

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**

**Ecole Nationale Polytechnique**



Département Génie Mécanique

Laboratoire Génie Mécanique et Développement

Mémoire de Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

*Etude par simulation numériques de  
l'influence des défauts géométriques sur la  
tenue en torsion d'un assemblage fretté*

Réalisé par Amina AMICHE

Présenté et soutenu publiquement le 20/06/2017

**Composition du jury :**

Président : M. Said RECHAK, Professeur, ENP, Alger

Promoteurs : M. Mohamed BOUAZIZ, Professeur, ENP, Alger

M. Mohand Oulhadj CHALLALI, Magister, Doctorant, UMB, Boumerdès

Examineur : M. Yacine BELKACEMI, MC-B, ENP, Alger

**ENP 2017**



**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**

**Ecole Nationale Polytechnique**



Département Génie Mécanique

Laboratoire Génie Mécanique et Développement

Mémoire de Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

*Etude par simulation numériques de  
l'influence des défauts géométriques sur la  
tenue en torsion d'un assemblage fretté*

Réalisé par Amina AMICHE

Présenté et soutenu publiquement le 20/06/2017

**Composition du jury :**

Président : M. Said RECHAK, Professeur, ENP, Alger

Promoteurs : M. Mohamed BOUAZIZ, Professeur, ENP, Alger

M. Mohand Oulhadj CHALLALI, Magister, Doctorant, UMB, Boumerdès

Examineur : M. Yacine BELKACEMI, MC-B, ENP, Alger

**ENP 2017**

## المخلص

إن تقنية التجمع بالتطويق غالبا ما تستعمل في الورشات الميكانيكية لتثبيت الرمح مع تجويفه. يتم التثبيت باللعب سواء بتمديد التجويف او بتقليص الرمح. التثبيت بالشد يحصل في درجة حرارة الغرفة. حاليا, تصميم هذا التجميع يعتبر شكل المحور و التجويف اسطوانة مثالية (خالية من عيوب الشكل و السطح). هذا يفرض على المصممين استخدام اليات جد مكلفة للحصول على هذه القطع المثالية. الهدف من هذا العمل هو دراسة هذا النوع من التجميع باستخدام قطع تشمل بعض العيوب. تتم دراسة هذا التجمع من اجل نقل عزم الدوران. اجراء المحاكاة تكون باستعمال قطع ثنائية و ثلاثية الابعاد و هذا باستخدام طرق العناصر المحددة التي يوفرها الجهازين سوليدوركس و اباكوس. التحليل تسمح بدراسة الضغط الذي يحصل بين المساحتين, القيود و مقاومة عزم الدوران

**كلمات البحث: التجميع التطويقي, التقلص, عيوب الشكل, العناصر المحددة, الدوران.**

## Abstract:

Shrink-fitting is a technique often used in mechanics to link a shaft with its hub. The assembly is made with clearance by expansion of the hub or by contraction of the shaft. Tightening is achieved at room temperature. Currently, the modeling of this assembly considers the shaft and the hub as perfect cylinders (without defects in shape and surface condition). This requires manufacturers to use superfinishing processes which are expensive to obtain these surfaces. Our objective is to study this assembly by considering the two elements with defect of form. The assembly is studied for the transmission of torsional torque. The simulation is established in 2D and 3D using the finite elements offered by the software SolidWorks and Abaqus. The analysis is carried out by studying the clamping pressure, the Von Mises stress and the resistive torque.

**Key words : Assembly with clamping, shrinking, Defects in shape, Finished elements, Torsion.**

## Résumé

L'assemblage par frettage est une technique souvent utilisée en mécanique pour lier un arbre avec son moyeu. Le montage s'effectue avec jeu par dilatation du moyeu ou par contraction de l'arbre. Le serrage est obtenu à la température ambiante. Actuellement, la modélisation de cet assemblage considère l'arbre et le moyeu comme des cylindriques parfaits (sans défauts de forme et d'état de surface). Ceci oblige les constructeurs à utiliser des procédés de super finition qui sont onéreux et coûteux pour obtenir ces surfaces. Notre objectif est d'étudier cet assemblage en considérant les deux éléments avec défaut de forme. L'assemblage est étudié pour la transmission de couple de torsion. La simulation est établie en 2D et 3D en utilisant les éléments finis qu'offrent les logiciels SoliWorks et Abaqus. L'analyse est effectuée en étudiant la pression de serrage, la contrainte de Von Misès et le couple résistant.

**Mots clés : Assemblage avec serrage; Frettage; Défauts de forme; Éléments finis; Torsio**

## DEDICACES

Je dédie ce mémoire

A ma très chère mère, qui est ma source de vie et qui n'a pas cessé de m'encourager et prier pour moi. Ma très chère mère, ta prière et ta bénédiction m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études.

A mon père. Rien au monde ne vaut tes efforts fournis jours et nuits pour mon éducation et pour mon bien être. Ce petit travail est le fruit de tes sacrifices et de ton amour.

Que dieu vous accorde à toi et ma mère une longue vie auprès de nous.

A mes deux grands parents qui sont la source de ma réussite, et qui m'ont accompagné de leur prière. Dieu vous prête une longue vie et beaucoup de santé et du bonheur. Je vous aime très fort.

A mes très chères sœurs Nawel et Merieme et leurs filles, sans oublier ma petite Sarah. Je vous témoigne mon attachement, mon amour et l'affection que je porte pour vous.

A mes oncles et tantes, à leurs épouses et époux. A mes chers cousins et cousines, maternels et paternels, qui ont été toujours présents à m'aider et m'encourager. Veuillez trouver dans ce travail l'expression de mon respect le plus profond et mon affection la plus sincère.

A toutes mes amies et tous mes amis aussi qui m'ont soutenu de près ou de loin. Je vous souhaite tous tout le bonheur et le succès, et que dieu réalise vos rêves.

## REMERCIEMENTS

Je remercie le Professeur, Monsieur BOUAZIZ Mohamed, d'avoir dirigé mon Projet de Fin d'Etudes avec beaucoup d'efforts et m'orienté durant toute cette période avec ses précieuses remarques. Je tiens à remercier son doctorant, Monsieur CHALLALI Mohand Oulhadj, qui m'a aidé sans cesse avec un effort infatigable et m'a appris l'utilisation des logiciels constituant la base de mon travail.

Je remercie vivement Messieurs le Professeur Said RECHAK et le Maître de Conférences Yacine BELKACEMI, de m'avoir fait l'honneur d'accepter de faire partie du jury de soutenance.

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont participé, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire et tous mes amis qui m'ont apporté leur soutien moral pendant cette année d'études.

Enfin, un très grand merci à tous les membres de ma famille pour leurs soutiens et leurs encouragements constants durant toute l'année et pour leur présence qui m'a motivé d'aller plus loin. Je leur adresse toute ma gratitude du fond du cœur.

## **LISTE DES MATIERES**

**Nomenclature**

**Liste des tableaux**

**Liste des figures**

**Résumé**

**Introduction générale.....13**

### **Chapitre I : Etude du frettage**

I	Introduction .....	15
II	Description de l'opération de frettage.....	15
III	Théorie des parois épaisses.....	17
	III.1 Méthode du calcul.....	18
	III.2 calcul de la valeur du serrage.....	24
	III.2.1 Déplacement radial d'un point du cylindre.....	24
	III.2.2 Calcule de serrage minimum de l'ajustement.....	25
	III.3 Vérification aux conditions de résistance.....	26
IV	Description du dimensionnement d'un assemblage fretté d'après les normes.....	29
	IV.1 Conception et réalisation.....	31
	IV.2 Condition de montage et démontage .....	33
V	Méthode des éléments finis .....	33
VI	Conclusion.....	42

### **Chapitre II : Modélisation et simulation de l'étape de frettage**

I	Introduction .....	43
II	Modélisation de l'étape de frettage par ABAQUS .....	43

III	Influence du défaut de forme radial sur la pression et les contraintes de Von Mises.....	49
III.1	Répartition des pression à l'interface.....	49
III.2	Répartition des contraintes de Von Mises.....	51
III.3	Influence de la période du défaut de forme.....	53
III.4	Influence du type de contact .....	54
IV	Influence du défaut de forme axial sur les caractéristiques mécaniques.....	55
IV.1	Distribution de la pression .....	56
IV.2	Répartition des contraintes de Von Mises .....	57
IV.3	Influence du type de contact sur la pression.....	58
IV.4	Influence du type de contact sur la contrainte de Von Mises.....	59
V	Conclusion.....	60

## **Chapitre III : Modélisation de l'étape de torsion**

I	Introduction.....	61
II	Modélisation de l'étape de torsion.....	61
III	Résultats des simulations.....	62
III.1	Influence du défaut de forme radial sur la valeur du couple résistant.....	62
III.1.1	Influence de la valeur de serrage sur le couple résistant.....	62
III.1.2	Variation du couple résistant en fonction de la contrainte de Von Mises.....	63
III.2	Influence du défaut de forme axial sur le couple de torsion.....	64
III.2.1	La variation du couple de torsion en fonction du temps.....	64
IV	Conclusion.....	68
	<b>Conclusion générale.....</b>	<b>69</b>
	<b>Référence bibliographiques.....</b>	<b>71</b>

## NOMENCLATURE

Variables (Caractères usuels)	Description	unité
$d$	Diamètre de frettage	mm
$D$	Diamètre extérieur du moyeu	mm
$d_A$	Diamètre extérieur de l'arbre	mm
$d_M$	Diamètre intérieur du moyeu	mm
$d_i$	Diamètre intérieur de l'arbre	mm
$\Delta$	Serrage entre les deux pièces	$\mu\text{m}$
$E_M$	Module de Young du moyeu	MPa
$E_A$	Module de Young de l'arbre	MPa
$\nu_M$	Coefficient de Poisson du moyeu	–
$\nu_A$	Coefficient de Poisson de l'arbre	–
$P$	La pression à l'interface	MPa
$\sigma_a$	La contrainte axiale	MPa
$\sigma_r$	la contrainte radiale	MPa
$\sigma_t$	la contrainte tangentielle	MPa
$f$	Coefficient de frottement	–
$\theta$	Angle de torsion	Radian
$F$	Effort de traction	N
$U_M$	Déplacement radiale du moyeu	mm

$U_A$	Déplacement radiale de l'arbre	mm
$\sigma_{V.M}$	La contrainte de Von Mises maxi	MPa
$\sigma_e$	la limite élastique	MPa
$\rho$	Le défaut de forme radial	mm
$\rho_{axial}$	Le défaut de forme axial	mm
$C_{max}$	Le couple résistant	mm
AUG4	Le matériau du moyeu en Duralumin	–
3ACD4	Le matériau de l'arbre en Acier	–

# LISTE DES TABLEAUX

## Chapitre I : Etude du frettage

Tableau I.1 : serrage de montage par dilatation .....32

Tableau I.2 : Coefficient de dilatation.....33

## Chapitre II : Modélisation de l'étape de frettage

Tableau II.1 : Tableau II.1 : Propriétés de l'acier et duralumin.....44

Tableau II.2 : Comparaison entre les valeurs de la pression et de la contrainte de  
Von Mises.....53

## Chapitre III : Modélisation de l'étape de torsion

Tableau III.1 : Variation du couple résistant en fonction du serrage.....62

Tableau III.2 : Variation de la contrainte de V.M en fonction de serrage.....63

Tableau III.1 : les valeurs maximales du couple résistant.....67

# LISTE DES FIGURES

## Chapitre I : Etude du frettage

Figure I.1 : Principe du frettage [cours1].....	16
Figure I.2 : Procédure du frettage, (A) : par dilatation, (B) : par contraction [Int1].....	17
Figure I.3 : Eléments caractéristiques pour un assemblage par frettage [cours1].....	18
Figure I.4 : Cylindre à paroi épaisse : (a) répartition de la pression, (b) demi-anneau avec contraintes induites [Art1].....	19
Figure I.5 : Distribution des contraintes dans un cylindre à paroi épaisse soumis à une pression interne : (a) tangentiels ; (b) radiales [Art1].....	21
Figure I.6 : Distribution des contraintes dans un cylindre à paroi épaisse soumis à une pression externe : (a) tangentiels ; (b) radiales [Art1].....	22
Figure I.7 : Calcul de déplacement radial sur un cylindre creux [Cours 1].....	24
Figure I.8: Configuration étudiée par Ozel [13].....	35
Figure I.9 : Exemple d'outillage fretté et pignon obtenu par forgeage (d'après Eyercioglu et al [EYE, 09]).....	36
Figure I.10 : Traitement localisé suivant la position angulaire et déphase lors de l'assemblage d'un axe et d'un moyeu (d'après Sniezek et al. [SNI, 10]).....	37
Figure I.11 : Micro glissement provoquant la rupture d'un assemblage pignon axe obtenu par frettage (d'après Truman et Booker [TRU, 07]) .....	38
Figure I.12 : A gauche : Chauffe de la masselotte et emmanchement d'un tourillon de Vilebrequin. A droite : Déformations obtenues (d'après Sun et al. [SUN, 10]).....	39
Figure I.13: Chape d'emmanchement de forme complexe ne pouvant pas être étudiée par la méthode classique de détermination des emmanchements (d'après Crocollo et al. [CRO, 10]) .....	39
Figure I.14 : contrainte maximale obtenue analytiquement et par simulation numérique	

[VOL 11].....	40
Figure I.15 : Maillage global [FLA, 09].....	41

## Chapitre II : Modélisation de l'étape de frettage

Figure II.1 : Conditions aux limites du modèle d'assemblage fretté.....	45
Figure II.2 Partition de l'ensemble arbre et moyeu.....	46
Figure II.3 Détail du maillage du moyeu circulaire (A) : 3D ;(B) : 2D.....	47
Figure II.4 : Profil de l'arbre et moyeu avec un défaut de forme assemblées avec un serrage, contact sommet-sommet:(A) : n=3 ;(B) : n=4.....	48
Figure II.5 : Représentation du type de contact sommet-creux (A) :n = 3 ; (B) : n = 4.....	49
Figure II.6: Répartition de la pression à l'interface pour un cas parfait.....	50
Figure II.7 : Répartition de la pression à l'interface de contact avec $\epsilon_A = 30 \mu\text{m}$ , $\epsilon_B=30\mu\text{m}$ , $\Delta=30\mu$ , $d=16\text{mm}$ , $n=3$ .....	50
Figure II.8 : Répartition de la pression à l'interface de contact avec $\epsilon_A = 30 \mu\text{m}$ , $\epsilon_B=30\mu\text{m}$ , $\Delta=30\mu$ , $d=16\text{mm}$ , $n=3$ .....	51
Figure II.9 : Répartition de la pression à l'interface de contact avec $\epsilon_A = 30 \mu\text{m}$ , $\epsilon_B=30\mu\text{m}$ , $\Delta=30\mu$ , $d=16\text{mm}$ , $n=4$ .....	51
Figure II.10 : Cartographie des contraintes de Von Mises dans le moyeu avec $\epsilon_A = 30 \mu\text{m}$ , $\epsilon_B=30\mu\text{m}$ , $\Delta=30\mu$ , $d=16\text{mm}$ , $n=2$ .....	52
Figure II.11 : Cartographie des contraintes de Von Mises dans le moyeu avec $\epsilon_A = 30 \mu\text{m}$ , $\epsilon_B=30\mu\text{m}$ , $\Delta=30\mu$ , $d=16\text{mm}$ , $n=3$ .....	52
Figure II.12 : Variation de la contrainte de V. Mises et de la pression à l'interface de contact avec : $\epsilon_A = 30 \mu\text{m}$ , $\epsilon_B=30\mu\text{m}$ , $\Delta=30\mu$ , $d=16\text{mm}$ , $n=4$ .....	53
Figure II.13 : Variation de la pression et la contrainte de Von Mises en fonction de nombre de lobe.....	54

Figure II.14 : Variation de la pression en fonction du type de contact.....	55
Figure II.15 : Variation de la contrainte de Von Mises en fonction du type de contact.....	55
Figure II.16 : Distribution de la pression du contact pour un cas de défaut de forme axial et radial (avec : $\varepsilon_A = 30 \mu\text{m}$ , $\varepsilon_B=30\mu\text{m}$ , $\Delta=30\mu$ , $d=16\text{mm}$ , $n=4$ , $N_1=6$ , $N_2=4$ ).....	56
Figure II.17 : Cartographie des contraintes de Von Mises dans le moyeu avec un défaut de forme axial et radial présentant 4 lobes.....	57
Figure II.18 : Variation de la contrainte de V. Mises pour un défaut de forme axial et radial avec : ( $\varepsilon_A = 30 \mu\text{m}$ , $\varepsilon_B=30\mu\text{m}$ , $\Delta=30\mu$ , $d=16\text{mm}$ , $n=4$ , $N_1=6$ , $N_2=4$ ).....	57
Figure II.19 : Variation de la pression en fonction du type de contact.....	58
Figure II.20 : Variation de la contrainte de Von Mises en fonction du type de contact.....	59

### **Chapitre III : Modélisation de l'étape de Torsion**

Figure III.1 : Conditions aux limites pour la phase de torsion.....	62
Figure III.2 : la variation du couple résistant en fonction du serrage.....	63
Figure III.3 : La variation de la contrainte de Von Mises en fonction du couple résistant.....	64
Figure III.4 : Variation de couple résistant en fonction du temps pour un type de contact Sommet-creux sur le profil, sommet-sommet sur l'axe.....	65
Figure III.5 : Variation de couple résistant en fonction du temps pour un type de contact Sommet-sommet sur le profil, sommet-creux sur l'axe.....	65
Figure III.6 : Variation de couple résistant en fonction du temps pour un type de contact Sommet-sommet sur le profil, sommet-sommet sur l'axe.....	66
Figure III.7 : Variation de couple résistant en fonction du temps pour un type de contact Sommet-creux sur le profil, sommet-creux sur l'axe.....	66

### INTRODUCTION GENERALE

Les assemblages par frettage sont couramment employés dans l'industrie automobile, ferroviaire et aéronautique. Ses applications sont principalement sur des pièces qui devraient être liées en rotation ou en translation, c'est le cas de montage des coussinets, des roulements et les systèmes de transmissions des puissances, par exemple, les engrenage et roues de trains. Ils permettent d'assembler deux pièces par un ajustement serré. C'est-à-dire le diamètre intérieur de la frette (Moyeu, Alésage) est légèrement petit que le diamètre extérieur de la pièce frettée (Arbre ou Axe). Généralement cet assemblage est obtenu soit en chauffant la frette, soit en refroidissant la frettée, ou en combinant les deux méthodes.

La recherche continue sans cesse pour trouver de bonnes méthodes pour la conception assurant la qualité, la fiabilité, l'optimalité, et qui permettent surtout d'obtenir un bon produit avec un bon prix. Pour arriver à cette fin, les chercheurs ne cessent pas de développer les moyens de calcul et les outils de modélisation.

Actuellement, la modélisation du comportement du frettage se fait à l'aide des méthodes des éléments finis. Cette technique de modélisation permet de prendre aisément l'effet des défauts de forme des pièces assemblées. Elle permet aussi d'effectuer des analyses numériques en un peu de temps et ce pour plusieurs configurations de l'assemblage. L'évolution des logiciels basés sur la méthode des éléments finis permet de simuler plusieurs phénomènes mécaniques avec précision.

Dans ce Projet de Fin d'Etudes, on s'intéresse au frettage des pièces présentant des défauts de forme radial et axial et devant transmettre un couple de torsion. Différents configurations sont considérées, à savoir, différentes valeurs du serrage, des formes des surfaces de contact et des types de contact entre les deux surfaces. Le travail est réalisé dans l'hypothèse des parois épaisses. La conception des deux pièces est effectuée sur le logiciel SolidWorks. Le frettage est simulé sur Abaqus en utilisant les éléments finis en 2D et 3D.

Le travail est structuré comme suit :

Le premier chapitre est dédié à l'étude bibliographique de l'assemblage par frettage. On y est rappelle la théorie classique de ce type d'assemblage qui est basée sur l'hypothèse des parois épaisses. Cette théorie ne prend pas en compte les défauts macro et micro géométriques des deux surfaces en contact. Ce qui nécessite un développement de cette théorie en utilisant des modélisations numériques qui est à savoir la technique des éléments finis.

Le deuxième chapitre traite l'influence des défauts de formes radial et axial sur les caractéristiques mécaniques de l'assemblage fretté. Deux logiciels sont utilisés pour la modélisation et la simulation : Solidwoks et Abaqus. Le premier est utilisé pour la conception des pièces, le second pour l'analyse du contact. Différents paramètres de l'assemblage ont été examinés.

Le troisième chapitre est consacré aux modélisations et simulations de la phase de torsion. Ce chapitre montre l'influence des défauts de forme sur le couple maximale de torsion.

Ce mémoire se termine avec une conclusion générale où l'on résume le travail réalisé.

En perspectives, nous souhaitons la continuation de ce travail pour analyser l'effet de la variation du défaut de forme, de l'état de surface, de la nature des matériaux en contact et différents diamètres d'assemblage.

## CHAPITRE I

### ETUDE DU FRETTAGE

#### I INTRODUCTION

Le frettage est un procédé d'assemblage largement utilisé pour produire des assemblages entre deux pièces "arbre et moyeu". Ce procédé a reçu une attention très considérable dans la littérature. La théorie des parois épaisses décrit en détail l'analyse classique, elle sert à calculer les contraintes engendrées par la pression entre les deux pièces. Zang et al [8]. A également analysé par la méthode des éléments finis l'état de la contrainte dans un assemblage fretté. Ozel et al [9]. A analysé la distribution des contraintes et des déformations dans les assemblages frettés.

