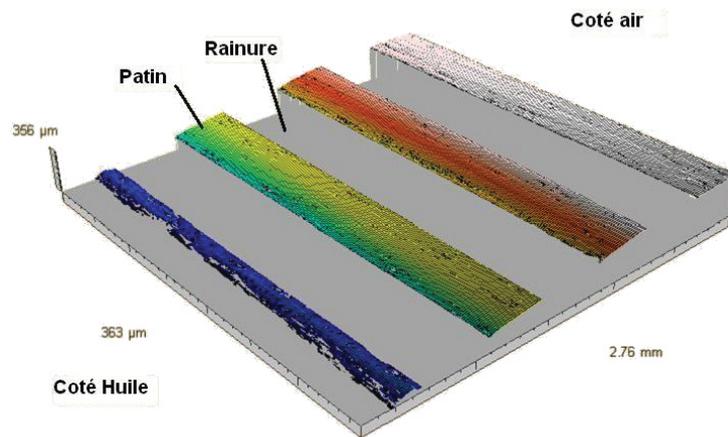


Figure II.9 : Surfométrie d'une portion du joint

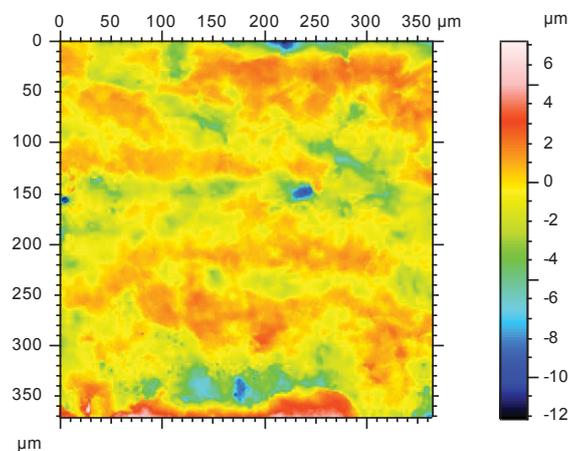


Figure II.10 : Vue en détail de la rugosité du patin

La **figure (II.11)** montre les opérations que nous avons effectuées sur chaque patin de la **figure (II.9)**. Nous avons extrait une portion de la surface d'un patin, puis redressé cette surface afin de supprimer la pente générale du profil, et traité les discontinuités. Ensuite, nous avons effectué une opération de seuillage pour supprimer les pics les plus importants. Ainsi, nous avons filtré la surface obtenue.

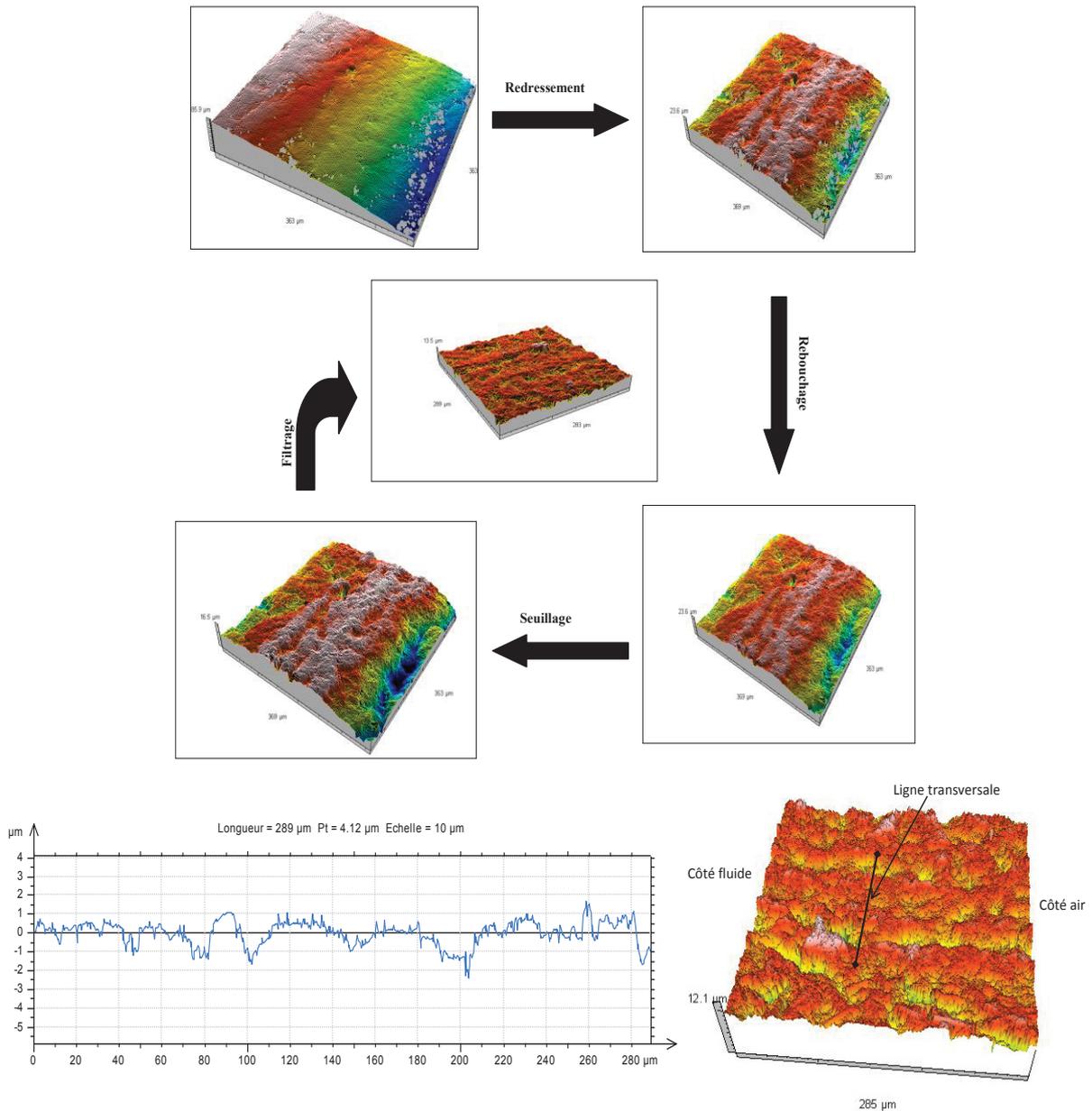
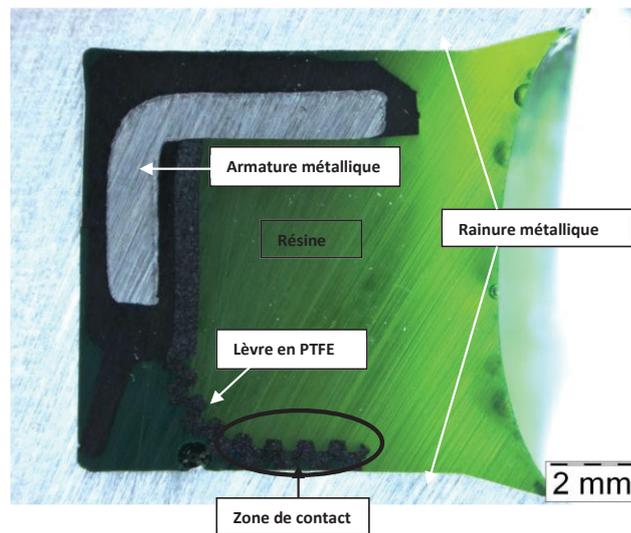


Figure II.11 : Traitement de la surface de la lèvre du joint et extraction d'un profil quelconque

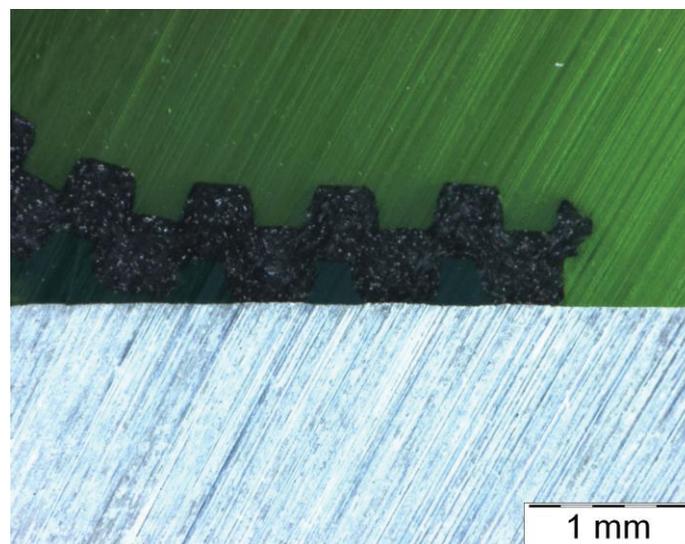
Après traitement numérique, les principaux paramètres de rugosité de la surface sont :

- La moyenne arithmétique des écarts à la moyenne $S_a = 1.25 \mu\text{m}$,

- La moyenne quadratique des écarts à la moyenne $S_q = 1.675 \mu\text{m}$
- La symétrie de la courbe de distribution des profondeurs : $S_{sk} = -0.969$;
- L'aplatissement de la courbe de distribution des profondeurs : $S_{ku} = 5.87$
- La longueur d'onde, calculée en mesurant les profils principaux de la fonction d'autocorrélation à 80% de décroissance du pic : $\lambda = 0.1 \text{ mm}$



a) coupe de section



b) zone de contact

Figure II.12 : Observation du montage

Observation du montage du joint sur l'arbre

Cette partie est consacrée à l'observation du montage du joint sur l'arbre, dans le but de déterminer le nombre de patins en contact et d'estimer les largeurs de contact et l'angle d'inclinaison fait par le filet de l'hélice. Deux méthodes d'analyse, mises au point par IMA, ont été utilisées : la

première permet l'analyse d'une coupe de section du montage. La deuxième permet la visualisation circonférentielle du montage.

La première méthode consiste à analyser les images des coupes de sections effectuées sur un joint monté dans une rainure circulaire d'un diamètre intérieur de 85 mm, maintenu en position par une résine transparente (*figure (II.12)*). On peut noter que les trois premiers patins de l'hélice sont en contact avec la surface intérieure de la rainure le long d'une distance de l'ordre de 2 mm.

La deuxième méthode consiste à observer, par un vidéo microscope, le montage du joint sur un arbre transparent en verre creux, muni d'un miroir incliné permettant de visualiser la réflexion de l'image des patins en contact. Les résultats obtenus ont permis l'estimation du nombre de patins en contact avec l'arbre sous différents angles de vision *Figure (II.13)*. On peut constater qu'il y a trois patins en contact avec l'arbre quel que soit l'angle de vision. Ces patins peuvent être identifiés, sur chaque image, par les lignes très fines dues aux aplatissements des patins par l'effet du serrage ayant lieu entre l'arbre et le joint.

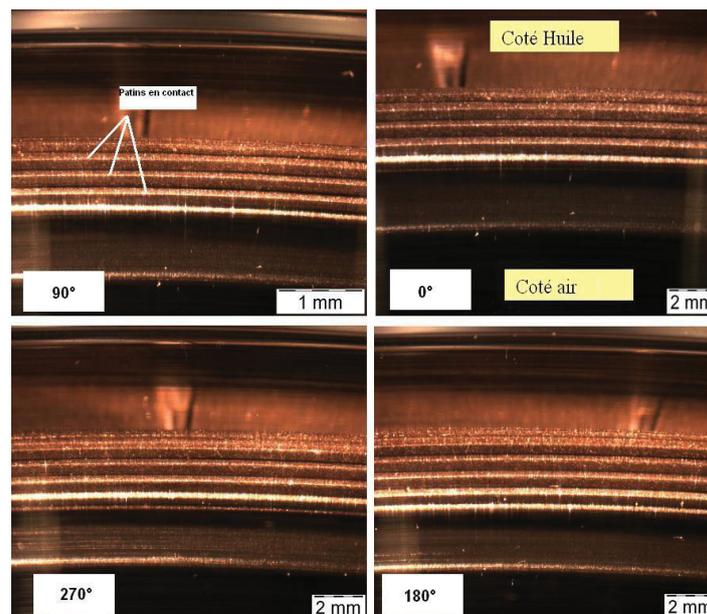


Figure II.13 : Observation du nombre de patins en contact à travers un arbre transparent

En tenant compte de l'échelle d'agrandissement des images, nous pouvons approximer la largeur de contact de chaque patin. La *figure (II.14)* montre que *les patins 1, 2 et 3* ont pour largeur : L_1 : 43 μ m, L_2 : 62 μ m et L_3 : 65 μ m. Ces valeurs sont très petites devant les dimensions mesurées pour chaque patin.

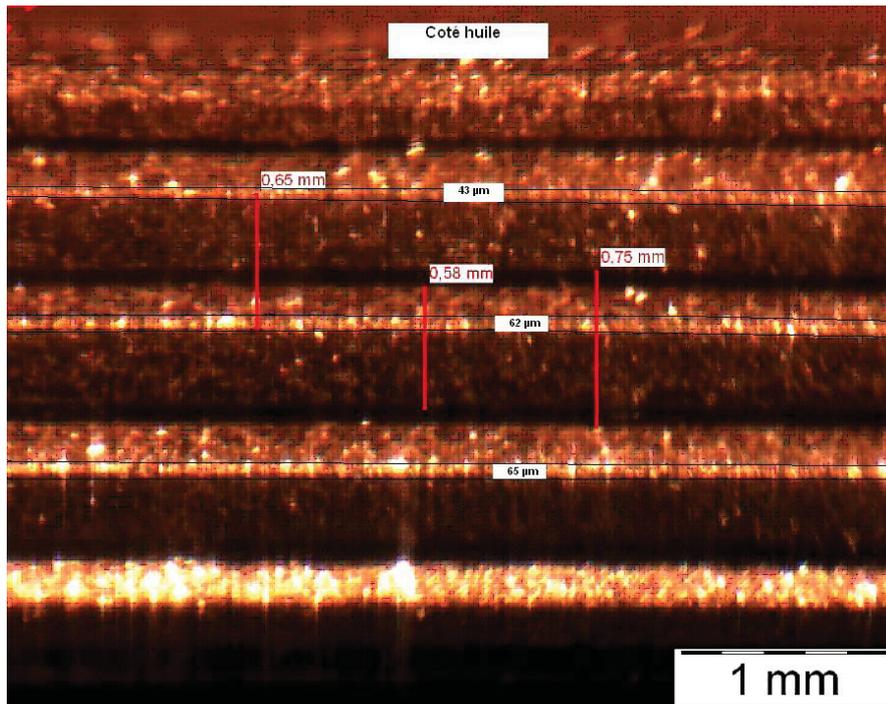


Figure II.14 : Mesure des largeurs de contact

La mesure du pas de l'hélice (distance entre le début de deux patins voisins) a donné une valeur de l'ordre de 0.75 mm. Cette valeur nous a permis d'approximer l'angle d'inclinaison du filet. La **figure (II.15)** illustre un schéma explicatif d'une hélice développée, ayant une longueur L , une largeur πD et des patins et des rainures inclinés d'un angle (α). L'angle d'inclinaison du filet est donné par la relation suivante : $\alpha = \text{Atan}\left(\frac{\text{Pas}}{\pi D}\right)$. En prenant en compte les dimensions mesurées, l'angle d'inclinaison a pour valeur 0.0028 rad, soit 0.16° .

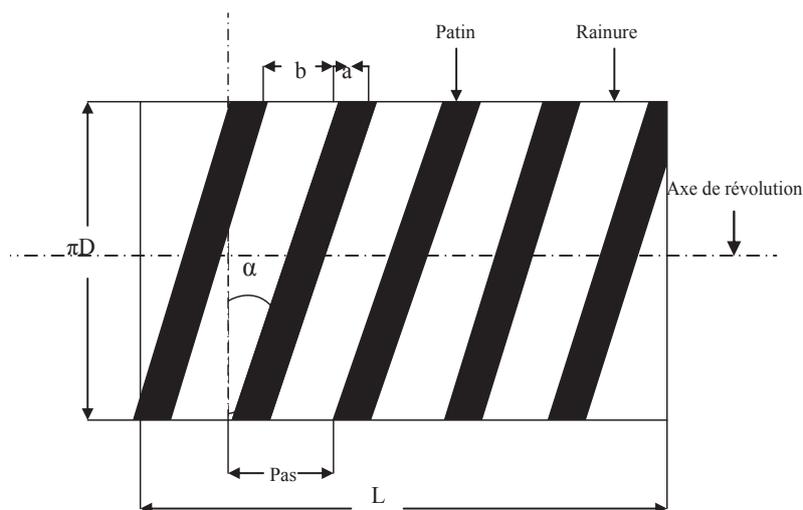


Figure II.15 : Schéma représentatif de l'angle d'inclinaison

Mesure de la force radiale

La mesure de la force radiale exercée par le joint sur l'arbre a été effectuée sur un radiamètre par IMA. La **figure (II.16)** montre un schéma du radiamètre utilisé. Le dispositif se compose de deux unités : mécanique et électronique. L'unité mécanique est constituée d'un arbre divisé en deux mâchoires permettant de changer le diamètre. La mâchoire_1 est liée à une table mobile alors que la mâchoire_2 est liée à une table fixe. La table mobile est connectée par un ressort à deux cellules de force cellule_1 et cellule_2.

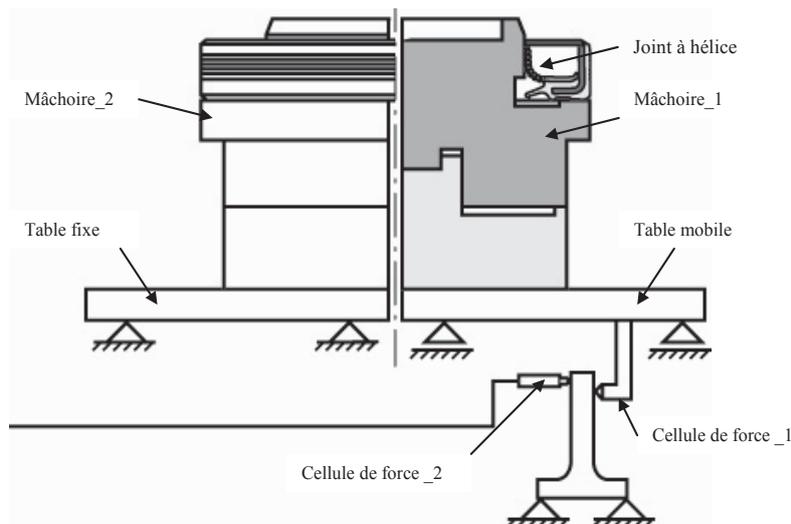


Figure II.16 : Schéma du radiamètre



Figure II.17 : Le radiamètre

Avant d'effectuer les mesures, le diamètre initial de l'arbre et les cellules de force doivent être initialisés. Le montage du joint déplace la plaque mobile à gauche sous l'effet de la force radiale et

charge la cellule de force_2. Le repositionnement de la plaque mobile à son état initial (diamètre initial) soulage la cellule de force_2, montre une nouvelle fois sa valeur initiale et charge la cellule de force_1. La force radiale exercée par le joint est la différence entre les deux valeurs des cellules de force.

La force radiale peut être affichée numériquement sur une unité électronique. La **figure(II.17)** montre les constituants du radiamètre utilisé. Pour éviter d'endommager la lèvre du joint et faciliter le montage, la partie supérieure de l'arbre a été usinée comme un cône arrondi.

Les mesures ont été effectuées sur quatre joints neufs de même type. La force radiale est mesurée 8 fois pour chaque joint, en appliquant à chaque fois une rotation de 45°. Après chaque mesure, le joint est démonté et laissé au repos pendant au moins deux heures. Le **tableau (II.1.2)** illustre les résultats obtenus. On peut constater que la force radiale varie légèrement d'un joint à un autre, mais varie aussi en fonction de la position du joint dans le radiamètre. Ceci peut être expliqué par le fait que le joint n'a pas une géométrie axisymétrique parfaite. Cependant, les faibles différences observées montrent que, dans un premier temps, une modélisation axisymétrique reste une bonne approximation.

N° joint	J1	J2	J3	J4
Temps	Après montage			
Position (θ)	Force Radiale			
1(0°)	80	86.2	84.7	78.7
2(45°)	78.4	81.6	76.5	77
3(90°)	79.6	77.4	72.7	78.3
4(135°)	74.3	79.2	77.1	77.8
5(180°)	75.9	78.2	78.7	77.4
6(225°)	71.1	74	74.6	76.3
7(270°)	72	75	71.5	74.3
8(315°)	67.8	75.2	75.2	77.7
F moyenne (N)	75	78	76	77

Tableau II.2 : Mesure de la force radiale après montage

Dans un deuxième temps, le joint reste monté sur l'arbre pour une période de 48h à la fin de laquelle les mêmes opérations sont effectuées (**tableau (II.3)**). On peut noter que les valeurs de la force radiale ont diminué par rapport aux valeurs obtenues au début du montage avec un écart important de l'ordre de 35%. La répartition de la force radiale reste toujours non homogène, mais avec des écarts moins importants que ceux obtenus au début du montage. Les valeurs moyennes de la force se situent entre 49 N et 50 N. Cette chute de force est expliquée par le comportement viscoélastique du PTFE du joint.

N° joint	J1	J2	J3	J4
Temps	Après 48h			
Position (θ)	Force Radiale			
1(0°)	44	48.2	51.9	48.6
2(45°)	47.2	48.3	51	49.3
3(90°)	47.6	47.6	50.3	49.8
4(135°)	44.2	48	46.5	53.6
5(180°)	49	48.3	50.3	48.9
6(225°)	47.5	50.6	52.9	51.7
7(270°)	45.7	49.4	47.1	51.9
8(315°)	44.4	48.2	49	49.2
F moyenne (N)	49	49	50	50

Tableau II.3 : Mesure de la force radiale après 48h du montage

II.2 CALCUL DE STRUCTURE

Dans cette partie, nous allons nous intéresser au calcul de structure du montage du joint sur l'arbre. Le logiciel MSC.Marc a été utilisé pour faire ce travail. Ainsi, on va accéder à la largeur et la pression de contact, au nombre de patins en contact et à la forme du joint après montage. Par la suite, on étudiera l'influence des différents paramètres numériques sur les résultats de la modélisation.

II.2.1 Modèle numérique

Pour avoir une géométrie numérique proche de la géométrie réelle du joint, nous avons reproduit la géométrie d'une section droite à partir de celle obtenue expérimentalement et représentée sur la *figure (II.5)*. La *figure (II.18)* montre le maillage en éléments finis utilisé.

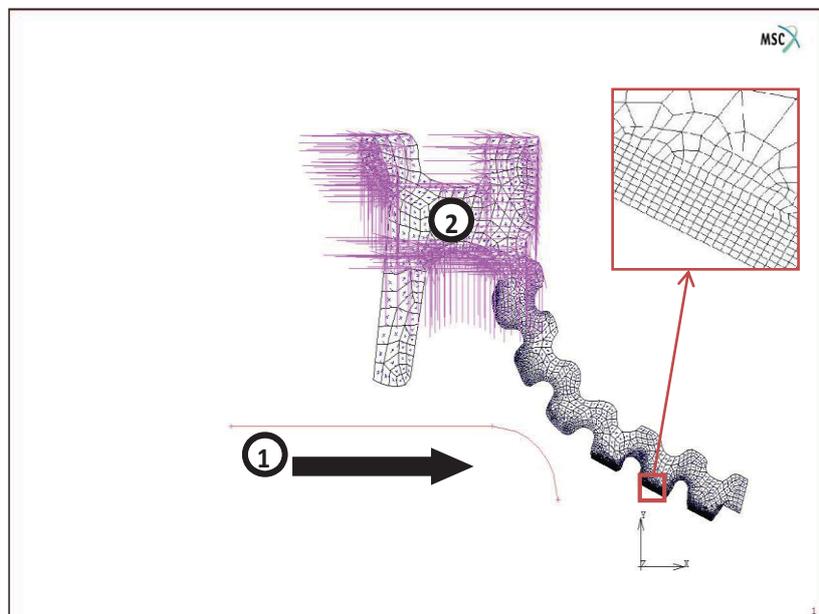


Figure II.18 : Modèle éléments finis de la section du joint

Le modèle proposé dans cette étude contient deux types de matériaux. Le premier (1) qui représente l'arbre est supposé indéformable. Le second matériau (2) définissant le joint est supposé élastique, isotrope et homogène. Le joint est maillé par des éléments rectangulaires linéaires pour mieux gérer le contact entre l'arbre et le joint. Comme l'angle de l'hélice est très faible, le modèle est considéré comme axisymétrique. Pour simuler le montage, l'arbre subit une translation horizontale et le joint est encastré dans la partie supérieure, supposée collée à l'armature métallique.

Un calcul en grande déplacement a été effectué sur la géométrie de la *figure (II.18)* pour les paramètres suivants :

- a) module d'Young $E = 550 \text{ MPa}$, (voir Annexe A)
- b) coefficient de Poisson $\nu = 0.46$, (voir Annexe A)
- c) Interférence arbre/joint $\Delta = 1.4 \text{ mm}$
- d) Coefficient de frottement arbre/joint $f = 0$.

La **figure (II.19)** montre la pression de contact en fonction de la largeur de contact. On peut constater que les trois premiers patins de l'hélice entrent en contact avec l'arbre, ce qui correspond aux mesures présentées dans la première partie de ce chapitre. La pression et la largeur de contact maximales sont observées au niveau du **patin_3**.

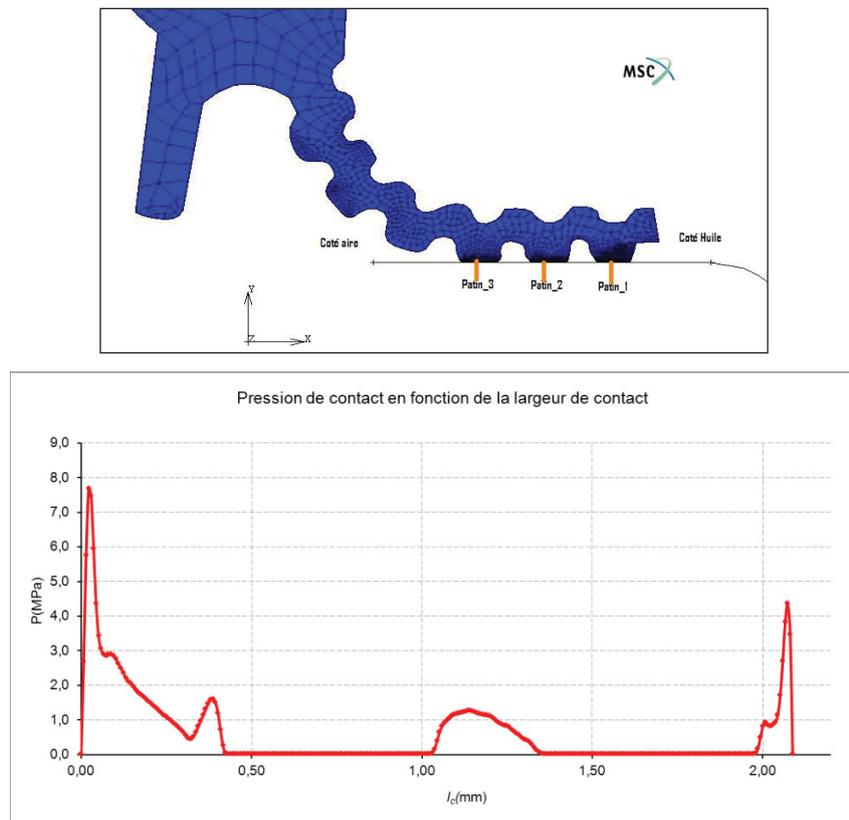


Figure II.19 : La pression de contact en fonction de la largeur de contact

La force radiale par unité de longueur F est définie par (**équation II.1**) :

$$F = \int_0^{l_c} p(x) dx \quad (\text{II.1})$$

avec :

F : force radiale par unité de longueur (N/mm)

p : Pression de contact (MPa)

l_c : largeur de contact (mm)

Il faut noter que, pour pouvoir comparer les résultats numériques avec les résultats expérimentaux obtenus sur le radiamètre, F doit être multipliée par $2\pi R$, où R représente le rayon de l'arbre. On va appeler la quantité $F_r = 2\pi R F$ la force radiale totale.