En prenant en compte d'autres paramètres, plusieurs recherches ont été effectuées dans ce domaine. Boutoutaou Hamid. A étudié l'emmanchement fretté compte tenu de l'effet combiné des défauts de formes et d'état de surfaces.

L'objectif de ce chapitre est de présenter d'abord le processus de l'assemblage fretté, et les différentes techniques pour réaliser cette opération. Nous passons par la suite aux méthodes du calcul et de la modélisation de cet assemblage. Nous exposerons en fin de ce chapitre quelques travaux déjà réalisés par la méthode des éléments finis.

#### II DESCRIPTION DE L'OPERRATION DE FRETTAGE

Le frettage est un procédé largement utilisé dans l'industrie. Il permet la liaison par serrage entre l'arbre et le moyeu. Le montage est effectué avec jeu soi en reprécisant l'arbre ou en dilatant le moyeu ou en combinant les deux méthodes (Figure I.1). Le serrage est obtenu après le montage à la température ambiante. Il permet de réaliser une liaison complète

entre ces deux pièces grâce au frottement entre les deux surfaces de contact et empêche aussi tout mouvement relatif entre elles.

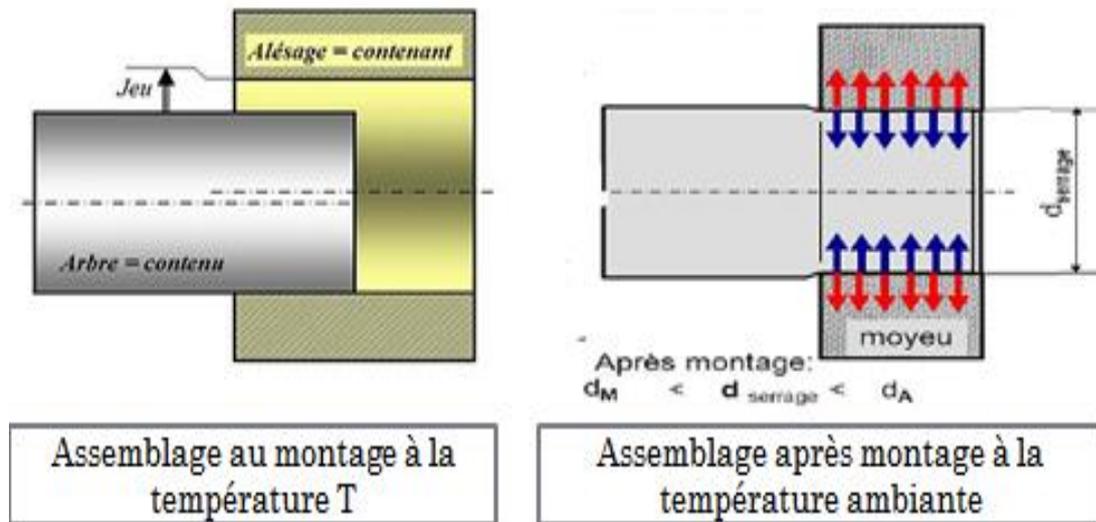


Figure II.1 : Principe du frettage [cours, 1]

Il existe trois types d'assemblage fretté :

- Le frettage par dilatation " frettage à chaud " : où la bague est dilatée par chauffage au four ou dans un bain d'huile chaude ou par induction, ce type d'assemblage est d'avantage préconisé, dans la mesure où cette solution est plus économique que le processus à froid (Figure I.2).
- Le frettage par refroidissement " frettage à froid " : avec de l'azote liquide ou de la glace carbonique, on refroidit l'élément fretté " l'axe ", pour qu'il se contracte et s'engage facilement dans la frette " le moyeu " (Figure I.2).
- Le frettage par combinaison des deux procédés.

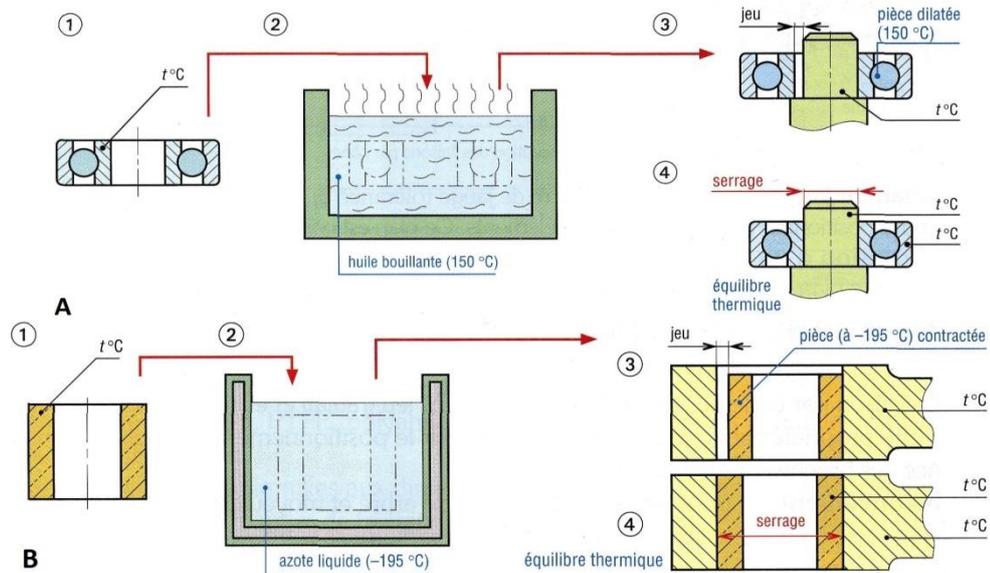


Figure I.2 : Procédure du frettage, A : par dilatation, B : par contraction [Int, 1]

L'avantage du frettage est qu'il est adapté à la transmission du couple entre l'axe et le moyeu, généralement la valeur de ce couple est très importante, donc il est nécessaire de prendre un coefficient de sécurité. Le frettage a un coût de fabrication très faible, cependant, il doit être fait rapidement.

Les propriétés de résistance mécanique de l'assemblage fretté dépendent de plusieurs paramètres comme la nature des matériaux, les dimensions, la forme et l'état de surface des pièces assemblées. Pour assurer une bonne résistance de l'assemblage, on doit étudier son comportement en fonction de ces paramètres. Les ingénieurs utilisent des méthodes normalisées basées sur les solutions classiques de tube à paroi épaisse. Ce modèle sert à calculer les contraintes engendrées par la pression entre l'axe et le moyeu.

### III THEORIE DES PAROIE EPAISSES

La théorie des parois cylindriques épaisses, développée par Lamé et Clapeyron en 1833 puis généralisée par Timoshenko en 1956[TIM, 56], sert à calculer les contraintes engendrées par la pression entre l'arbre et le moyeu. Elle est établie en faisant l'hypothèse que les deux pièces frettées sont des solides parfaits constituées de matériaux homogènes, isotropes et élastiques linéaires, qu'ils possèdent des surfaces parfaitement polies et que la contrainte

suivant l'axe symétrie est nulle ( $\sigma_z = 0$ ). Elle a fait l'objet des normes AFNOR de 1980, AFNOR de 1984. La figure I.3 illustre les éléments caractéristiques pour un assemblage par frettage avant montage.

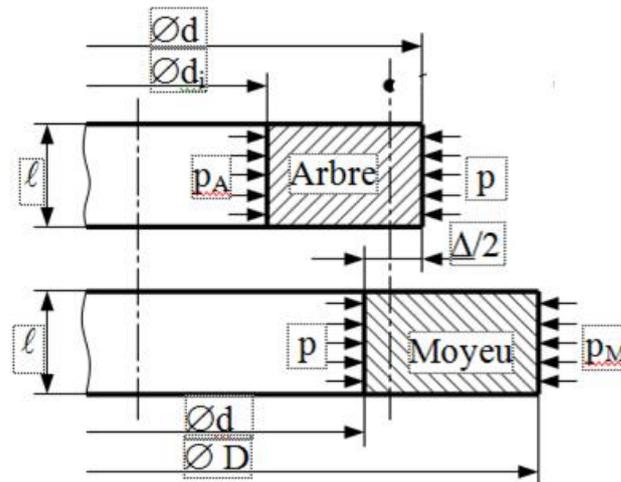


Figure III.3 : Eléments caractéristiques pour un assemblage par frettage [cours, 1]

### III.1 Méthode du calcul

Prenons un cylindre de rayon interne  $a$ , de rayon externe  $b$ , de pression interne  $P_i$  et de pression externe  $P_e$  (Figure I.4). L'équilibre d'un anneau circulaire infiniment mince, coupé du cylindre au rayon  $r$  et ayant une longueur unitaire peut être représenté par l'équation :

$$2\sigma_t dr + 2\sigma_r r - 2(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr) = 0 \quad (I.1)$$

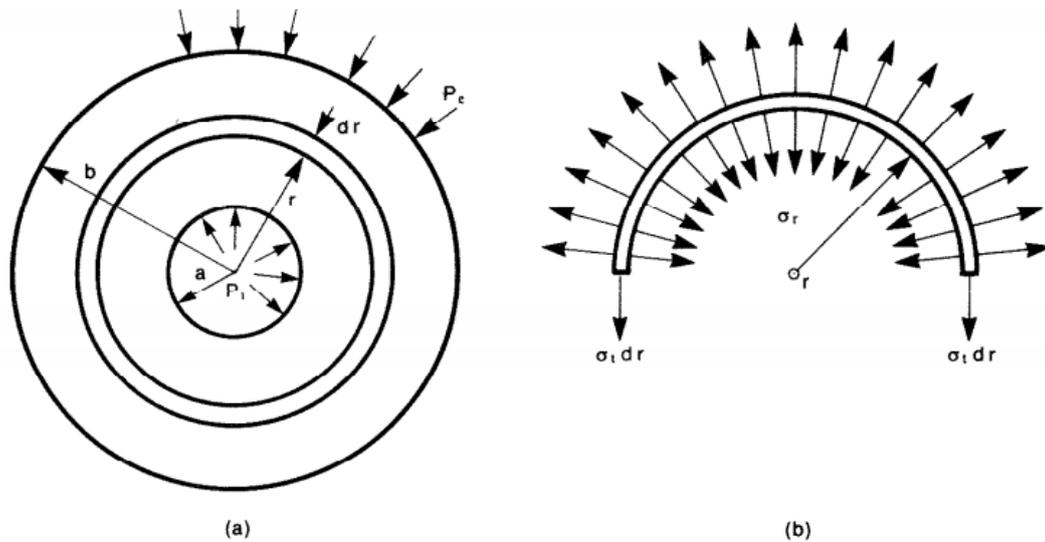


Figure I.4 : Cylindre à paroi épaisse : (a) répartition de la pression, (b) demi-anneau avec contraintes induites [ELM, 1].

En négligeant les termes du deuxième ordre, on obtient :

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (1.2)$$

Il faut une deuxième relation pour exprimer  $\sigma_r, \sigma_t$ . On obtient cette relation en supposant que la déformation longitudinale  $\varepsilon_1$  est constante avec une contrainte correspondante nulle :

$$\varepsilon_1 = -\frac{\nu}{E} \sigma_t - \frac{\nu}{E} \sigma_r = \text{Constante} \quad (1.3)$$

Cela peut se récrire :

$$\sigma_t + \sigma_r = -\frac{E\varepsilon_1}{\nu} = 2C_1 \quad (1.4)$$

En combinant les deux équations, on obtient :

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} + 2\sigma_r = 2C_1 \quad (1.5)$$

C'est une équation de premier ordre, la solution est donnée sous la forme :

$$\sigma_r = C_1 + \frac{C_2}{r^2} \quad (1.6)$$

Et par la suite :

$$\sigma_t = C_1 - \frac{C_2}{r^2} \quad (1.7)$$

Les constantes d'intégrations  $C_1$  et  $C_2$  sont obtenues en utilisant les conditions aux limites :

Pour  $r=a$  ;  $\sigma_r = p_i$

Pour  $r=b$  ;  $\sigma_r = -p_e$

Donc :

$$C_1 = \frac{p_i a^2 - p_e b^2}{b^2 - a^2}$$

$$C_2 = \frac{a^2 b^2 (p_e - p_i)}{b^2 - a^2}$$

Les expressions relatives aux contraintes radiales et tangentielles deviennent :

$$\sigma_r = \frac{p_i a^2 - p_e b^2 + a^2 b^2 (p_e - p_i) / r^2}{b^2 - a^2} \quad (1.8)$$

$$\sigma_t = \frac{p_i a^2 - p_e b^2 - a^2 b^2 (p_e - p_i) / r^2}{b^2 - a^2} \quad (1.9)$$

Pour ce qui est d'un arbre plein,  $C_2=0$ , car  $\sigma_r$  doit avoir une valeur finie à  $r=0$ . Par conséquent,  $C_1=-P_e$  et l'état de contraintes dans un arbre plein s'écrit :

$$\sigma_r = \sigma_t = -p_e \quad (1.10)$$

Etudions maintenant les deux situations suivantes :

- Une pression externe nulle avec une pression interne seulement ( $P_e=0$ ,  $P_i>0$ )

La figure I.5 montre la distribution des contraintes radiales et tangentielles. Dans ce cas, les valeurs maximales seront atteintes à  $r=a$  :

$$\sigma_t = p_i \left( \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right) \tag{I.11}$$

$$\sigma_r = p_i \tag{I.12}$$

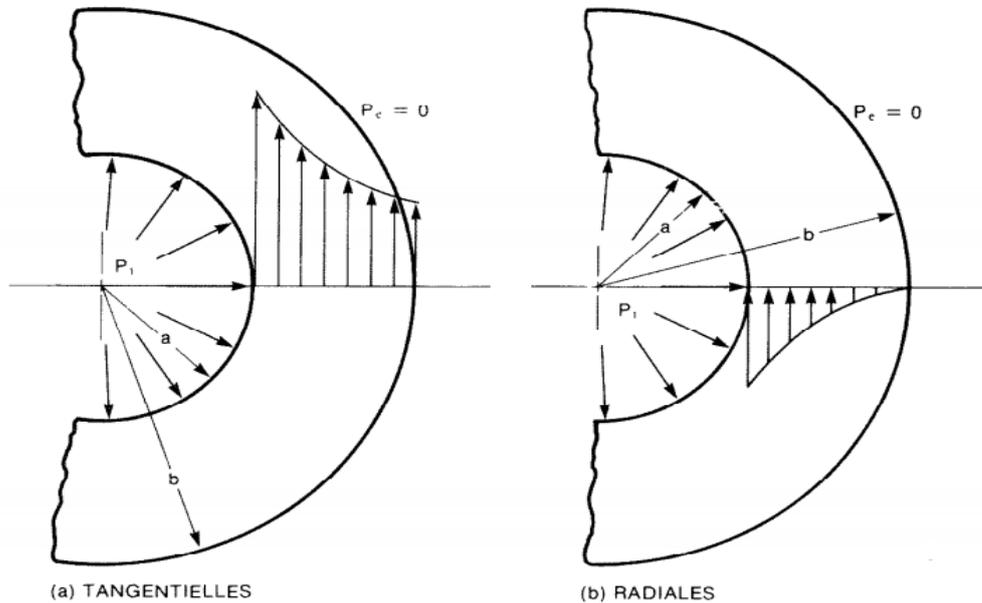


Figure I.5 : Distribution des contraintes dans un cylindre à paroi épaisse soumis à une pression interne : (a) tangentielle ; (b) radiales [ELM, 1].

- Une pression interne nulle avec une pression externe seulement ( $P_i=0, P_e>0$ )

La figure I.6 montre la distribution des contraintes radiales et tangentes, pour ce qui est de l'élément interne. À la paroi extérieure de ce cylindre creux ( $r=b$ ), les contraintes sont :

$$\sigma_t = -p_e \left( \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right) \tag{I.13}$$

$$\sigma_r = -p_e \tag{I.14}$$

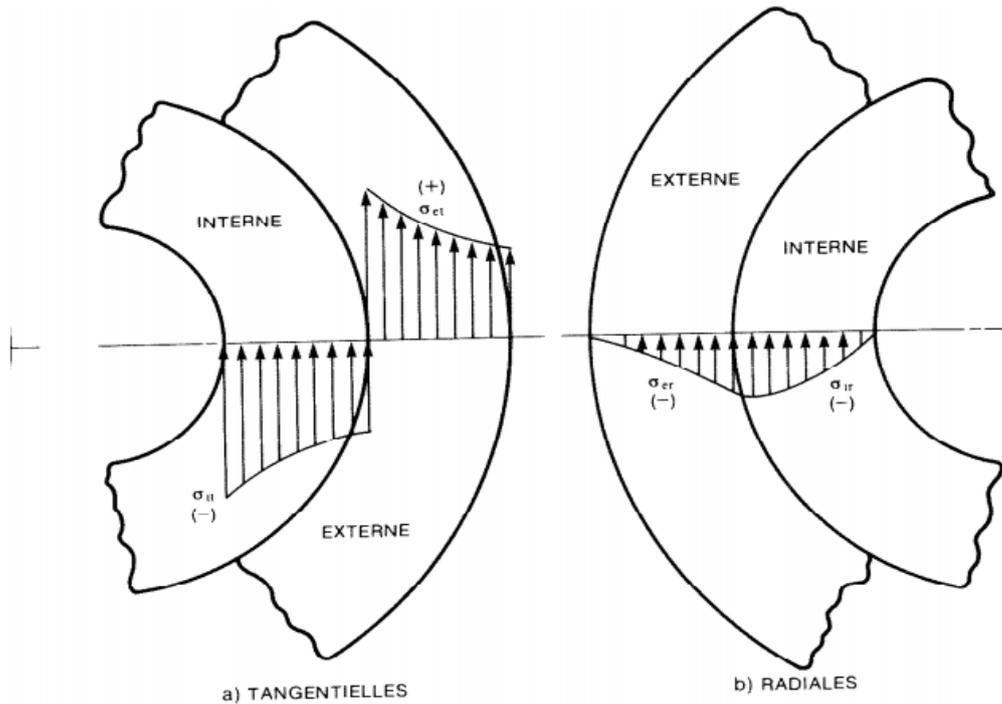


Figure 1.6 : Distribution des contraintes dans un cylindre à paroi épaisse soumis à une pression externe : (a) tangentielle ; (b) radiales [ELM, 1].

On peut utiliser cette théorie dans un assemblage fretté. La contrainte radiale à la surface de contact entre l'arbre et l'élément est égale à la pression de contact  $p$ . Cette pression est provoquée par le serrage  $\Delta$  :

$$\Delta = d_A - d_M, \tag{I.15}$$

Tel que :

$$\frac{\Delta}{d} = p * A \tag{I.16}$$

Où

$$\frac{\Delta}{d} = \left[ \frac{d^4(A_M - A_A) + D^2 d^2(A_A - B_M) + d_i^2 D^2(B_A - B_M) - d^2 d_i^2(B_M + A_A)}{(D^2 - d^2)(d^2 - d_i^2)} \right] - P_M \frac{D^2(A_M - B_M)}{(D^2 - d^2)} - P_A \frac{d_i^2(A_A - B_A)}{(d^2 - d_i^2)} \tag{I.17}$$

Avec ;

$A = f$  (diamètres et nature des matériaux de l'arbre et du moyeu) .Si l'arbre et le moyeu ont le même type de matériaux  $A$  aura la forme suivante :

$$A = 2 \frac{\left(\frac{d_M}{2}\right)^2}{E} \cdot \frac{\left(\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_i}{2}\right)^2\right)}{\left(\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_M}{2}\right)^2\right)\left(\left(\frac{d_M}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_i}{2}\right)^2\right)} \quad (1.18)$$

- $\Delta$  : serrage entre les deux pièces.
- $p$  : la pression à l'interface.
- $d_A$  : Diamètre extérieur de l'axe.
- $d_M$  : Diamètre intérieur du moyeu.
- $d_i$  : diamètre intérieur de l'axe.
- $D$  : diamètre extérieur du moyeu.
- $d$ :diamtre de frettage.
- $A_A, A_M, B_A, B_M$  : des coefficients fonction des propriétés élastiques des matériaux.
- $A_A = \frac{1-\nu_A}{E_A}$  ;  $A_M = \frac{1-\nu_M}{E_M}$  ;  $B_A = \frac{1+\nu_A}{E_A}$  ;  $B_M = \frac{1+\nu_M}{E_M}$
- $\nu_i$  : le coefficient de poisson de l'élément i.
- $E_i$  : le module d'élasticité longitudinal du matériau de l'élément i.

La pression minimale de serrage est donnée par la relation suivante :

- **Cas de la transmission d'un couple :**

$$P_{\min} = \frac{2kC}{\pi f l d^2} \quad (1.19)$$

Avec :

- $C$  : couple à transmettre.
- $k$  : coefficient de sécurité de l'assemblage ( $K=1.5$  à  $3$ ).
- $f$  : coefficient de frottement entre les deux pièces à assembler.
- $d$  : diamètre de l'arbre.
- $l$  : la longueur de contact entre les deux pièces.

- Cas de la transmission d'un effort axial :

$$P_{\min} = \frac{2kF}{\pi f l d} \quad (I.20)$$

Avec

- $f$  : l'effort axial à transmettre ;
- $k, d, l$  : sont les mêmes éléments définis précédemment.

## III.2 Calcul de la valeur du serrage

### III.2.1 Déplacement radial d'un point du cylindre

Considérons un cylindrique creux de diamètre intérieur  $2a$  et de diamètre extérieur  $2b$  soumis à une pression intérieure  $P_i$  et à une pression extérieure  $P_o$  (Figure I.7). La théorie de l'élasticité permet d'exprimer le déplacement radial  $U$  d'un point  $M$  du cylindre de rayon  $r$ . Ce déplacement radial est donné par l'expression suivante:

$$U = \frac{1-\nu}{E} \cdot \frac{a^2 P_i - b^2 P_o}{b^2 - a^2} r + \frac{1+\nu}{E} \cdot \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{b^2 - a^2} \frac{1}{r} \quad (I.21)$$

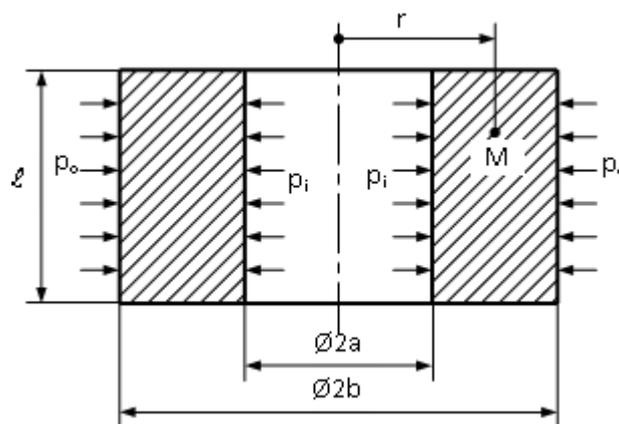


Figure I.7 : Calcul de déplacement radial sur un cylindre creux [Cours 1]

### III.2.2 Calcul de serrage minimum de l'ajustement

Considérons maintenant un axe et un alésage que l'on désire assembler avec serrage.

Hypothèses :

- Pour l'arbre :  $P_i=0$  et  $P_o=P_A=P_{\min}$ .
- Pour l'alésage :  $P_i=P_{\min}$  et  $P_o=P_M=0$ .

- **Cas de l'axe**

Soit  $U_A$  le déplacement radial d'un point de l'arbre. Avec :

- $r = \frac{d_A}{2} \approx \frac{d_n}{2}$  ( $d_n$  étant le diamètre nominal)
- $a = \frac{d_i}{2}$  ;  $b = \frac{d_n}{2}$

On remplace ces données dans l'équation précédente on obtient :

$$U_A = -\frac{1-\nu}{E} \frac{p_{\min} d_n^3}{2(d_n^2 - d_i^2)} - \frac{1+\nu}{E} \frac{p_{\min} d_i^2 d_n}{2(d_n^2 - d_i^2)} \quad (1.22)$$

Où :

$$U_A = -A_A \frac{p_{\min} d_n^3}{2(d_n^2 - d_i^2)} - B_A \frac{p_{\min} d_i^2 d_n}{2(d_n^2 - d_i^2)} \quad (1.23)$$

- **Cas du moyeu**

Soit  $U_M$  le déplacement radial d'un point du moyeu. Avec :

- $r = \frac{d_M}{2} \approx \frac{d_n}{2}$
- $a = \frac{d_n}{2}$  ;  $b = \frac{D}{2}$

On aura :

$$U_M = A_M \frac{p_{\min} d_n^3}{2(D^2 - d_n^2)} + B_M \frac{p_{\min} D^2 d_n}{2(D^2 - d_n^2)} \quad (1.24)$$

avec

- $A_A, A_M, B_A, B_M$  sont les mêmes paramètres définis précédemment.

La valeur minimale du serrage rapportée au rayon est :

$$\frac{\Delta_{\min}}{2} = U_M - U_A \quad (1.25)$$

En remplaçant chaque paramètre par son expression on obtient :

$$\frac{\Delta_{\min}}{d_n} = p_{\min} \left[ \frac{(a_M - a_A)d_n^4 + (a_A + b_M)d_n^2 D^2 + (b_A - b_M)D^2 d_i^2 - (b_A + a_M)d_i^2 d_n^2}{(D^2 - d_n^2)(d_n^2 - d_i^2)} \right] \quad (1.26)$$

Dans le cas particulier où l'arbre et le moyeu sont de même matériau ( $E_A = E_M = E$ ,  $\nu_A = \nu_M$ ) et pour un arbre plein ( $d_i = 0$ ), la valeur minimale du serrage devient :

$$\frac{\Delta_{\min}}{d_n} = \frac{2p_{\min}}{E} \left( \frac{D^2}{D^2 - d_n^2} \right) \quad (1.27)$$

#### a) Valeur du serrage maximum

Le serrage maximum est obtenu lorsque l'arbre est au maximum de tolérance et l'alésage au minimum de tolérance. On a alors :

$$\Delta_{\max} = \Delta_{\min} + IT_A + IT_M \quad (1.28)$$

La pression maximale de serrage est par conséquent :

$$p_{\max} = \frac{\Delta_{\max}}{\Delta_{\min}} p_{\min} \quad (1.29)$$

### III.3 Vérification aux conditions de résistance

Le serrage provoque dans les éléments assemblés des contraintes. En prenant un état plan des contraintes chaque élément de l'assemblage est soumis à une :

- Contrainte radiale dirigée suivant le rayon.
- Contrainte tangentielle perpendiculaire au rayon.

a) dans l'arbre :

$$\sigma_{rA} = -\frac{p_{\max} d_n^2}{d_n^2 - d_i^2} \left( 1 - \frac{d_i^2}{d^2} \right) \quad (1.30)$$

$$\sigma_{tA} = -\frac{p_{\max} d_n^2}{d_n^2 - d_i^2} \left( 1 + \frac{d_i^2}{d^2} \right) \quad (1.31)$$

b) dans le moyeu :

$$\sigma_{rM} = \frac{p_{\max} d_n^2}{D^2 - d_n^2} \left( 1 - \frac{D^2}{d^2} \right) \quad (1.32)$$

$$\sigma_{tM} = \frac{p_{\max} d_n^2}{D^2 - d_n^2} \left( 1 + \frac{D^2}{d^2} \right) \quad (1.33)$$

Pour éviter toute déformation plastique de la pièce sur laquelle s'exercent ces contraintes, on doit vérifier la condition de résistance :

$$\sigma_{eq} < \sigma_{limite}$$

Où  $\sigma_{eq}$  est la contrainte équivalente qui, en utilisant le critère de Von Mises, est définie par :

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} \quad (1.34)$$

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  sont les contraintes principales au point considéré.

La contrainte  $\sigma_{limite}$  est telle que :

$$\sigma_{limite} = \frac{R_e}{s} \text{ ou } \frac{R_{p0,2}}{s} \quad (1.35)$$

$R_e$  est la limite d'élastique,  $R_{p0,2}$  la limite conventionnelle d'élasticité,  $s$  le coefficient de sécurité ( $s = 1.25$  selon la norme NF E 22-621).

**Conditions de résistance**

- **Cas de l'arbre :**

En admettant que les contraintes agissent uniquement dans le plan perpendiculaire à l'axe de la pièce (contraintes planes), on aura alors :

$$\sigma_1 = \sigma_{zA} = 0$$

$$\sigma_2 = \sigma_{rA}$$

$$\sigma_3 = \sigma_{tA}$$

D'où :

$$\sigma_{eqA} = \frac{p_{max} d_n^2}{d_n^2 - d_i^2} \sqrt{1 + 3 \left( \frac{d_i}{d} \right)^4} \quad (I.36)$$

La valeur de  $\sigma_{eqA}$  est maximale pour  $d = d_i$ , soit :

$$\sigma_{eqA \max} = \frac{2p_{max} d_n^2}{d_n^2 - d_i^2} \quad (I.37)$$

La condition de résistance s'exprime alors par la relation :

$$\sigma_{eqA \max} \leq \frac{R_e}{s} \quad \text{ou} \quad \frac{R_{p0,2}}{s} \quad (I.38)$$

- **Cas du moyeu :**

Comme pour l'arbre, on a :

$$\sigma_1 = \sigma_{zM} = 0$$

$$\sigma_2 = \sigma_{rM}$$

$$\sigma_3 = \sigma_{tM}$$

D'où :

$$\sigma_{eqM} = \frac{p_{max} d_n^2}{D^2 - d_n^2} \sqrt{1 + 3 \left( \frac{D}{d} \right)^4} \quad (I.39)$$

La valeur de  $\sigma_{eM}$  est maximale pour  $d = d_n$ , soit :

$$\sigma_{eqM} = \frac{P_{max} d_n^2}{D^2 - d_n^2} \sqrt{1 + 3 \left( \frac{D}{d_n} \right)^4} \quad (1.40)$$

La condition de résistance s'exprime alors par la relation :

$$\sigma_{eqM \max} \leq \frac{R_e}{S} \text{ ou } \frac{R_{p0,2}}{S} \quad (1.41)$$

#### IV DESCRIPTION DU DIMENSIONNEMENT D'UN ASSEMBLAGE FRETTE D'APRES LES NORMES

Les normes [AFN ,80] et [AFN, 84] traitent des applications courantes des assemblages frettés avec la prise en compte des critères mécaniques généraux influents tels que les matériaux, les moments de flexion et d'efforts radiaux, le frottement tout en apportant des précisions sur les cas particuliers des assemblages affaiblis et des moyeux externes étagés.

En plus des règles de conception et de réalisation, une méthode de calcul simplifiée permet d'appliquer ces normes sur la plupart des organes de transmissions mécanique utilisés (arbres creux ou pleins, avec des pressions extérieurs nulles ou non). Ces calculs permettent de déterminer les caractéristiques mécaniques fondamentales pour ce type d'organe comme la pression minimale de frettage, les efforts transmissibles, le serrage, les contraintes et les déformations. La température est également prise en compte dans le calcul des efforts d'assemblage (emmanchement ou démontage).

L'objectif de la norme [AFN,80] est de préciser, pour des conditions d'utilisation usuelles, les diamètres recommandés comme le diamètre extérieur  $D$  du moyeu qui ne doit en aucune section être inférieur à  $1.5*d$ , les tolérances et les états de surfaces des arbres et des moyeux qui vont être assemblés par frettage. Cette norme ne s'applique qu'à l'assemblage destinés à transmettre un couple maximum  $T_{MS}$  ou  $T_{RS}$  tel que :

Les aciers dans lesquels sont réalisés les arbres et les moyeux doivent avoir une certaine limite d'élasticité. Quant à l'état de surface des deux pièces, il doit présenter aussi une certaine rugosité avant de les assembler.

- Pour l'arbre :
  - $R_a = 0.2\mu m$  à  $0.8\mu m$  quel que soit le diamètre, obtenu de préférence par rectification.
- Pour le moyeu :
  - $R_a = 1.6\mu m$  pour un diamètre supérieur à 180mm.

Ces normes proposent des formules empiriques pour calculer la pression de contact et par la suite les contraintes tangentielles et maximales. Pour le cas d'un arbre plein, en acier et d'un moyeu cylindrique en acier de même nature, en fonction de serrage corrigé, la pression de contact est donnée par :

$$p = \frac{\Delta \cdot E(1 - C_e^2)}{2d} \quad (1.42)$$

La contrainte maximale est :

$$\tau_e = \frac{\Delta_{\max c} \cdot E(1 + C_e^2)}{2d} \quad (1.43)$$

La contrainte tangentielle est :

$$\sigma_e = \frac{\Delta_{\max c} \cdot E \sqrt{1 + C_e^4}}{2d} \quad (1.44)$$

Avec :

- $C_e = 0.6$
- $\Delta_{\max c}$  : le serrage maximal corrigé

La norme [AFN, 84] a pour objet de préciser les fonctions des assemblages frettés soumis à la torsion, elle s'applique aux assemblages à portées cylindriques.

## IV.1 Conception et réalisation

### ➤ Matières

La conception de transmission de couple d'un assemblage fretté est fonction du coefficient de frottement, du serrage, de la surface de contact et de la géométrie des pièces. Il convient donc de choisir des matériaux offrant une bonne résistance au frottement et aux contraintes pour conserver dans le temps les qualités de l'assemblage. La tension doit être également portée sur la température nécessaire au montage.

### ➤ Conception

L'assemblage doit être étudié pour limiter les concentrations de contraintes et leurs conséquences sur l'arbre, ainsi que pour faciliter le montage et, s'il est prévu, le démontage.

Les études théoriques montrent que l'augmentation de contrainte due à l'effet d'encastrement peut être compensée par une augmentation du diamètre d'environ 10% du serrage de l'assemblage

### ➤ Tolérance et état de surfaces

Les intervalles de tolérance couramment utilisés sont :

- Pour l'arbre

Qualité 6 pour un diamètre jusqu'à 180mm, qualité 7 au-delà.

- Pour le moyeu

Qualité 6 pour un diamètre jusqu'à 100mm, qualité 7 au-delà.

### ➤ La rugosité

- $R_a=0.8\mu\text{m}$  pour un assemblage de diamètre  $\leq 180\text{mm}$ .
- $R_a=1.6$  pour un assemblage de diamètre  $> 180\text{mm}$ .

### ➤ Tolérance géométrique

La tolérance de cylindricité délimitant globalement les erreurs de forme, d'orientation et de

position est égale à  $\frac{IT}{4}$  au rayon.

➤ **Lissage**

- 5 $\mu$ m pour  $d \leq 180$ mm.
- 10 $\mu$ m pour  $d > 180$ mm.

➤ **Montage-Démontage**

Il est nécessaire de prévoir une variation dimensionnelle aux deux pièces de l'assemblage "Valeurs absolues du serrage minimum supérieure au serrage maximum  $\Delta_{max}$ ", de façon à éviter tout risque de coincement lors de l'assemblage des pièces. Ce serrage est fonction du diamètre de frettage. Le tableau.1 préconise des valeurs du serrage (j).

Tableaul.1 : serrage de montage par dilatation	
Diamètre nominal (mm)	Jeu minimum (mm)
$d \leq 100$	J=0.15
$100 \leq d \leq 200$	J=0.20
$200 < d$	J=0.25

➤ **Dilatation du diamètre de moyeu a**

$$a = j + \Delta_{max} + \text{lissage} \quad (I.45)$$

Il est nécessaire de définir une perte de serrage (lissage) due à l'encrassement des aspérités de surface. Dans la pratique il convient de majorer les serrages théoriques d'un minimum de  $3xR_a$ . Ce phénomène est à prendre en compte surtout pour des petits diamètres.

➤ **Élévation de température ( $\Delta t$ )**

La température du moyeu ne doit pas dépasser, même localement, une valeur qui risque d'affecter les caractéristiques du matériau constitutif. Le tableau suivant donne les coefficients de dilatation de quelques matériaux :

Tableau I.2 : coefficient de dilatation( $10^6\mu\text{m} / ^\circ\text{C}$ )						
Acier	Titane	Fonte	Aluminium	Bronze	Laiton	Verre
$10.5 \leq \lambda \leq 12$	$\lambda=9$	$9 \leq \lambda \leq 11$	$22.5 \leq \lambda \leq 23.8$	$7 \leq \lambda \leq 8$	$17 \leq \lambda \leq 28$	$3.4 \leq \lambda \leq 5.9$

## IV.2 Condition de montage et démontage

A l'huile :

- Effort mini :  $F_{\min} = \pi.l.d.f'.P_{\min}$ .
- Effort maxi :  $F_{\max} = \pi.l.d.f'.P_{\max}$ .

Avec

- $f'$  : coefficient de résistance au glissement dans le cas d'un démontage par pression d'huile ( $f'=0.02$  en pratique).

Si le démontage est prévu et que le serrage n'autorise pas une extraction par glissement après une élévation rapide de température du moyeu, la méthode par introduction entre les surfaces en contact, permet le ou les démontages avec le moindre risque de détérioration des surfaces. L'introduction de l'huile se fait au moyen de pompes haute pression.

Ces formules empiriques ne sont pas aujourd'hui satisfaisantes car ils ne prennent pas en considération le défaut de forme des pièces à assembler. Dans ce sens il est essentiel pour contribuer à une meilleure définition des caractéristiques des assemblages obtenus par frettage de prendre en compte le comportement des pièces en contact mutuel.

## V LA METHODE DES ELEMENTS FINIS

La méthode des éléments finis est utilisée aujourd'hui de manière très courante dans les bureaux d'études des entreprises. Lors de la conception d'assemblage par frettage, il est difficile d'évaluer la concentration de contrainte ainsi que la vie en fatigue. la modélisation par éléments finis est une bonne technique pour évaluer les concentration de contrainte

mais l'utilisation d'un banc d'essai reste nécessaire pour valider les résultats obtenus numériquement.

Cette méthode permet d'effectuer des analyses numériques en un peu de temps et ce pour plusieurs configurations. Il y a d'ailleurs plusieurs techniques pour modéliser le contact entre l'arbre et le moyeu. Par exemple, en modélisant la friction, le comportement n'est pas linéaire et l'utilisation d'éléments de contact est essentielle (CONTA173 et TARGE170 d'ANSYS, [30]). Toutefois, en négligeant la friction, le comportement reste linéaire et le déplacement des nœuds entre les deux pièces peut s'écrire à l'aide d'équations qui lient le déplacement radial du moyeu à celui de l'arbre.

$$u_{Moyeu} - u_{arbre} = \text{Interférence}$$

Les analyses effectuées dans la littérature utilisent une de ces deux techniques.

Quelques études récentes montrent l'intérêt de disposer de modèles fins des assemblages obtenus par frettage afin de mieux comprendre et de mettre au point les assemblages frettés.

White et Humpherson [12] et Okamoto [16] ont utilisé des éléments axisymétriques et des couplages entre les nœuds pour étudier l'effet de plusieurs géométries d'arbre sur les contraintes observées lors de l'assemblage par frettage. Les résultats ont montré que l'ajout d'un arrondi sur l'arbre, à la limite du moyeu (Figure I.8) aide à réduire la concentration de contrainte dans celui-ci, par contre la configuration sans rayon n'est pas abordée

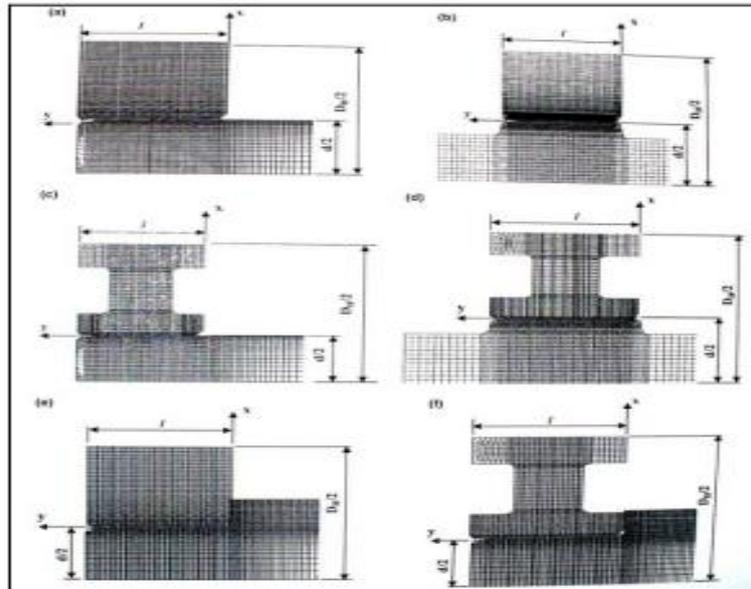


Figure I.8 : Configuration étudiée par Ozel [13]

Truman [1]-[2] a utilisé des éléments axisymétriques et des couplages entre les nœuds pour étudier le bris d'un assemblage engrenages sur un arbre, pour en conclure que l'usure générée par le frettage était la cause du bris prématuré.

Zhang [15] a utilisé des éléments axisymétriques et des éléments de contacts pour évaluer la théorie des cylindres épais et conclu que les équations analytiques ne sont pas suffisantes pour des géométries complexes, la modélisation par éléments finis donne de meilleurs résultats.

Eyercioglu et al. [EYE, 09] ont utilisé une modélisation par élément finis pour concevoir un outillage de forgeage présentant des parties frettées afin d'assurer les dimensions finales correctes du produit fini. Ils ont montré que le fait de prendre en compte la forme des dents au lieu d'une surface cylindrique améliorerait le dimensionnement de forme frettée en carbure de tungstène (Figure I.9).