Ce premier calcul prédit une force radiale totale de 274 N, alors que la force moyenne mesurée expérimentalement est de l'ordre de 82.3 N au début de montage et de 49 N après 48h. La valeur calculée numériquement est plus grande que celle mesurée expérimentalement. Cette différence peut être expliquée par la valeur du module d'Young utilisé lors de la modélisation numérique, qui est forcément plus élevé que le module d'Young du PTFE utilisé à la fabrication de la lèvre. Comme on pourra le voir dans le paragraphe suivant, le coefficient de frottement entre l'arbre et le joint peut aussi influencer le niveau de la force radiale F , ainsi que les longueurs l_c de contact.

II.2.2 Etude paramétrique

Influence du Module d'Young (E)

Vu la méconnaissance des caractéristiques du matériau du joint, une étude paramétrique permettant de comprendre l'influence du module d'Young devient nécessaire. De plus, cette étude nous permettra de choisir un module d'élasticité numérique conduisant à la même valeur de la force radiale totale mesurée expérimentalement.

Plusieurs simulations ont été réalisées, sur la même géométrie, pour un module d'Young allant de 100 MPa à 600 MPa. Le modèle est supposé linéaire élastique avec un coefficient de Poisson $\nu = 0.46$. Le coefficient de frottement arbre/joint f est nul.

La **Figure (II.20)** présente les courbes des pressions de contact en fonction des largeurs de contact résultant de la simulation pour chaque valeur de E . On peut constater qu'il y a trois patins en contact avec l'arbre et que la largeur de contact est la même quelle que soit la valeur de E .

Par ailleurs, en étudiant la **figure (II.21)**, on constate une augmentation linéaire de la force radiale totale avec le module d'Young.

A partir de la **figure (II.21)** on peut calculer que pour obtenir une force radiale totale de 82.3 N, il faut utiliser un module d'Young de 150 MPa et que pour obtenir une force radiale totale de 49 N, il faut utiliser un module d'Young de 93 MPa.

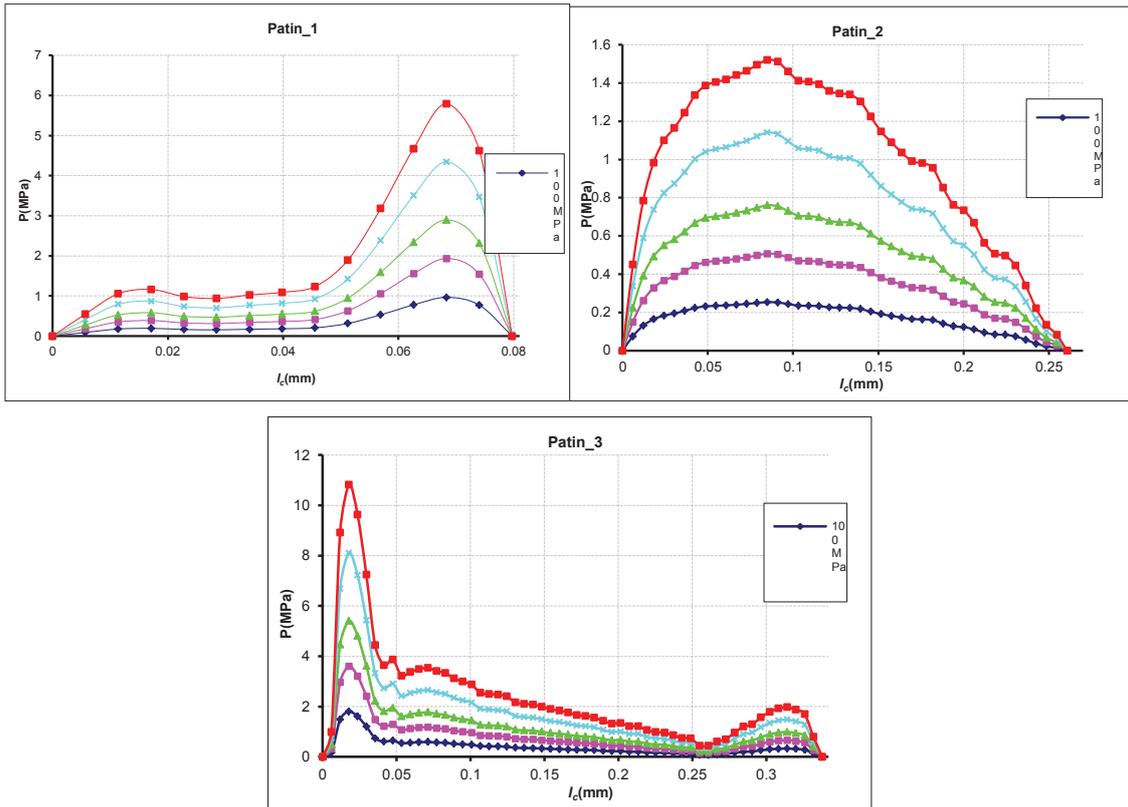


Figure II.20 : Influence du Module d'Young sur la pression de contact

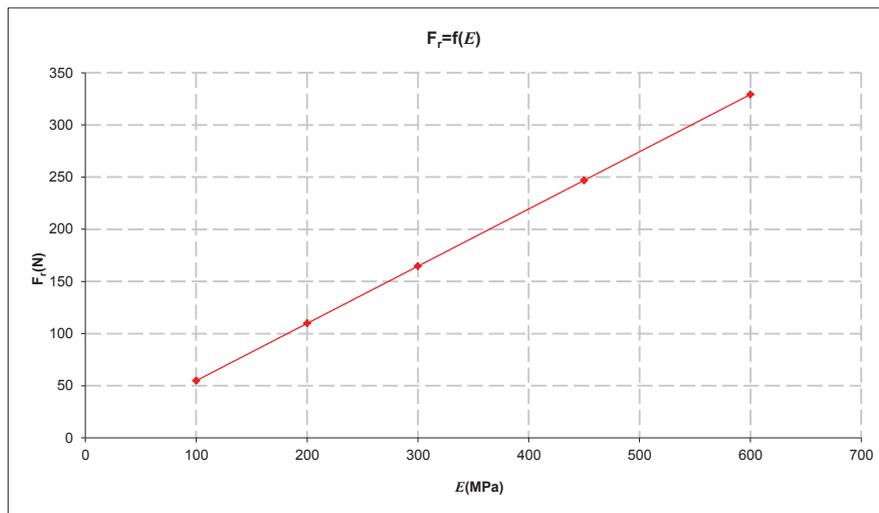


Figure II.21 : Influence du module d'Young sur la force radiale

Influence du coefficient de frottement f

Plusieurs simulations ont été réalisées pour différentes valeurs du coefficient de frottement f , tous les autres paramètres du modèle étant fixés. Les courbes de la pression de contact en fonction de la largeur de contact sont obtenues pour des valeurs de f allant de 0 à 0.2 (figures(II.22)). On constate que l'augmentation du coefficient de frottement diminue légèrement la pression et la largeur de contact.

La *figure (II.23)* montre la variation de la force radiale totale avec le coefficient de frottement pour un module de Young de 150 MPa. On constate une diminution linéaire de la force avec f . Cependant, si les valeurs du coefficient de frottement restent celles spécifiques aux contacts lubrifiés (inférieures à 0.05), les influences du coefficient de frottement peuvent être négligées.

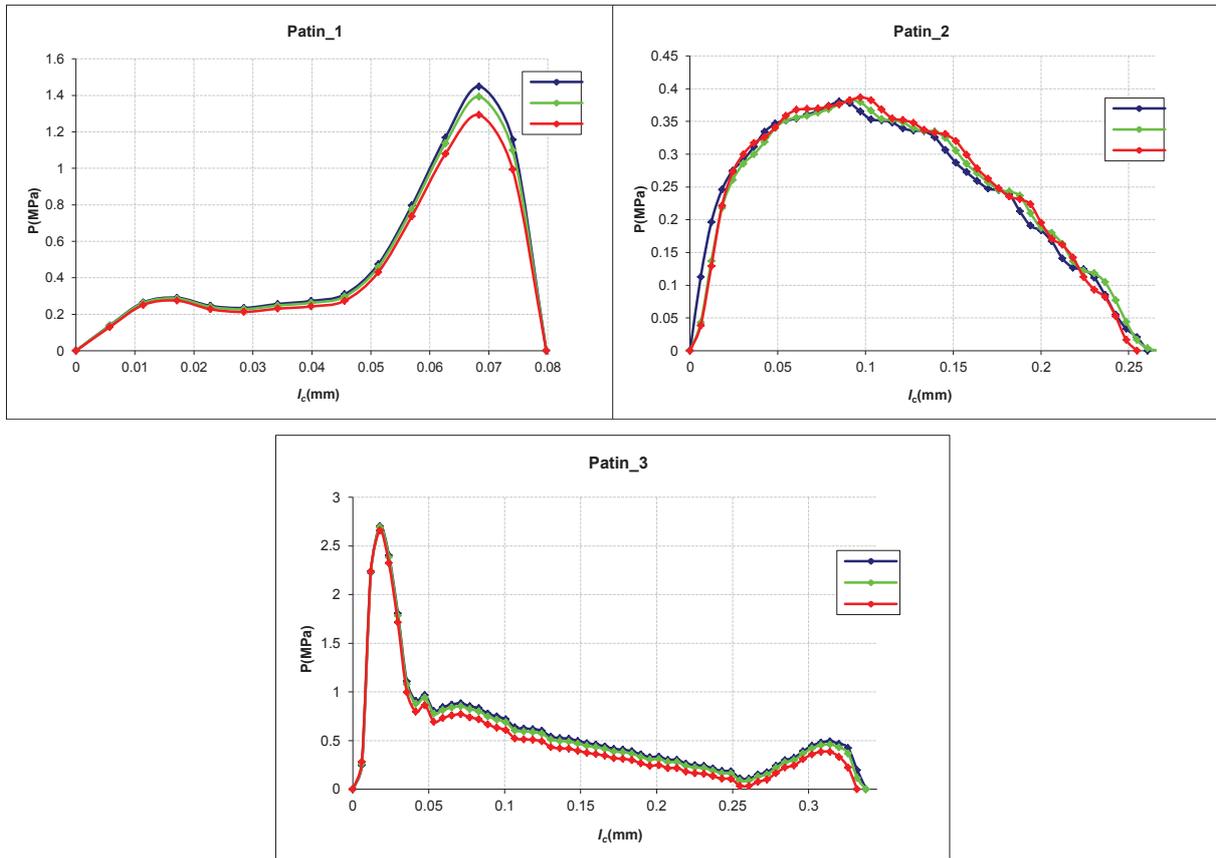


Figure II.22 : L'influence du coefficient de frottement sur le champ de pression

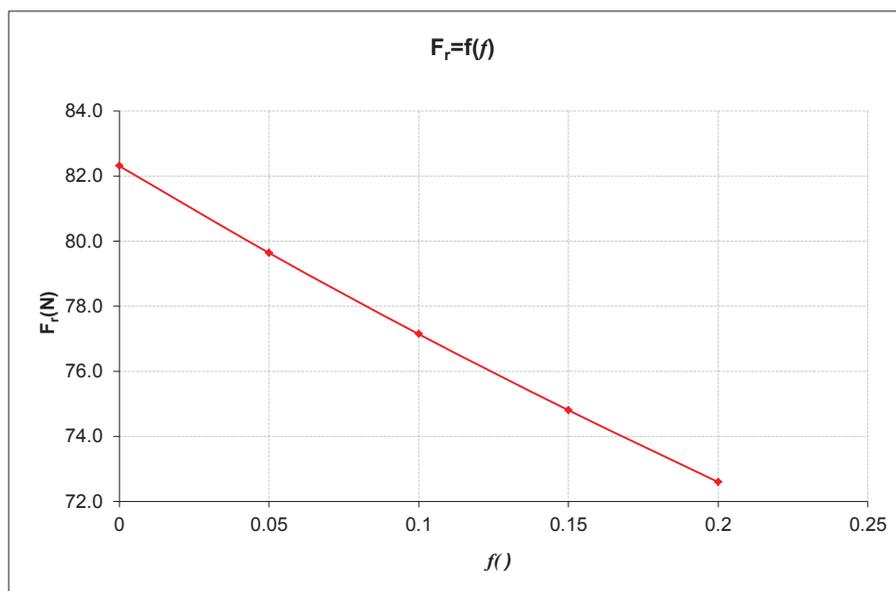


Figure II.23 : Influence de f sur la force radiale

II.2.3 Modèle adopté

La *figure (II.24)* montre les répartitions de la pression de contact correspondant à un module d'Young de 150 MPa et à un module d'Young de 93 MPa. Ceci donne une force radiale totale de 82.3 N, mesurée expérimentalement juste après le montage du joint et une force radiale de 49 N, mesurée expérimentalement après 48 heures de montage. Ces paramètres sont ceux qui approchent le mieux les mesures expérimentales de la force de contact et qui vont être utilisées pour la simulation numérique.

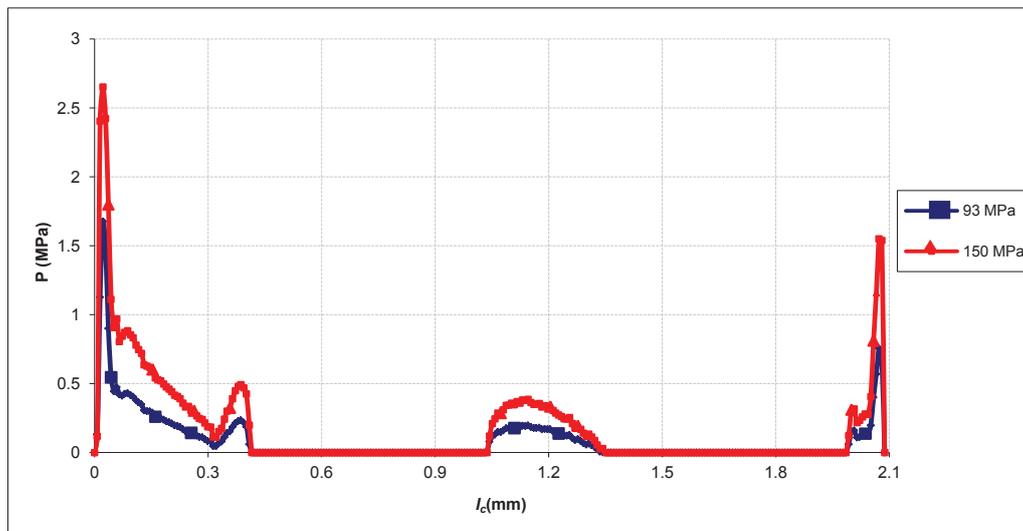


Figure II.24 : La pression de contact en fonction de la largeur de contact pour les modèles correspondant au début et après 48h du montage

CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons déterminé tous les éléments nécessaires pour élaborer le modèle qui décrit les comportements statique et dynamique du joint en PTFE. Pour atteindre notre objectif, nous avons réalisé plusieurs mesures qui concernent les dimensions du joint et de sa lèvre et procédé à des mesures statiques de la force radiale exercée par le joint sur l'arbre juste après montage mais aussi après 48 heures de mise en situation fonctionnelle afin d'évaluer l'effet de la relaxation du matériau.

L'exploitation des résultats obtenus nous a permis de simuler numériquement par le biais du logiciel MSC.Marc le montage du joint sur l'arbre. L'analyse des observations réalisées nous a permis d'accéder aux paramètres qui conduisent à une concordance entre les prédictions et les mesures expérimentales de la force radiale effectuées par IMA. Par ailleurs, la rugosité de la surface des patins et le nombre de patins en contact avec l'arbre ont été précisés. Enfin, à partir de tous ces éléments,

nous avons procédé à l'élaboration de la matrice de souplesse nécessaire à la modélisation EHD exposée au dernier chapitre.

Le chapitre suivant sera consacré à l'étude expérimentale du joint mis en conditions réelles de fonctionnement. Nous allons présenter le banc d'essai ainsi que les grandeurs globales que nous avons mesurées, à savoir, couple de frottement, température de la lèvre et débit de pompage.

Chapitre III : Etude Expérimentale

INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser à l'étude expérimentale du comportement des joints à hélice.

L'objectif de ce travail expérimental est la validation du modèle numérique que nous nous proposons d'élaborer. A cet effet, tous les éléments nécessaires ont été analysés.

L'arbre tournant est supposé lisse, la géométrie et l'état de surface des joints ont été déterminés, le comportement thermo-visqueux de l'huile d'essai a été caractérisé et la vitesse de rotation mesurée avec précision. Un programme d'acquisition a été élaboré et enfin une procédure d'essai a été établie. Le détail de chacune de ces étapes est exposé dans la suite du chapitre.

Ainsi, nous présentons, dans un premier temps, le dispositif expérimental mis en place pour cette étude, les paramètres mesurés, les procédures de mesure et les types des joints utilisés. Dans un second temps, nous analysons les résultats obtenus pour chaque type de joints.

Le dispositif a été conçu pour permettre la mesure de deux grandeurs globales, à savoir le couple de frottement et la température de la lèvre. Un système d'acquisition a été utilisé pour permettre le stockage et le traitement des données en temps réel. De plus, la mesure du débit de pompage est possible pour certains types de joints.

III.1 DISPOSITIF EXPERIMENTAL

III.1.1 Composition

Pour étudier expérimentalement le comportement des joints à hélice, nous nous sommes servis d'un banc d'essais qui a été mis au point et utilisé par Maoui, A [MAO08] La *figure (III.1)* montre une vue globale du dispositif. Il est composé d'une broche entraînée à l'aide d'une courroie crantée par un moteur asynchrone triphasé (230V, 50Hz) de 1.1 kW de puissance. Ce moteur est commandé par un variateur de vitesse de type ALTIVAR. Une cuve en plexiglas contient le liquide à étancher. Afin de mesurer le couple de frottement, la rotation de la cuve est rendue possible grâce à un montage sur roulement à une rangée de billes. La cuve est munie d'un couvercle adaptateur qui permet de fixer le couple-mètre. Elle est installée sur un support mobile finement réglable. Le réglage de la planéité, de la translation et de la rotation est assuré par des vis micrométriques et par une console angulaire très précise. Cette configuration permet le réglage du décentrement et du mésalignement du joint.

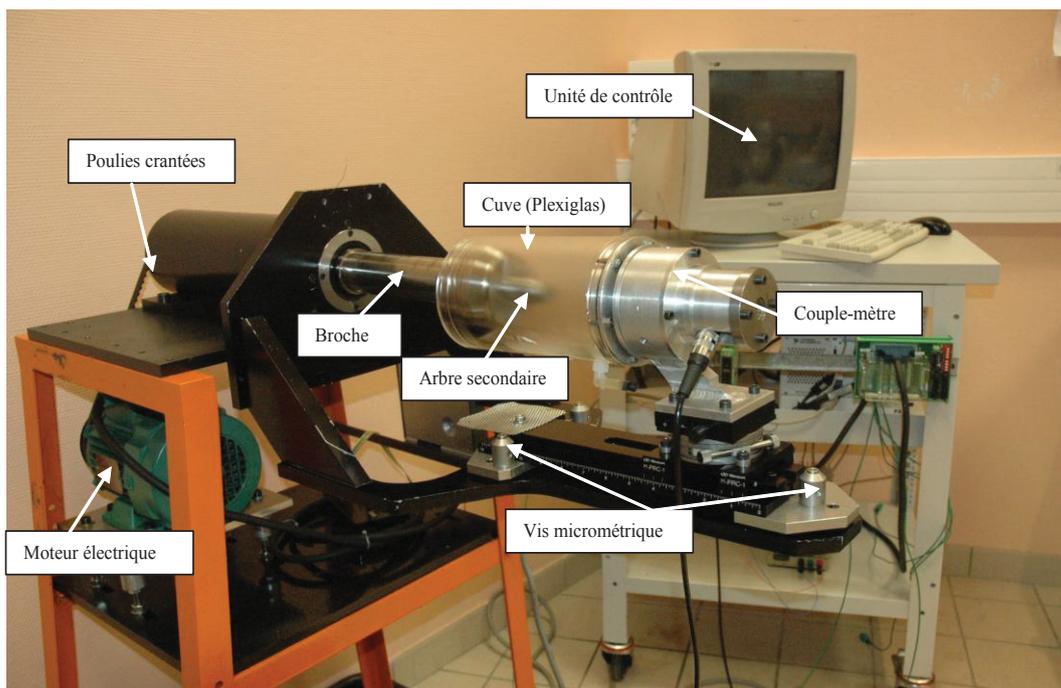
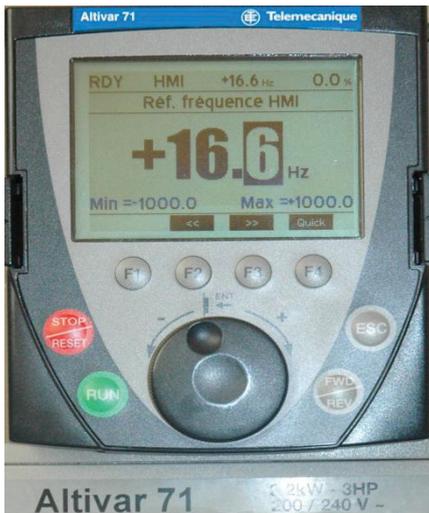


Figure III.1 : Le banc d'essais

La rotation de la broche d'arbre peut s'effectuer dans les deux sens à l'aide du variateur *figure (III.2 a)*. Une transmission par courroie et par poulies crantées (*figure III.2 b*) permet de faire varier la vitesse de 0 à 4000 tr/min. La vitesse de rotation réelle est mesurée directement sur l'arbre au moyen d'un tachymètre.



(a) Variateur de vitesse



(b) Transmission moteur arbre

Figure III.2 : Détails du banc d'essai

III.1.2 Types de joints utilisés

Les essais expérimentaux ont été effectués sur trois types de joint à hélice : joint à hélice à lèvres préformées en PTFE, joint à hélice à lèvres plates en PTFE et joint à hélice à lèvres plates en élastomère (*figure (III.3)*). La géométrie de l'hélice est identique pour les trois joints testés. Le diamètre intérieur mesuré du joint à lèvres préformées est de 82.2 mm. Le diamètre intérieur des joints à lèvres plates est de 80 mm.

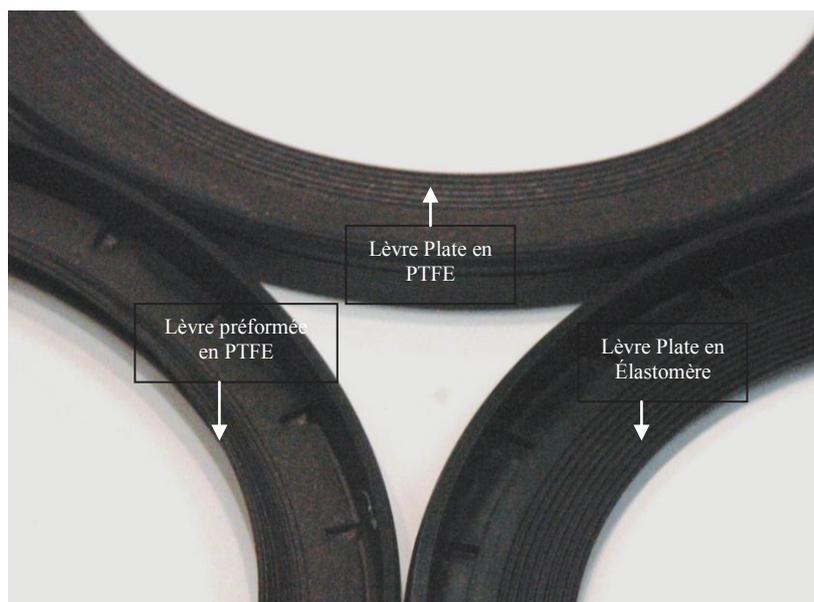


Figure III.3 : Les formes des joints utilisés

III.1.3 Montage du joint

Avant de monter le joint, un nettoyage de l'arbre à l'alcool a été effectué. Après séchage, nous avons monté la cuve vide sur l'arbre afin d'assurer le centrage à l'aide de l'arbre secondaire (25 mm de diamètre), qui se loge dans le trou de centrage, les vis micrométriques assurent la finesse du réglage. Le centrage fait, nous avons retiré la cuve et placé le joint dans sa demeure de telle sorte que le montage, une fois serré, ne permet pas le mouvement du joint durant la rotation de l'arbre. Ensuite, nous avons remonté et fixé la cuve sur l'arbre (*figure (III.4)*).

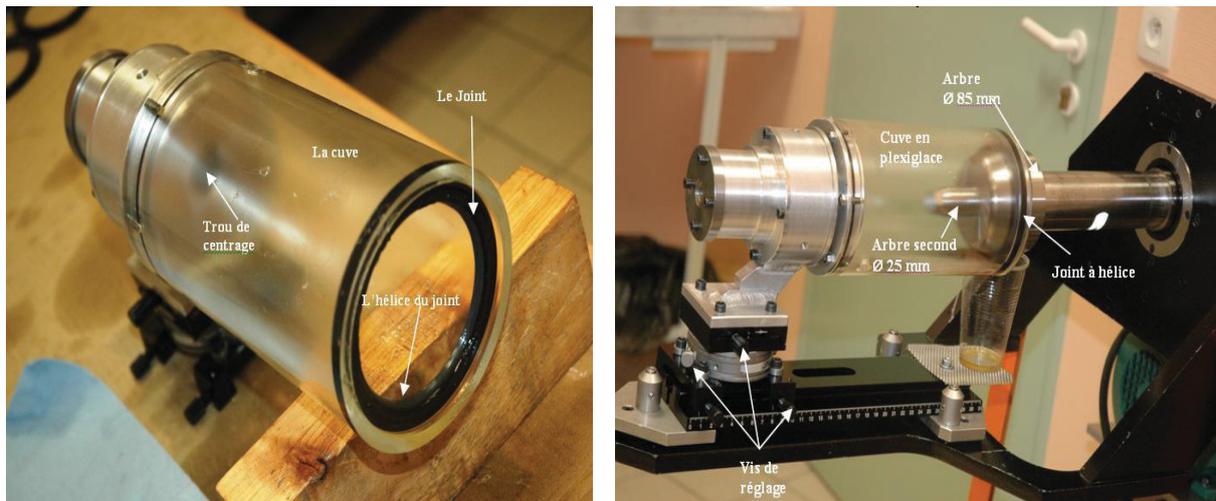


Figure III.4 : Montage du joint

III.1.4 Paramètres mesurés

Le banc d'essais permet la mesure de trois paramètres :

1. le couple de frottement
2. la température de la lèvre et la température de l'huile du bain
3. le débit de pompage.

Mesure du couple de frottement

Pour accéder à cette grandeur, la cuve est munie d'un adaptateur (*figure (III.5b)*) qui permet de lier le couple-mètre à la cuve. Ainsi, ce dernier bloque la rotation provoquée par le frottement tangentiel entre l'arbre et la lèvre du joint et permet alors la mesure du couple.

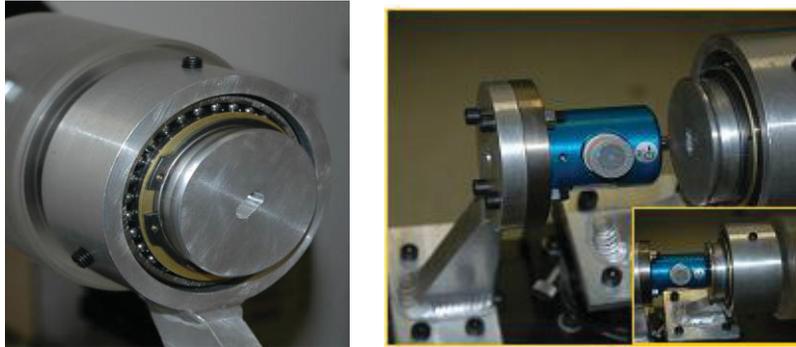


Figure III.5 : Adaptation du fond de la cuve pour la mesure du couple

Mesure de la température

La température de la lèvre et la température du bain d'huile sont mesurées à l'aide des thermocouples de type KIEC584-3 (*figure (III.6)*). Les thermocouples *T1* et *T2*, ont été placés à l'intérieur de la cuve pour mesurer la température de l'huile. Le thermocouple *T3* est utilisé pour mesurer la température proche de la zone de contact lèvre/arbre. En connaissant la dimension très faible de la zone de contact et dans le but d'éviter au maximum une modification des conditions réelles de fonctionnement, le thermocouple *T3* traverse l'armature métallique du joint et est collé sur la surface intérieure de l'hélice. Le thermocouple *T4* est placé à l'extérieur pour mesurer la température du local.