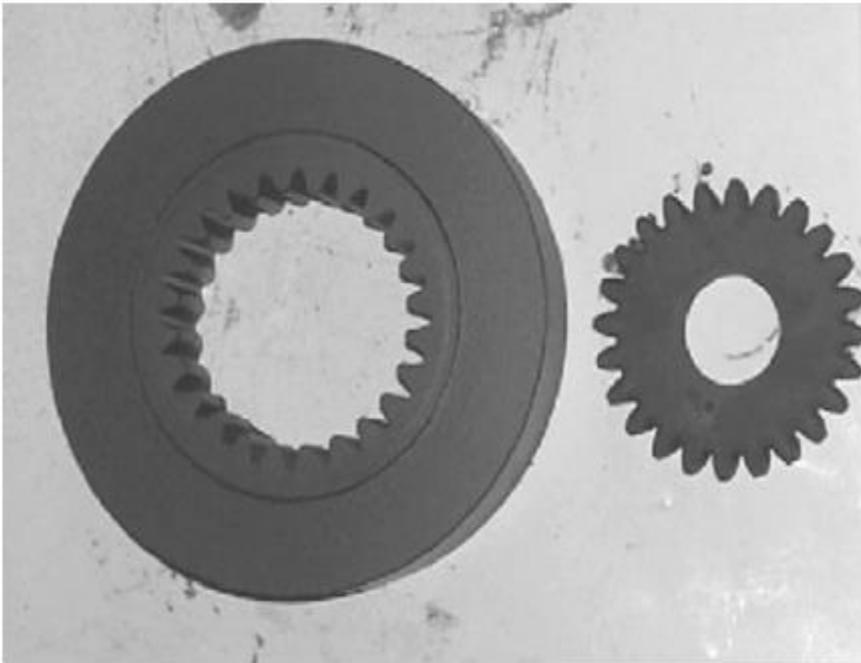


Figure I.9 : Exemple d'outillage fretté et pignon obtenu par forgeage (d'après Eyercioglu et al. [EYE, 09])

En étudiant le renforcement de la résistance locale par traitement thermique par laser, L. Sniezek et al. [SNI, 10] ont montré grâce à une approche par éléments finis que l'on peut augmenter la résistance de 50% en réalisant un déphasage géométrique du traitement sur l'axe et l'alésage, (Figure I.10). Le comportement des matériaux dépendant de la position angulaire, a pu être pris en compte par la méthode des éléments finis.

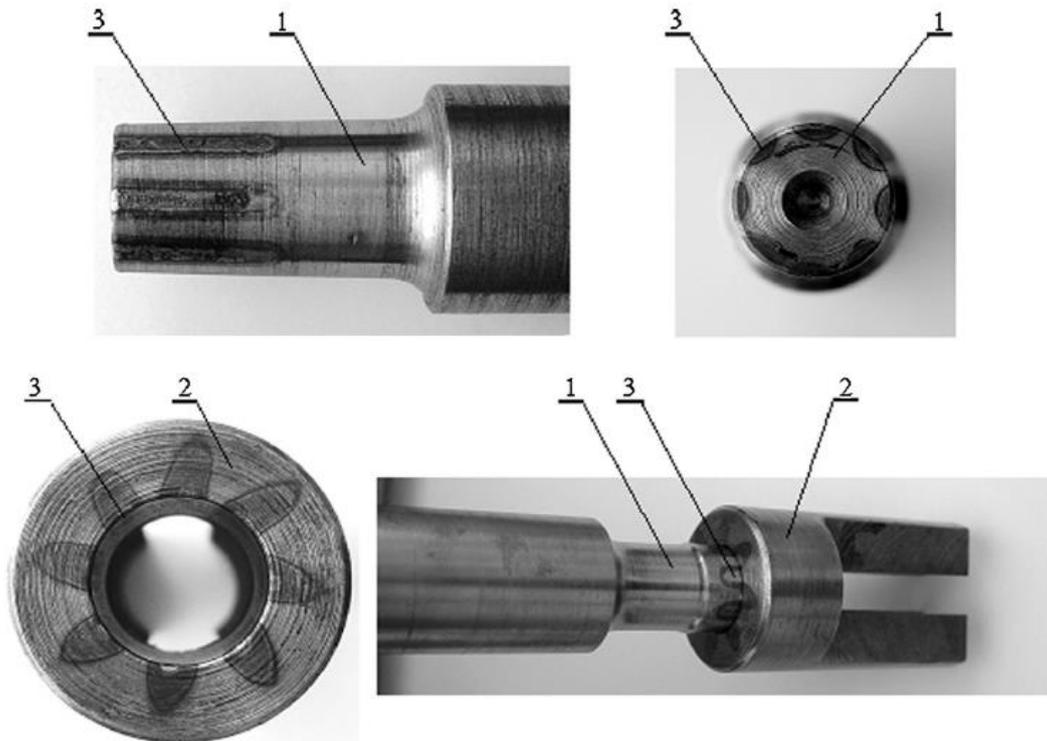


Figure I.10: Traitement localisé suivant la position angulaire et déphase lors de l'assemblage d'un axe et d'un moyeu (d'après Sniezek et al. [SNI, 10])

Ces études sont effectuées à l'aide de différents logiciels de calculs par éléments finis à disposition des bureaux d'études industriels. On remarque aussi que ces études sont très variées et touchent les différents comportements de l'assemblage fretté.

L'étude de l'assemblage frette par la méthode des éléments finis permet de mieux définir ses caractéristiques, mais elle est limitée car elle considère les surfaces géométriquement parfaites et surtout elle ne prend pas en contact le comportement de la texture micro-géométrique dont l'influence est notable.

Truman et Booker [TRU, 07] ont analysé l'effet du chargement dû au serrage sur les micro-glissements pendant la phase de frettage d'un engrenage présentant une rigidité radiale non constante sur un axe. L'analyse par élément finis a permis de montrer que la cause de la rupture constatée sur le produit était due à des micro-glissements trop importants qui génèrent un endommagement localisé important à l'interface (voir figure I.11).

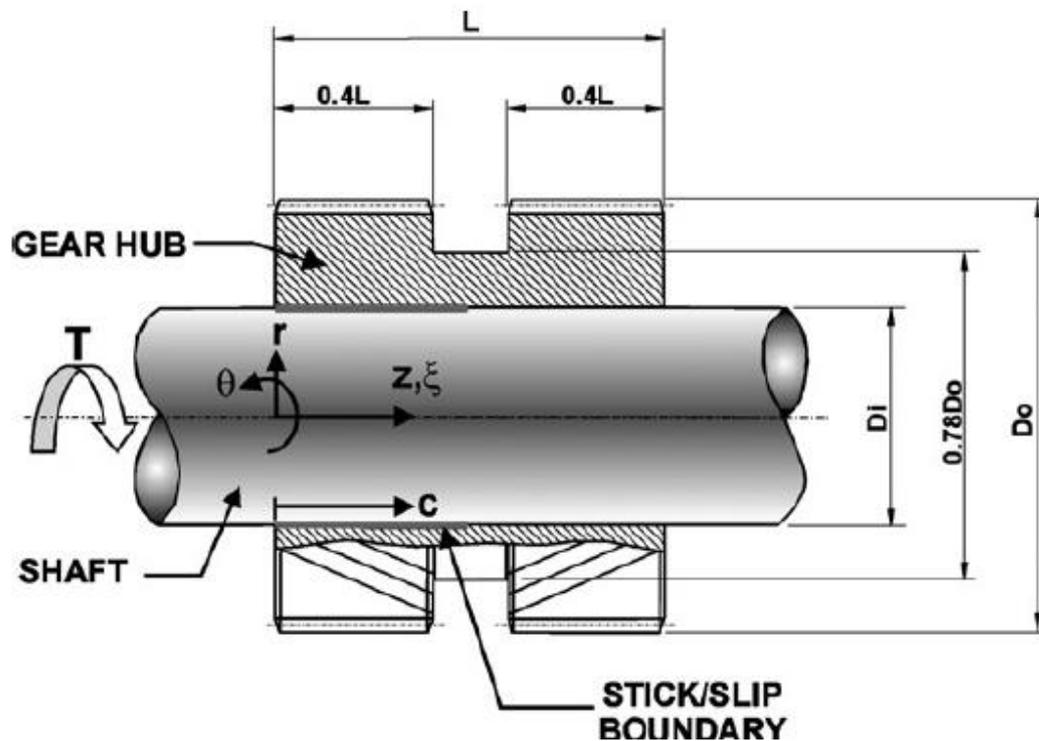


Figure I.11 : Micro glissement provoquant la rupture d'un assemblage pignon axe obtenu par frettage (d'après Truman et Booker [TRU, 07])

Adnan et al. [ADN, 05] notent la nécessité de simuler le procédé d'assemblage par exemple dans le cas d'emmanchement de joint souple pour mieux concevoir ce type d'assemblage. Tandis que Sun et al [SUN, 10] utilisent la simulation pour valider les déformations dues à la chauffe d'un vilebrequin lors de l'insertion de frettes (Figure I.12).

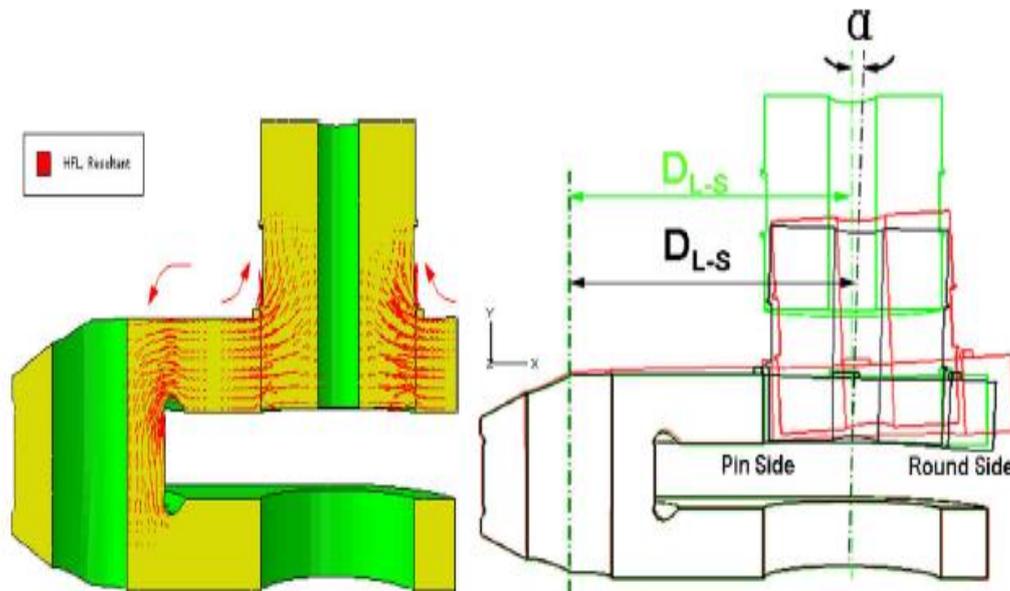


Figure I.12 : A gauche : Chauffe de la masselotte et emmanchement d'un tourillon de Vilebrequin. A droite : Déformations obtenues (d'après Sun et al. [SUN, 10])

Crocollo et al. [CRO, 10] utilise une modélisation par éléments finis pour étudier le comportement à la fatigue d'un axe de guidon de moto emmanché sur sa fourche. L'approche classique ne permet pas dans ce cas, de prendre en compte la forme complexe de la chape d'emmanchement de la fourche (Figure I.13).

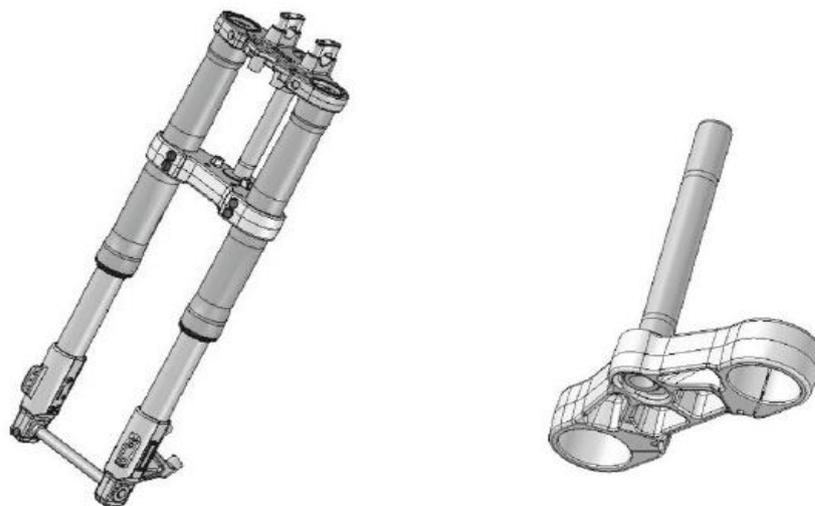


Figure I.13: Chape d'emmanchement de forme complexe ne pouvant pas être étudiée par la méthode classique de détermination des emmanchements (d'après Crocollo et al. [CRO, 10])

Volkan[VOL 11] a mis en évidence l'évolution de l'écart entre la contrainte maximale obtenue analytiquement par les équations de Timoshenko et celle obtenue par simulation numérique lorsqu'on se rapproche d'un bord libre (figure I.14).

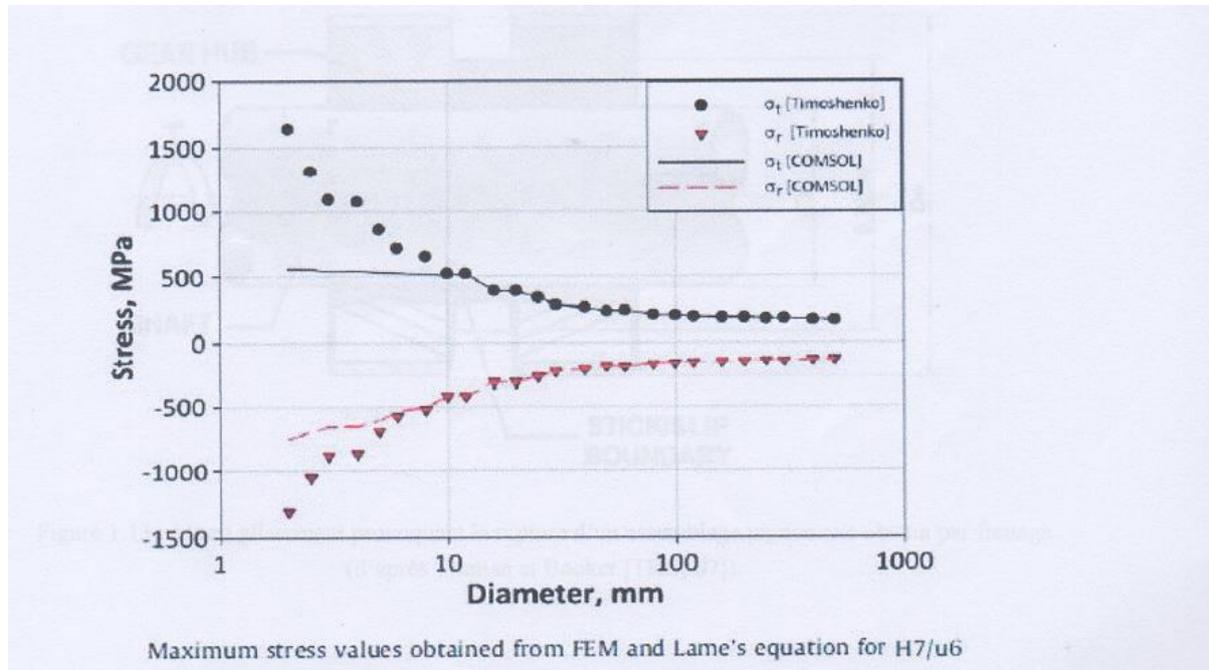


Figure I.14 : contrainte maximale obtenue analytiquement et par simulation numérique

[VOL 11]

Lanoue a effectué les analyses de convergence du maillage et de l'algorithme de contact. Dans la région de l'arrêt de contact, il existe une zone de concentration de contraintes où l'amorce de la rupture a souvent lieu. Cette zone devra donc être raffiné afin de proposer un modèle par éléments finis de taille raisonnable et exploitable avec un ordinateur de bureau relativement performant, une technique de sous-modélisation ou de symétrie cyclique a été appliquée tout en générant de bons résultats. Au préalable, il est nécessaire de s'assurer de la convergence de l'algorithme de contact entre les deux pièces (figure I.15).

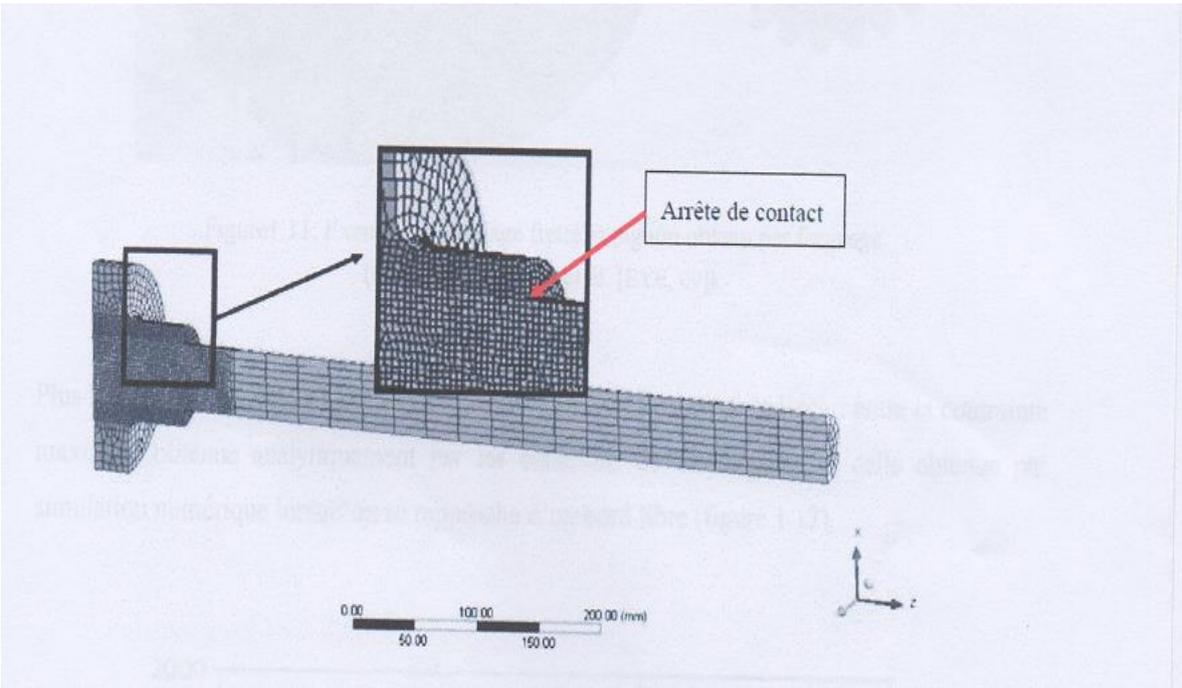


Figure I.15 : Maillage global [FLA, 09]

**VI CONCLUSION**

Nous concluons à travers ce chapitre qu'il existe plusieurs méthodes pour étudier le comportement d'un assemblage fretté. Nous remarquons aussi que pour étudier l'influence du défaut de forme, la méthode des éléments finis est assez bien adaptée. Cette étude sera plus détaillée dans le chapitre suivant, où nous allons utiliser le logiciel ABAQUS pour la modélisation de cet assemblage, en prenant en compte les défauts de forme radial et axial.

## CHAPITRE II

### MODELISATION DE L'ETAPE DE FRETTAGE

#### I INTRODUCTION

L'analyse numérique à l'aide de la méthode des éléments finis permet d'obtenir des résultats en peu de temps. La modélisation de l'étape du frettage par cette méthode nécessite l'utilisation des logiciels puissants. Parmi ces logiciels, on trouve l'ABAQUS.

ABAQUS est un logiciel qui traite des problèmes statiques et dynamiques dans des différents domaines. Il offre des solutions puissantes et complètes pour répondre aux problèmes d'ingénierie courants ou complexes au sein d'un large éventail d'applications industrielles.

Le manque de précision dans la littérature sur l'influence des défauts de forme axial et radial de l'assemblage fretté sur les caractéristiques mécaniques amène à approfondir la connaissance sur ce phénomène. L'étude de ces défauts permet de mieux connaître la nature de l'ajustement par frettage. Elle peut être menée en modélisant le contact moyeu-arbre à l'aide du logiciel Abaqus.

#### II MODELISATION DE L'ETAPE DE FRETTAGE PAR ABAQUS

La simulation de l'assemblage par frettage est établie en utilisant une version standard du logiciel ABAQUS. Cette version est un produit d'analyse par éléments finis et qui utilise des techniques approfondies pour l'analyse des événements dynamiques à faible vitesse et statiques exigeant des solutions de contraintes précises.

Les étapes de modélisation dans Abaqus sont les suivantes :

- Part
- Property
- Assembly

- Step
- Interaction
- Load
- Mesh
- Job
- Visualisation

- **Part, Property, Assembly**

Les deux premières fonctions, Part et Property, permettent de créer les deux pièces et définir le type de matériaux pour chacune. L'assemblage est réalisé avec la fonction Assembly tout en respectant les contraintes d'assemblages.

Pour notre cas d'étude, on considère un axe en acier avec un rayon variant entre 7.985mm et 8.015mm. L'axe est assemblé avec un moyeu circulaire en duralumin dont le rayon varie entre 7.970mm et 8.00mm. Les propriétés des matériaux sont considérées constantes, la variation de la température est négligeable. De plus, ils sont considérés isotropes, ce qui signifie que les propriétés sont identiques quelle que soit la direction. Le tableau suivant récapitule les propriétés des matériaux pour les deux pièces.

Tableau II.1 : Propriétés de l'acier et duralumin			
Type de matériau	Coefficient de Poisson	Module de Young (MPa)	Limite élastique (MPa)
Acier (34CD4)	0.30	210000	639
Duralumin(AUG4)	0.34	78000	405

- **Step, Interaction**

Après avoir assemblé ces deux pièces, on passe à l'étape Step et puis Interaction pour créer les étapes d'analyse et introduire d'autres paramètres comme le coefficient de frottement. En faisant l'hypothèse que le défaut de forme n'influence que l'état local de contrainte, le coefficient de frottement est alors considéré identique pour chaque essai, avec une valeur conventionnelle entre l'Acier et le Duralumin ( $f = 0.15$ ).

- **Load**

Les conditions aux limites pour le frettage sont appliquées par la fonction Load. Deux conditions aux limites sont imposées (Figure II.1):

- Un blocage axial sur la surface extérieure du moyeu.
- Un blocage dans toutes les directions du centre de l'axe.

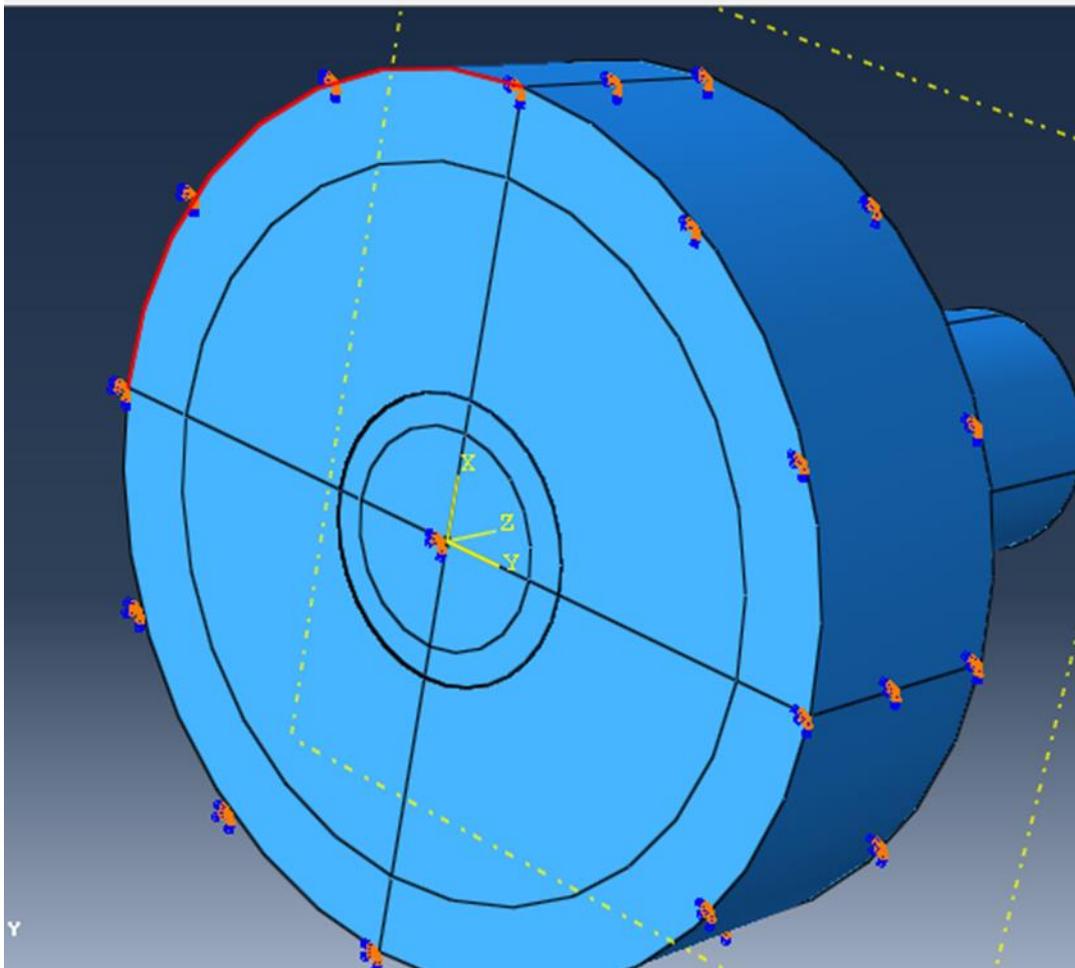


Figure II.1 : Conditions aux limites du modèle d'assemblage fretté

- **Mesh**

Dans une simulation par éléments finis, le produit est modélisé par un maillage, c'est-à-dire un ensemble de nœuds et d'éléments. Le choix du maillage détermine notamment les

fonctions de base qui représentent les champs de déplacement, et a donc une influence considérable sur les résultats.

Le maillage doit être raffiné près de l'interférence de l'axe et du moyeu. Pour cela une partition est créée sur les deux pièces, l'arbre et le moyeu (Figure II.2). Ceci permet d'établir un maillage par région. Les éléments choisis sont de types brique C348R qui sont très économiques (temps de calcul réduit, fichier moins volumineux). Au voisinage de l'interface de contact, la taille de ces éléments est petite par rapport au reste des autres éléments qui vont être maillés avec une taille plus importante (Figure II.3).

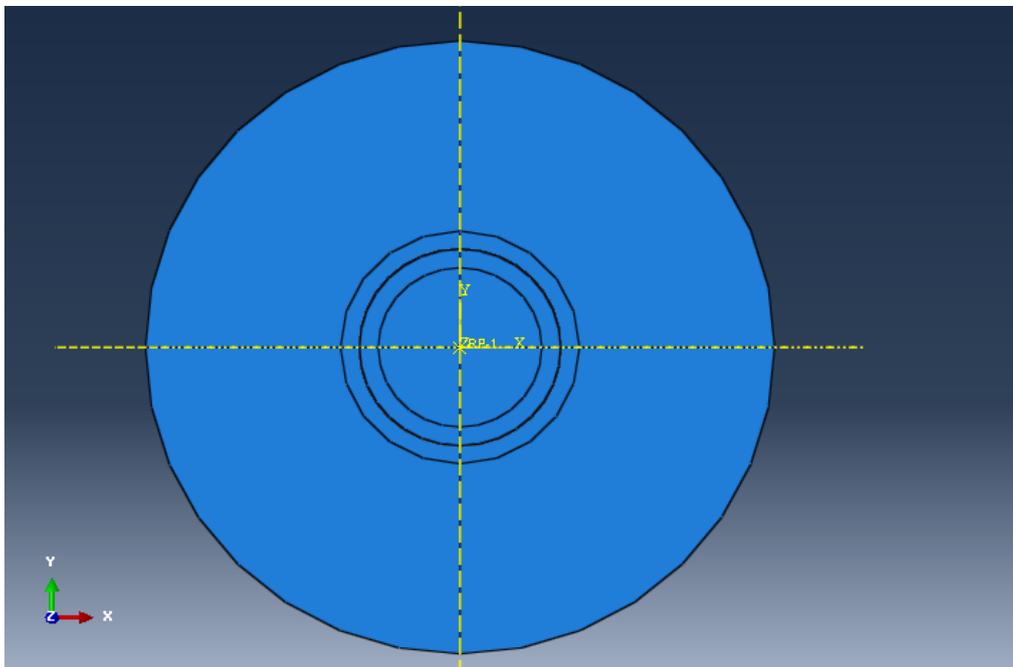


Figure II.2 : Partition de l'ensemble arbre et moyeu

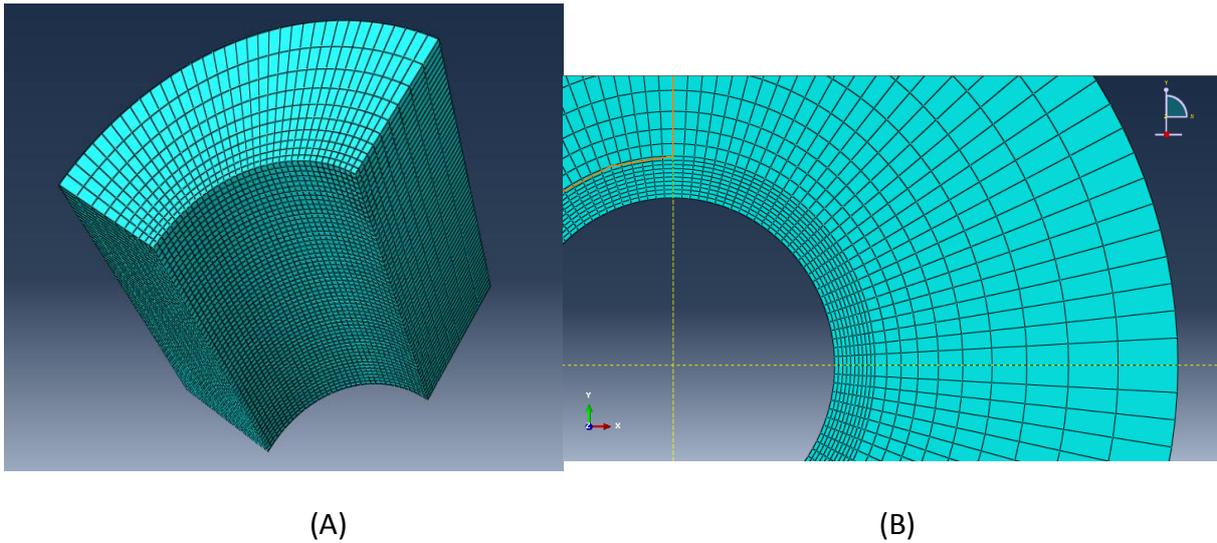


Figure II.3 Détail du maillage du moyeu circulaire (A) : 3D ;(B) : 2D

- **Job, Visualisation**

Après les étapes des fonctions précédentes, on passe au module Job pour créer un travail (frettage) et effectuer la simulation pour l'analyse des résultats à l'aide de la fonction Visualisation (représentation graphiques des paramètres à analyser).

La phase de dilatation thermique n'est pas prise en compte. Elle n'affecte pas les propriétés des matériaux et la géométrie de l'interface.

Le défaut de forme est dû à l'imperfection du procédé d'usinage. Sa modélisation n'étant pas aisée, on recourt à la simulation par des lobes définies par :

$$\rho(\theta) = \rho_{moy} + \frac{1}{2} \varepsilon \cos(n\theta) \quad (II.1)$$

Avec :

$\rho(\theta)$  : Rayon polaire défini par l'angle angulaire  $\theta$ .

$\rho_{moy}$  : Rayon moyen ( $R_{moy}$  pour le moyeu,  $r_{moy}$  pour l'arbre).

$\varepsilon$  : Le défaut de forme =  $\rho_{max} - \rho_{min}$ .

$n$  : Nombre de lobes

Plusieurs cas sont considérés en faisant modifier le nombre de lobes et le type de contact (sommets-sommets, sommets-creux) dans le but de montrer l'influence du défaut de forme.

La figure II.4 montre les profils de l'arbre et du moyeu avec des défauts de forme amplifiés représentés à titre d'illustration. Elle montre deux cas d'assemblage, l'un pour trois lobes (figII.4A) et l'autre pour quatre lobes (figII.4B). L'arbre est représenté en trait bleu, le moyeu en trait rouge. Le type de contact est : sommet-sommet.

Le type de contact sommet-creux est représenté à la figure II.5 pour trois et quatre lobes.

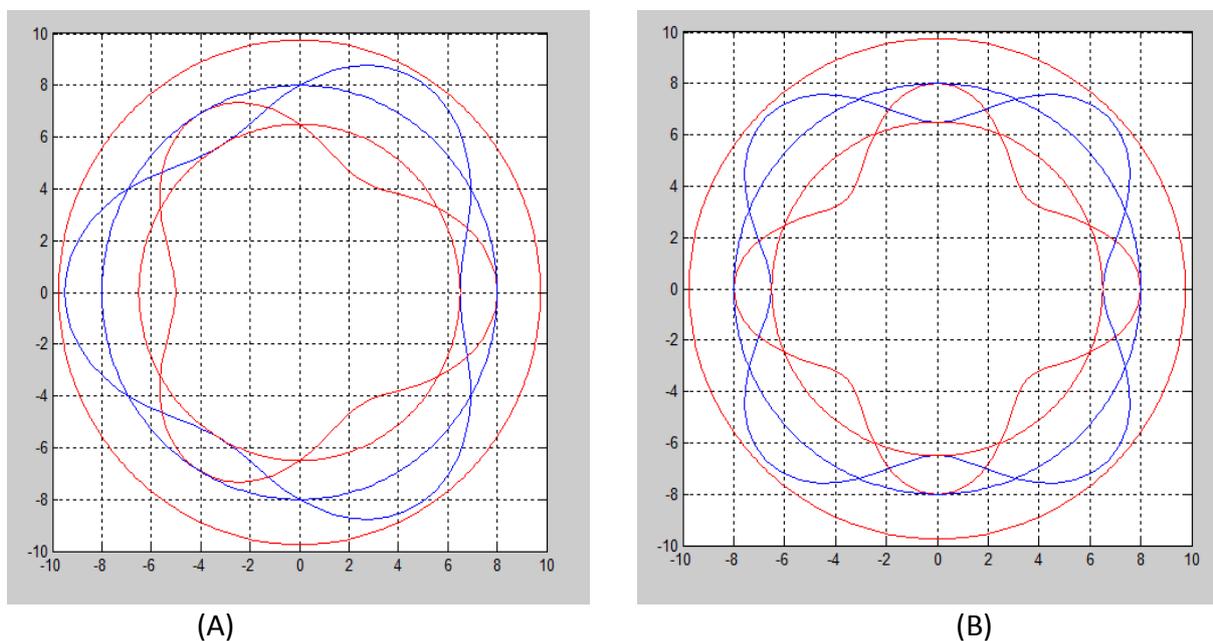
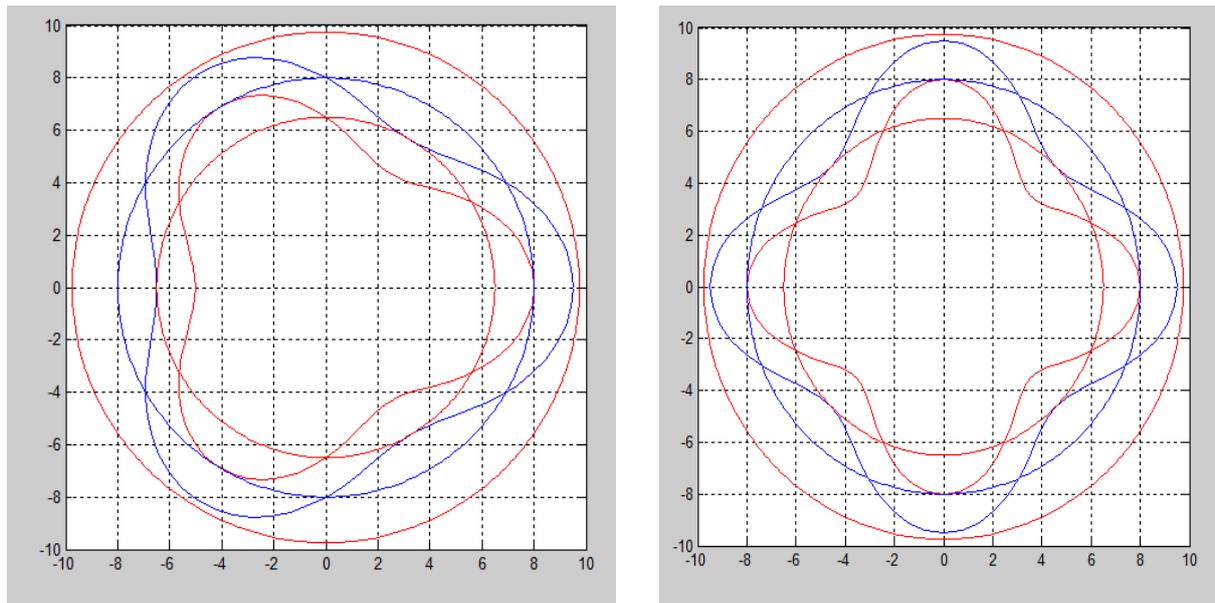


Figure II.4 : Profil de l'arbre et moyeu avec un défaut de forme assemblées avec un serrage, contact sommet-sommet : (A) :  $n=3$  ; (B) :  $n=4$ .



(A)

(B)

(A) (B) Figure II.5 : Représentation du type de contact sommet-creux

(A) :  $n = 3$  ; (B) :  $n = 4$ 

### III INFLUENCE DU DEFAUT DE FORME RADIAL SUR LA PRESSION ET LES CONTRAINTES DE VON MISES

#### III.1 Répartition des pressions à l'interface

Pour le cas d'une géométrie parfaite (arbre et moyeu sans défaut de forme), la pression de contact est constante tout le long du profil (figure II.6). En présence des défauts de forme, elle n'est plus constante. Elle varie en suivant leurs formes comme les montre les figure II.7 , figure II.8, figure II.9 tracées pour un contact sommet-sommet. Pour ce type de contact, elle est nulle où les deux surfaces ne sont pas localement en contact et atteint une valeur maximale au point de contact sommet-sommet (serrage maximal).

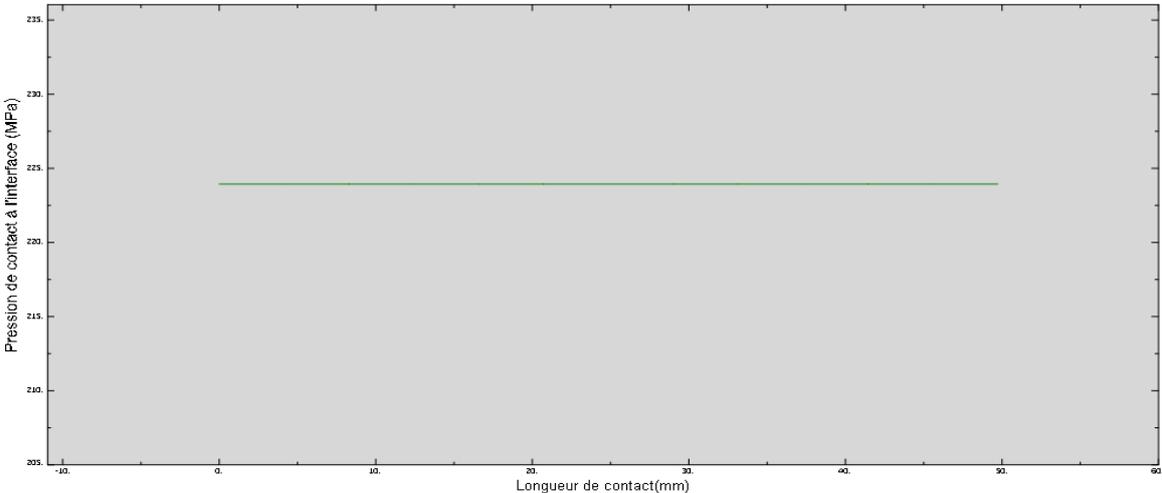


Figure II.6 : Répartition de la pression à l'interface pour un cas parfait

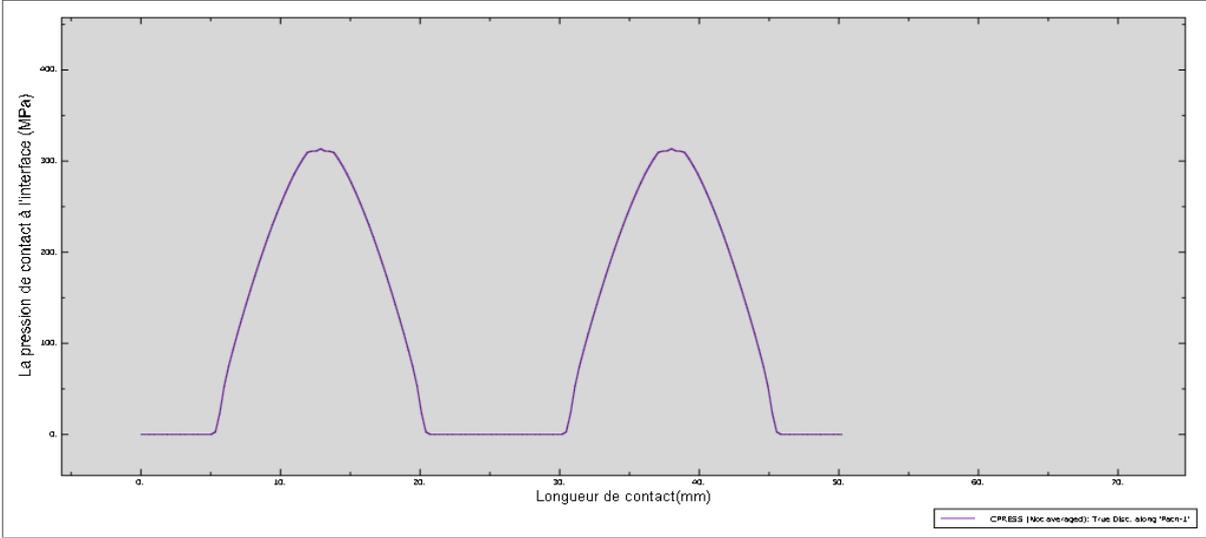


Figure II.7 : Répartition de la pression à l'interface de contact avec

$$\epsilon_A = 30 \mu\text{m}, \epsilon_B=30\mu\text{m}, \Delta=30\mu, d=16\text{mm}, n=2.$$