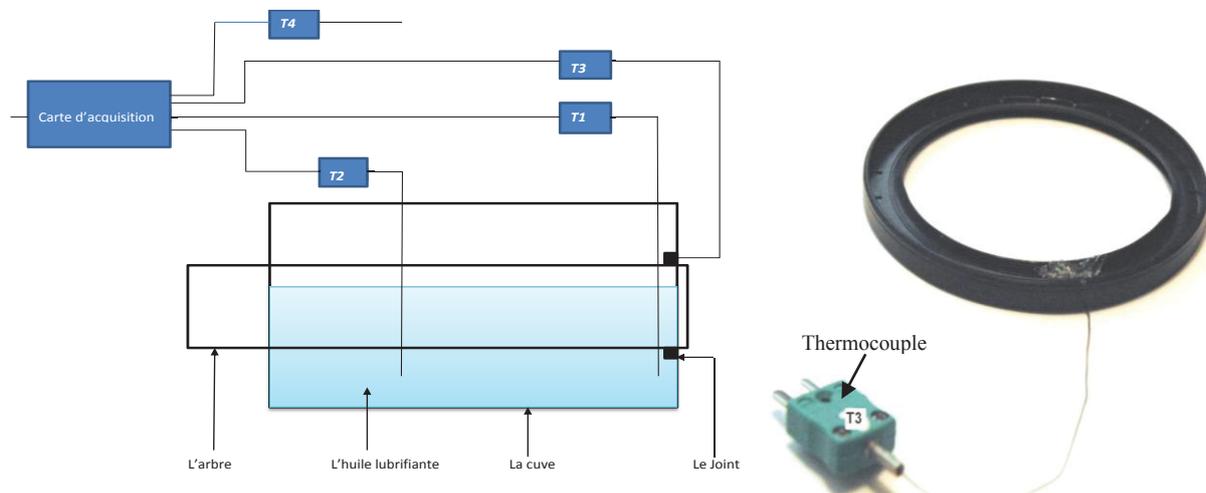


Figure III.6 : Installation des thermocouples

Mesure du débit de pompage

Le débit de pompage a été mesuré pour chaque valeur de vitesse de rotation. L'essai consiste à changer le sens de rotation de l'arbre inversement au sens du fonctionnement normal du joint afin de provoquer la fuite d'huile. L'huile récupérée est ensuite pesée à l'aide d'une balance électrique de

haute précision ($\pm 0.1\text{mg}$) de type Denver. En divisant la masse du fluide récupéré (m) par la durée nécessaire à son évacuation (t) on obtient le débit de pompage. Afin d'obtenir un volume suffisant, la fuite est récupérée pendant une période de 3 minutes.

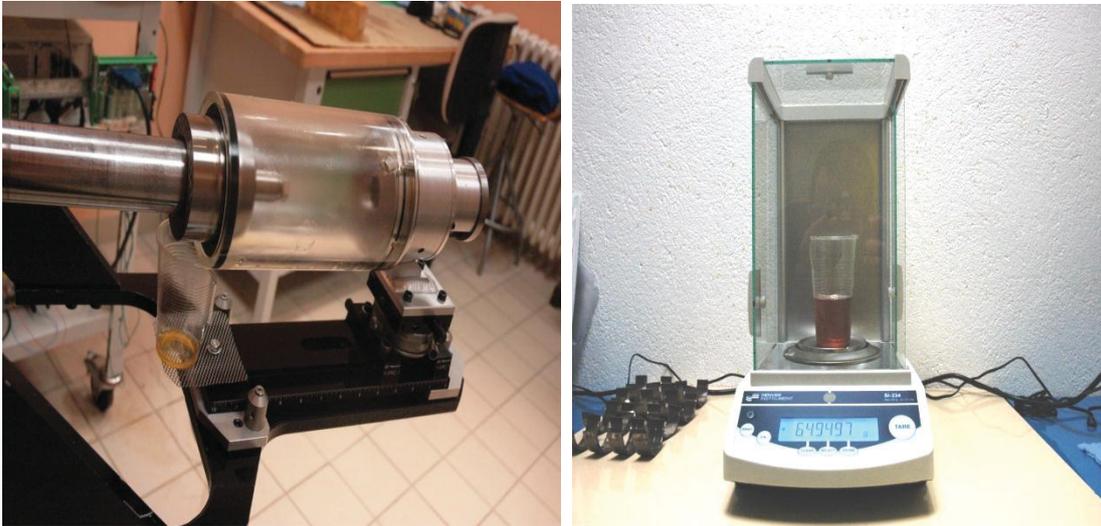


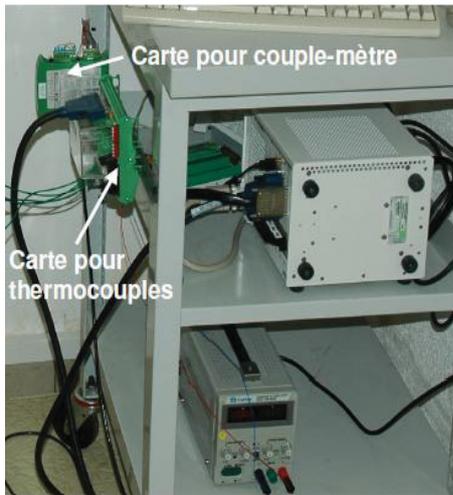
Figure III.7 : Mesure du débit

III.1.5 Procédure de mesure

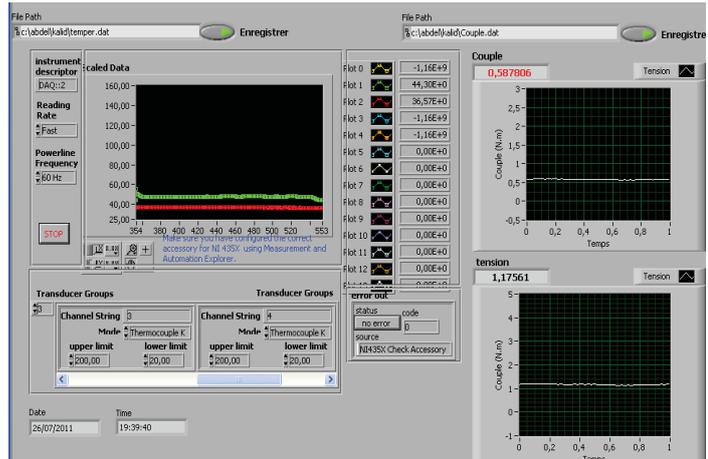
Les mesures sont effectuées pour différentes vitesses de rotation comprises entre 500 tr/min et 4000 tr/min. Pour chaque campagne d'essais, l'expérience est lancée à partir d'une température initiale (souvent la température ambiante). Le dispositif permet le contrôle de l'évolution de la température et du couple de frottement en fonction de temps. Lorsque le couple et la température se stabilisent, on mesure le débit de pompage, puis on passe à la vitesse suivante. Pour s'assurer de la reproductibilité des valeurs mesurées, nous avons procédé sur plusieurs jours et pour chaque vitesse de rotation à deux essais au minimum.

III.1.6 Acquisition des mesures

Le thermocouple fixé sur la lèvre du joint, les deux thermocouples placés dans le bain d'huile, le thermocouple à l'air et le couple-mètre sont pilotés à travers deux cartes d'acquisitions (*figure (III.8 a)*). Un programme Labview assure l'acquisition, l'affichage et le contrôle des résultats (*figure (III.8 b)*).



a) acquisition



b) interface LabView

Figure III.8 : Carte d'acquisition et interface d'affichage

III.1.7 Caractérisation du fluide

Le fluide utilisé est une huile Total ACTIVIA 5000 15 W40 Essence. Son comportement en fonction de la température a été étudié dans un travail antérieur [MAO08]. Des mesures ont été effectuées sur un rhéomètre cône-plan de la cellule de Rhéologie du département D2 de l'institut P' et pour une large plage de température allant de 20 à 140 C° avec quatre relevés pour chaque température considérée. La courbe correspondante est présentée sur la (figure (III.9)).

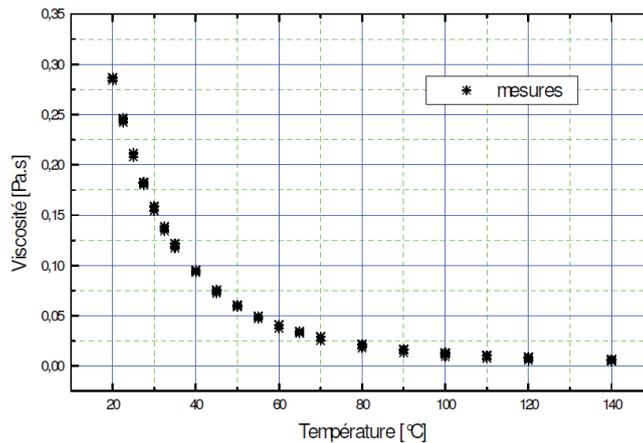


Figure III.9 : Mesure de la viscosité du fluide en fonction de la température

III.2 RESULTATS DES MESURES

Nous présentons dans cette partie les résultats expérimentaux concernant les températures de la lèvre et de la cuve, le couple de frottement et le débit de fuite pour chaque type de joint. Les mesures sont effectuées sans thermostatisation de l'huile de la cuve. Les valeurs obtenues sont présentées en fonction du temps, de la vitesse de rotation de l'arbre, du type de montage, de la forme du joint et du matériau de fabrication (PTFE ou élastomère).

III.2.1 Type de montage

Les essais effectués comportent trois cas d'étude sur des joints en PTFE à hélice préformée : montage dit normal du joint lubrifié, montage dit normal à sec et montage dit inverse du joint lubrifié (*figure III.10*).

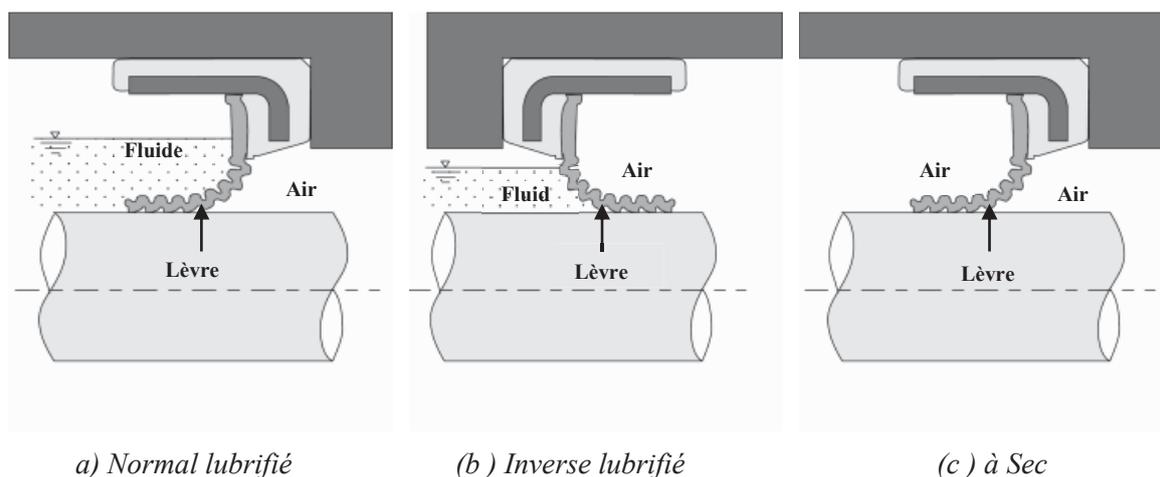
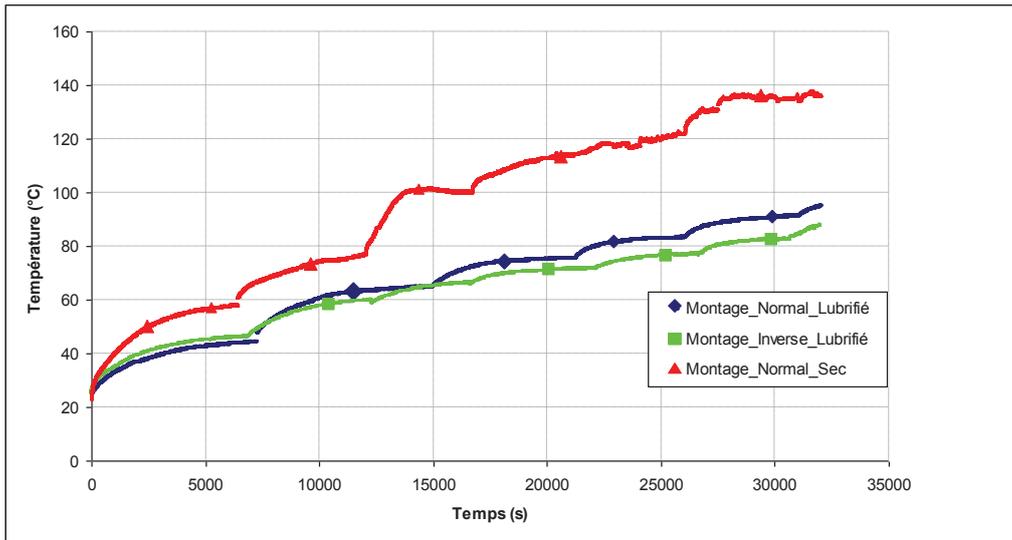
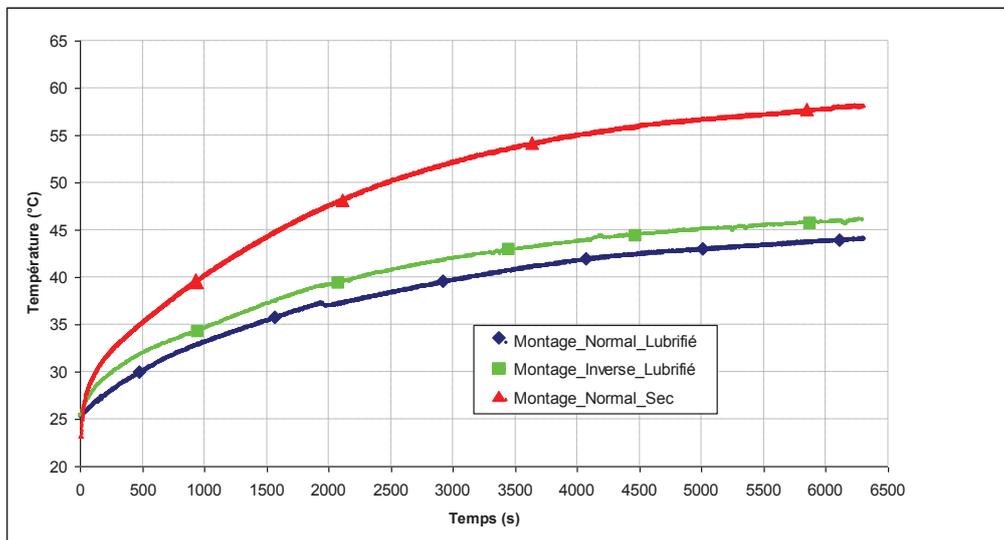


Figure III.10 : Différents types de montages des joints

La *figure III.11 a et b* présente l'évolution de la température de la lèvre du joint correspondant à chaque mode de montage du joint, en fonction du temps et pour des vitesses de rotation allant de 500 tr/min à 4000 tr/min par pas de 500 tr/min. On peut constater que les températures augmentent progressivement puis qu'elles se stabilisent pour chaque vitesse de rotation. Le passage du régime transitoire au régime permanent est atteint plus rapidement pour des vitesses élevées. Le montage normal lubrifié génère des températures nettement inférieures à celles obtenues par le joint fonctionnant à sec, mais légèrement supérieures à celles données par le montage inverse. Les températures du régime permanent des joints sont présentées en fonction de la vitesse de rotation sur la *figure III.12*.



(a) Toute la mesure



(b) Pour 500 tr/min

Figure III.11 : Evolution de la température en fonction du temps

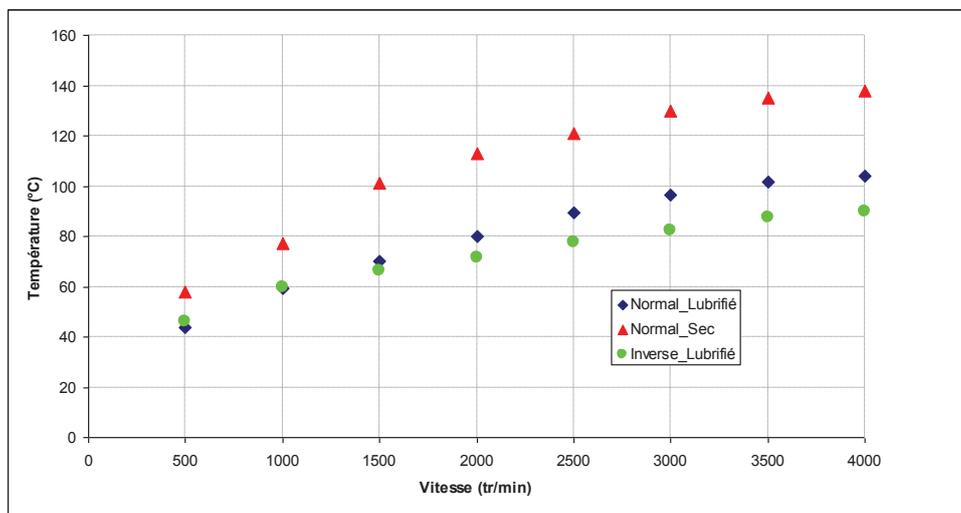


Figure III. 12 : Variation de la température en fonction de la vitesse

Il est facile de comprendre que l'absence de lubrifiant, qui contribue à la chaleur produite dans le contact, conduit à des températures de fonctionnement nettement supérieures dans le cas du montage à sec. Dans la *figure (III.12)* on peut observer que la différence de température entre le montage normal lubrifié et le montage inverse lubrifié augmente avec la vitesse de rotation. Cette différence peut être expliquée par une surface d'échange thermique différente entre la lèvre et le fluide et entre la lèvre et l'air (voir *figure III.10*). La *figure (III.13)* montre une comparaison entre la température de l'huile dans la cuve (thermocouple *T1*) et la température de la lèvre du joint (thermocouple *T3*). Il est à noter que dans le cas du montage normal, la lèvre a presque la même température que l'huile dans la cuve. Dans le cas du montage inverse, la température de la lèvre est nettement inférieure à la température de l'huile dans la cuve, avec une différence qui augmente avec la vitesse de rotation. Cela semble tout à fait logique. En effet, le gradient de température et par conséquent le flux d'échange sont plus importants dans le cas du montage inverse que dans le cas du montage normal. Ainsi, l'échange avec le milieu ambiant plus froid abaisse de manière significative la température de la lèvre.

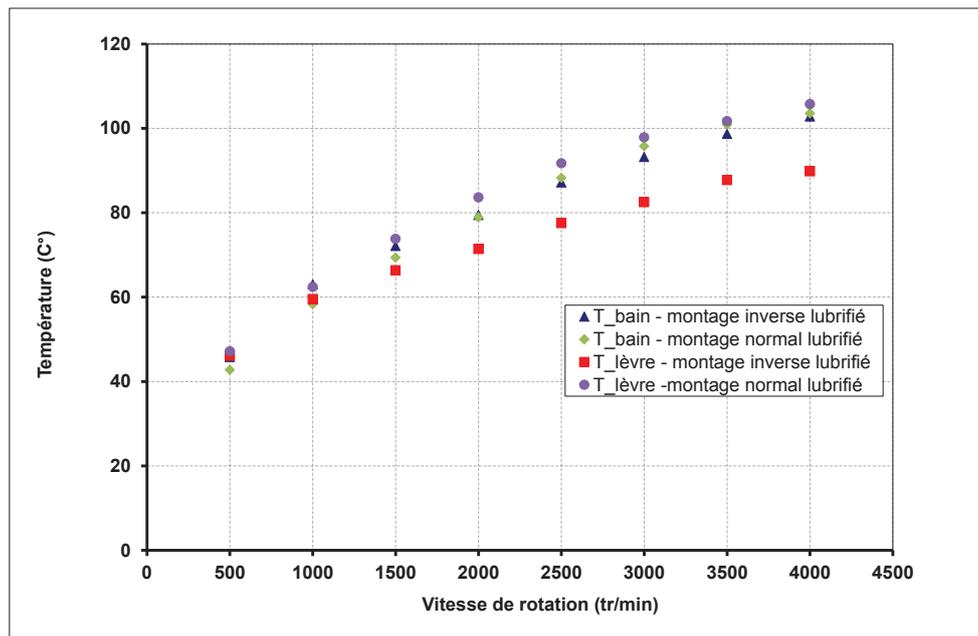
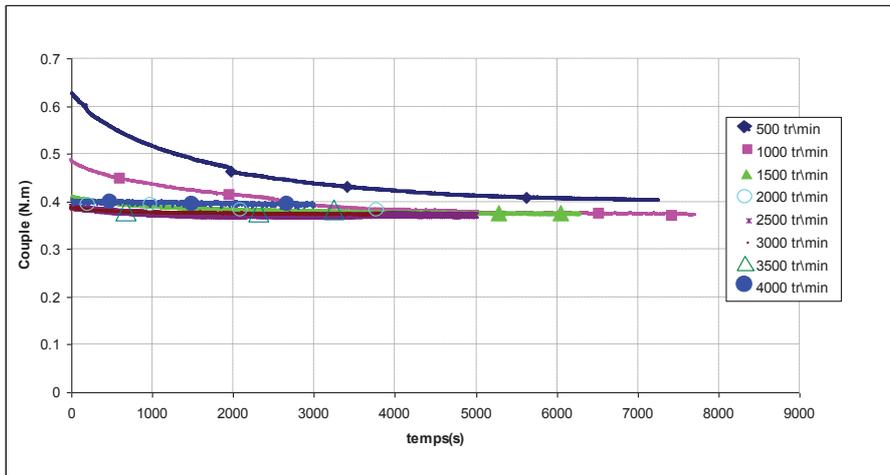
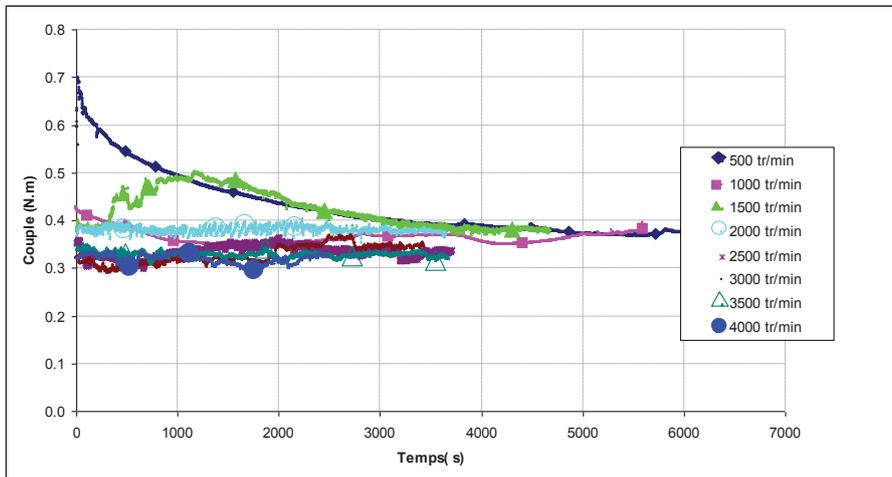


Figure III.13 : Comparaison entre la température de la lèvre et la température de la cuve

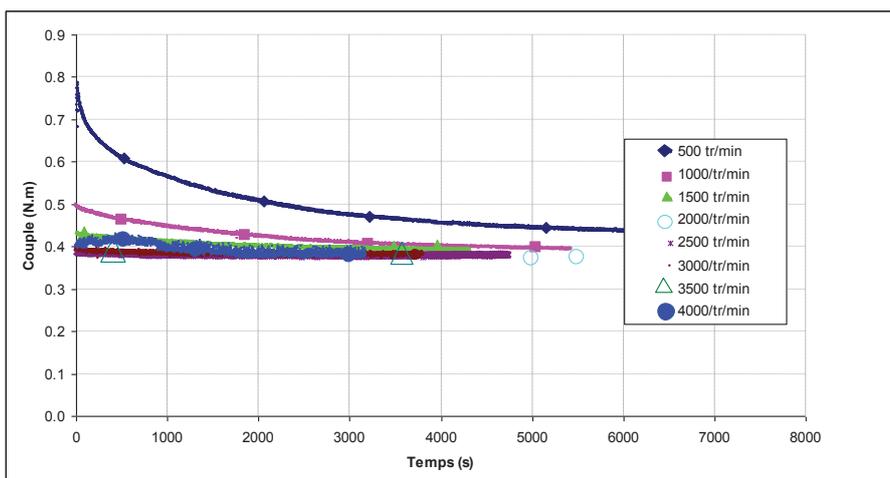
La *figure (III.14 a, b et c)* montre l'évolution du couple de frottement, pour chaque régime de fonctionnement, en fonction du temps. On peut remarquer que, pendant la phase nécessaire à l'obtention de l'équilibre thermique, les valeurs du couple diminuent fortement pour des vitesses de rotation allant de 500 tr/min à 1500 tr/min. Cependant, pour des vitesses supérieures à 1500 tr/min, la valeur du couple reste presque constante.



(a) normal lubrifié



(b) à sec



(c) Inversé lubrifié

Figure (III.14) Evolution du couple de frottement en fonction du temps

La *figure (III.15)* montre la variation du couple de frottement en fonction de la vitesse de rotation. Il est intéressant de noter que, pour des vitesses supérieures à 1500 tr/min, les deux montages lubrifiés conduisent à des couples de frottement presque identiques. Pour des vitesses inférieures, le montage dit normal montre des valeurs de couple légèrement supérieures. Un point surprenant est l'évolution du couple de frottement pour le joint monté à sec qui, par comparaison avec les joints lubrifiés, montre globalement des valeurs inférieures. Ce comportement est probablement dû aux propriétés spécifiques du PTFE, qui lui confère un coefficient de frottement très faible. Il ne faut pas oublier que le montage à sec conduit à une température de la zone de contact nettement supérieure aux montages lubrifiés qui, à long terme, conduit forcément à une usure conséquente, à une température prohibitive et donc à terme à la destruction du joint.

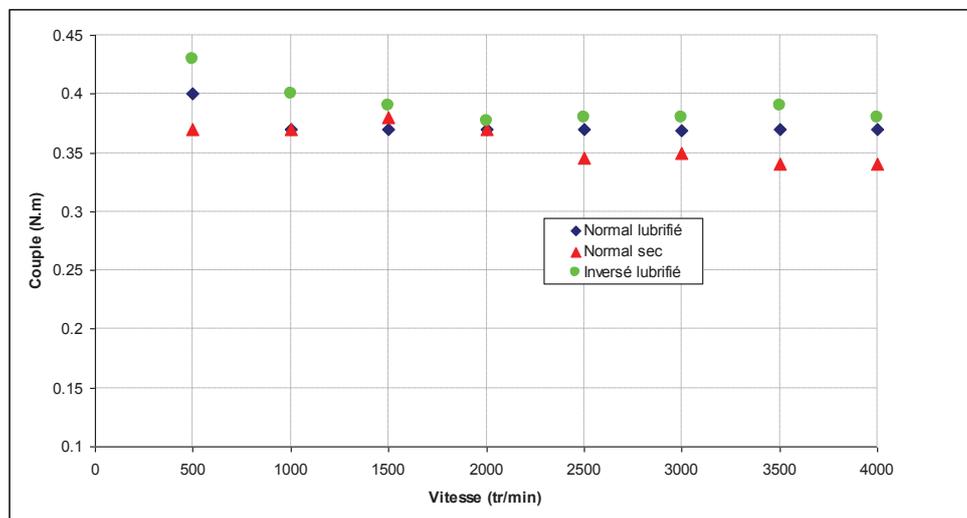


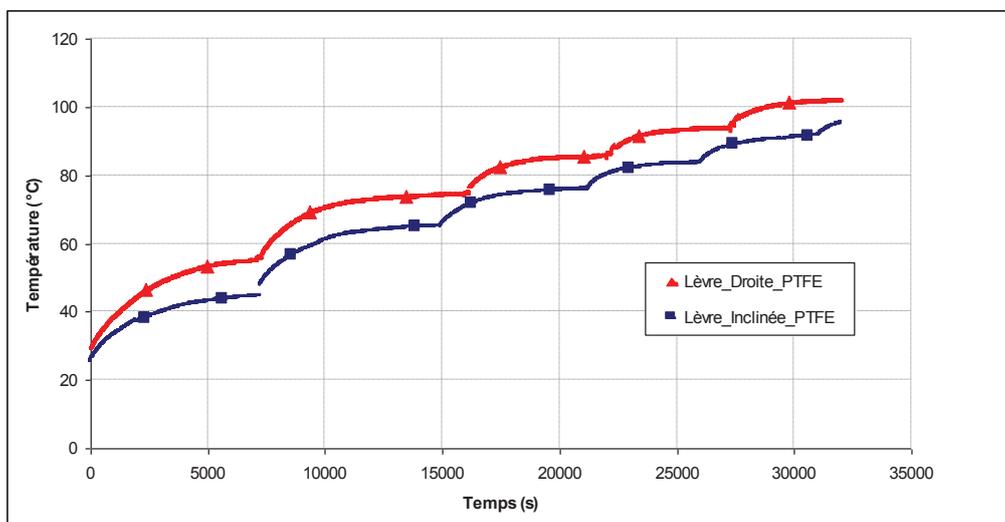
Figure III.15 : Variation du couple de frottement en fonction de la vitesse

La quasi-stabilité des valeurs du couple avec la vitesse de rotation confirme les résultats présentés par Bauer [BAU09]. Ce comportement n'est pas simple à expliquer et il est dû à la combinaison de plusieurs facteurs non indépendants. En effet, la rotation de l'arbre génère une température due au frottement des surfaces. La température augmente progressivement et se diffuse dans l'arbre, dans le joint et dans l'huile lubrifiante, jusqu'à l'état d'équilibre thermique. Cette augmentation de la température s'accompagne d'une diminution de la viscosité et probablement de la force radiale [OLB02]. Tous ces paramètres ont leur influence sur le comportement du joint et conduisent finalement à un résultat qui peut apparaître surprenant à savoir une valeur de couple constante.