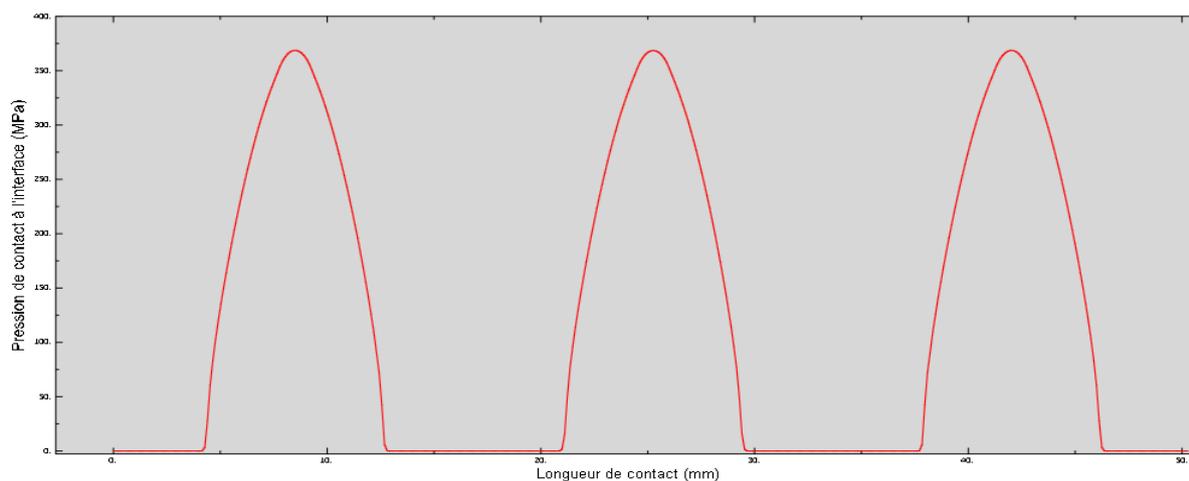


Figure II.8 : Répartition de la pression à l'interface de contact avec

$$\varepsilon_A = 30 \mu\text{m}, \varepsilon_B = 30 \mu\text{m}, \Delta = 30 \mu\text{m}, d = 16 \text{mm}, n = 3.$$

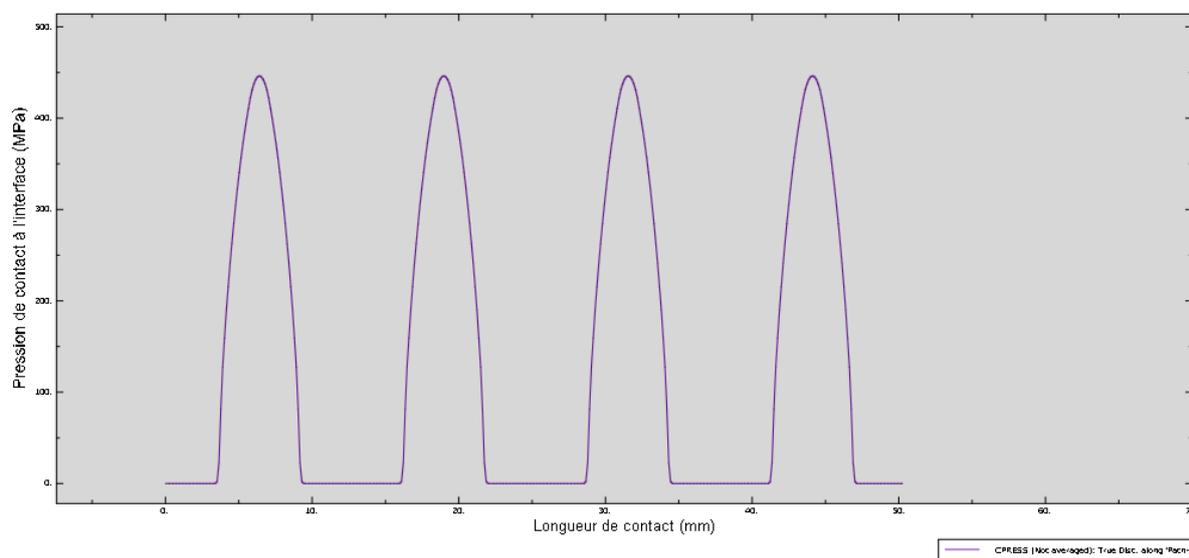


Figure II.9 : Répartition de la pression à l'interface de contact avec

$$\varepsilon_A = 30 \mu\text{m}, \varepsilon_B = 30 \mu\text{m}, \Delta = 30 \mu\text{m}, d = 16 \text{mm}, n = 4.$$

### III.2 Répartition des contraintes de Von Mises

Les figures II.10 et II.11 représentent les contraintes de Von Mises sur le moyeu qui est le moins résistant, pour des défauts de forme à 2 et 3 lobes respectivement. On y remarque que le défaut de forme impacte fortement ces contraintes. Celles-ci sont maximales au niveau des lobes. Du fait d'avoir considéré un moyeu à paroi épaisse, la propagation de ces contraintes au diamètre extérieur est négligeable.

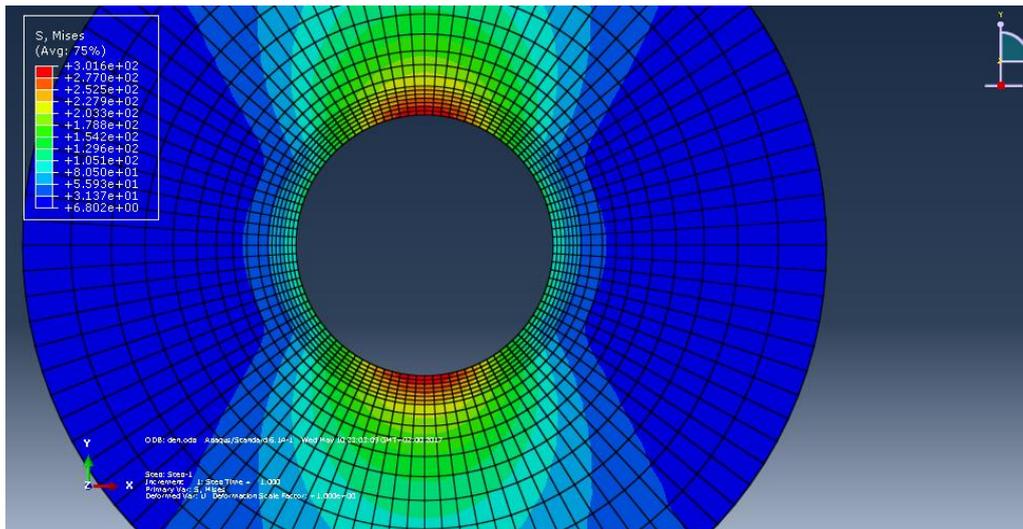


Figure II.10: Cartographie des contraintes de Von Mises dans le moyeu avec

$$\varepsilon_A = 30 \mu\text{m}, \varepsilon_B=30\mu\text{m}, \Delta=30\mu, d=16\text{mm}, n=2.$$

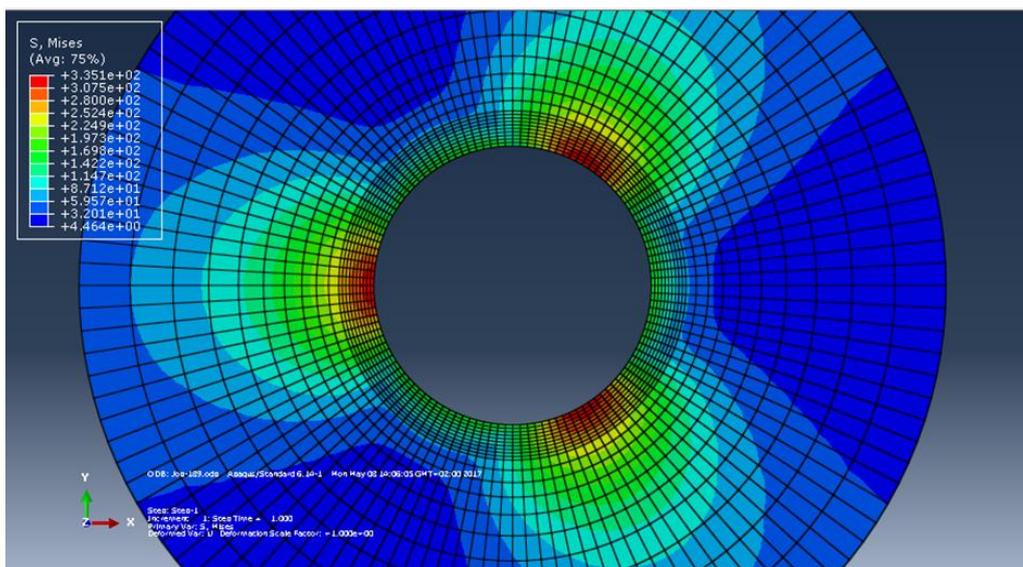


Figure II.11: Cartographie des contraintes de Von Mises dans le moyeu avec

$$\varepsilon_A = 30 \mu\text{m}, \varepsilon_B=30\mu\text{m}, \Delta=30\mu, d=16\text{mm}, n=3.$$

Pour une géométrie parfaite, la contrainte de Von Mises est constante conformément à la théorie. En présence du défaut de forme, la distribution de celle-ci suit la forme du défaut, elle atteint des valeurs maximales à l'endroit où la pression est maximale. Mais contrairement à la pression, la contrainte de Von Mises ne s'annule pas dans les zones de

non contact (creux de l'arbre en face de celui du moyeu). Dans ces zones, elle atteint des valeurs non négligeables, cela est dû à l'effet de l'écroutissage et à la présence de la contrainte tangentielle (Figure II.12).

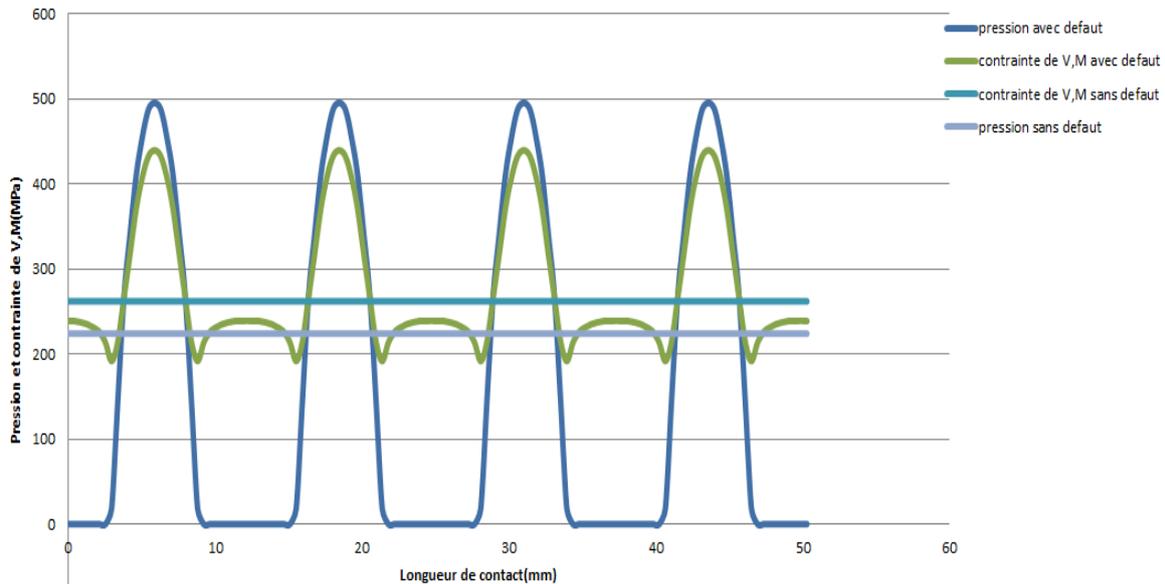


Figure II.12 : Variation de la contrainte de V. Mises et de la pression à l'interface de contact avec :  $\epsilon_A = 30 \mu\text{m}$ ,  $\epsilon_B=30\mu\text{m}$ ,  $\Delta=30\mu$ ,  $d=16\text{mm}$ ,  $n=4$ .

### III.3 Influence de la période du défaut de forme

D'après les résultats obtenus (Tableau II.1), on constate que la période de défaut de forme (nombre de lobes) influe sur la pression et la contrainte de Von Mises. Pour les mêmes paramètres de serrage, celles-ci augmentent avec l'augmentation du nombre de lobes. En effet, en augmentant le nombre de lobes, la surface do contact diminue, ce qui engendre l'augmentation de la pression et de la contrainte de Von Mises.

Nombre de lobe (n)	Serrage $\Delta$ ( $\mu\text{m}$ )	Défaut de forme de l'arbre $\epsilon_A$ ( $\mu\text{m}$ )	Défaut de forme du moyeu $\epsilon_M$ ( $\mu\text{m}$ )	Contrainte de Von Mises à l'interface (MPa)	Pression à l'interface (MPa)
0	30	30	30	226.86	222.22
2	30	30	30	406.50	378.90
3	30	30	30	528.50	524.00
4	30	30	30	569.80	583.60

La figure II.13 illustre les variations de la pression et de la contrainte de Von Mises en fonction du nombre de lobes.

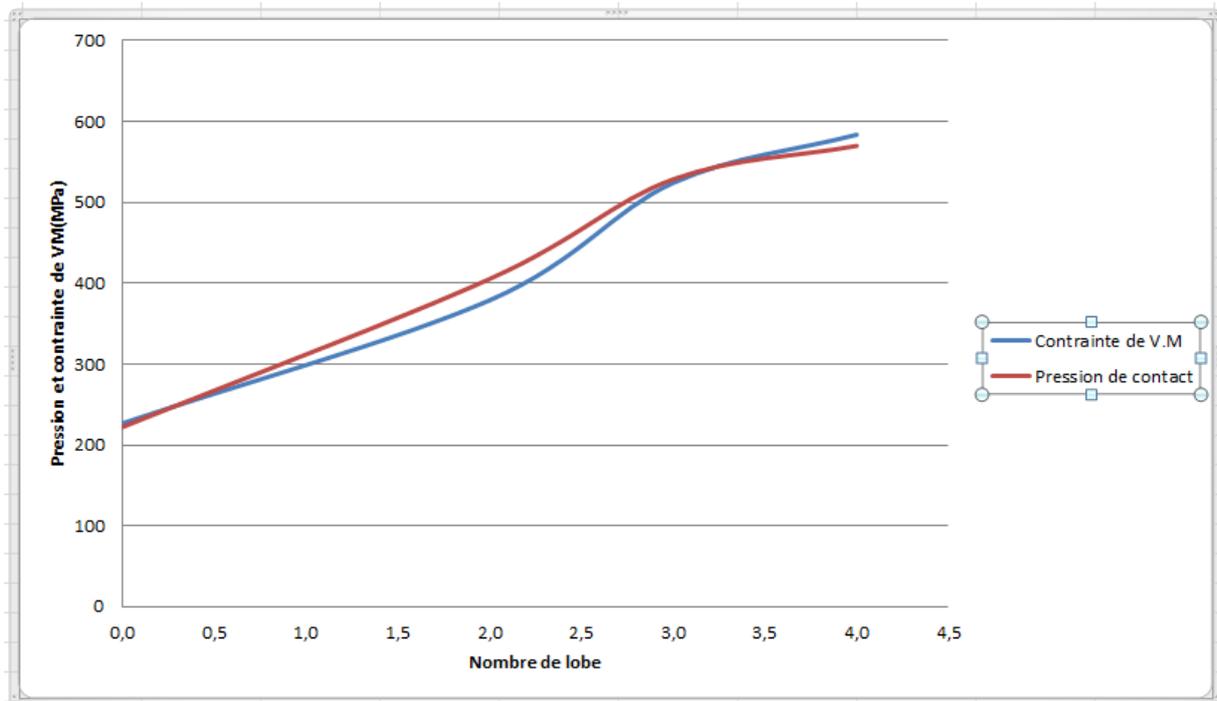


Figure II.13 : Variation de la pression de contact et la contrainte de Von Mises en fonction de nombre de lobes

### III.4 Influence du type de contact

Les figures II.14, II.15 montrent la variation de la pression et de la contrainte de Von Mises en fonction du type de contact entre les deux pièces en présence de défaut de forme. On constate que dans le cas d'un assemblage sommet-creux, les valeurs de la pression et de la contrainte varient légèrement, contrairement au cas d'un assemblage sommet-sommet où les valeurs sont beaucoup plus élevées. En effet, au niveau de contact local sommet-sommet le défaut de forme augmente le serrage, il en résulte une augmentation de la pression et de la contrainte de Von Mises. Par contre, dans le cas de contact sommet-creux, le serrage prévu initialement est légèrement augmenté, ce qui conduit à une très faible variation de la pression et de la contrainte de Von Mises. Ce résultat est prévisible d'après la figure II.5.B.

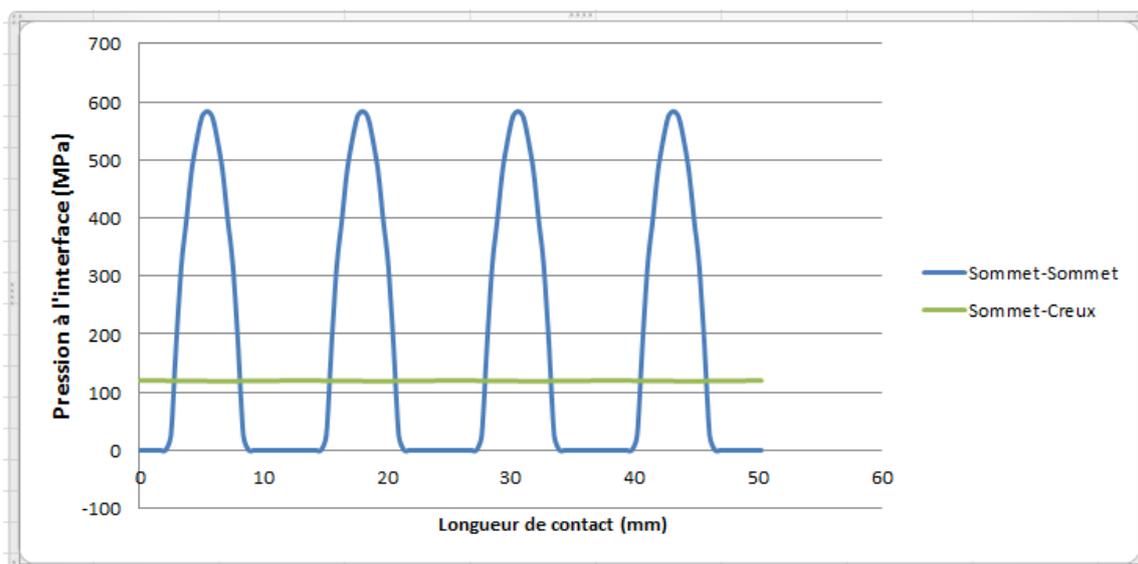


Figure II.14 : Variation de la pression de contact en fonction du type de contact

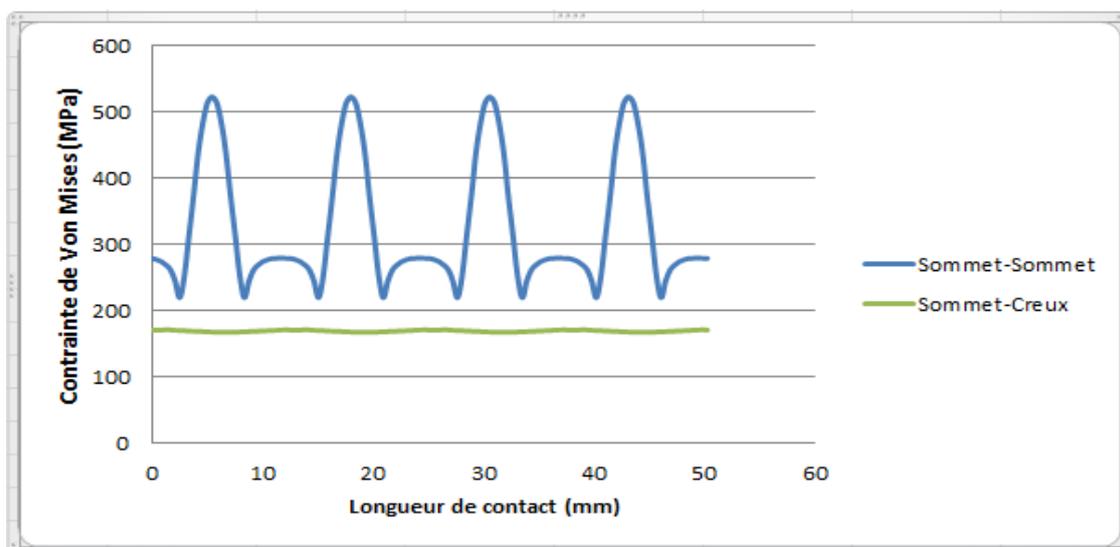


Figure II.15 : Variation de la contrainte de Von Mises en fonction du type de contact

#### IV INFLUENCE DU DEFAUT DE FORME AXIAL SUR LES CARACTERISTIQUES MECANIQUES

Pour la deuxième partie de ce chapitre, on s'intéresse à l'étude de l'assemblage fretté en 3D, avec des défauts de formes radial et axial. Les deux pièces sont créées et assemblées en utilisant SOLIDWORKS. Le fichier est importé vers ABAQUS où l'on étudie l'assemblage en 3D en suivant les mêmes étapes qu'en 2D.

L'assemblage est du type : sommet-creux suivant le profil, sommet-creux suivant l'axe.

Le défaut de forme suivant l'axe est décrit par l'équation suivante :

$$\rho_{axial} = \rho_{moy} + \frac{1}{2} \varepsilon \cos(2\pi \cdot (N \cdot x/\ell)) \quad (II.2)$$

Avec :

$\rho_{moy}$  : Le rayon ( $R_{moy}$  pour le moyeu,  $r_{moy}$  pour l'arbre).

$\varepsilon$  : Le défaut de forme.

$N$  : Nombre de lobes suivant l'axe ( $N_1$  pour l'arbre,  $N_2$  pour le moyeu).

$\ell$  : Longueur de contact

$x \in [0 ; \ell]$

#### IV.1 Distribution de la pression

La figure II.16 montre la distribution de la pression sur la surface de contact. On remarque que la variation de celle-ci suit la forme du défaut de forme sur le profil et l'axe. Elle augmente avec le serrage. On constate aussi que sa valeur est très élevée aux extrémités de contact, ceci est dû aux effets de bord.

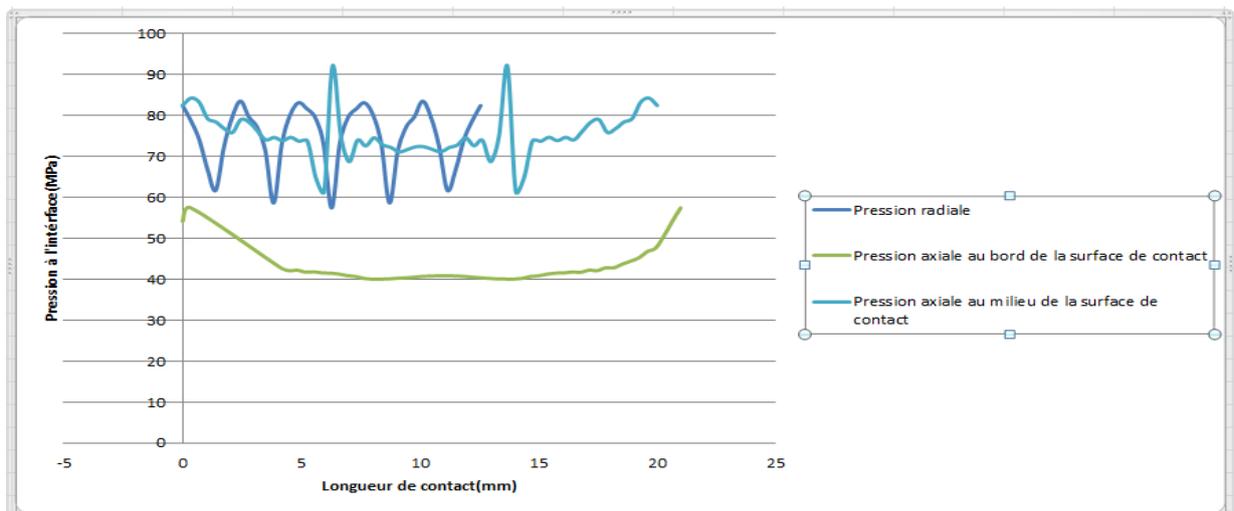


Figure II.16 : Distribution de la pression du contact pour un cas de défaut de forme axial et radial avec  $\varepsilon_A = 30 \mu\text{m}$ ,  $\varepsilon_B = 30 \mu\text{m}$ ,  $\Delta = 30 \mu\text{m}$ ,  $d = 16 \text{mm}$ ,  $n = 4$ ,  $N_1 = 6$ ,  $N_2 = 4$

IV.2 Répartition des contraintes de Von Mises

La distribution de la contrainte de Von Mises est illustrée sur la figure II.17. On y remarque que le défaut axial influe sur la variation de la contrainte. Celle-ci est maximale là où le serrage est maximum entre les surfaces latérales. La figure II.18, montre la variation des contraintes de Von mises pour un défaut de forme axial et radial.

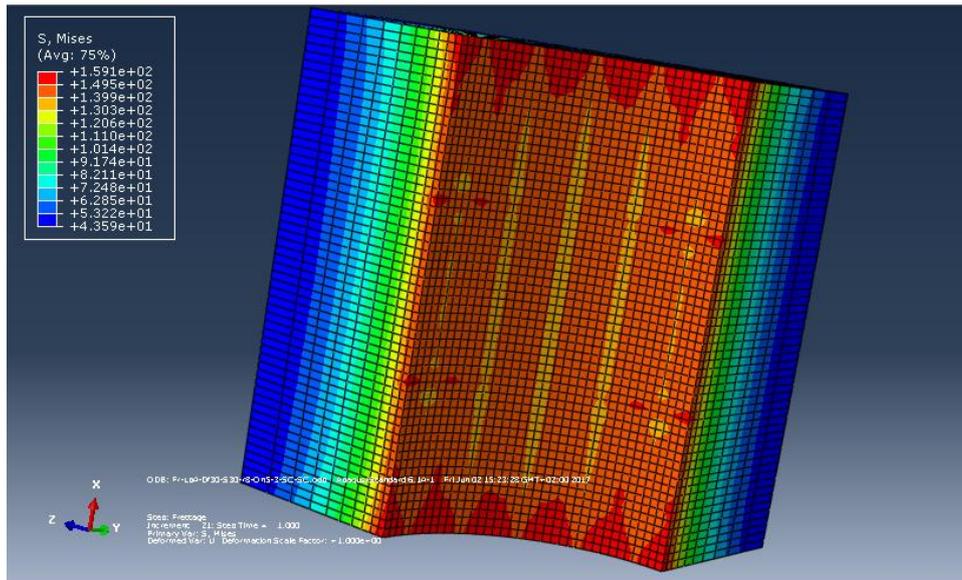


Figure II.17 : Cartographie des contraintes de Von Mises dans le moyeu avec un défaut de forme axial et radial présentant 4 lobes

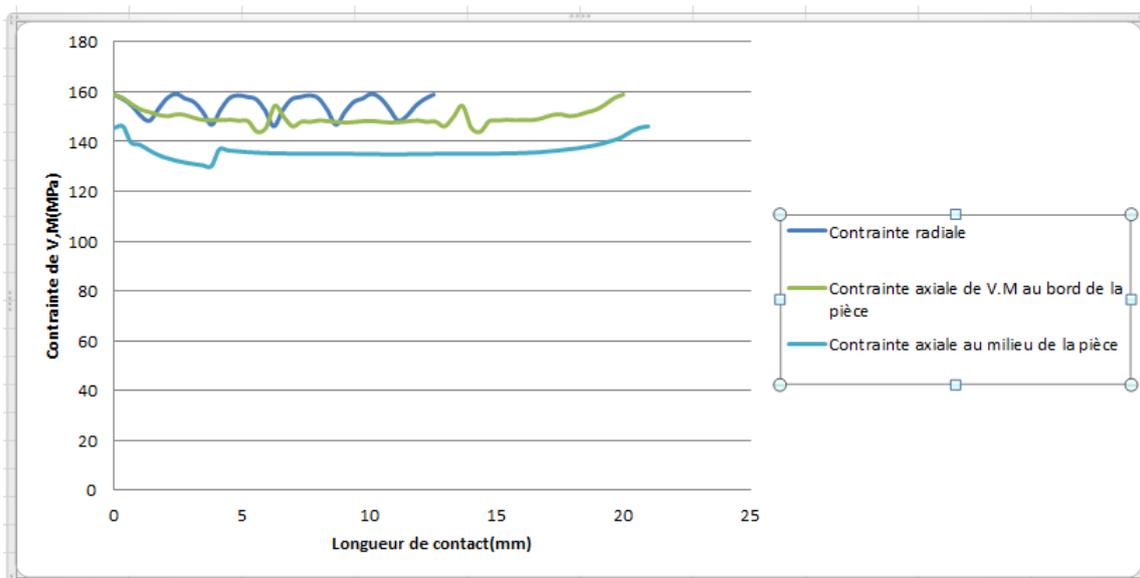


Figure II.18 : Variation de la contrainte de V. Mises pour un défaut de forme axial et radial avec  $\epsilon_A = 30 \mu\text{m}$ ,  $\epsilon_B=30\mu\text{m}$ ,  $\Delta=30\mu$ ,  $d=16\text{mm}$ ,  $n=4$ ,  $N_1=6$ ,  $N_2=4$

### IV.3 Influence du type de contact sur la pression

La figure II.19 montre la distribution de la pression pour les quatre types de contact entre les deux pièces en présence du défaut de forme axial. D'après les valeurs obtenues, on remarque que la valeur la moins importante de la pression correspond au type de contact sommet-creux sur le profil, sommet-creux sur l'axe. Dans le type de contact B la surface de contact est la plus faible, ce qui engendre des contraintes les plus élevées.

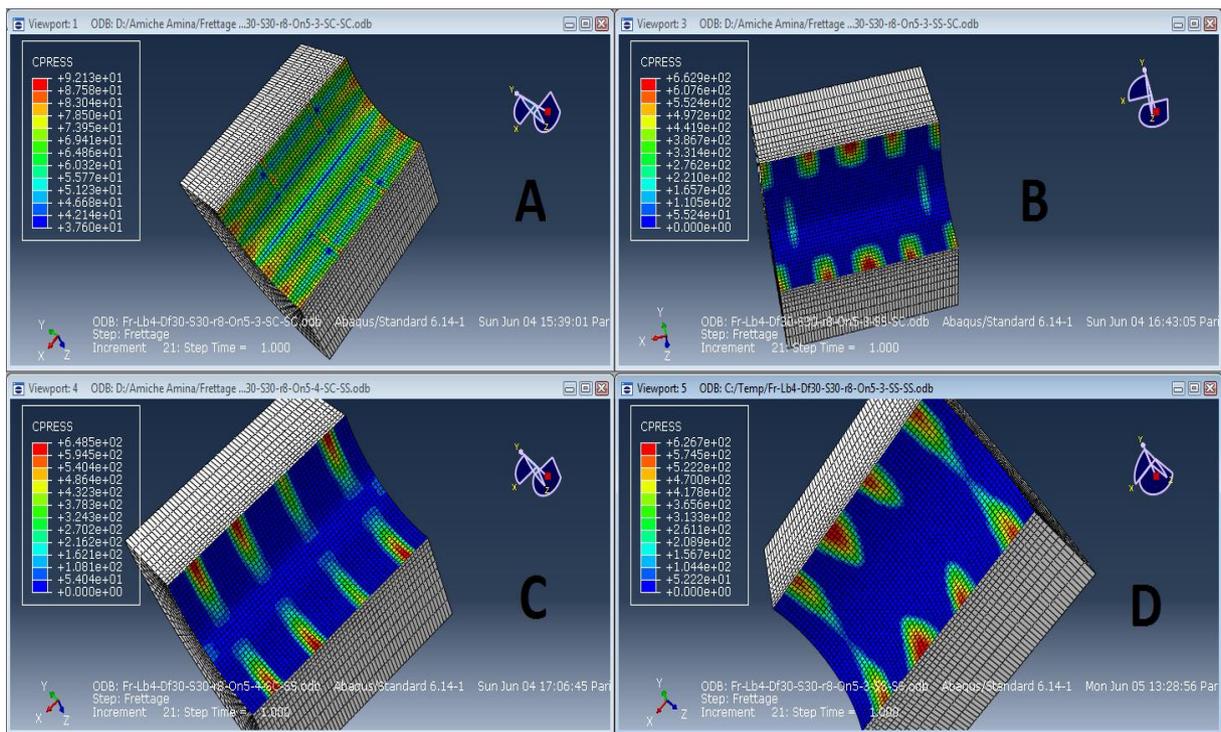


Figure II.19 : Variation de la pression en fonction du type de contact

A, B, C, D ce sont les types de contact entre les deux pièces, avec :

A : sommet-creux sur le profil, sommet-creux sur l'axe.

B : sommet-sommet sur le profil, sommet-creux sur l'axe.

C : sommet-creux sur le profil, sommet-sommet sur l'axe.

D : sommet-sommet sur le profil, sommet-sommet sur l'axe.

#### IV.4 Influence du type de contact sur la contrainte de Von Mises

La figure II.20 montre la distribution de la contrainte de Von Mises pour les quatre types de contact entre les deux pièces en présence du défaut de forme axial. On remarque que les valeurs de la contrainte pour le type A sont plus faibles par rapport aux trois autres types. Ceci est dû au fait que dans ce cas la surface de contact est la plus élevée.

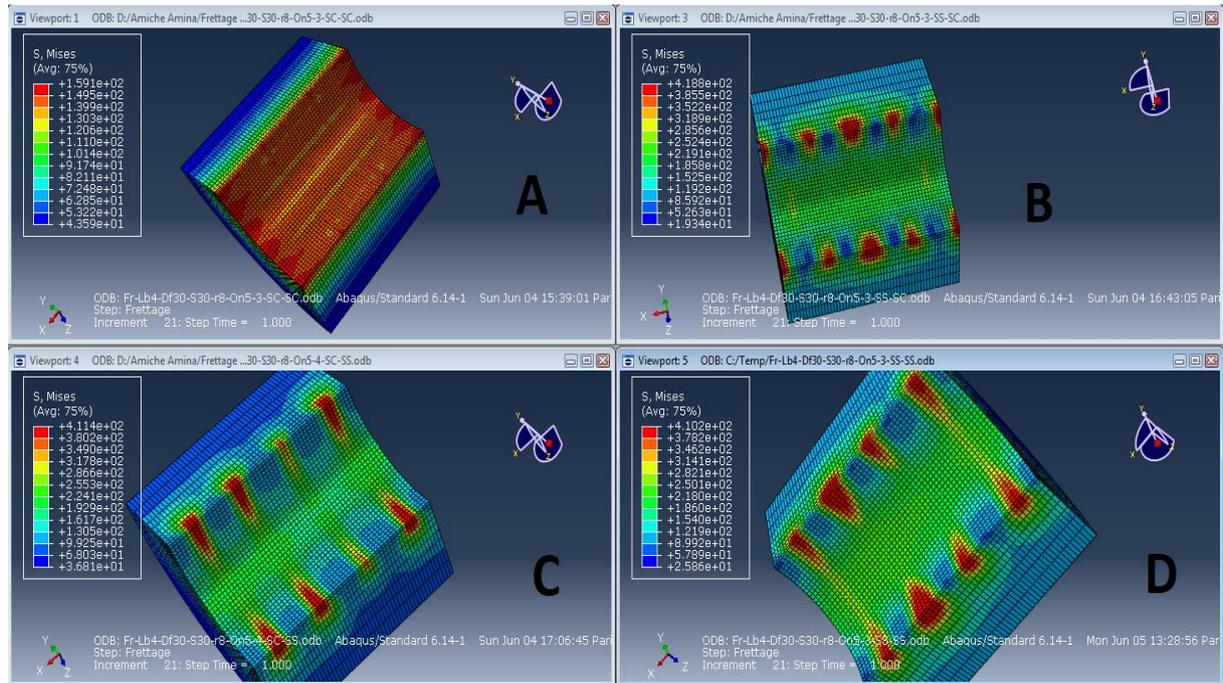


Figure II.20 : Variation de la contrainte de Von Mises en fonction du type de contact

A, B, C, D ce sont les types de contact entre les deux pièces, avec :

A : sommet-creux sur le profil, sommet-creux sur l'axe.

B : sommet-sommet sur le profil, sommet-creux sur l'axe.

C : sommet-creux sur le profil, sommet-sommet sur l'axe.

D : sommet-sommet sur le profil, sommet-sommet sur l'axe.

## V CONCLUSION

Nous avons montré à travers ce chapitre l'influence du défaut de forme axial et radial, ainsi que, d'autres paramètres telle que, le type de contact entre les deux pièces, sur la répartition de la pression de contact et la contrainte de Von Mises. On remarque que le défaut de forme influe fortement sur les caractéristiques mécaniques.

Grâce à la modélisation de l'assemblage par la méthode des éléments finis en utilisant le logiciel Abaqus, on a pu analyser l'influence de ce défaut sur l'assemblage et obtenir de bons résultats.

**CHAPITRE III****MODELISATION DE L'ETAPE DE TORSION****I INTRODUCTION**

L'assemblage par frettages peut être prévu à transmettre un couple entre l'arbre et le moyeu. La valeur de ce couple est fonction de plusieurs paramètres tels que le type de contact entre les deux pièces et la valeur de serrage. La modélisation de l'étape de torsion en utilisant la méthode des éléments finis, et en prenant en compte les défauts de forme axial et radial, permet de connaître la valeur maximale du couple transmis par cet assemblage.

Dans ce chapitre, on montre l'influence du défaut de forme sur le couple résistant. La simulation de la phase de torsion est faite à l'aide du logiciel ABAQUS, en prenant les mêmes échantillons du chapitre 2.

**II MODELISATION DE L'ETAPE DE TORSION**

La modélisation de l'étape de torsion est composée de deux phases (step), la première est celle de l'étape de frettage, et la deuxième correspond au couple de torsion.

Trois conditions aux limites sont appliquées dans le step de torsion :

- Un blocage dans toutes les directions du centre de l'axe.
- Fixation de la surface latérale extérieure du moyeu selon l'axe Z.
- Rotation de 0.08726 radian (5°, valeur choisie) de l'arbre selon l'axe Z.

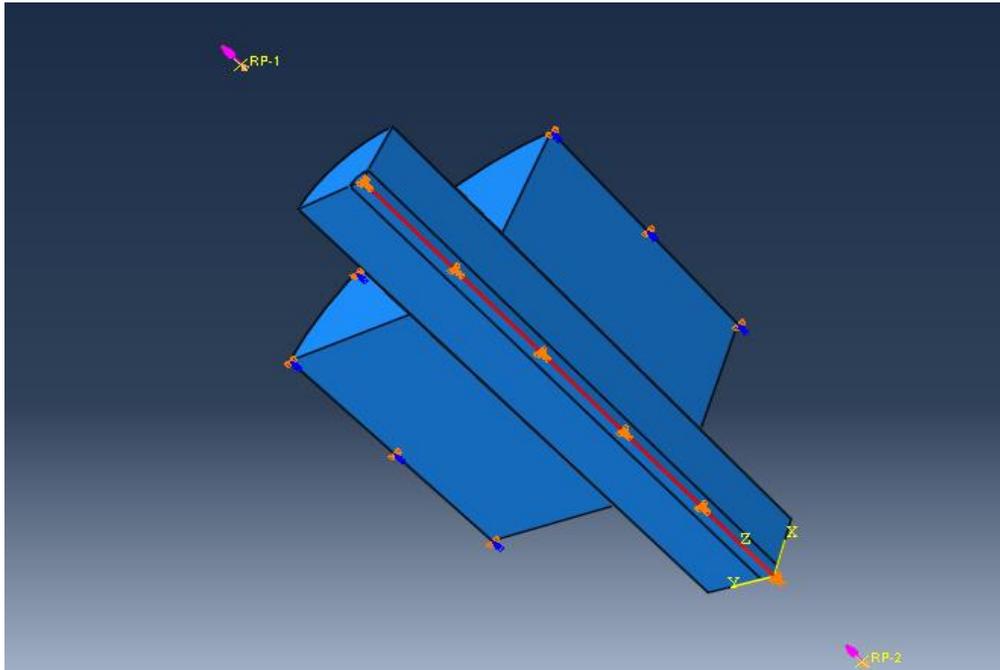


Figure III.1 : Conditions aux limites pour la phase de torsion

### III RESULTATS DES SIMULATIONS

La simulation est faite pour plusieurs échantillons avec un défaut de forme axial et radial.

#### III.1 Influence du défaut de forme radial sur la valeur du couple résistant

##### III.1.1 Influence de la valeur de serrage sur le couple résistant

Le tableau III.1, illustre les valeurs du couple résistant en fonction du serrage. On remarque que ce couple augmente avec l'augmentation de serrage. Ceci est dû peut-être à l'augmentation de l'aire de contact.

Tableau III.1 : Variation du couple résistant en fonction du serrage			
Serrage ( $\mu\text{m}$ )	Nombre de lobes	Défaut de forme ( $\mu\text{m}$ )	$C_{\text{max}}$ (N.mm)
10	4	30	108457
20	4	30	129528
30	4	30	168455
40	4	30	204914

D'après La figure III.2, on y remarque que le couple résistant varie pratiquement d'une façon linéaire en fonction du serrage.