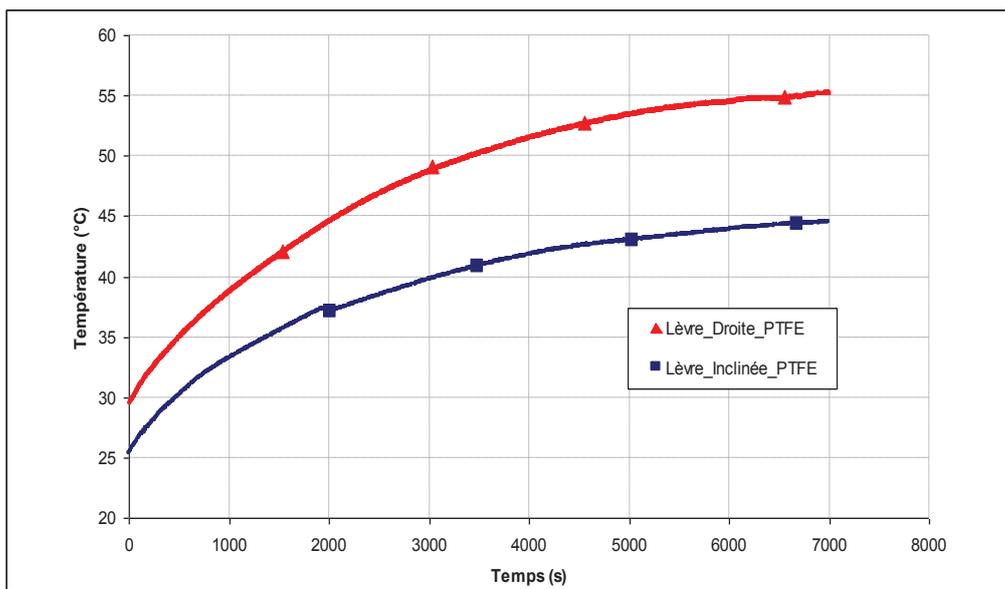
III.2.2 Forme de la lèvre du joint

L'influence de la forme de la lèvre du joint sur son comportement a été étudiée en fonction du temps et en fonction de la vitesse, sur deux types de joint en PTFE : un joint à hélice à lèvre droite et un joint à hélice à lèvre préformée (inclinée). Les essais ont été effectués pour des vitesses de rotation allant de 500 à 4000 tr/min.

La **figure (III.16)** montre l'évolution de la température de la lèvre de chaque joint en fonction du temps. Nous déduisons de ces évolutions la variation de la température de l'équilibre thermique en fonction de la vitesse de rotation.



a) toute la mesure



b) pour 500 tr/min

Figure III.16 : Evolution de la température en fonction du temps

Ainsi, la **figure (III.17)** montre la variation de la température d'équilibre en fonction de la vitesse de rotation. Le joint à lèvres droites conduit à des températures de fonctionnement supérieures à celles du joint à lèvres préformées. La différence de température est d'environ 10°C et elle est presque constante pour tous les régimes étudiés.

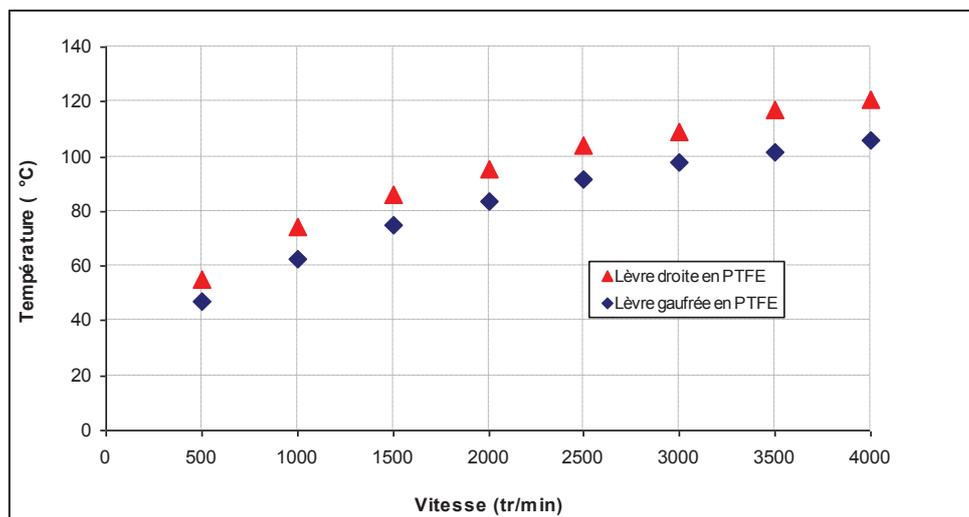


Figure III.17 : Evolution de la température en fonction de la vitesse

La **figure (III.18)** présente l'évolution du couple en fonction de la vitesse de rotation. Les deux joints montrent une diminution des valeurs du couple pour des vitesses de rotation situées entre 500 tr/min et 1000 tr/min. A partir de 1000 tr/min le couple devient quasi-stable. Entre 3000 tr/min et 4000 tr/min, le couple mesuré au niveau du joint à lèvres droites présente une faible décroissance. Globalement, le joint à lèvres droites génère des couples plus élevés que le joint à lèvres inclinées.

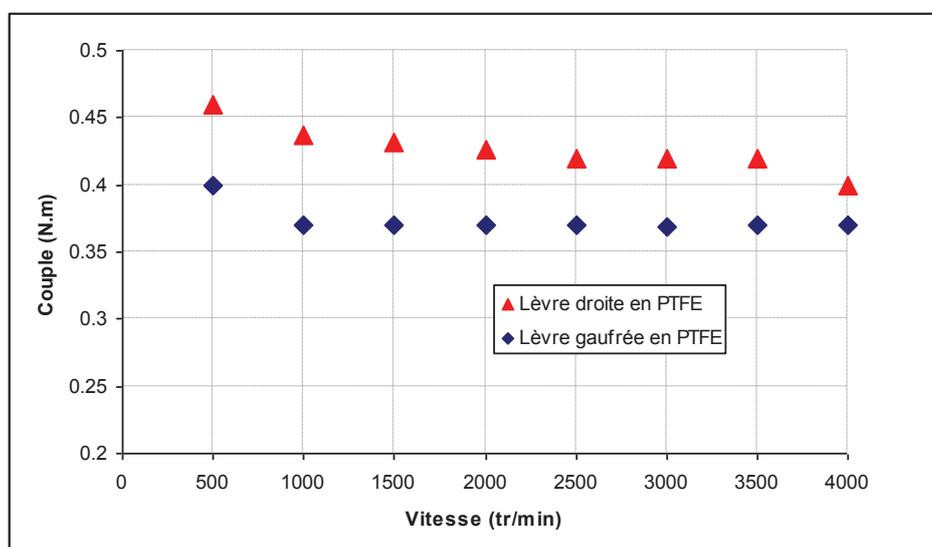


Figure III.18 : Evolution du couple de frottement en fonction de la vitesse

En analysant toutes les mesures de la température et du couple de frottement, on constate que la forme initiale de la lèvre a une influence non négligeable sur le comportement du joint. En effet, pour le joint à lèvre droite, la force radiale mais aussi la surface de contact joint/arbre sont supérieures. Ceci conduit à un frottement plus important et à une température de fonctionnement supérieure à la température de fonctionnement du joint à lèvre préformée. Ce résultat suggère qu'afin d'augmenter la durée de vie des joints, il est préférable d'utiliser des joints à lèvres préformées. D'ailleurs, comme on pourra le voir dans le paragraphe III.2.4, le débit de pompage est presque insensible à la forme de la lèvre.

III.2.3 Matériau du joint

Pour connaître l'influence du matériau de fabrication de la lèvre du joint sur le comportement de fonctionnement, nous avons examiné deux types de joints qui ont les mêmes géométries mais des matériaux différents : un joint à lèvre droite en élastomère et un joint à lèvre droite en PTFE. Les essais ont été effectués dans les mêmes conditions.

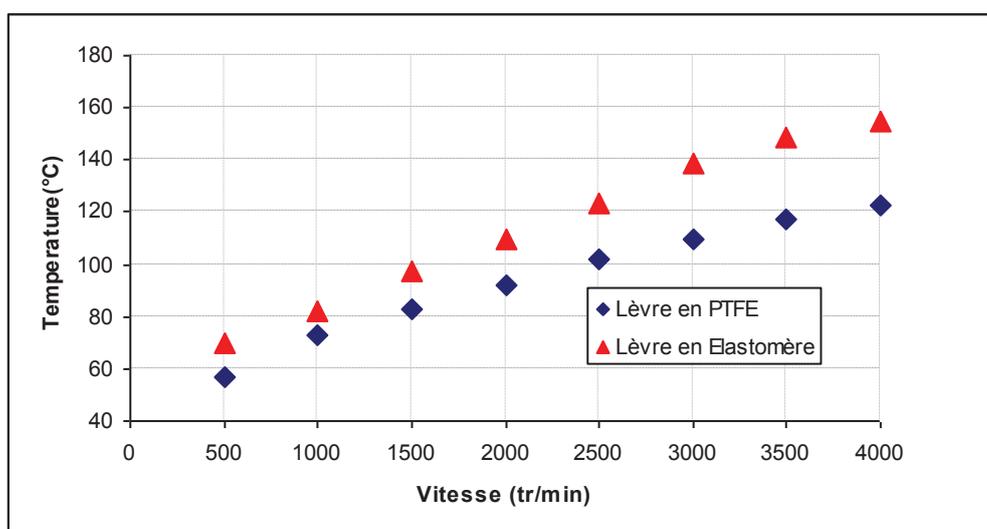


Figure III.19 : Evolution de la température en fonction de la vitesse

La **figure (III. 19)** montre l'évolution de la température d'équilibre de la lèvre avec la vitesse de rotation. On observe que le joint en élastomère montre une température d'équilibre sensiblement supérieure au joint en PTFE. De plus, la différence augmente avec la vitesse de rotation.

L'évolution du couple de frottement en fonction de la vitesse est illustrée sur la **figure (III.20)**. Les résultats montrent un couple en moyenne de 33% plus important dans le cas du joint en élastomère.

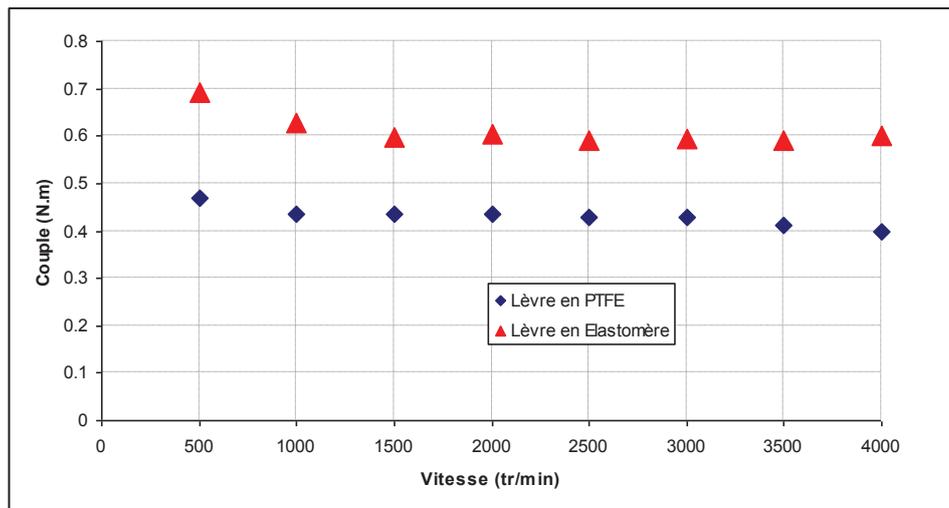


Figure III.20 : Evolution du couple de frottement en fonction de la vitesse

Globalement, le joint en élastomère conduit à un frottement plus important et donc à des températures de fonctionnement supérieures au joint en PTFE. Ce résultat n'est pas facilement explicable. En effet, le module d'Young de l'élastomère est inférieur au module d'Young du PTFE, ce qui doit conduire à une force radiale inférieure dans le cas du joint en élastomère et favoriser la diminution du frottement. Ce raisonnement conduit donc à une conclusion qui rentre en contradiction avec les mesures présentées au-dessus. Afin de trouver une explication à ce comportement, il faut prendre en compte d'autres paramètres qui peuvent influencer le comportement : l'état de surface du joint, la conductivité thermique de l'élastomère, l'évolution des caractéristiques des matériaux avec la température, etc.

III.2.4 Débit de pompage

Le débit de pompage a été mesuré pour les trois types de joints élaborés dans ce chapitre. Les résultats sont présentés sur la *figure (III.21)*. On peut remarquer que les débits donnés par les trois joints augmentent linéairement en fonction de la vitesse de rotation avec des résultats presque similaires. Cette similarité indique que le débit du pompage n'est pas influencé par la forme de la lèvre du joint ou par le matériau. Comme on pourra le montrer dans le chapitre suivant, c'est seulement la géométrie de l'hélice qui joue un rôle important.

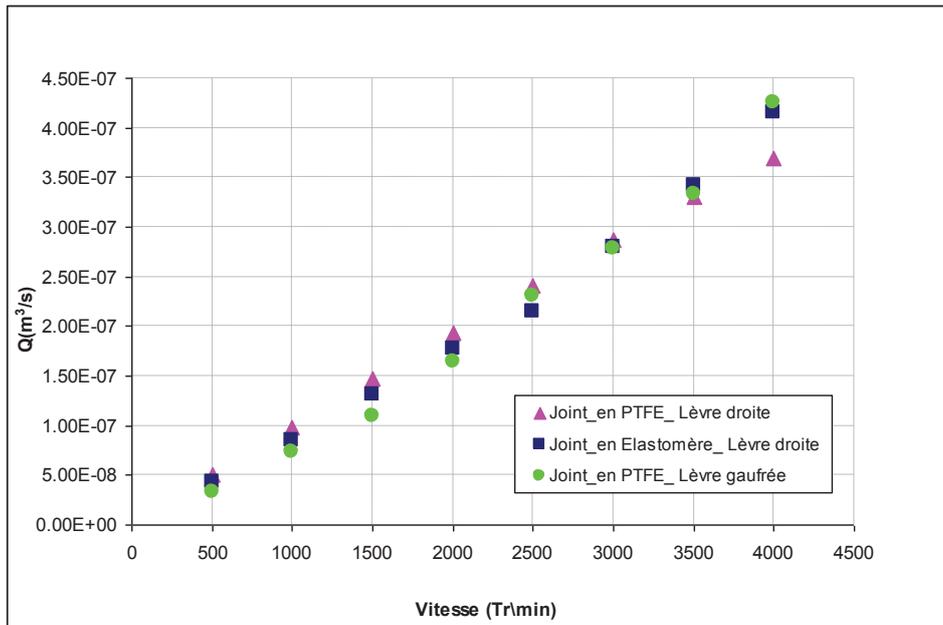


Figure III.21 : Variation du débit de fuite en fonction de la vitesse de rotation

CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons présenté et analysé les mesures expérimentales effectuées sur un banc d'essais spécifique. Les grandeurs mesurées sont : le couple de frottement, les températures sur la lèvre et le débit de pompage. Les essais réalisés ont montré que la température de fonctionnement de lèvre dépend fortement du matériau de fabrication de la lèvre, de sa forme, de la vitesse de rotation de l'arbre et probablement des conditions de confinement du fluide.

Par ailleurs, nous avons montré que le mode de montage du joint modifie significativement la température et paradoxalement moins le couple de frottement.

D'autre part, la comparaison des résultats a montré que le joint en PTFE à lèvre préformée génère moins de température et moins de couple de frottement par rapport aux autres joints testés. La mesure du débit de pompage a montré que le débit est indépendant de la forme de la lèvre (droite ou inclinée) et du matériau de fabrication.

Dans le chapitre suivant, nous exploiterons les résultats expérimentaux obtenus pour valider une première modélisation EHD de ce type de joint. De plus, nous exposerons les modèles utilisés et les hypothèses émises pour formuler ce problème. On s'intéressera ensuite à la résolution des équations de Navier-Stokes dans la rainure et de Reynolds sous les patins en contact, avec la prise en compte de la souplesse du matériau et de l'état de surface de la lèvre du joint.

Chapitre IV : Modèle ElastoHydroDynamique

INTRODUCTION

La modélisation d'un système doit traduire son comportement physique. Elle a pour objectif la prédiction de toutes ses caractéristiques de fonctionnement. Avant la mise en équation d'un système, l'analyse phénoménologique de son fonctionnement est nécessaire. En effet, la compréhension de la physique qui régit le phénomène facilite sa mise en équations et, par conséquent, sa résolution au moyen de schémas numériques.

Après avoir analysé le principe de fonctionnement du joint à modéliser, nous nous sommes proposé d'élaborer dans ce dernier chapitre une modélisation ElastoHydroDynamique (EHD) du joint à hélice. Pour ce faire, nous allons nous servir de tous les éléments que nous avons prédéterminés aux chapitres précédents, à savoir le nombre de patins en contact avec l'arbre, leur état de surface et leur longueur respective, la force radiale exercée par l'arbre sur le joint et la rhéologie du lubrifiant. Notre modèle devra décrire avec précision le comportement du joint dans la zone d'étanchéité. Les méthodes numériques utilisées pour sa résolution et aussi sa validation seront abordées. Ainsi, nous serons capables de déterminer numériquement, toutes les caractéristiques EHD du joint à hélice telles que : l'épaisseur du film lubrifiant, le couple de frottement, ainsi que la partition en zones actives et inactives de la zone d'étanchéité. Les grandeurs globales telles que le couple de frottement et le débit de pompage seront comparées à celles mesurées expérimentalement et exposées au *chapitre III*.

Pour atteindre cet objectif, nous allons présenter, dans un premier temps, la position du problème en exposant la géométrie du mécanisme du joint, ainsi que les difficultés de la modélisation. Dans un second temps, nous allons établir les équations nécessaires et définir les conditions aux

limites que nous allons compter à utiliser. La discrétisation des équations et l'algorithme utilisé seront abordés. Enfin, les résultats obtenus seront comparés à ceux mesurés expérimentalement.

IV.1 GEOMETRIE DU MECANISME ET CHOIX DU SYSTEME D'AXES

L'étude de l'écoulement hydrodynamique est focalisée dans la zone d'étanchéité entre la lèvre du joint et l'arbre, comme le présente le schéma de la *figure (IV.1)*. Par conséquent, le domaine physique de la zone d'étanchéité est défini par des bandes circumférentielles de largeurs axiales (L_1 , L_2 et L_3) dues à l'interférence entre l'arbre et le joint. La difficulté de cette étude réside dans le couplage des équations de Navier-Stokes, Reynolds et de l'élasticité, sachant que la zone d'étanchéité contient des zones de film mince sous les patins de l'ordre de quelques micromètres et des zones de film submillimétrique dans la rainure.

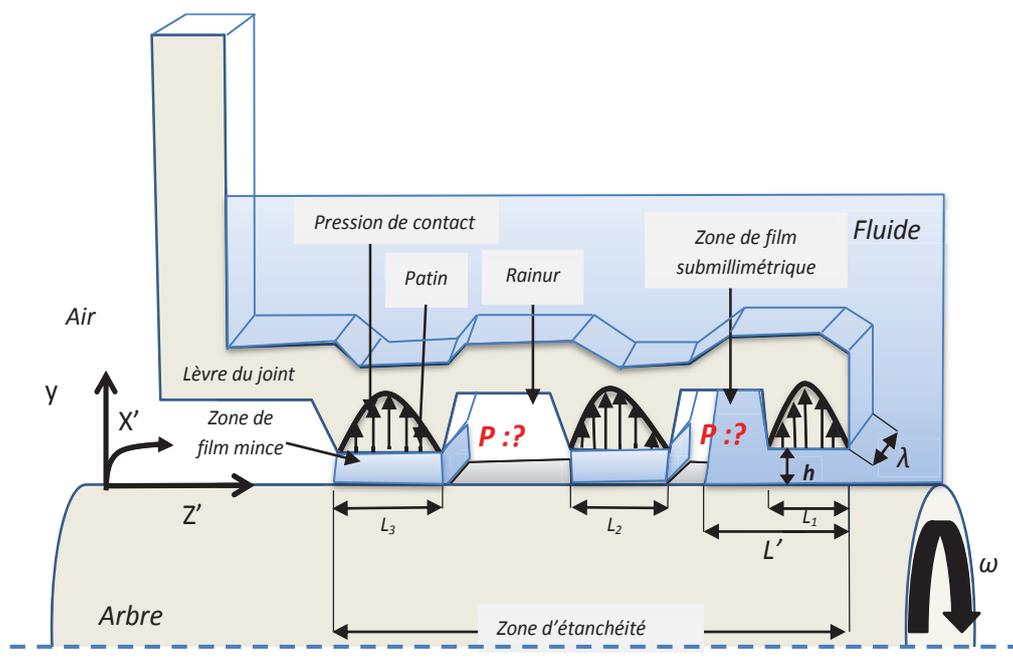


Figure IV.1 : Représentation du mécanisme du joint

Le principe de fonctionnement des joints à hélice est basé sur la transformation du mouvement de la rotation de l'arbre en un effet de pompage grâce à l'inclinaison de la rainure de l'hélice. Cette inclinaison permet, lors de la rotation de l'arbre dans le sens adéquat, de générer un gradient de cisaillement qui s'oppose au gradient dû à la pression du fluide à étancher. Pour que le joint fonctionne sans fuite, un équilibre entre ces deux gradients doit s'établir le long d'une longueur dite inondée (L') inférieure à la longueur (L) de la zone de contact entre la lèvre et l'arbre. Comme on l'avait vu dans le

chapitre bibliographique, cette longueur dite d'étanchéité, a été étudiée analytiquement par plusieurs auteurs sur des mécanismes similaires nommés "*viscoseals*". Parmi les modèles les plus cités dans la bibliographie internationale, on trouve celui de Boon et Tal [BOO59]. Leur modèle permet le calcul du coefficient d'étanchéité qui permet d'accéder à la longueur (L') et au débit de pompage (voir annexe C).

L'absence de modèle numérique pour le joint que nous étudions nous amène à nous référer aux travaux expérimentaux de Bauer et Haas [BAU05]. Les auteurs ont montré par visualisation que lors de la rotation de l'arbre dans le sens adéquat, les patins en contact retiennent le fluide par capillarité, alors que la rainure est entièrement vide. Nous allons donc supposer dans la suite de l'étude que seul les patins sont lubrifiés, que le lubrifiant y est maintenu grâce à la tension inter-faciale et que dans la rainure règne une pression proche de la pression atmosphérique. Ainsi, la résolution de l'équation des films minces sous les patins devient possible. Reste à connaître le débit évacué par pompage à travers la rainure. Pour ce faire, nous allons résoudre l'équation de Navier-Stokes simplifiée dans la rainure développée sur toute sa longueur. Le fluide contenu dans la rainure est soumis d'une part au cisaillement induit par la vitesse périphérique de l'arbre et d'autre part au gradient de pression à étancher. En résolvant séparément ces deux problèmes considérés comme indépendants, nous allons connaître toutes les caractéristiques de ce type de joint.

IV.2 ETABLISSEMENT DU MODELE

IV.2.1 Ecoulement dans la rainure

Nous avons déroulé la rainure de l'hélice et l'avons considéré comme un canal de section $H \times b$ et de longueur $L_r = n\pi D$ avec le nombre de filets n et le diamètre D de l'arbre (figure(IV.2)).

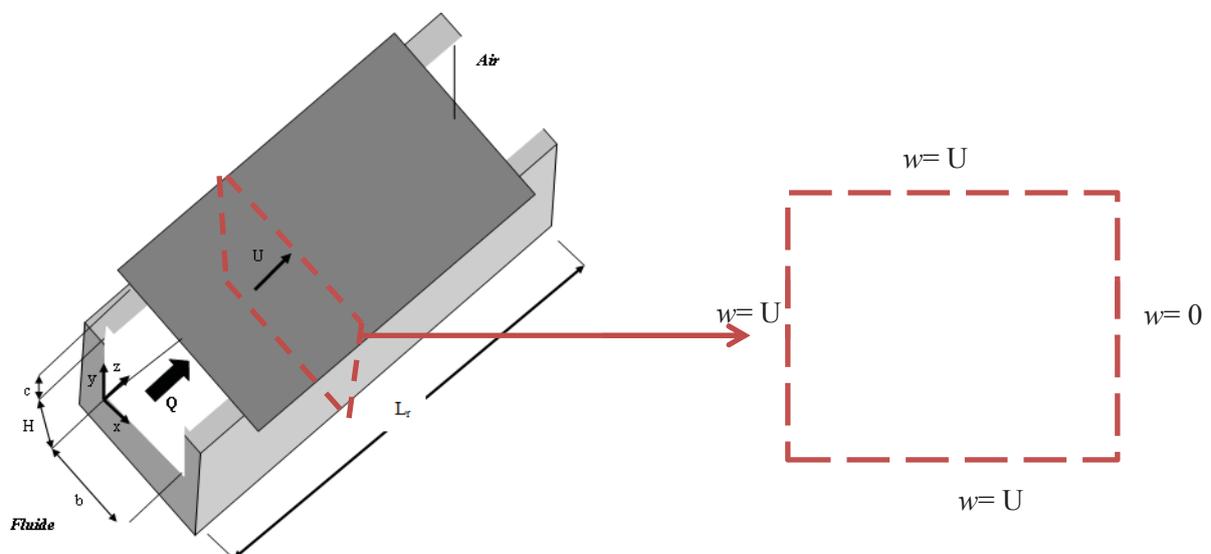


Figure IV.2 : Rainure déroulée et conditions aux limites

Le fluide circulant à travers la rainure subit deux efforts opposés : l'un est dû au gradient de pression et l'autre au gradient de cisaillement engendré par la vitesse U de l'arbre. Compte tenu de la très faible inclinaison de l'hélice, la vitesse W est négligeable par rapport à U .

L'équation de Navier-Stokes projetée dans le repère de travail (x, y, z) donne les équations suivantes :

$$\rho \frac{Du}{Dt} = F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (\text{IV.1})$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad (\text{IV.2})$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = F_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad (\text{IV.3})$$

L'équation de la continuité, écrite dans le même repère prend la forme suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{IV.4})$$

Dans le cas d'un régime stationnaire où les forces d'inertie et de pesanteur sont négligeables, ces équations se réduisent, pour le cas d'un canal, au système suivant :

$$\begin{cases} \mu \nabla^2 w = \frac{dp}{dz} = \frac{\Delta p}{L} \\ \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (\text{IV.5})$$

Les conditions aux limites étant connues (adhérence aux parois **Figure IV.2**), ce système a été résolu par différences finies et permet d'accéder au champ de vitesse et au débit de pompage de la rainure.

IV.2.2 Ecoulement sous les patins : équation de Reynolds

Le problème de la rainure étant résolu, on s'intéresse à l'écoulement sous les patins. La **figure(IV.3)** montre un schéma d'un patin en contact. La lèvre est supposée fixe avec une surface ondulée, alors que l'arbre est supposé parfaitement lisse, se déplaçant avec une vitesse linéaire U .

Pour l'écoulement sous les patins en contact, l'équation de Reynolds est utilisée pour un fluide incompressible et un régime stationnaire. Elle est écrite dans le repère (o, x', z') comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x'} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial x'} \right) + \frac{\partial}{\partial z'} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial z'} \right) = U \frac{\partial h}{\partial x'} \quad (\text{IV.6})$$

Dans le repère (o, x, z) de l'hélice (**Figure IV.2**) l'équation (IV.6) devient (*voir Annexe B*) :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial h}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \quad (\text{IV.7})$$

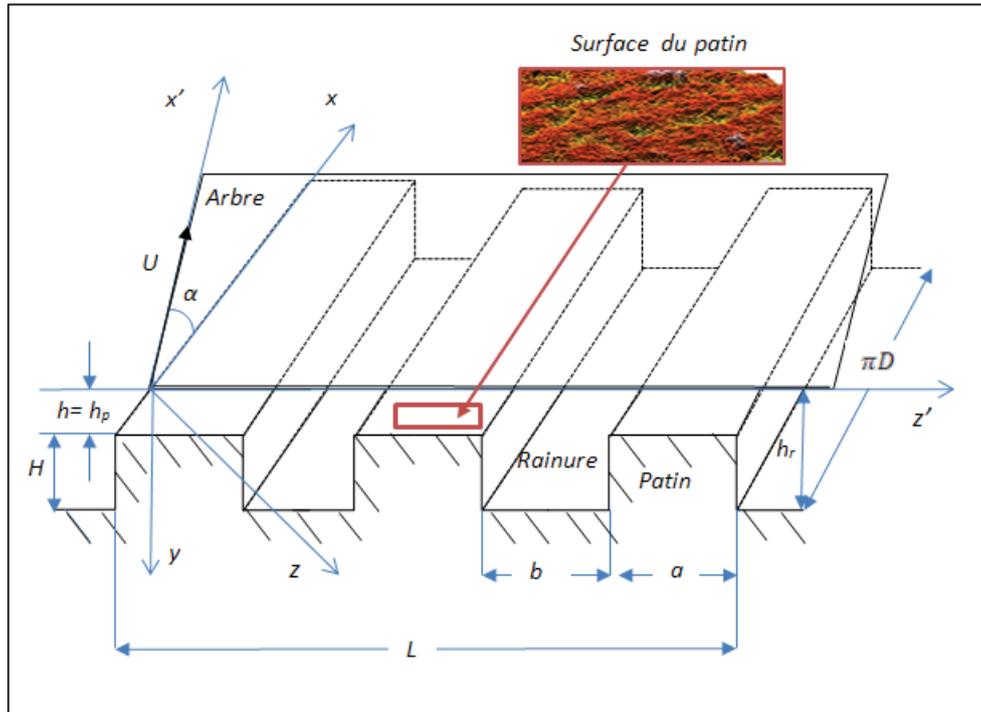


Figure IV.3 : Schéma de la zone d'étanchéité

L'équation (IV.7) doit être vérifiée pour les zones actives (zones sous pression). Pour les zones inactives (film rompu), l'équation de Reynolds se réduit à l'équation (IV.8) puisque la pression qui règne est constante (égale à la pression de vapeur saturante P_{cav} où à la pression ambiante selon qu'il y a cavitation ou séparation).

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \cos(\alpha) + \frac{\partial(\rho h)}{\partial z} \sin(\alpha) = 0 \quad (\text{IV.8})$$

où ρ représente la masse volumique du mélange lubrifiant-gaz dû à la rupture du film lubrifiant.

En définissant le remplissage r par $r = \frac{\rho h}{\rho_0}$, où ρ_0 est la masse volumique du lubrifiant, on

obtient :

$$\frac{\partial r}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial r}{\partial z} \sin(\alpha) = 0 \quad (\text{IV.9})$$

Dans le but d'avoir une seule équation à résoudre, l'équation de Reynolds (IV.7) et l'équation (IV.9) de conservation de la masse sont écrites en une équation de Reynolds modifiée, avec une variable universelle φ . Nous avons donc :

$$F \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + F \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) = U \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial h}{\partial z} \sin(\alpha) \right) + (1-F)U \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial \varphi}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \quad (\text{IV.10})$$

- pour les zones actives :

$$\begin{cases} \varphi \geq 0, p = \varphi \\ F = 1 \end{cases} \quad (\text{IV.11})$$

- pour les zones inactives :

$$\begin{cases} \varphi < 0, \varphi = r - h \\ F = 0 \end{cases} \quad (\text{IV.12})$$

Pour tout point du film, on devra vérifier la compatibilité entre le signe de φ et l'état supposé actif ou inactif, du film en ce point. Pour plus de détails voir [BON01b].

IV.2.3 Conditions aux limites

En tenant compte de l'hypothèse de périodicité des rugosités suivant la direction circumférentielle [MUL87], le domaine d'étude est réduit à une cellule élémentaire de longueur d'onde λ , comportant des zones de différentes largeurs, permettant l'estimation de toutes les caractéristiques EHD du joint à hélice [SAL92]. Cette cellule est décomposée en trois parties représentant le nombre des patins en contact. Pour obtenir les différentes grandeurs extensives, on multiplie les résultats obtenus pour une cellule par le nombre total de cellules.

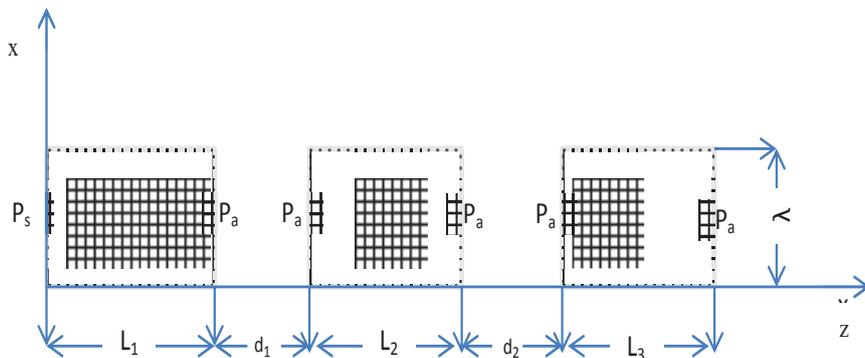


Figure IV.4 : Conditions aux limites pour une cellule de calcul

Les conditions aux limites associées à cette cellule, qui constitue le domaine d'étude, sont : la pression de fluide P_s sur le côté fluide, la pression atmosphérique P_a sur le côté air et entre les rainures, comme le montre la **figure (IV.4)**.

IV.2.4 Epaisseur de film

On appelle épaisseur de film lubrifiant, l'interface arbre/joint définie le long des largeurs de contacts. Sa forme géométrique $h(x, z)$ est donnée par la combinaison de l'épaisseur moyenne de l'équilibre hydrodynamique h_0 , la forme du patin en situation fonctionnelle $g(z)$, la contribution $d_y(x, z)$ des déformations élastiques dues à la pression et $f(x, z)$ la forme initiale des rugosités :

$$h(x, z) = h_0 + g(z) + d_y(x, z) + f(x, z) \quad (\text{IV.13})$$

Dans les joints à lèvres, c'est la rugosité qui est responsable de la génération du champ de pression qui crée l'épaisseur hydrodynamique et, en s'orientant favorablement, permet le pompage inverse. Dans le cas des joints à hélice en PTFE, le pompage inverse ne dépend pas uniquement de la rugosité mais de aussi de l'inclinaison de l'hélice. Pour cette raison, dans cette première approche on ignore le déplacement tangentiel et nous complétons nos équations par les quelques formes de rugosités régulières qui ont été utilisées et qui sont présentées ci-dessous :

$$\begin{cases} f_1^i(x, z) = \frac{R_a}{2} \cos(2\pi x N_x / L) (1 - \cos(2\pi N_z z / \lambda)) \\ f_1^{ii}(x, z) = \frac{R_a}{2} \sin(2\pi x N_x) \sin(2\pi N_z z / \lambda) \end{cases} \quad (\text{IV.14})$$

Avec N_z le nombre d'ondulations ou de bosses de la rugosité dans la direction z .

Pour calculer les déplacements élastiques d_y , il faut établir la matrice de souplesse (ou de compliance) de la cellule de calcul.

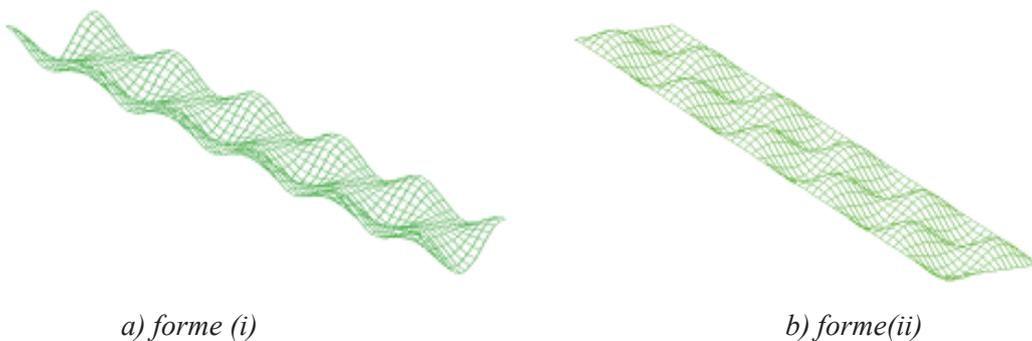


Figure IV.5 : Formes géométriques régulières des aspérités

IV.2.5 Matrice de compliance

Le calcul de la matrice de souplesse ou de compliance $[C]$ s'appuie sur les maillages tridimensionnels fournis par des codes de calcul des structures tel que MSC.Marc. Ces maillages sont constitués par des éléments cubiques.

Les composantes d_x, d_y du vecteur déformation d de la **figure (IV.6)** sont calculées à partir de deux matrices de compliance $[C_1], [C_2]$, en connaissant respectivement les composantes τ_{xy} , et p qui s'exercent sur chaque nœud du maillage.

Les matrices de compliance des surfaces des patins du joint en contact sont calculées en tenant compte des particularités du maillage de joint. La matrice $[C_1]$ contient les déplacements calculés pour une charge unitaire normale appliquée successivement en chacun des nœuds appartenant à la paroi du joint en contact avec le film lubrifiant. La matrice $[C_2]$ contient les déplacements calculés pour une force unitaire tangentielle appliquée suivant la direction x .

Les matrices de compliance sont transformées pour que les déplacements soient proportionnels à la pression et au taux de cisaillement. Par ailleurs, elles sont pleines, avec une diagonale dominante qui représente la réponse du nœud sur lequel la pression ou la contrainte tangentielle unitaire est appliquée.

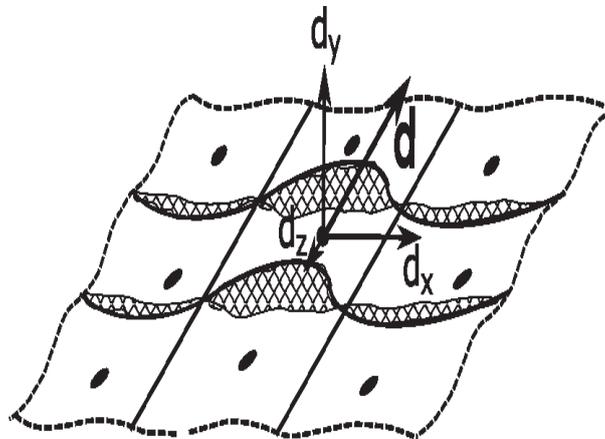


Figure IV.6 : Vecteur déformations élastiques

Dans ce premier modèle, nous n'avons pas jugé utile d'élaborer la matrice $[C_2]$ qui permet de calculer grâce au taux de cisaillement le déplacement tangentiel d_x .

IV.2.6 Formulation éléments finis du problème EHD

Pour résoudre le problème EHD pour les joints à hélice on a adapté la démarche établie par Bonneau et Hajjam [BON01a], dont on rappelle ici quelques étapes essentielles.

Le problème EHD est formé par l'équation de Reynolds, les équations de l'élasticité et les équations d'équilibre de la charge. L'action de la pression sur les surfaces élastiques qui délimitent le film lubrifiant se traduit par la déformation de celles-ci. L'épaisseur h du film doit donc être déterminée simultanément à la pression. L'ignorance a priori de la localisation des zones actives et inactives du film conduit à la définition de deux problèmes distincts qui seront résolus alternativement :

Problème 1 : l'épaisseur de film est connue et on recherche les frontières des zones actives et inactives.

Problème 2 : les zones actives et inactives sont connues et on cherche le champ de pression et le champ d'épaisseur qui satisfont l'équation de Reynolds et les équations de l'élasticité.

La solution du problème 1 est donnée par la résolution de l'équation de Reynolds modifiée (équation (IV.10)). Le problème 2 sera résolu en considérant l'équation de Reynolds (équation(IV.7)) et les relations reliant l'épaisseur de film à la pression. En raison de la similitude entre ces équations, les développements qui conduisent à la discrétisation par la méthode des éléments finis sont principalement présentés pour l'équation de Reynolds modifiée.

Considérons la fonctionnelle suivante :

$$E^* = \int_{\Omega} W^* \left(\begin{array}{l} F \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + F \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) - U \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial h}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \\ - (1-F)U \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial \varphi}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \end{array} \right) d\Omega \quad (\text{IV.15})$$

où W^* est une fonction suffisamment différentiable définie sur Ω .

Une intégration par partie de certains termes, puis l'addition d'intégrales complémentaires définies sur les frontières de transition entre zones actives et inactives permettent, d'une part, de réduire l'ordre de dérivabilité des fonctions (formulation faible) et d'autre part, de rendre naturelles les conditions aux limites de rupture et de reformation du film **[BON01b]** nécessaires au traitement du problème 1 :

$$E^* = \int_{\Omega} \left(\begin{array}{l} F \frac{h^3}{6\mu} \left(\frac{\partial W}{\partial x} \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \frac{\partial W}{\partial z} \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) + WU \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial h}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \\ - (1-F)U \varphi \left(\frac{\partial W}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial W}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \end{array} \right) d\Omega \quad (\text{IV.16})$$

Afin de ne pas faire apparaître les termes complémentaires de l'intégration par partie, les fonctions W sont choisies nulles sur la frontière extérieure du domaine.

La solution du problème 1 est obtenue en cherchant les frontières intérieures $\partial\Omega$ du film et telles que $E(\varphi) = 0$. La résolution de l'équation $E(\varphi) = 0$ permettra d'obtenir la localisation des zones actives et inactives du film.

Les études publiées sur le problème EHD ont établi dans ce contexte la supériorité des éléments quadratiques à 8 nœuds [McI88]. Le domaine Ω est donc divisé en ne éléments finis iso-paramétriques à 8 nœuds. Le caractère particulier de l'équation de Reynolds modifiée, lorsqu'elle s'applique aux zones inactives (l'équation (IV.10) est hyperbolique), rend nécessaire l'usage d'éléments linéaires à quatre nœuds pour sa discrétisation. Chaque élément à 8 nœuds est donc subdivisé en quatre éléments quadrangulaires à quatre nœuds. Selon qu'il s'agit du problème 1 ou du problème 2, la discrétisation fera appel à l'un ou l'autre maillage, la valeur des paramètres au nœud central étant éventuellement obtenue par interpolation.

Les fonctions d'interpolation N choisies, linéaires ou quadratiques selon le cas, permettent d'interpoler à la fois les variables géométriques et les différents paramètres. Dans le cas du problème 1, l'intégrale (IV.16) évaluée au nœud j d'un élément Ω_e s'écrit :

$$E(\Omega_e) = \sum_{m=1}^{npg} \left(\frac{h^3}{6\mu} \sum_{k=1}^{nne} \left(\frac{\partial W_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial W_{mj}}{\partial z} \frac{\partial N_{mk}}{\partial z} \right) F_k \varphi_k + W_{mj} U \left(\frac{\partial h_m}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial h_m}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \right. \\ \left. - \sum_{k=1}^{nne} \left(\frac{\partial W_{mj}}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial W_{mj}}{\partial z} \sin(\alpha) \right) N_{mk} (1 - F_k) \varphi_k \right) \Delta\Omega_m \quad (IV.17)$$

où m est l'un des npg points de Gauss sur cet élément et nne le nombre de nœuds par élément (8 ou 4). W_{mj} est la fonction de pondération relative au nœud j et N_{mk} est la fonction d'interpolation relative au nœud k appartenant à Ω_e ; elles sont évaluées au point de Gauss m . F_k représente l'état du nœud k et prend la valeur 1 s'il est dans une zone active et 0 dans le cas contraire. Lorsque la totalité des nœuds de l'élément Ω_e est en zone active, l'élément est dit actif et dans ce cas, les fonctions d'interpolation sont choisies comme fonctions de pondération. Dans le cas contraire, en raison du caractère hyperbolique de l'équation à résoudre, les fonctions de pondération sont des fonctions polynomiales décentrées vers l'amont relativement à la vitesse U de la surface mobile.

La sommation de l'ensemble des équations (IV.17) écrites sur chacun des nœuds des ne éléments du domaine Ω conduit à un système d'équations algébriques linéaires en φ qui s'écrit sous la forme matricielle suivante :

$$R = [M] \varphi + S \quad (IV.18)$$

où R est le vecteur résidu de l'équation de Reynolds modifiée et φ la variable universelle. Soit n le nombre total de nœuds définis sur le domaine étudié Ω . La matrice $[M]$ est de rang n , un terme M_{jk} s'écrit :

$$M_{jk} = \sum_{n=1}^{ne} \sum_{m=1}^{npg} \left(\frac{h^3}{6\mu} \sum_{k=1}^{nne} \left(\frac{\partial W_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial W_{mj}}{\partial z} \frac{\partial N_{mk}}{\partial z} \right) F_k \right. \\ \left. + \sum_{k=1}^{nne} \left(\frac{\partial W_{mj}}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial W_{mj}}{\partial z} \sin(\alpha) \right) N_{mk} (1 - F_k) \right) \Delta\Omega_m \quad (IV.19)$$

Le vecteur S représente le second membre de l'équation de Reynolds modifiée. Un terme du vecteur S s'écrit sous la forme :

$$S_j = \sum_{n=1}^{ne} \sum_{m=1}^{npg} \left(N_{mj} U \left(\frac{\partial h_m}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial h_m}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \right) \Delta\Omega_m \quad (IV.20)$$

Lorsque le problème à résoudre est du type 2, le domaine d'intégration est restreint aux zones actives pour lesquelles on a $F_k = 1$. L'expression de (IV.17) se réduit alors à :

$$E(\Omega_e) = \sum_{m=1}^{npg} \left(\frac{h^3}{6\mu} \sum_{k=1}^{nne} \left(\frac{\partial W_{mj}}{\partial x} \frac{\partial N_{mk}}{\partial x} + \frac{\partial W_{mj}}{\partial z} \frac{\partial N_{mk}}{\partial z} \right) p_k \right. \\ \left. + W_{mj} U \left(\frac{\partial h_m}{\partial x} \cos(\alpha) - \frac{\partial h_m}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \right) \Delta\Omega_m \quad (IV.21)$$

En raison de l'élasticité des surfaces, l'épaisseur h dépend de p :

$$d_y = h_m = \sum_{k=1}^{nne} N_{mk} h_k = \sum_{k=1}^{nne} N_{mk} \sum_{i=1}^n C_{ki} p_i \quad (IV.22)$$

où $[C]$ est la matrice de compliance. Les équations ainsi obtenues sont non linéaires en p . Leur résolution fait appel à un processus de Newton-Raphson.

IV.2.7 Algorithme numérique

L'algorithme général est extrait de celui proposé par Bonneau et Hajjam [BON01a]. Il est présenté ci-dessous pour un problème EHD stationnaire. La boucle principale contient deux boucles. La première boucle résout l'équation de Reynolds et définit la partition des zones actives et inactives du film. La seconde boucle détermine les déformations de la surface de la lèvre et donc l'épaisseur du film EHD.

Lecture des données : géométrie, matrice de compliance, viscosité, vitesse, ...

Initialisation du problème : calcul de $h(x,y)$ et du premier champ de pression

Tant que partition (Ω), épaisseur h , pression p non stables, charge non équilibrée

Tant que partition (Ω) est non stable

Problème de type 1 :

Calcul de φ (équation de Reynolds modifiée)

Mise à jour de la partition :

Si $\varphi < 0$ le nœud est éventuellement passé à l'état inactif

Si $\varphi \geq 0$ le nœud est éventuellement passé à l'état actif

Fin

Tant que les résidus $(h,p) > \varepsilon$ (méthode de Newton-Raphson)

Calcul des résidus des équations (Reynolds et charge appliquée)

Si le taux de convergence est insuffisant calcul et triangularisation du Jacobien

Résolution du système obtenu

Correction de la pression p et des paramètres de déplacement rigide h_0

Calcul de la déformée élastique d_y , etc..

Modification de l'épaisseur du film h

Fin

Fin

Ecriture des résultats : pression, épaisseur du film, débit, couple, ...

Fin de l'algorithme

IV.2.8 Caractéristiques hydrodynamiques

Une fois que la distribution de la pression dans le film est déterminée, les différentes caractéristiques du contact (charge, couple, coefficient de frottement...etc.) peuvent être calculées par de simples intégrations. En effet, la charge ou la force exercée par les patins sur la surface de l'arbre doit être équilibrée par le champ de pression généré dans le film. Son expression est donnée, pour une cellule de contact, par la relation suivante :

$$W = \int_0^l \int_0^\lambda p(x,z) dx dz \quad (IV.23)$$

Le couple de frottement dans la zone d'étanchéité est donné par :

$$C_a = \mu \int_0^l \int_0^\lambda R \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} dx dz = \mu \int_0^l \int_0^\lambda R \left(-\frac{h}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{V}{h} \right) dx dz \quad (IV.24)$$

IV.3 RESULTATS

Dans cette partie, nous allons d'une part confronter les résultats numériques et ceux obtenus expérimentalement et d'autre part, nous entreprenons une étude paramétrique de l'influence des différentes caractéristiques du contact telles que l'amplitude et le nombre d'ondulations de la rugosité.

IV.3.1 Comparaison avec les mesures expérimentales

Les calculs numériques sont effectués pour les paramètres de fonctionnement du joint suivants : $\lambda = 0.1$ mm, $P_s = 0.105$ MPa, $P_a = 0.1$ MPa, amplitude des rugosités égale à 2.7 μm , $N_z = 10$ avec la prise en considération des largeurs de contact L_1 , L_2 et L_3 obtenues par les calculs des structures effectués sur chaque type du joint.

Afin de déterminer le comportement de fonctionnement du joint, nous avons réalisé des calculs avec les formes de rugosité présentées précédemment dans la (*figure (IV.5)*). Pour ces calculs, nous avons considéré deux types de simulations :

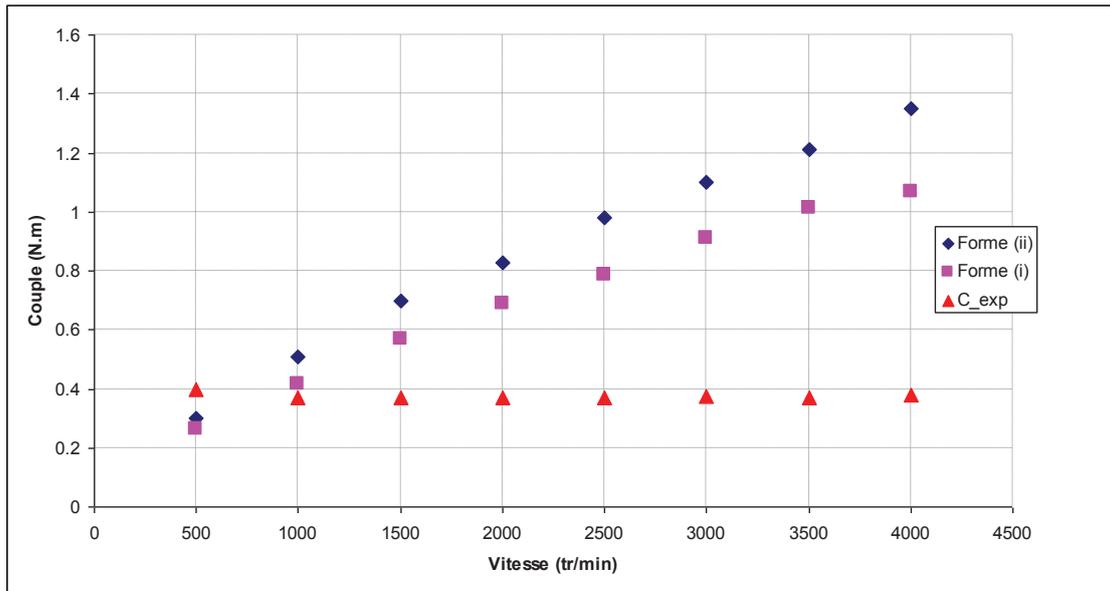
- a) Des simulations avec une viscosité constante (modèle isotherme).
- b) Des simulations avec des viscosités issues des mesures expérimentales (*chapitre III*).

Cas d'une viscosité constante

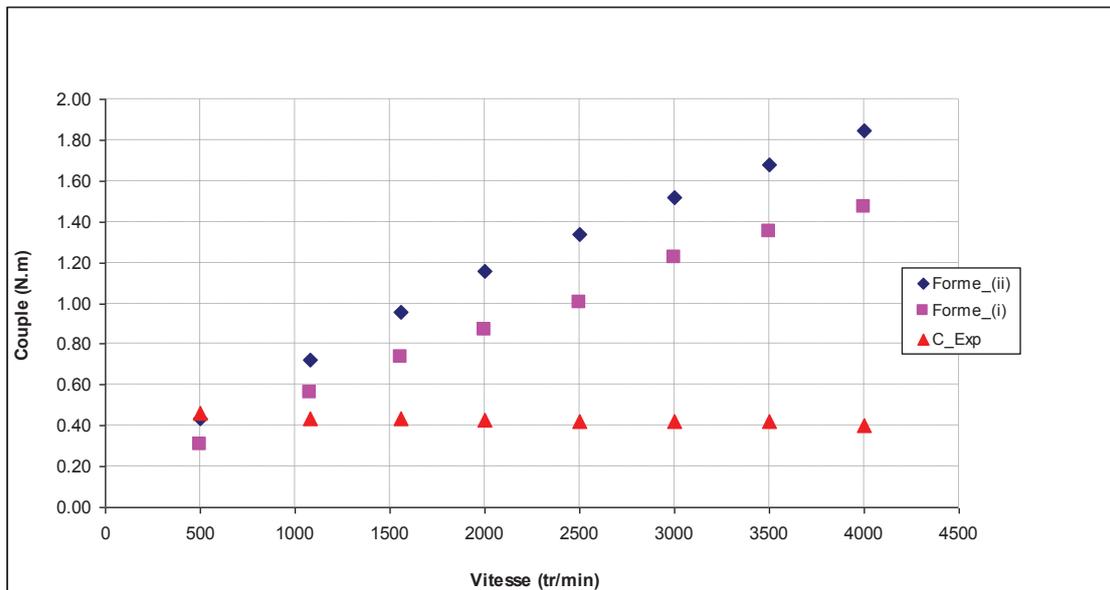
La *figure (IV.7 a et b)* présente, pour une valeur de viscosité de 0.045 Pa.s, la comparaison des résultats du couple de frottement numérique du joint à hélice à lèvres droites et du joint à hélice à lèvres gaufrées par rapport aux valeurs du couple obtenues expérimentalement pour des vitesses de rotation allant de 500 tr/min à 4000 tr/min.

L'examen de ces courbes nous a permis de constater que les valeurs du couple obtenues numériquement pour les deux joints augmentent linéairement en fonction de la vitesse de rotation, avec des valeurs élevées dans le cas de la forme de rugosité (ii) par rapport à celles données par la forme de rugosité (i). Par ailleurs, les résultats expérimentaux sont quasi-stables.

On peut en conclure que si les effets de la température ne sont pas pris en compte, les prédictions numériques sont très loin de la réalité. Comme le modèle numérique ne modélise pas ces effets thermiques, nous avons effectué, dans le paragraphe suivant, des simulations avec des viscosités issues des mesures expérimentales présentées dans le chapitre précédent.



a) joint à lèvres gaufrée



b) joint à lèvres droite

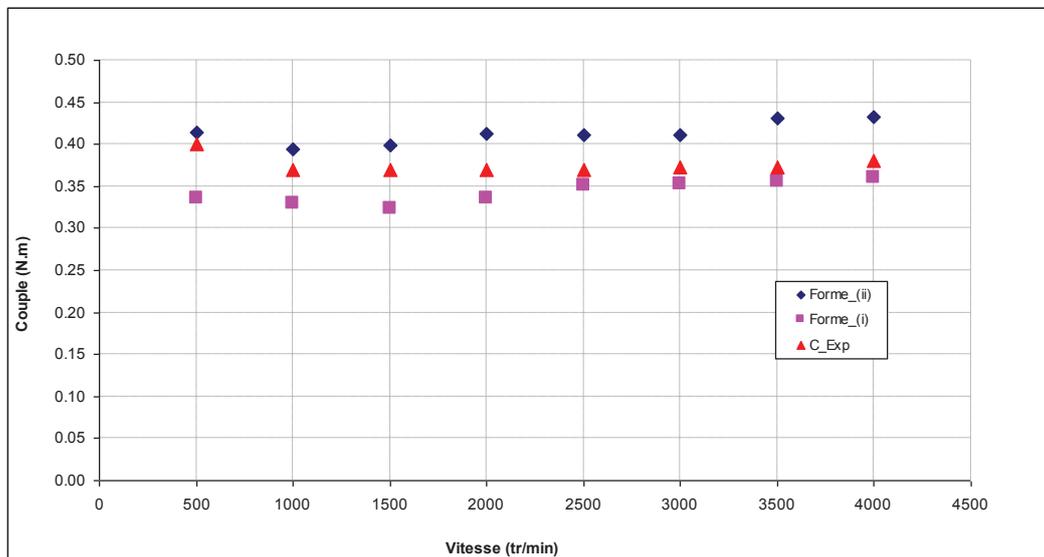
Figure IV.7 : Evolution du couple de frottement en fonction de la vitesse (viscosité constante)

Cas des viscosités extraites des essais expérimentaux

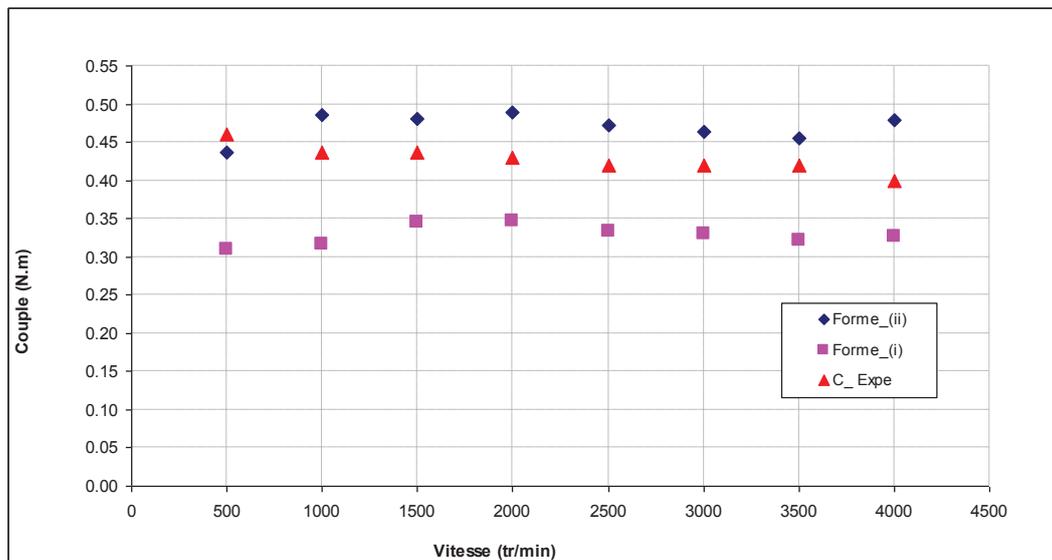
Pour chaque vitesse de rotation, nous avons mesuré la température stabilisée de la lèvre du joint. A partir de la courbe de la *figure (III.9)*, nous avons accédé à la viscosité du lubrifiant pour la vitesse considérée. Les courbes de la *figure (IV.8 a et b)* sont calculées à partir de ces viscosités.

Ainsi, la confrontation des valeurs du couple de frottement mesurées à celles calculées numériquement montre, dans un premier temps, que les couples obtenus numériquement sont devenus quasi-stables en comparaison avec les résultats obtenus dans le cas d'une viscosité constante. Dans un second temps, on observe, dans le cas du joint à lèvres gaufrée, que les valeurs des couples

expérimentaux se situent entre celles obtenues numériquement et sont proches de celles-ci, quelle que soit la forme de rugosité examinée. Par contre, dans le cas du joint à lèvres droites, ces écarts sont plus importants surtout pour la forme *Forme_(i)*.



a) joint à lèvres gaufrée



b) joint à lèvres droite

Figure IV.8 : Couple de frottement en fonction de la vitesse de l'arbre (viscosité variable)

La **figure (IV.9)** représente, pour une vitesse de rotation de 3000 tr/min, l'épaisseur du film lubrifiant et la pression hydrodynamique correspondante obtenues pour les deux formes de rugosité pour le joint à lèvres gaufrée. Les résultats confirment la corrélation entre ces deux grandeurs. En effet, la convergence du film vers les zones des aspérités, suivant la direction de la rotation de l'arbre génère, la pression hydrodynamique. La divergence de chaque aspérité dans le même sens de la

rotation de l'arbre mène à la rupture du film et également à la présence des zones de cavitation probable.

Les valeurs maximales de pression enregistrées dans ce cas (vitesse 3000 tr/min) pour les deux formes de rugosité (i) et (ii) sont respectivement de l'ordre de 1.04 MPa et 1.07 MPa..

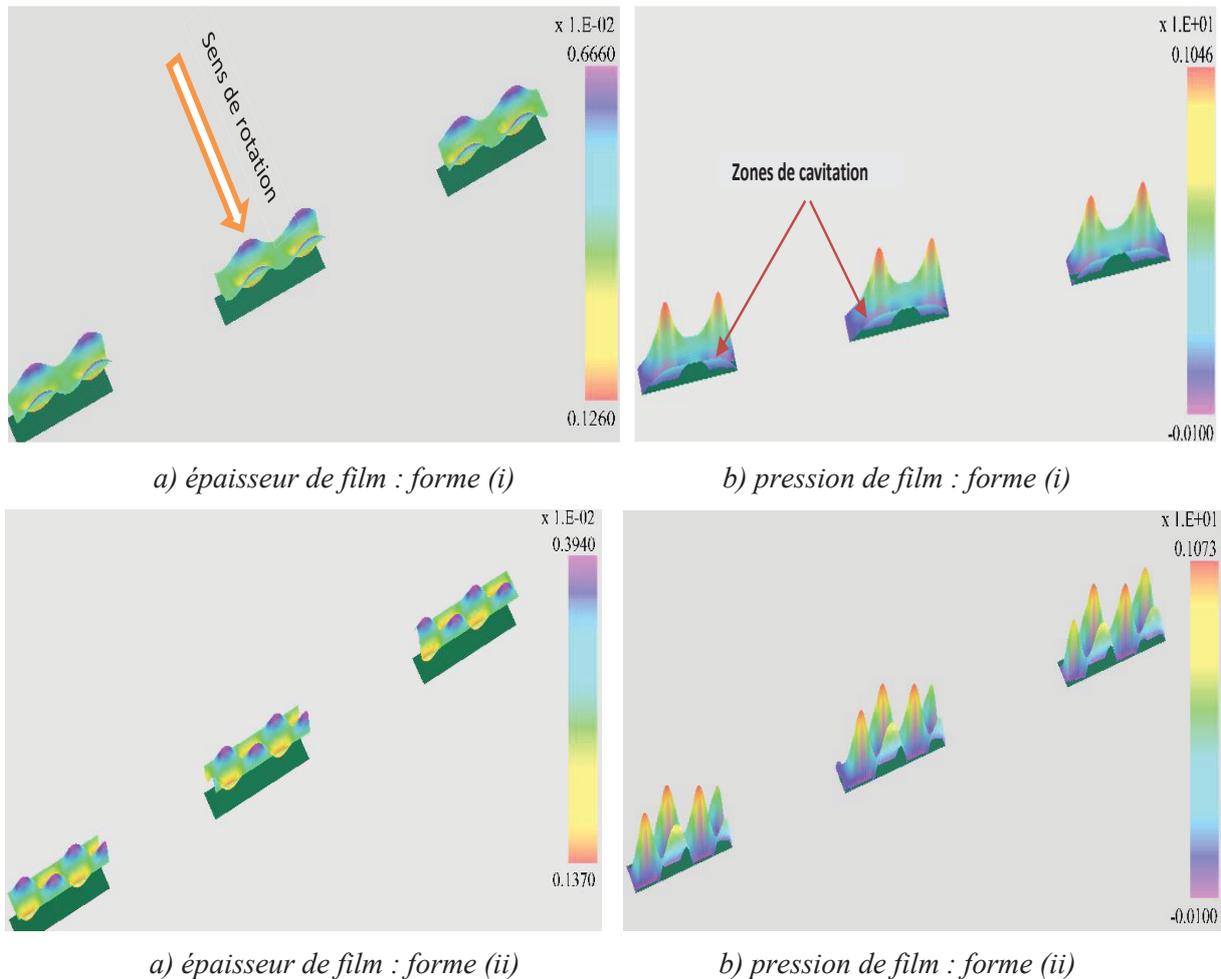


Figure IV.9 : Epaisseur du film et pression obtenues pour 3000 tr/min

Afin de compléter notre travail, nous nous sommes intéressés au débit de pompage dans la rainure. En effet, la vitesse V , la viscosité μ et le gradient de pression le long de la rainure développée étant connus, les valeurs numériques du débit sont obtenues par l'intégration de champ de vitesse issu de la résolution de l'équation de Poisson, dans une section droite du canal formé par la rainure développée. Comme il est impossible d'accéder expérimentalement en fonctionnement normal à ce débit, nous avons inversé le sens de rotation afin d'aspirer le lubrifiant à étancher du côté fluide vers le côté air, comme exposé au *chapitre III*. La *figure (IV. 10)* montre, pour une vitesse de rotation de l'ordre de 4000 tr/min, le champ de la vitesse du fluide à travers une section droite de la rainure développée.

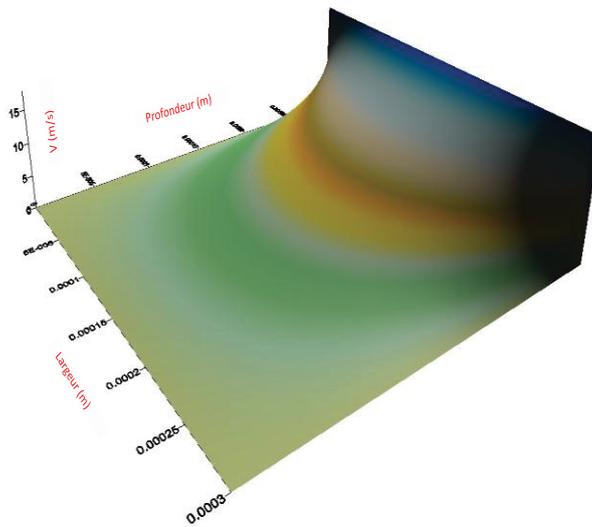


Figure IV.10 : Vitesse du fluide à travers une section droite de la rainure à 4000tr/min

On constate, du fait de l'adhérence du fluide aux parois, que nous avons sur la paroi supérieure une vitesse égale à celle de l'arbre et sur les autres parois zéro. La confrontation des valeurs mesurées du débit de pompage avec celles calculées est présentée en fonction de la vitesse de rotation sur la *figure (IV.11)*.

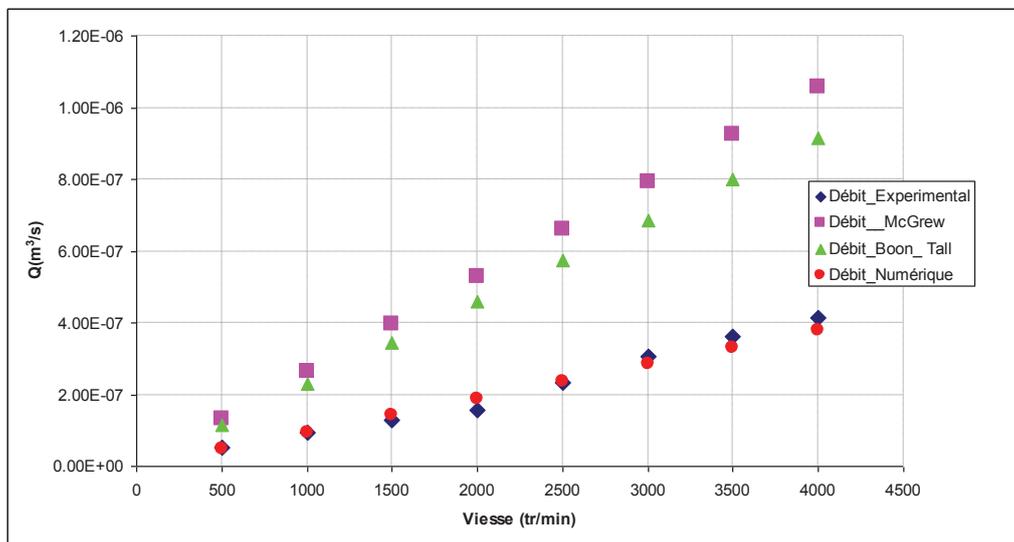


Figure IV.11 : Comparaison débit numérique et expérimental ($H=0.3\text{mm}$ $b=0.3\text{ mm}$)

Il est à noter que les valeurs du débit calculé numériquement, à partir de l'intégration de l'équation de Poisson, sont en concordance avec celles mesurées expérimentalement. Par contre, les valeurs données par les expressions proposées par Boon et Tal [BOO59] et McGrew et McHuch [McG65] sont assez proches entre elles, mais éloignées des valeurs expérimentales. Cette différence

peut être due soit aux hypothèses considérées par les auteurs lors de l'établissement de leur modèle, soit au fait que, même si les deux dispositifs sont similaires, ils ne produisent pas les mêmes effets lors de leur fonctionnement. En effet, notre joint doit assurer à la fois une étanchéité statique et dynamique, il est en PTFE et c'est grâce à la rugosité des patins qu'il génère le champ de pression qui crée le jeu de quelques microns. De plus, il est fixe dans son logement et c'est l'arbre supposé lisse qui crée le mouvement du fluide (voir *Figure (IV.12 a)*).

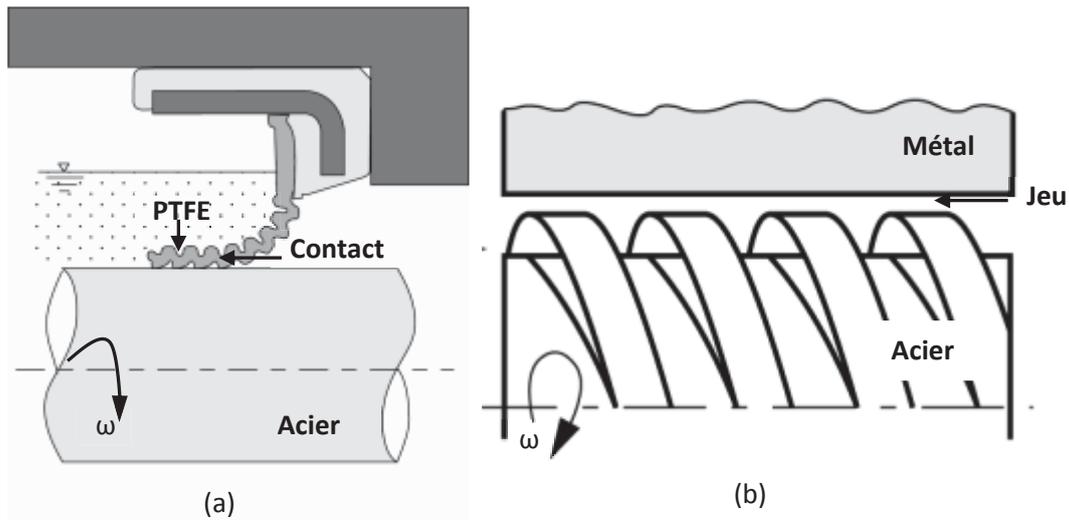


Figure IV.12 : Comparaison de la constitution du joint en PTFE (a) et du viscoseal (b)

Par contre, les mécanismes "viscoseals" étudiés par les auteurs cités ci-dessus (voir *figure (IV.12 b)*), n'assurent pas l'étanchéité statique, donc ont un jeu fonctionnel de plusieurs dizaines de microns ; ils sont en acier avec un état de surface supposé parfaitement lisse et leur mouvement est relatif par rapport au logement. Pour analyser le comportement de notre calcul vis-à-vis des mécanismes "viscoseals", nous avons gardé seulement les travaux de Boon et Tal [BOO59] et nous avons fait varier la géométrie de l'hélice en jouant sur sa largeur et sa profondeur. Les résultats obtenus sont exposés sur la *figure (IV.13)*.

Ces résultats montrent que la connaissance avec précision de la géométrie de la rainure est fondamentale. En effet, on constate que, plus la rainure est large et profonde, plus le débit évacué est élevé. Par ailleurs, nous remarquons aussi que si nous souhaitons que les mécanismes "viscoseals" évacuent le même débit que notre joint, il faut faire des choix illogiques. En effet, quand il s'agit du calcul avec l'expression de Boon et Tal [BOO59] il faut choisir pour la rainure une profondeur et une largeur égales à 0.2 mm et à 0.3 mm pour nos calculs.

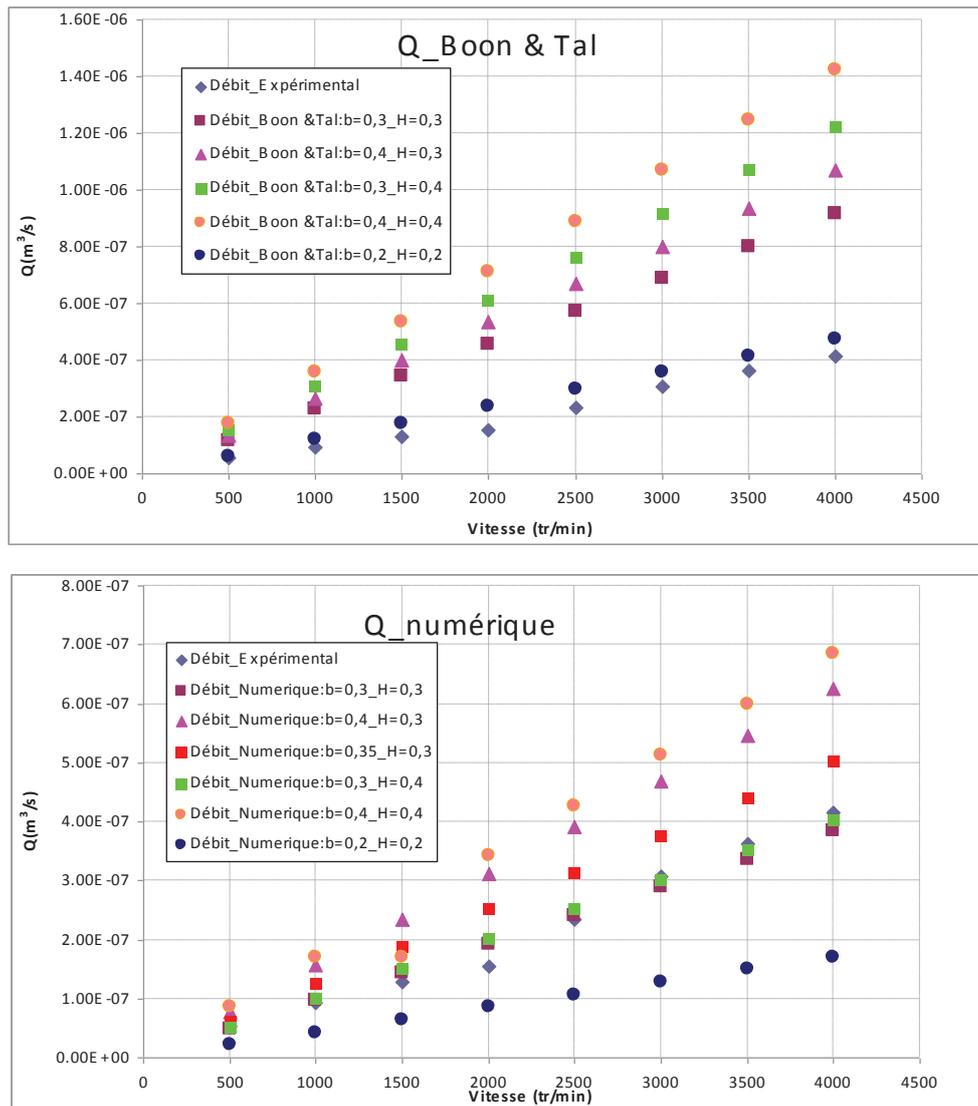


Figure IV.13 : Variation du débit en fonction de la géométrie de l'hélice (b-largeure, h-profondeur)

Pour expliquer cet écart, il faut admettre que la géométrie de notre joint, qui est mesurée au repos et en plus en situation non fonctionnelle, se modifie à cause du cisaillement mais au fur et à mesure de l'élévation de la température de fonctionnement qui peut atteindre plus de 100°C à 4000tr/min. Malheureusement aujourd'hui nous n'avons pas les moyens de vérifier cette hypothèse.

IV.3.2 Etudes paramétriques

Le code de calcul élaboré a permis de prédire avec une précision correcte l'ensemble des caractéristiques d'un joint à hélice et cela malgré les fortes hypothèses considérées. Nous allons donc poursuivre l'exploitation de ce code en examinant la forme de rugosité (ii) qui a permis d'obtenir des valeurs de couple proche de celles mesurées, l'influence des paramètres tels que l'amplitude et le nombre d'ondulations de la rugosité sur le couple de frottement, sur l'épaisseur du film lubrifiant et sur l'évolution du coefficient de frottement.

Influence de l'amplitude de la rugosité

La *figure (IV.14)* représente la variation du couple de frottement en fonction de la vitesse de rotation pour des valeurs de l'amplitude de la rugosité allant de $1.5 \mu\text{m}$ à $3.5 \mu\text{m}$. On peut observer sur cette figure que, quelle que soit la vitesse examinée, les valeurs du couple diminuent en fonction de l'amplitude de la rugosité. Cet effet peut être facilement expliqué. En effet, l'épaisseur moyenne du film lubrifiant augmente, diminuant ainsi le taux de cisaillement.

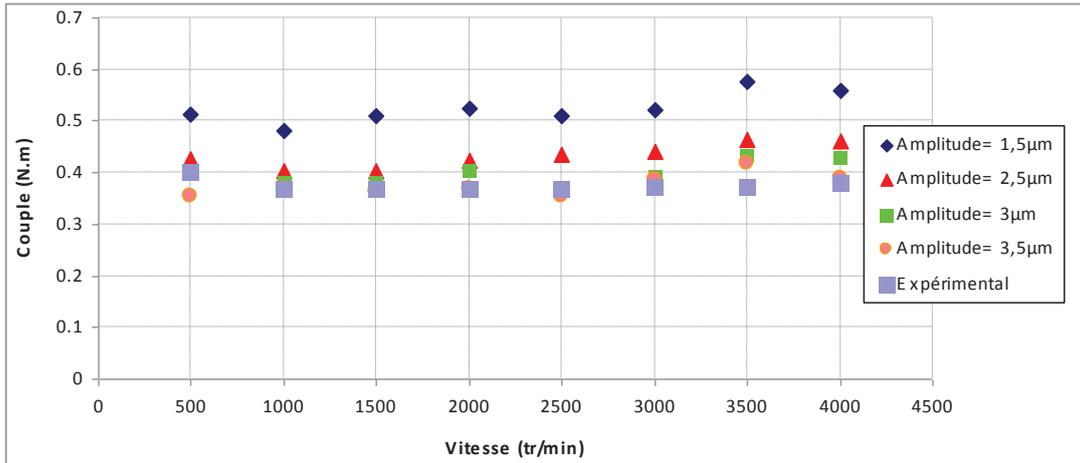


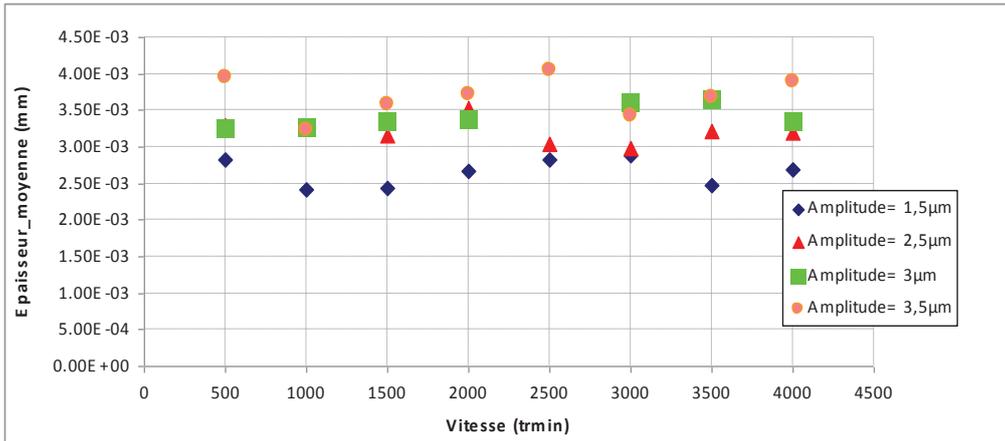
Figure IV.14 : Influence de l'amplitude de la rugosité sur le couple de frottement

Sur la *figure (IV. 15 a et b)* nous avons représenté l'évolution de l'épaisseur moyenne et le coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation, pour différentes valeur de l'amplitude des rugosités.

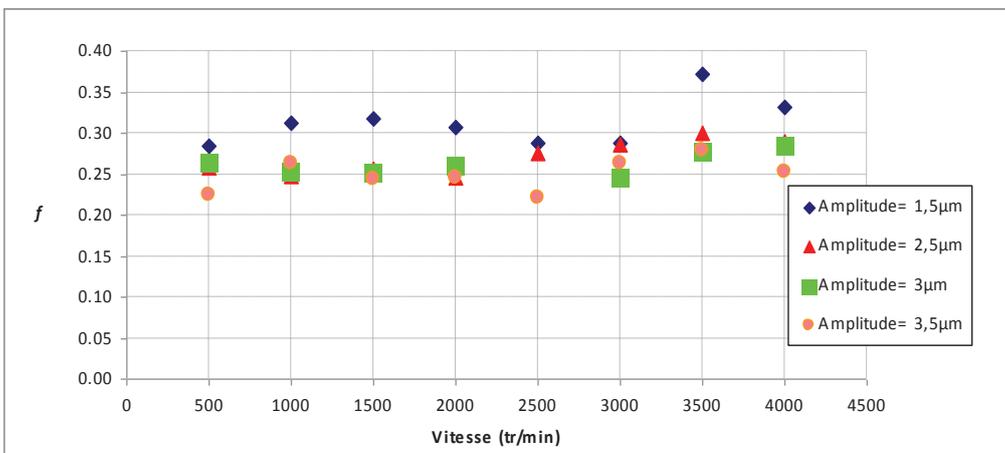
Les résultats obtenus corroborent parfaitement nos propos. En effet, on constate que l'épaisseur moyenne augmente, tandis que le coefficient de frottement diminue.

Influence du nombre d'ondulations suivant la direction axiale

Afin d'étudier l'influence du nombre d'ondulations dans la direction axiale sur le comportement de fonctionnement du joint, nous avons effectué plusieurs simulations pour un nombre N_z allant de 10 à 16, tout en conservant le reste des paramètres inchangés. Les résultats obtenus sont illustrés par la *figure (IV.16)*.



(a) Epaisseur moyenne



(b) Coefficient de frottement f

Figure IV.15 : Influence de l'amplitude de la rugosité sur l'épaisseur moyenne et le frottement

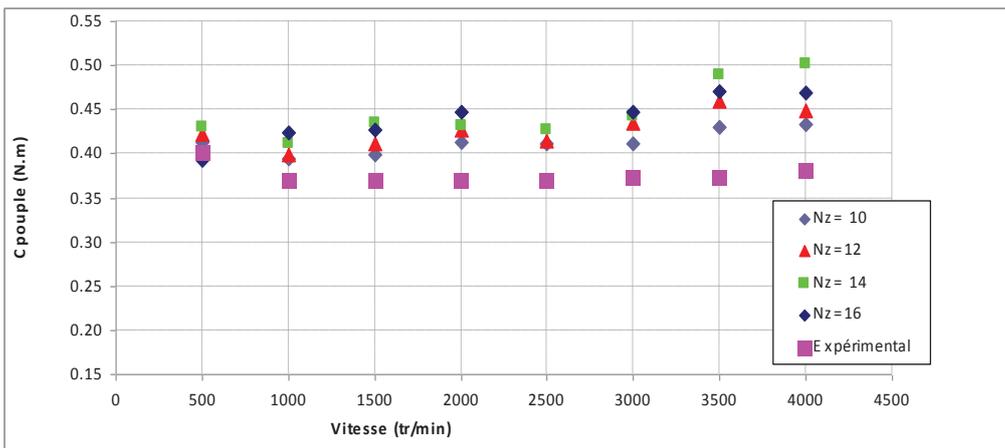
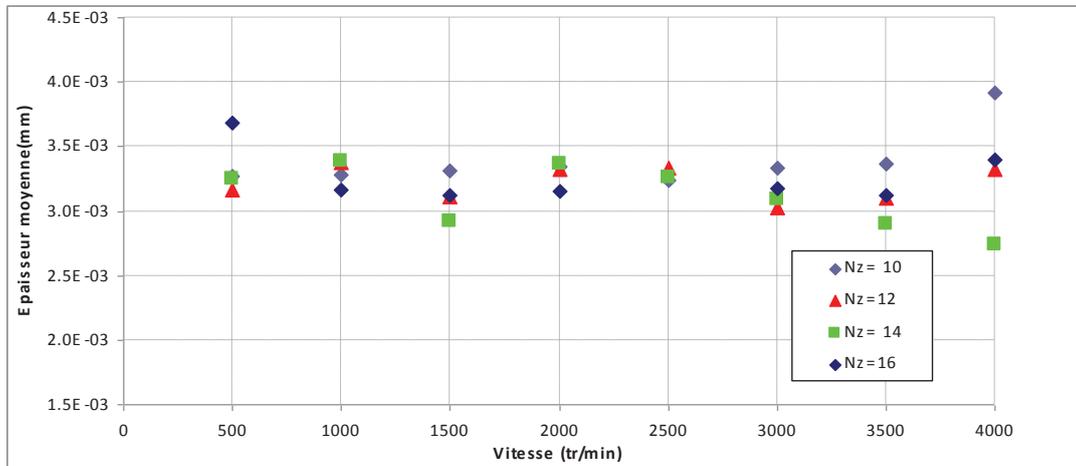


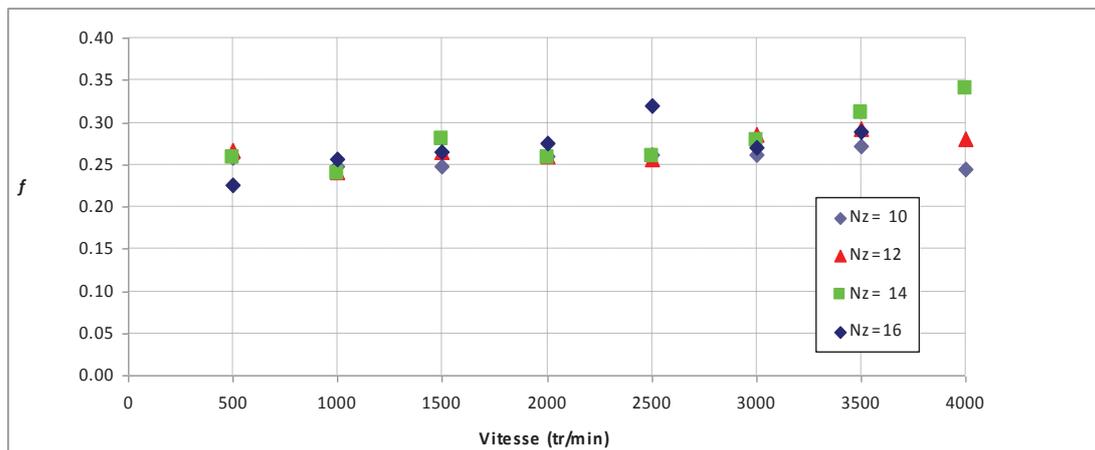
Figure IV.16 : Influence du nombre d'ondulations sur le couple de frottement

L'observation de ces graphes montre que les valeurs du couple augmentent en fonction du nombre d'ondulations. Cette augmentation des valeurs est accompagnée d'une diminution de

l'épaisseur moyenne et d'une augmentation du coefficient de frottement, comme le montre la *figure (IV 17 a et b)*.



(a) *Epaisseur moyenne*



(b) *Coefficient de frottement f*

Figure IV. 17 : Influence du nombre d'ondulations sur l'épaisseur moyenne et le coefficient de frottement

CONCLUSION

Au cours de ce chapitre, nous avons présenté les différentes phases de modélisation EHD des joints à hélice. Nous avons aussi procédé à la validation en confrontant les résultats numériques à ceux issus des mesures expérimentales. Enfin, nous avons mené une étude paramétrique de l'influence de la rugosité et de la viscosité sur toutes les caractéristiques de ce type de joint. Par ailleurs, nous avons aussi modélisé l'écoulement du lubrifiant dans la rainure. Les résultats du débit issus de ce calcul sont confrontés aux mesures expérimentales.

C'est ainsi que nous avons remarqué que, pour une viscosité constante, le couple de frottement augmente linéairement en fonction de la vitesse de rotation, alors qu'il est quasi-stable dans le cas d'une viscosité réelle issues des mesures expérimentales.

Par ailleurs, l'effet de la forme de la rugosité, du type et du nombre d'ondulations sur le comportement du joint affecte la totalité des caractéristiques EHD. De plus, l'augmentation de l'amplitude de la rugosité diminue le couple de frottement.

Nous avons complété ce travail en calculant le débit évacué par la rainure numériquement et expérimentalement. La confrontation des résultats montre une très bonne concordance, à condition d'avoir des données géométriques et physiques les plus précises possibles.

Conclusion Générale et Perspectives

L'objectif du travail entrepris lors de cette thèse était de développer et de valider un code de calcul permettant la modélisation du comportement élastohydrodynamique (EHD) des joints à hélice en PTFE. Notre démarche s'est scindée en deux parties. La première expérimentale avait pour but de comprendre les phénomènes mis en jeu lors de leur fonctionnement. La seconde, numérique, visait à modéliser physiquement les mécanismes observés. Ces deux parties ont abouti à la mise au point d'un premier modèle EHD que nous avons validé.

Tout d'abord, l'analyse bibliographique, objet du *chapitre I*, nous a permis de faire le point sur les joints à lèvres en élastomère en ce qui concerne leur principe de fonctionnement, leurs avantages et leurs inconvénients. Ensuite, nous avons détaillé les étapes conduisant à l'introduction des joints à hélice en PTFE. Du fait probablement de la complexité géométrique du joint à hélice, nous n'avons pas trouvé d'études numériques consacrées à cet organe. En effet, lors du montage du joint, l'hélice génère une suite de contacts formés de patins et de rainures. Une partie de ces contacts opère dans la zone de film micrométrique (les patins) et une autre dans une zone submillimétrique (les rainures). Il faut donc coupler l'équation de Reynolds et celle de Navier-Stokes pour avoir un modèle qui puisse prédire toutes les caractéristiques EHD d'un tel organe. L'analyse du comportement de mécanismes similaires tels que les "viscoseals" montre que, même pour des vitesses de fonctionnement faibles (~100 tr/min), la rainure de l'hélice se vide entièrement du fluide. Ainsi, en fonctionnement normal, il règne dans la rainure une pression voisine de la pression atmosphérique. Ce fait est en concordance avec les visualisations expérimentales de Bauer et Haas [BAU07]. Nous n'avons donc pas eu besoin de nous intéresser à l'écoulement dans la rainure pour établir notre modèle EHD. Pour réaliser cet objectif, nous avons seulement caractérisé avec précision le matériau de fabrication du joint à hélice, l'état de surface des patins, ainsi que la géométrie des différents contacts patin et rainure. Ensuite, nous avons élaboré la matrice de souplesse nécessaire pour gérer le modèle EHD. C'est dans le *chapitre II* que nous avons exposé les démarches et les outils utilisés. Nous avons montré que le

procédé de fabrication des joints à hélice altère la géométrie de l'hélice et de ce fait celle du patin et de la rainure. A partir de nos mesures expérimentales et du fait de la faible inclinaison de l'hélice (0.16°), nous avons élaboré une CAO supposée axisymétrique. L'utilisation du logiciel MSC.Marc nous a permis d'accéder aux éléments importants pour la modélisation, à savoir la longueur de contact des patins, la géométrie de la rainure, la force exercée par l'arbre sur le joint. Une étude paramétrique et une confrontation avec des mesures expérimentales nous ont permis de montrer l'influence du matériau de fabrication du joint. Ainsi, le phénomène de relaxation, l'influence du coefficient de frottement et du module de Young ont été analysés et nous ont conduits à faire les choix qui nous ont semblés pertinents pour l'élaboration de la matrice de souplesse et pour simuler numériquement un assemblage joint/arbre donnant les mêmes caractéristiques que celles obtenues expérimentalement en termes de force radiale et de nombre de patins en contact.

Le *chapitre III*, était consacré à l'étude expérimentale avec pour objectif la validation du modèle EHD élaboré. Pour ce faire, différents types de joints à hélice ainsi que différentes façons de les utiliser (normale ou inverse) ont été examinés sur un banc d'essai qui permet la mesure du couple de frottement, de la température de la lèvre du joint et du débit de pompage.

Les mesures expérimentales ont été effectuées sans thermostatisation de l'huile du bain, mais en s'assurant pour chaque vitesse de sa stabilité thermique et de sa reproductivité.

Les résultats obtenus ont montré clairement l'influence des paramètres géométriques et physiques du joint sur son comportement. Quel que soit le montage utilisé, normal et lubrifié, inverse lubrifié ou normal sec et quelle que soit la vitesse de rotation examinée, le couple de frottement est quasi constant. Par contre, la température de la lèvre du montage normal lubrifié est plus élevée que celle du montage inverse lubrifié en raison d'un flux d'échange avec le milieu ambiant plus important dans le cas du montage inverse lubrifié.

Par ailleurs, nous avons remarqué que la forme de la lèvre jouait un rôle important. En effet, si la lèvre est droite on génère une température et un couple plus importants par rapport au joint à lèvre dite inclinée ou gaufrée. D'autre part, la nature du matériau semble importante puisque nous avons constaté que là aussi, par rapport au PTFE, l'élastomère génère des températures très élevées, d'environ 155°C , probablement proches de celles prohibitives et des couples de 50% supérieurs à ceux observés pour le PTFE. Enfin, nous nous sommes intéressés au débit de pompage. Notre banc d'essai ne permettant pas de le mesurer en fonctionnement normal, nous avons donc inversé le sens de rotation de l'arbre pour extraire le fluide vers l'extérieur de la cuve et pour en mesurer le débit. Par ailleurs, nous avons constaté que le débit de pompage est constant, quel que soit le joint que nous avons utilisé.

Le *chapitre IV* étant consacré à la modélisation EHD du type de joint étudié. Pour ce faire, nous avons d'abord réécrit l'équation de Reynolds dans le repère approprié. Ensuite, nous avons

discrétisé cette équation en éléments finis pour pouvoir utiliser l'algorithme établi par Bonneau et Hajjam [BON01]. La première étape fut la validation du code et la seconde son exploitation à travers une étude paramétrique. Pour la validation, nous avons constaté que, quelle que soit la vitesse de rotation examinée, il existe une forte adéquation entre les couples de frottement numériques et expérimentaux. Quant à l'étude paramétrique, elle a montré les influences respectives de la viscosité du fluide et de la rugosité des patins. Ainsi, nous avons constaté que, pour une viscosité constante, le couple augmente linéairement à la vitesse. Dans le cas contraire le couple est quasi constant. Par ailleurs, nous avons observé que l'épaisseur moyenne augmente avec l'amplitude de la rugosité alors que le couple de frottement diminue.

Nous avons aussi voulu savoir quel était le débit de pompage de cet organe. Comme nous l'avons déjà signalé, nous ne pouvons pas accéder au débit de pompage en fonctionnement normal. Nous avons donc modélisé la situation où le débit de Poiseuille et celui de Couette s'ajoutent. Ainsi, nous avons développé la rainure et résolu l'équation de Poisson issue de l'équation de Navier-Stokes simplifiée. A notre grande surprise, nous avons obtenu des valeurs numériques qui corroborent presque parfaitement les mesures expérimentales. Par contre, même si Boon et Tal [BOO59] semble le suggérer dans leur travail, nous n'avons pas réussi à adapter les relations analytiques obtenues dans le cas des mécanismes "viscoseals" pour conforter nos calculs numériques.

Malgré les bons résultats obtenus, ce travail ne constitue pour nous qu'une première tentative de modélisation de cet organe simple par sa composition mais complexe par son comportement. En effet, plusieurs questions sont restées sans réponse. Par exemple, pourquoi n'avons-nous pas réussi une corrélation avec les mécanismes "viscoseals" quand on fait tendre le jeu vers zéro, quel sera l'effet du déplacement tangentiel s'il est introduit. Par ailleurs, si nous voulons que notre modèle soit pertinent, il va falloir tenir compte de la période de rodage, ainsi que de l'influence de l'hyper élasticité et de la viscoélasticité du matériau sur le comportement ThermoElastoHydroDynamique du joint en fonctionnement permanent et/ou transitoire. Les concepts de lubrification mixte devront être introduits dans notre modèle qui est purement déterministe comme par exemple la gestion du contact arbre/joint.

Enfin, des expérimentations originales sont à imaginer pour nous permettre d'une part de visualiser le comportement de la lèvre du joint à hélice et d'autre part d'accéder à d'autres grandeurs que le couple de frottement et la température de la lèvre. Ce sont ces perspectives là que nous souhaitons réaliser dans un avenir proche.

Annexe A : Caractérisation du PTFE

Pour que notre calcul de structure soit précis, les données du comportement du matériau doivent être connues pour qu'elles soient intégrées dans les codes de calcul que nous avons utilisés. Dans cette étape nous allons déterminer expérimentalement les caractéristiques mécaniques du PTFE qui sont le module d'Young (E), la limite élastique (R_{el}) et le coefficient de Poissons (ν). Par ailleurs, nous avons vérifié la présence de la viscoélasticité.

A.1 Moyens expérimentaux

Pour caractériser le PTFE de la lèvre du joint, il aurait fallu utiliser un échantillon ayant subi un formage à chaud. Malheureusement, nous nous sommes contentés des éprouvettes de petites tailles (longueur, largeur et épaisseur : 15.45mm x 5mm x 0.6mm) *figure (A.1)*, obtenues à partir des plaques en PTFE vierges destinées à la fabrication de l'hélice du joint.

Pour ce faire, nous avons analysé les résultats des essais de Vidéo-Tractions uni-axiales, avec différentes vitesses.

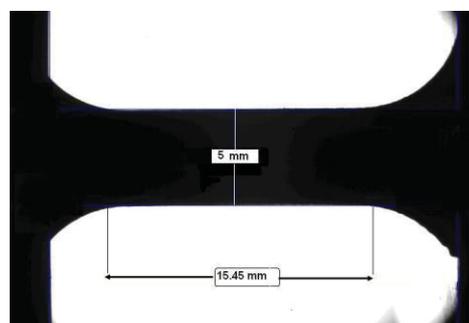


Figure A.1 : Eprouvette de traction

Les essais de traction, à température ambiante, ont été réalisés à l’Institut National de la Recherche Agronomique (INRA) à NANTES, avec une machine micromécanique de force maximale de 120 N, munie d’une caméra d’enregistrement de zoom important *figure. (A.2)*.

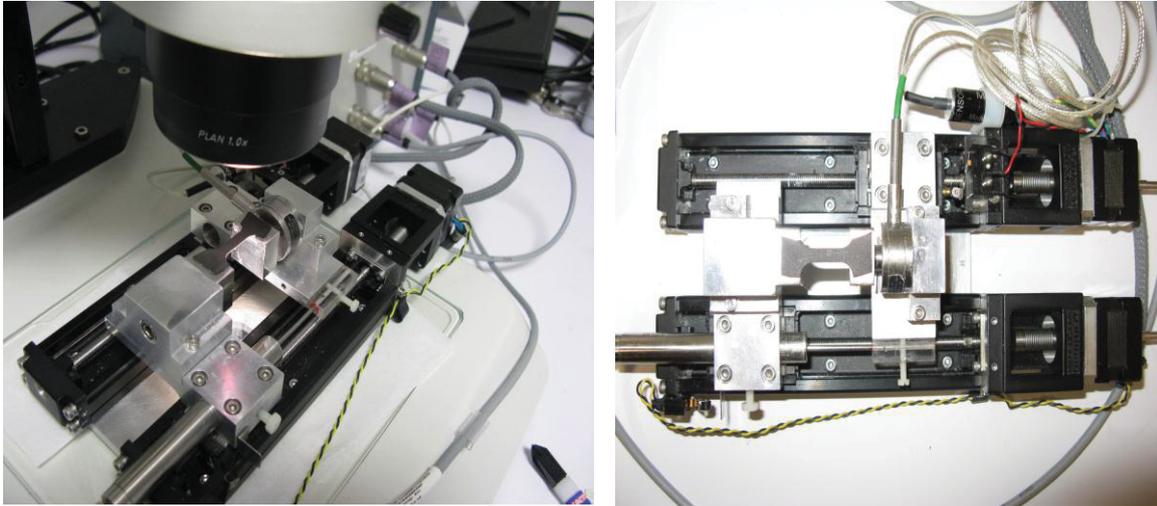


Figure A.2 : Machine de Vidéo-Traction

L’utilisation de cette machine permet de récupérer la force F appliquée à l’éprouvette, et le déplacement résultant. Les images de la forme de l’éprouvette à chaque instant sont enregistrées. Elles rendent possible le calcul du coefficient de Poisson sans utiliser des capteurs latéraux. Les résultats sont par la suite convertis en terme de contrainte σ et de déformation ε :

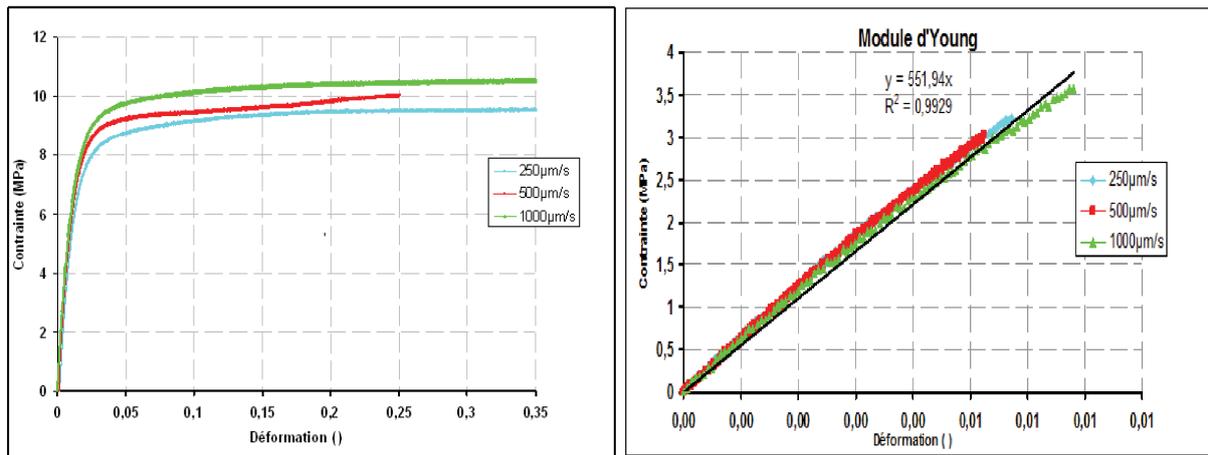
$$\sigma = \frac{F}{S_0} \quad (\text{A.1})$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{L_0}{L} \quad (\text{A.2})$$

où S_0 et L_0 sont respectivement la surface initiale et la longueur initiale de l’éprouvette. L est la longueur variable de l’éprouvette au cours de l’essai.

A.2 Résultats

Les courbes de la *figure (A.3)* montrent les résultats obtenus pour trois essais de traction avec différentes vitesses (250 $\mu\text{m/s}$, 500 $\mu\text{m/s}$ et 1000 $\mu\text{m/s}$). On remarque aussi qu’au fur et à mesure que la déformation augmente, divers phénomènes se manifestent : d’abord des déformations réversibles (élasticité linéaire), puis permanentes (plasticité). En outre, on constate que la limite élastique du matériau est dépendante de la vitesse de traction utilisée. Le calcul de la pente de la zone linéaire permet d’avoir un module d’élasticité moyen de l’ordre de 550 MPa.



a) Courbe contrainte –déformation

b) Zoom sur la zone élastique

Figure A.3 : Résultats des essais de traction uniaxiale

Pour vérifier la sensibilité du PTFE à la déformation au cours du temps, un essai de relaxation a été effectué. Cet essai consiste à imposer entre les deux mors un allongement croissant jusqu'à à 1.3 mm, puis à maintenir ce niveau constant, comme le montre la **figure (A.4)**.

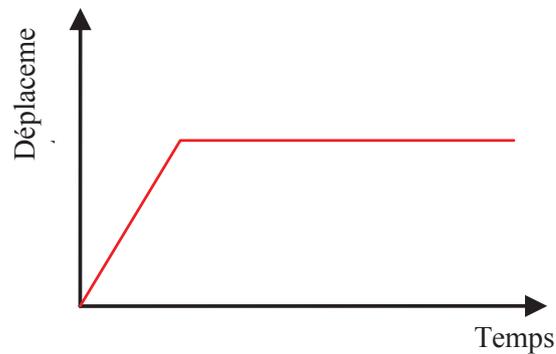


Figure A.4 : Consigne de pilotage de l'essai de relaxation

La **figure (A.5)** présente le résultat de l'essai de relaxation effectué. Le graphe montre une augmentation des valeurs de la contrainte suivie de sa diminution progressive jusqu'à sa stabilité. L'augmentation des valeurs correspond à l'étape d'allongement pour imposer une déformation constante. La diminution des valeurs montre qu'il existe une contrainte visqueuse qui s'oppose aux variations de la déformation du matériau. L'essai de relaxation provoque l'apparition, puis le "relâchement" de cette contrainte visqueuse.

Les résultats obtenus par les essais de traction ont montré que le PTFE est sensible à la vitesse de traction et à la déformation imposée au cours du temps. Ce comportement est lié à l'effet viscoélastique du PTFE.

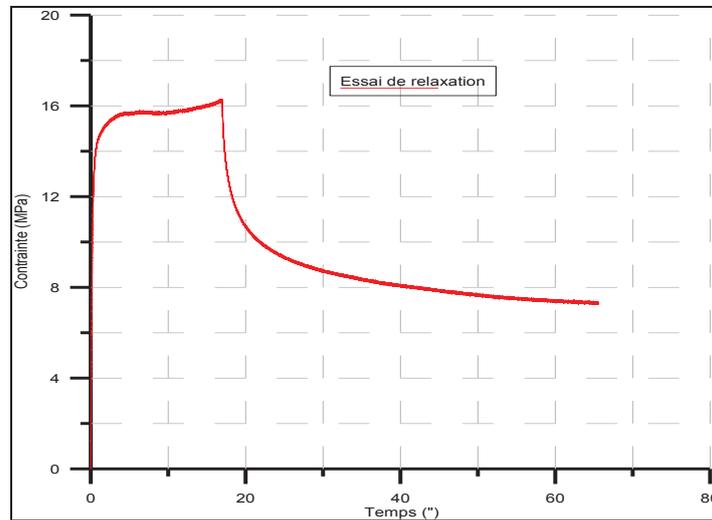


Figure A.5 : Essai de relaxation

On définit le coefficient de Poisson pour un matériau homogène et isotrope, par le rapport entre la déformation latérale et la déformation axiale au cours d'un test de traction/compression.

$$\nu = -\left(\frac{l - l_0}{l_0}\right) / \left(\frac{L - L_0}{L_0}\right) \quad (\text{A.3})$$

où l et l_0 sont respectivement les largeurs variable et initiale de l'éprouvette.

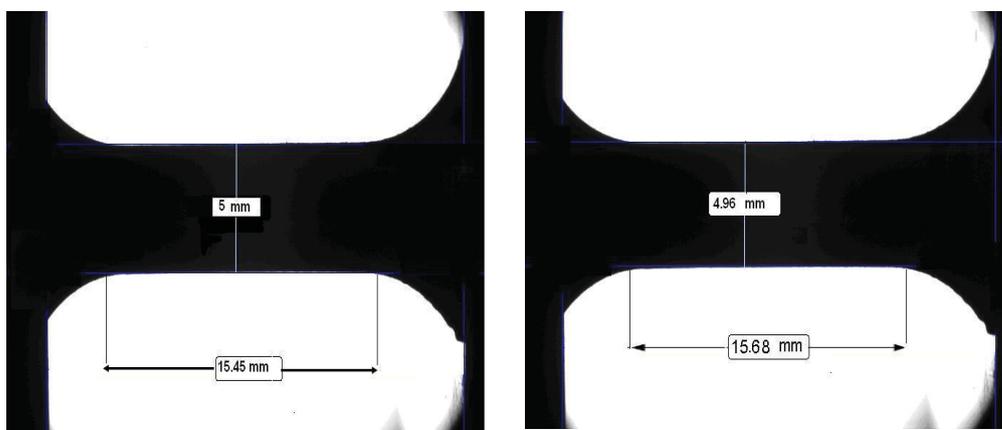


Figure A.6 : Dimensions initiales et finales de l'éprouvette

A partir des images prises par la caméra durant les essais de traction, nous avons pu mesurer la largeur et la longueur de l'éprouvette de traction pendant toute la période des essais. La *figure. (A. 6)* montre l'éprouvette initiale (gauche) et l'éprouvette après quelques secondes d'essai (droite). Le calcul du rapport entre la déformation longitudinale et transversale, donne un coefficient de Poisson de $\nu = 0.457$, valeur proche de ce qu'on trouve dans la littérature (0.46).

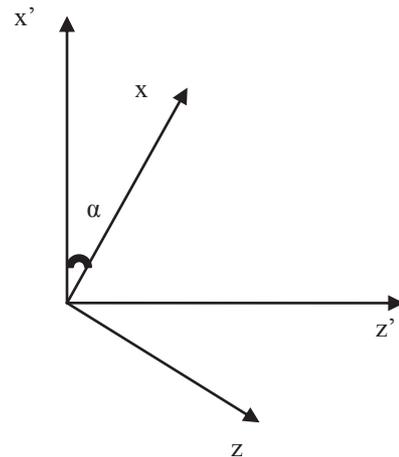
Annexe B : Equation de Reynolds dans le repère oblique

Dans le repère (o, x', y') l'équation de Reynolds est donnée par :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x'} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x'} \right)}_I + \underbrace{\frac{\partial}{\partial z'} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z'} \right)}_{II} = \underbrace{6\mu V \frac{\partial h}{\partial x'}}_{III}$$

Afin d'obtenir la projection de l'équation de Reynolds dans le repère (o, x, y) il faut exprimer les coordonnées (x, y) en fonction de (x', y') :

$$\begin{cases} x = x' \cos(\alpha) + z' \sin(\alpha) \\ z = x' \sin(\alpha) - z' \cos(\alpha) \end{cases}$$



L'expression de chaque terme de l'équation de Reynolds est donnée par la suite :

$$\begin{aligned} I &= \frac{\partial}{\partial x'} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x'} \right) = \frac{\partial}{\partial x'} \left(h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial x} \cos(\alpha) + \frac{\partial p}{\partial z} \sin(\alpha) \right) \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial x} \cos(\alpha)^2 + \frac{\partial p}{\partial z'} \cos(\alpha) \sin(\alpha) \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial x'} \sin(\alpha) \cos(\alpha) + \frac{\partial p}{\partial z'} \sin(\alpha)^2 \right) \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) \cos(\alpha)^2 + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \sin(\alpha)^2 + \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \sin(\alpha) \cos(\alpha) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) \sin(\alpha) \cos(\alpha) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
II &= \frac{\partial}{\partial z'} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z'} \right) = \frac{\partial}{\partial z'} \left(h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial x} \sin(\alpha) - \frac{\partial p}{\partial z} \cos(\alpha) \right) \right) \\
&= \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial x} \sin(\alpha)^2 - \frac{\partial p}{\partial z} \cos(\alpha) \sin(\alpha) \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \left(-\frac{\partial p}{\partial x} \sin(\alpha) \cos(\alpha) + \frac{\partial p}{\partial z} \cos(\alpha)^2 \right) \right) \\
&= \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) \sin(\alpha)^2 + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \cos(\alpha)^2 - \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \sin(\alpha) \cos(\alpha) - \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) \sin(\alpha) \cos(\alpha)
\end{aligned}$$

$$III = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x'} = 6\mu V \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cos(\alpha) + \frac{\partial h}{\partial z} \sin(\alpha) \right)$$

De I, II et III l'équation de Reynolds dans le repère (o, x, y) devient :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu V \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cos(\alpha) + \frac{\partial h}{\partial z} \sin(\alpha) \right)$$

Annexe C : Théories des mécanismes "viscoseals" : Modèle de Boon et Tal

Les développements qui ont permis à Boon & Tal [BOO59] de proposer les relations mathématiques pour calculer le débit de fuite dans les mécanismes *viscoseals* sont exposés ci-dessous.

La *figure (C.1)* montre un schéma, de la zone d'étanchéité, d'un joint développé. Les coordonnées (x', z') et (x, z) sont reliées par :

$$\begin{cases} x = x' \cos(\alpha) + z' \sin(\alpha) \\ z = -x' \sin(\alpha) + z' \cos(\alpha) \end{cases} \quad (C.1)$$

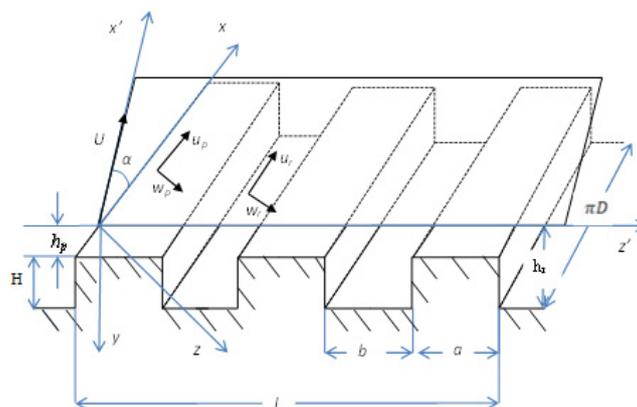


Figure C.1 : Joint développé

L'arbre est supposé en mouvement à la vitesse $U = R\omega$ suivant l'axe x' . Le fluide est newtonien et l'écoulement induit est supposé laminaire. Les équations du mouvement sont écrites, dans le repère $(x, y$ et $z)$, de la façon suivante :

$$\begin{aligned} \text{Sur le patin :} \quad & \text{à } y=h_p \quad w_p = -U \sin(\alpha) \\ & \text{à } y=0 \quad w_p = 0 \end{aligned}$$

Après intégration, nous obtenons les relations proposées ci-dessous :

Dans la rainure

$$u_r = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (yh_r - y^2) + U \cos(\alpha) \left(1 - \frac{y}{h_r}\right) \quad (\text{C.9})$$

Sur le patin

$$u_p = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (yh_p - y^2) + U \cos(\alpha) \left(1 - \frac{y}{h_p}\right) \quad (\text{C.10})$$

perpendiculaire à la rainure

$$w_r = -\frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_r (yh_r - y^2) + U \sin(\alpha) \left(1 - \frac{y}{h_r}\right) \quad (\text{C.11})$$

perpendiculaire au patin

$$w_p = -\frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_p (yh_p - y^2) + U \sin(\alpha) \left(1 - \frac{y}{h_p}\right) \quad (\text{C.12})$$

Notons que les composantes de la vitesse axiale sont : $u_z = u \sin(\alpha)$ et $w_z = w \cos(\alpha)$

$$\text{Soit : } \gamma = \frac{b}{a+b}$$

Les débits d'écoulement : Q_{xp} , Q_{xr} , Q_{zp} et Q_{zr} à travers les rainures et les patins de l'hélice suivant les directions x et z (**figure (C.2)**) sont données par :

$$\begin{aligned} Q_{xp} &= (1-\gamma) \pi D \int_0^{h_p} u_{pz} dy = (1-\gamma) \pi D \int_0^{h_p} u_p \sin(\alpha) dy \\ &= (1-\gamma) \pi D \left[-\frac{h_p^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \sin(\alpha) + \frac{U h_p}{2} \sin(\alpha) \cos(\alpha) \right] \end{aligned} \quad (\text{C.12})$$

et, de la même manière :

$$Q_{xr} = \gamma \pi D \left[-\frac{h_r^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \sin(\alpha) + \frac{U h_r}{2} \sin(\alpha) \cos(\alpha) \right] \quad (\text{C.13})$$

$$Q_{zr} = \pi D \left[-\frac{h_r^3}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_r \cos(\alpha) + \frac{U h_r}{2} \sin(\alpha) \cos(\alpha) \right] \quad (C.14)$$

$$Q_{zp} = \pi D \left[-\frac{h_p^3}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_p \cos(\alpha) + \frac{U h_p}{2} \sin(\alpha) \cos(\alpha) \right] \quad (C.15)$$

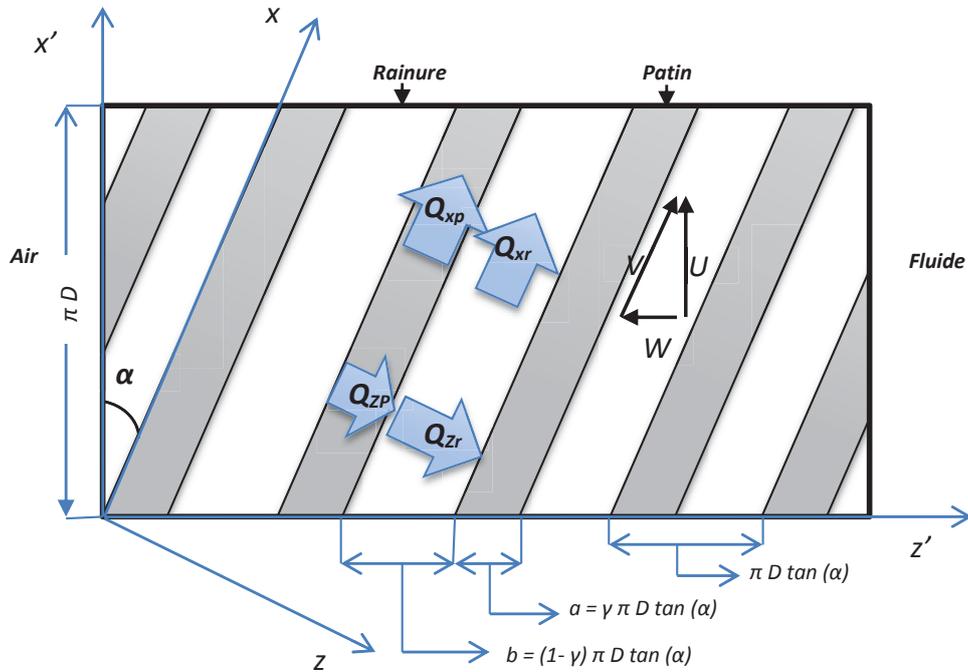


Figure C.2 : Les débits d'écoulement

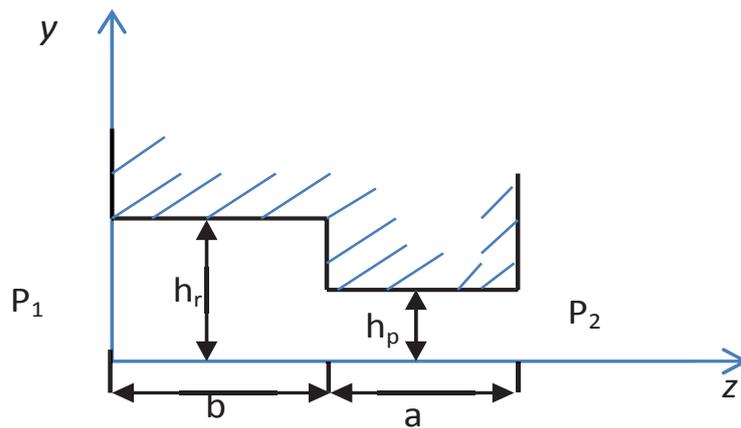


Figure C.3 : Schéma explicatif de la composante du gradient de pression suivant la direction z

Les gradients de pression des équations (C.12 à C.15 peuvent être remplacés par :

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial z'} \sin(\alpha) \quad (C.16)$$

et

$$(1-\gamma)\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_p + \gamma\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_r = \frac{\partial p}{\partial z'} \cos(\alpha) \quad (C.17)$$

$$\text{Soient : } h_p = c \text{ et } \beta = \frac{h_r}{h_p} = \frac{h_r}{c}$$

Par substitution de l'équation (C.16), les équations (C.12) et (C.13) deviennent :

$$Q_{xp} = -\frac{(1-\gamma)\pi Dc^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z'} \sin^2(\alpha) + \frac{\pi DUc(1-\gamma)}{2} \sin(\alpha) \cos(\alpha) \quad (C.18)$$

$$Q_{xr} = -\frac{\pi D\gamma\beta^3 c^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z'} \sin^2(\alpha) + \frac{\pi DU\gamma\beta c}{2} \sin(\alpha) \cos(\alpha) \quad (C.19)$$

La condition de la continuité requiert l'égalité entre le débit à travers le patin et le débit à travers la rainure :

$$Q_{zr} = Q_{zp} \quad (C.20)$$

Donc le débit total égale à :

$$Q = Q_{xr} + Q_{xp} + Q_{zr} = Q_{xr} + Q_{xp} + Q_{zp} \quad (C.21)$$

Par combinaison des équations (C.14), (C.15) et (C.17), l'équation (C.21) donne :

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_p = \frac{\beta^3}{B} \frac{\partial p}{\partial z'} \cos(\alpha) + \frac{6\mu U\gamma(\beta-1)}{Bc^2} \sin(\alpha) \quad (C.22)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_r = \frac{1}{B} \frac{\partial p}{\partial z'} \cos(\alpha) - \frac{6\mu U(1-\gamma)(\beta-1)}{Bc^2} \sin(\alpha) \quad (C.23)$$

$$\text{où : } B = \beta^3(1-\gamma) + \gamma \quad (C.24)$$

Par substitution de l'équation (C.22) et (C.23), les équations (C.14) et (C.15) deviennent :

$$Q_{z',p} = -\frac{\pi D\gamma\beta^3 c^3}{12\mu B} \frac{\partial p}{\partial z'} \cos^2(\alpha) - \frac{\pi DUc}{2} \left[\frac{\gamma(\beta-1)}{B} + 1 \right] \sin(\alpha) \cos(\alpha) \quad (C.25)$$

$$Q_{z',r} = -\frac{\pi D\gamma\beta^3 c^3}{12\mu B} \frac{\partial p}{\partial z'} \cos^2(\alpha) - \frac{\pi DUc}{2} \left[\beta - \frac{\beta^3(1-\gamma)(\beta-1)}{B} \right] \sin(\alpha) \cos(\alpha) \quad (C.26)$$

$$\frac{\gamma(\beta-1)}{B} + 1 = \beta - \frac{\beta^3(1-\gamma) + (\beta-1)}{B} \quad (C.27)$$

En reportant les équations (C.18), (C.19) et (C.25) ou (C.18), (C.19) et (C.26) dans l'équation (C.21) on obtient :

$$Q = -K_1 \frac{\pi D c^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z'} + K_2 \frac{\pi D U c}{2} \quad (C.28)$$

où K_1 et K_2 sont respectivement :

$$K_1 = \left[\frac{\beta^3(1 + \tan^2(\alpha)) + \tan^2(\alpha)\gamma(1 - \gamma)(\beta^3 - 1)^2}{B(1 + \tan^2(\alpha))} \right]$$

$$K_2 = \left[\frac{\gamma \tan(\alpha)(1 - \gamma)(\beta^3 - 1)(\beta - 1)}{B(1 + \tan^2(\alpha))} \right]$$

L'équation (C.28) montre que le débit d'écoulement se compose de deux débits. L'un est dû au gradient de pression, l'autre est dû à la vitesse de l'arbre. Un bon fonctionnement d'un joint exige un équilibre entre les deux débits le long d'une longueur L' . Cet équilibre est traduit physiquement par un débit total nul.

Mettons :

$$Q = 0 \quad \text{et} \quad \frac{\partial p}{\partial z'} = \frac{\Delta p}{L'}$$

$$\text{L'équation (C.28) donne : } \frac{\Delta p}{L'} = \frac{6\mu U K_2}{c^2 K_1}$$

$$\text{ou : } L' = \frac{\Delta p c^2 K_1}{6\mu K_2} \frac{1}{U} \quad (C.29)$$

L'équation (C.29) présente la longueur maximale L' que le fluide peut parcourir. Cette longueur varie en fonction des données géométriques du joint, de la viscosité du fluide, de la différence de pression et de la vitesse de l'arbre.

BIBLIOGRAPHIE

- [BAU05] Bauer, F., Hass W. 2005, "PTFE lip seals with spiral groove – the penetration behaviour, hydrodynamic flow and back pumping mechanisms". BHR Group Fluid sealing 18.
- [BAU07] Bauer, F., Hass, W. 2007, "A new approach to analyze the hydrodynamic flow in sealing aids- PTFE- lip seals with spiral grooves", 60 th. STLE Annual Meeting, Las Vegas. USA.
- [BAU08] Bauer, F. 2008, Thèse doctorat, " PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille -Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen" Institut für Maschinenelemente. Stuttgart 2008
- [BAU09] Bauer, F. 2009 "The Tribology of PTFE-Crankshaft Seals". 17th International Colloquium Tribology.
- [BON01a] Bonneau, D. Hajjam, M., 2001, "Etude Elastohydrodynamique d'un joint a levre". XVème Congrès Français de Mécanique, Nancy, 3 – 7 Septembre 2001
- [BON01b] Bonneau, D. Hajjam, M. 2001, Modélisation de la rupture et de la déformation des films lubrifiants dans les contacts Elastohydrodynamique, Revue Européenne des Eléments Finis, pp. 679-704, Ref-10/2001
- [BOO59] Boon E. F, Tal S. E. 1959, "Hydrodynamische dichtung fur rotierend wellen", Chemie-ingenieur-technik, Vol. 31, num. 3, pp:202-212.
- [FLI07] Flitney, R., 2007 "Seals and Sealing Handbook". 5th Edition, Elsevier 2007, ISBN: 978-1-85617-461-9
- [FLI09] Flitney, R. 2009, "Advances in our understanding of elastomer dynamic seals". 8th EDF & LMS Workshop. Poitiers, October 2009
- [GAB88] Gabelli, A., 1988, "Micro-Elastohydrodynamic Lubricant Film Formation in Rotary Lip Seal Contacts," Proc. of the 15th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds, pp.57-68.
- [GAB92] Gabelli, A. and Poll, G., 1992, "Formation of Lubricant Film in Rotary Sealing Contacts: part I - Lubricant Film Modeling," ASME J. of Tribology, Vol.114, pp.280-289.
- [HAM66] Hamilton, D. B.; Walowit, J.; & Allen, C. M. 1966 "A theory of lubrication by microirregularities" J. Basic Eng., vol. 88, no. 1, Mar. 1966, pp. 177-185.
- [HOR92] Horve, L. 1992 "Understanding the sealing mechanism of the radial lip seal for rotating shafts", Proceedings, 13th International Conference on Fluid Sealing. B. S. Nau, ed., Kluwer, The Netherland, pp. 5-19, 1992.
- [JAG57] Jagger, E. T. 1957, "Study of lubrication of synthetic rubber rotary shaft seals", Proceeding, conference on lubrication and wear, Inst. Of mech.Eng. PP. 409-415.

- [JAG66]** Jagger, E. T. and Walker, P. S., 1966 “Further Studies of the Lubrication of Synthetic Rubber Rotary Shaft Seals,” Proc. Instn. Mech. Engrs, Part 1, Vol. 181, pp. 191-204.
- [KAM86]** Kammüller, M., 1986, “Zur Abdichtwirkung von Radial-Wellendichtringen,” Dr.-Ing. Thesis, Universität Stuttgart.
- [KAW80]** Kawahara, Y., Abe, M. and Hirabayashi, H., 1980, “An Analysis of Sealing characteristics of Oil Seals,” ASLE Transactions, Vol. 23, pp. 93-102.
- [MAO08]** Maoui, A. 2008, “ Etude numérique est expérimentale du comportement thermo elasto-hydrodynamique des joints à lèvres en élastomère. Thèse de doctorat, Laboratoire de la mécanique des solides. France, 2008
- [McG65]** McGrew, J. M., McHugh, J. D. 1965, “Analysis and test of screw seal in laminar and turbulent operation”, J. of Basic Engineering, pp: 153-162.
- [McI88]** McIVOR J. D.C. , FENNER D. N., 1988 “Finite Elements Analysis of Dynamically Loaded Flexible Journal Bearing: A fast Newton Raphson Method,” Transaction the ASME Journal of Tribology, Vol. 111, pp. 597-604
- [MUL87]** Müller, H. K. 1987, “Concepts of Sealing Mechanism of Rubber Type Rotary Shaft Seals”, Proceedings, 11th International Conference on Fluid Sealing, B. S. Nau, ed., pp. 698-709, 1987
- [MUL98]** Müller, H. K and Nau, B.S, 1998 “Fluid Sealing Technology”. Marcel Dekker, New York (1998). ISBN:0-8247-9969-0
- [NAU64]** Nau, B. S. 1964 “Hydrodynamic of face seal films”. Proceeding of the second international conference on fluid sealing, Cranfield, England, April 6-8, 1964.
- [NAK84]** Nakamura ,K. and Kawahara, Y., 1984, “An Investigation of Sealing Properties of Lip Seal Through Observations of Sealing Surfaces Under Dynamic Conditions,” Proceeding of the 10th International Conference on Fluid Sealing, Innsbruck, BHRA.
- [OLB00]** Olbrich M. 2000, “Material models for finite element analysis based on the example of rotary lip seals for pressure” GHR Group 2000 Fluid sealing 109-118
- [OLB02]** Olbrich, M. 2002, Thèse doctorat, Institut für Maschinenelemente. Stuttgart 2002.
- [PAS71]** Passera W., 1971, “Concentric-running screw viscosity seals in laminar flow Theory”, 5th International Conference on Fluid Sealing, Paper B5, pp: 58-88, Waewick, Coventry, England.

- [SAL92] Salant, R.F., 1992, "Numerical Analysis of the Flow Field within Lip Seals Containing Microundulations," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 114, pp. 485-492.
- [SAL94] Salant, R.F. and Flaherty, A.L., 1994, "Elastohydrodynamic Analysis of Reverse Pumping in Rotary Lip Seals with Undulations," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 116, pp.56-62.
- [SAL96] Salant, R.F., 1996, "Elastohydrodynamic Model of the Rotary Lip Seal," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 118, pp. 292-296.
- [SAL99] Salant, R. F., 1999, "Theory of Lubrication of Elastomeric Rotary Shaft Seals," *IMEchE Journal of Engineering Tribology*, vol. 213, pp. 189-201.
- [SHE05] Shen, D. 2005, "Deterministic modelling of rotary lip seal with micro-asperities on shaft surface". Thèse de doctorat, Georgia Institute of Technology. December 2005
- [STA88] Stakenborg, M. J. L., 1988, "On the Sealing and Lubrication Mechanism of Radial Lip Seals," Thèse de doctorat, Geboren te TORENTO CANADA, 20 September 1988.
- [W.LI57] W.Li, S Mays. 2003 "Analysis of PTFE material on rotary seals". Polymer sealing solution, UK. BHR Group 2003 Fluid Sealing 17.

Nomenclature

a :	largeur de la rainure[m].
b :	largeur du patin[m].
c :	le jeu radial entre l'arbre et le viscoseal [m].
$[C_1],[C_2]$:	matrices de compliance suivant y, x [m/N]
\mathbf{d} :	vecteur de déformations de la surface de la lèvre
d_x :	composante circonférentielle du vecteur \mathbf{d} [m].
d_y :	composante radiale du vecteur \mathbf{d} [m]
D :	diamètre intérieure du joint [m]
E :	module d'Young [Pa]
f :	coefficient de frottement
$f_l(x,z)$:	la fonction de forme initiale de la lèvre [m]
\mathbf{F} :	vecteur de forces exercées sur chaque nœud de maillage de la surface de la lèvre
F :	indice de cavitation
F_r :	force radiale par unité de longueur [N/m]
F_x, F_y, F_z :	composantes suivant x, y et z du vecteur \mathbf{F} [N]
h :	épaisseur du film lubrifiant [m]
h_p :	distance entre le patin et l'arbre [m]
h_r :	distance entre la rainure et l'arbre [m]
h_0 :	épaisseur d'équilibre HD du film fluide, [m]
H :	profondeur de la rainure[m].
K_1, K_2 :	coefficients correctifs
l_c :	largeur de contact [m]
L :	longueur axiale de l'hélice [m]
L_r :	longueur totale de la rainure déroulée [m]
L_1, L_2, L_3 :	largeur des patins 1, 2 et 3 [m]
L' :	longueur inondée[m]

p :	pression [Pa]
P_a :	pression atmosphérique [Pa]
P_{cav} :	pression de cavitation [Pa]
P_s :	pression de service [Pa]
ΔP :	différence de pression [Pa]
Q :	débit d'écoulement [m^3/s]
Q_L :	débit de fuite [m^3/s]
Q_p :	débit sous les patins [m^3/s]
Q_r :	débit à travers la rainure [m^3/s]
Q_R :	débit de retour [m^3/s]
r :	remplissage [m]
R :	rayon de l'arbre [m].
t :	temps [s]
u, v, w :	composantes de la vitesse d'écoulement du fluide [m/s]
U :	vitesse linéaire de l'arbre [m/s].
V, W :	composantes de la vitesse linéaire de l'arbre suivant les axes x et z [m/s].
x, y, z :	coordonnées cartésiennes
α :	angle de l'inclinaison de l'hélice [rad]
β :	rapport entre la profondeur de la rainure et le jeu radial (h_r/c)
γ :	rapport entre la largeur du patin et le pas de l'hélice ($b/a+b$)
μ :	viscosité dynamique du fluide [Pa.s]
ρ :	masse volumique du mélange lubrifiant-gaz [kg/m^3]
ρ_0 :	masse volumique du lubrifiant [kg/m^3]
φ :	fonction universelle, qui caractérise à la fois la pression, p dans les zones actives et la différence de taux de remplissage et l'épaisseur du film, $rf - h$, dans les zones inactives
λ :	longueur d'onde [m]
τ :	contrainte de cisaillement [Pa]

Liste des figures

Chapitre : I

Figure I.1 : Joints d'étanchéité.

Figure I.2 : Le rôle d'un joint

Figure I.3 : Classification des joints

Figure I.4 : Joint à hélice en PTFE

Figure I.5 : Joint à lèvres

Figure I.6 : Comparaison entre les surfaces des lèvres

Figure I.7 : Concept d'étanchéité

Figure I.8 : Coupe 2D dans un joint à hélice

Figure I.9 : Point d'étanchéité statique

Figure I.10 : Principe de fonctionnement des viscoséal

Figure I.11 : Pénétration de fluide en fonction du temps

Figure I.12 : formation du ménisque

Figure I.13 : Absence du fluide dans les rainures et présence sur les patins

Chapitre : II

Figure II.1 : Polymérisation et structure chimique du PTFE

Figure II.2 : Comportement du PTFE

Figure II.3 : Evolution de la force radiale d'un joint en PTFE

Figure II.4 : Découpage d'un joint neuf en huit parties

Figure II.5 : Coupe de section d'un joint à hélice neuf

Figure II.6 : Dimensions micro-géométriques de l'hélice

Figure II.7 : Forme d'un échantillon de joint

Figure II.8 : Profil et alignement des derniers trois patins

Figure II.9 : Surfométrie d'une portion du joint

Figure II.10 : Vue en détail de la rugosité du patin

Figure II.11 : Traitement de la surface de la lèvre du joint et extraction d'un profil quelconque.

Figure II.12 : Observation du montage

Figure II.13 : Observation du nombre de patins en contact à travers un arbre transparent

Figure II.14 : Mesure des largeurs de contact

Figure II.15 : Schéma représentatif de l'angle d'inclinaison

Figure II.16 : Schéma représentatif du radiamètre

Figure II.17 : Le radiamètre

Figure II.18 : Modèle éléments finis de la section du joint

Figure II.19 : Evolution de la pression de contact

Figure II.20 : Influence du Module d'Young sur la pression de contact

Figure II.21 : Influence du module d'Young sur la force radiale

Figure II.22 : L'influence du coefficient de frottement sur le champ de pression

Figure II.23 : Influence de f sur la force radiale

Figure II.24 : Evolution de la pression de contact en fonction de la largeur de contact pour les modèles correspondant au début et après 48h du montage

Chapitre : III

Figure III.1 : Le banc d'essai

Figure III.2 : Détails du banc d'essai

Figure III.3 : Les formes des joints utilisés

Figure III.4 : Montage du joint

Figure III.5 : Adaptation du fond de la cuve pour la mesure du couple

Figure III.6 : Installation des thermocouples

Figure III.7 : Mesure du débit

Figure III.8 : Carte d'acquisition et l'interface d'affichage

Figure III.9 : Mesure de la viscosité du fluide en fonction de la température

Figure III.10 : Différents types de montages des joints

Figure III.11 : Evolution de la température en fonction du temps

Figure III.12 : Variation de la température en fonction de la vitesse

Figure III.13 : Comparaison entre la température de la lèvre et la température de la cuve

Figure III.14 : Evolution du couple de frottement en fonction du temps

Figure III.15 : Variation du couple de frottement en fonction de la vitesse

Figure III.16 : Evolution de la température en fonction du temps

Figure III.17 : Evolution de la température en fonction de la vitesse

Figure III.18 : Evolution du couple de frottement en fonction de la vitesse

Figure III.19 : Evolution de la température en fonction de la vitesse

Figure III.20 : Evolution du couple de frottement en fonction de la vitesse

Figure III.21 : Variation du débit de fuite en fonction de la vitesse de rotation

Chapitre : IV

Figure IV.1 : Représentation du mécanisme du joint

Figure IV.2 : Rainure déroulée et conditions aux limites

Figure IV.3 : Schéma de la zone d'étanchéité

Figure IV.4 : Conditions aux limites pour une cellule de calcul

Figure IV.5 : Formes géométriques régulières des aspérités

- Figure IV.6 :** Vecteur déformations élastiques
- Figure IV.7 :** Couple de frottement en fonction de la vitesse (viscosité constante)
- Figure IV.8 :** Couple de frottement en fonction de la vitesse (viscosité variable)
- Figure IV.9 :** Epaisseur du film et pression obtenues pour 3000 tr/min
- Figure IV.10 :** Vitesse du fluide à travers une section droite de la rainure à 4000tr/min
- Figure IV.11 :** Comparaison débit numérique et expérimental
- Figure IV.12 :** Comparaison de la constitution du joint en PTFE (a) et du viscoseal (b)
- Figure IV.13 :** Variation du débit en fonction de la géométrie de l'hélice
- Figure IV.14 :** Influence de l'amplitude de la rugosité sur le couple de frottement
- Figure IV.15 :** Influence de l'amplitude de la rugosité sur l'épaisseur moyenne et le frottement
- Figure IV.16 :** Influence du nombre d'ondulation sur le couple de frottement
- Figure IV.17 :** Influence du nombre d'ondulations sur l'épaisseur moyenne et le coefficient de frottement

Liste des tableaux

Chapitre : II

- Tableau II.1 :** Caractéristiques spécifiques du PTFE.
- Tableau II.2 :** Mesure de la force radiale après chaque 2 h de montage.
- Tableau II.3 :** Mesure de la force radiale après 48h du montage.