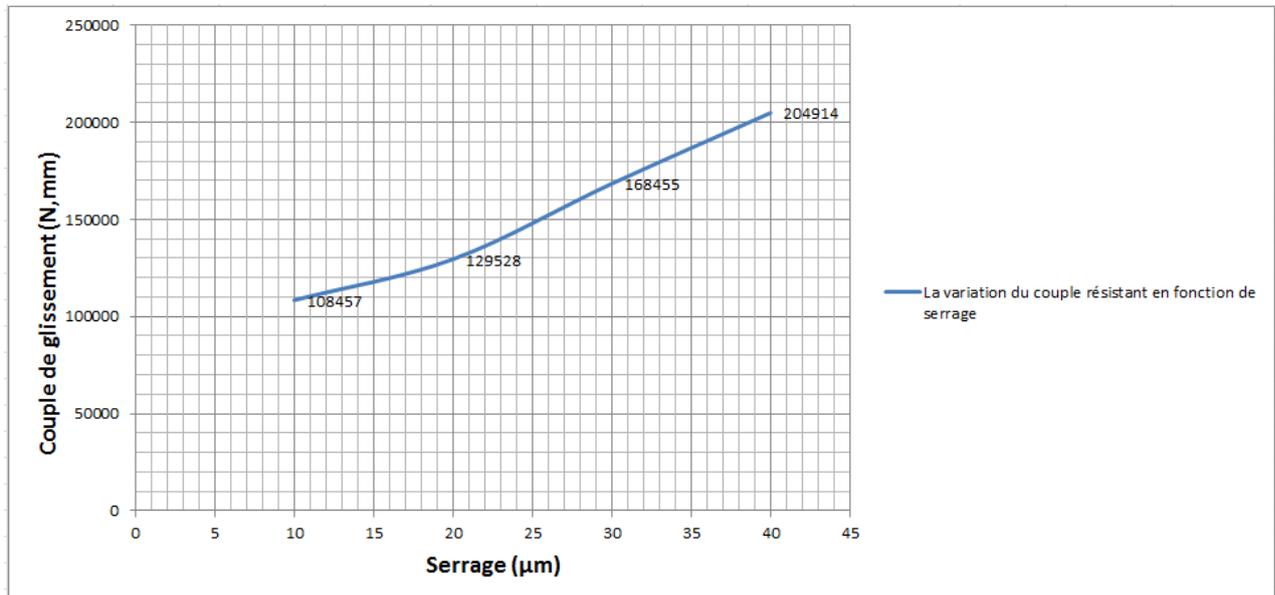


Figure III.2 : la variation du couple résistant en fonction du serrage

### III.1.2 Variation du couple résistant en fonction de la contrainte de Von Mises

Le tableau III.2 illustre la variation de la contrainte de Von Mises en fonction du serrage et du couple résistant. On y remarque que la contrainte de Von Mises augmente avec l'augmentation de serrage et du couple résistant.

Serrage ( $\mu\text{m}$ )	Défaut de forme ( $\mu\text{m}$ )	Nombre de lobes	$C_{\text{max}}$ (N.mm)	Contraint de Von Mises (MPa)
10	30	4	108457	1002
20	30	4	129528	1023
30	30	4	168455	1099
40	30	4	204914	2010

La figure III.3 montre la variation de la contrainte de Von Mises en fonction du couple résistant.

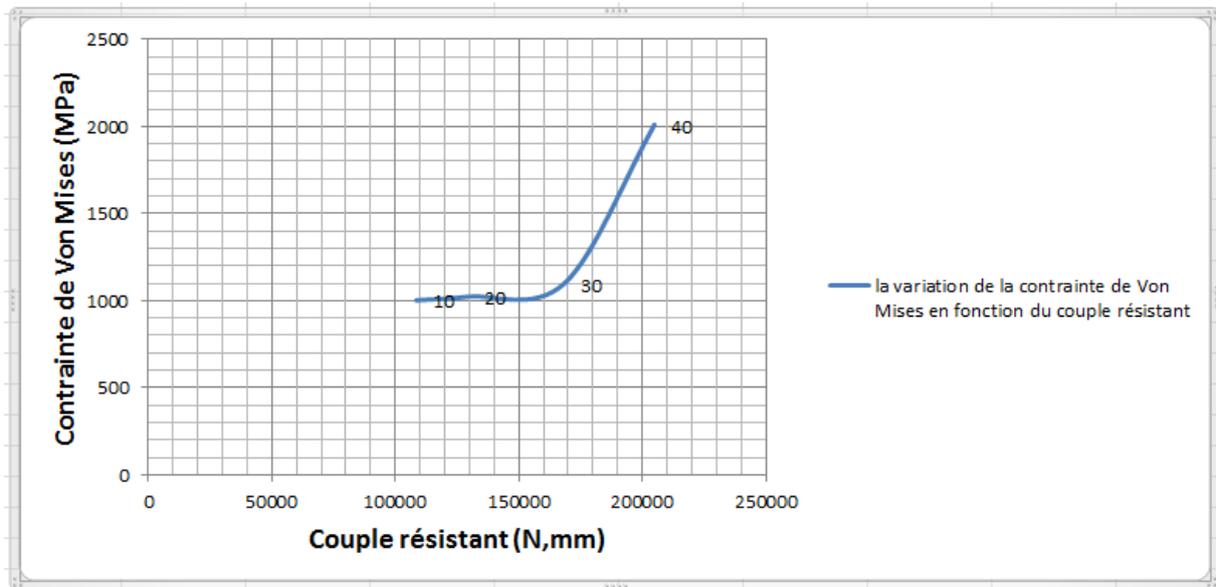


Figure III.3 : Variation de la contrainte de Von Mises en fonction du couple résistant

## III.2 Influence du défaut de forme axial sur le couple de torsion

### III.2.1 Variation du couple de torsion en fonction du temps

Les figures III.4, III.5, III.6, III.7, illustrent la variation du couple de torsion en fonction du temps. On remarque que ce couple passe par trois phases

- 1) La première phase correspond à l'étape de frettage. On remarque que la valeur du couple est nulle.
- 2) La deuxième phase correspond au début de glissement entre les deux surfaces de contact.
- 3) La troisième phase est la phase terminale. Elle correspond à la fin de glissement entre l'arbre et le moyeu. L'assemblage est désaccouplé.

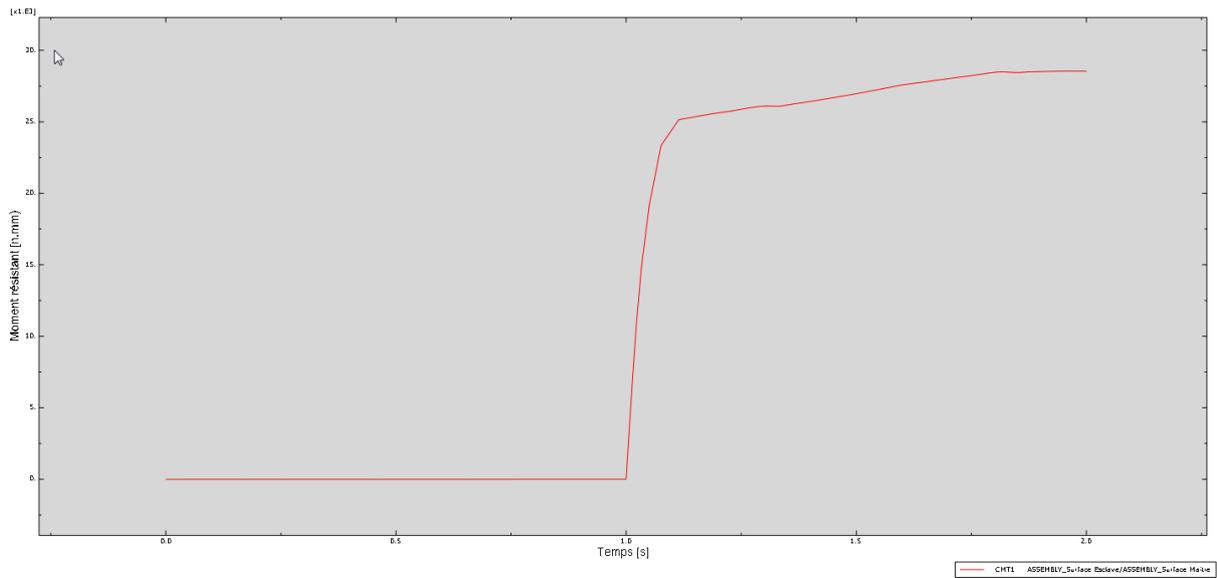


Figure III.4 : Variation de couple résistant en fonction du temps pour un type de contact Sommet-creux sur le profil, sommet-sommet sur l'axe

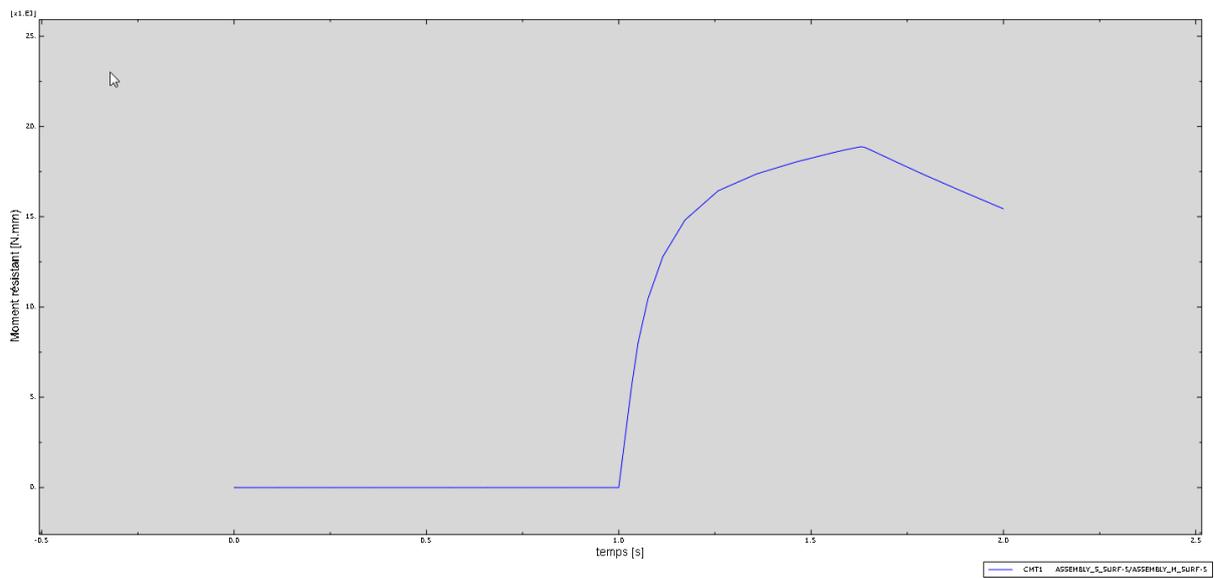


Figure III.5 : Variation de couple résistant en fonction du temps pour un type de contact Sommet-sommet sur le profil, sommet-creux sur l'axe

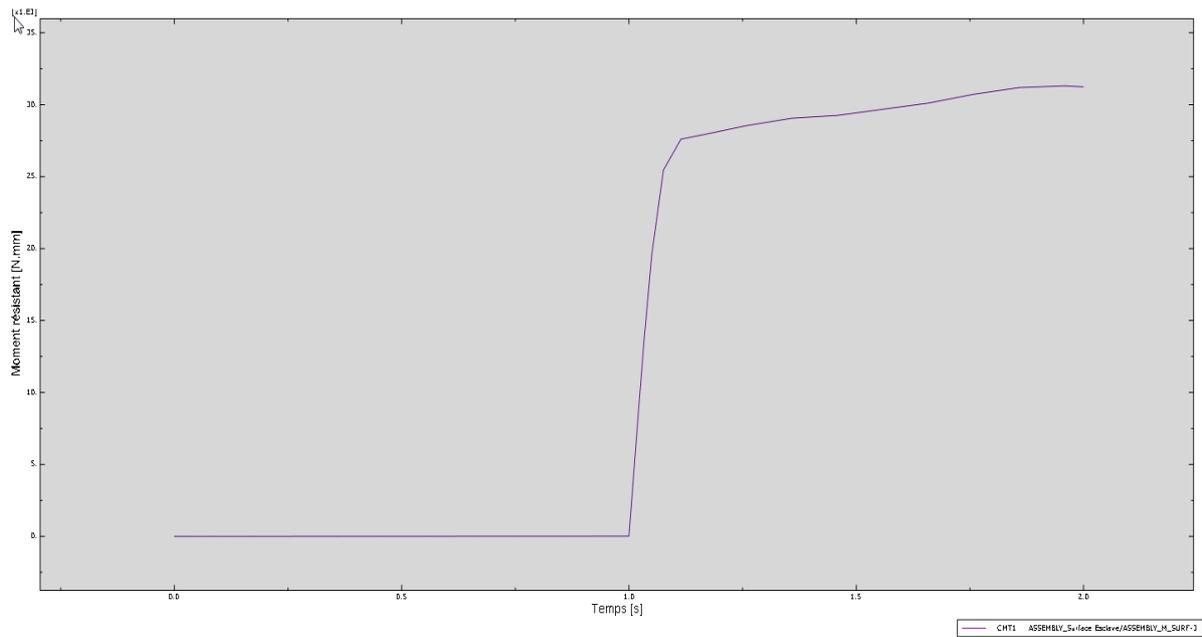


Figure III.6 : Variation de couple résistant en fonction du temps pour un type de contact Sommet-sommet sur le profil, sommet-sommet sur l'axe

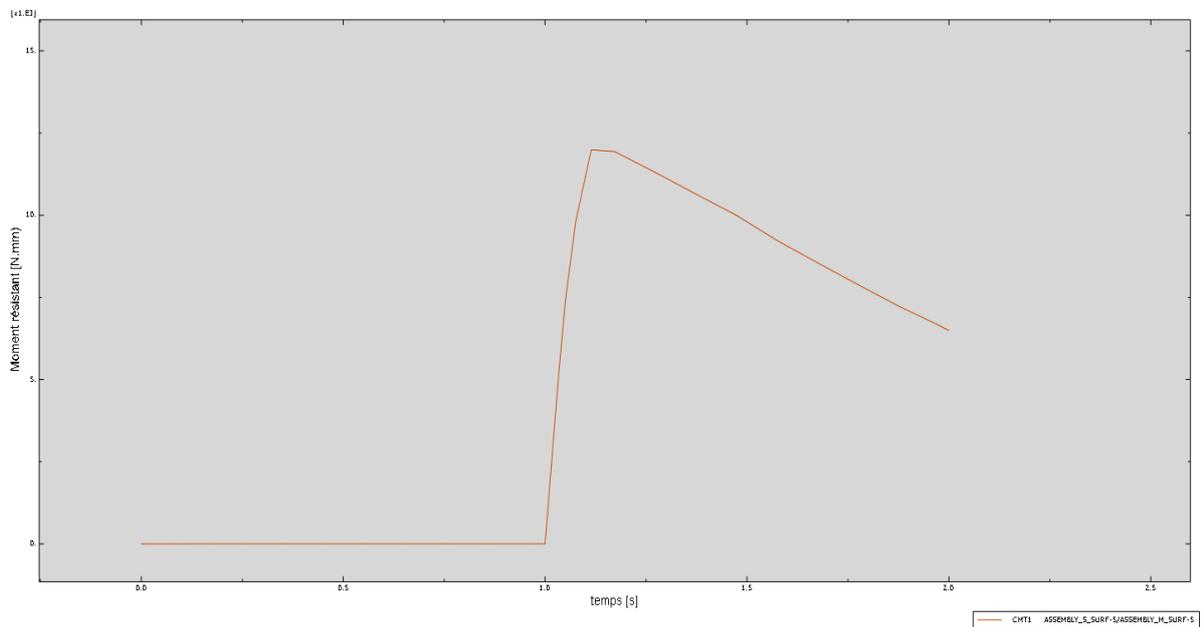


Figure III.7 : Variation de couple résistant en fonction du temps pour un type de contact Sommet-croix sur le profil, sommet-croix sur l'axe

Le tableau III.1 illustre les valeurs maximales du couple résistant pour les quatre types de contact entre les deux pièces en présence de défaut de forme axial. On constate que dans le type de contact sommet-sommet sur le profil sommet-sommet sur l'axe, la valeur du couple est trop élevée. Ceci est dû à l'augmentation de la valeur de serrage. En comparant ces résultats avec ceux du tableau précédent (tableau III.1), on remarque que le défaut de forme axial augmente la résistance de l'assemblage.

Type de contact	$C_{\max}$ (N.mm)
Sommet-sommet sur le profil sommet-sommet sur l'axe	31909.3
Sommet-sommet sur le profil sommet-creux sur l'axe	18880.8
Sommet-creux sur le profil-sommet-sommet sur l'axe	28488.8
Sommet-creux sur le profil sommet-creux sur l'axe	11990.6

**IV CONCLUSION**

Dans ce chapitre, nous avons étudié l'effet des différents paramètres géométriques du défaut de forme sur les valeurs maximales du couple de torsion. On remarque que la présence du défaut axial et radial augmente le couple résistant.

### CONCLUSION GENERALE

Le frettage est un assemblage de deux pièces par ajustement serré. Généralement, il est utilisé pour réaliser la transmission de couple d'une pièce de révolution sur un arbre par exemple. La modélisation de cette technique permet d'étudier le comportement de cet assemblage et l'influence de plusieurs paramètres (défauts de forme axial et radial, valeur de serrage, types de contact, forme des surfaces de contact) sur leur caractéristiques mécaniques. Le travail présenté dans ce mémoire porte sur l'étude par simulation numérique de l'influence des défauts géométriques sur la tenue en torsion d'un assemblage fretté.

Ce mémoire est subdivisé en trois chapitres :

Le premier chapitre est consacré à l'état de l'art et l'étude bibliographique sur le domaine des assemblages frettés, où nous avons présenté quelques travaux réalisés dans ce domaine. Nous avons conclu à travers ce chapitre qu'il existe plusieurs méthodes de calculs et de conception de l'assemblage fretté, mais la méthode des éléments finis est la plus adaptée pour étudier l'influence du défaut géométrique sur le comportement de l'assemblage.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté l'étude de l'influence des défauts de forme radial et axial sur l'assemblage fretté. La modélisation est faite par la méthode des éléments finis à l'aide de logiciel Abaqus. En prenant plusieurs échantillons qui sont différenciés par le nombre de lobes (forme de la surface de contact) et le type de contact entre les deux pièces, nous avons remarqué que le défaut de forme influe fortement sur la pression de contact et la contrainte de Von Mises. Celles-ci sont élevées en présence de ce défaut et que le type de contact entre le moyeu et l'arbre joue un rôle important sur la distribution de la contrainte et la pression sur la surface latéral du moyeu.

Dans le dernier chapitre, nous avons étudié l'influence des défauts de forme axial et radial sur le couple résistant de l'assemblage. Les résultats obtenus montrent que ces défauts augmentent la valeur de couple résistant.

Enfin, par ce modeste travail nous espérons avoir répondu de façon satisfaisante à la problématique posée et que cette étude permettra par la suite d'ouvrir de nouvelles perspectives pour d'autres recherches dans le domaine du fretage en prenant en considération d'autres paramètres d'assemblage.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [ADN, 05] Adnan O., Emsettin T., Murat D.A., Sadri S., Stress analysis of shrink-fitted Joints for various fit forms via finite element method. *Materials and Design*. (2005) ; 26 : 281-289.
- [AFN, 80] NF E22-622 Assemblage frettés dimension, tolérance et états de surface, AFNOR, 1980, Paris.
- [AFN, 84] NF E22-620, Assemblage fretté sur portée cylindrique : fonction, réalisation, Calcul, AFNOR, 1984, Paris.
- [BOO, 11] Booker J, Truman C, measuring the coefficient of friction for use in shrink fit Calculation. *Experimental Techniques*, Doi : 10.1111/j.1747-1567.2009.00593.x.
- [BOU, 14] BOUAZIZ. M. Cours, Calcul d'un ajustement avec serrage, ENP, 2014.
- [CRO, 10] Croccolo D., DeAgostinis M., Vincenzi N., Static and dynamic strength evaluation Of interference fit and adhesively bonded cylindrical joints. *International Journal of Adhesion & Adhesives*. (2010) ; 30 : 359-366.
- [Drouin, 88] *Eléments de Machine*. 2<sup>ème</sup> édition revue et augmentée. Chapitre : Les Arbres. Montage à force et à Retrait ; Théorie des parois épaisses.01-01-1988.
- [EYE, 09] Eyercioglu O, Kutuk MA, Yilmaz NF. Shrink fit design for precision gear forging Dies. *J of Mat. Proc. Tech*. (2009) ; 209 :2186-2194.
- [LAN,09] F. Lanoue., Vedeau A., Sanschagrín B., Finite element analysis and contact, modeling consideration of interference fits for fretting fatigue strength calculation. *Simulation. Modeling Practice and Theory*. 2009; 17: 1587-1602.
- [OKA, 16] Okamoto, N. and M. Nakazawa (1979). Finite element incremental contact Analysis with various frictional conditions. *International journal for Numerical Methods in Engineering* 14(3) : 337-57.
- [OZE, 05] Ozel, A., S. Tenmiz, et al. (2005). Stress analysis of shrink-fitted joints for various Fit forms via finite element methode. *Materials & Design* 26(4) : 281-289.
- [SNI, 10] Sniezek L, Zimmerman J, Zimmerman A. The carrying capacity interference- Fit joints with laser reinforcement zones. *J. of Mat. Proc. Tech*. (2010); 210 : 914-925.
- [TIM, 56] Timoshenko SP, *Strength of Materials Part II, Advanced Theory and Problems* 3rd ed. Kreiger Pub. Co. 1956, p.205-213.
- [TRU, 07] Truman C.E, Bokker J.D. Analysis of shrink-fit failure on a gear hub/shaft Assembly, *Engineering Failure Analysis*. 2007 ; 14 : 557-572.
- [VOL, 11] Volkan K. Separation frequency analysis of interference fitted hollow shaft-hub Connections by finite element method. *Advances in Engineering Software*, 2011,42 pp.644-648

[WAT, 72] Waterhouse R.B.(1972), Fretting corrosion, New York, N. Y. Pergamon press.

[ZIN, 15] Zhang, Y., B. McClain, et al. (2000). Design of interference fits via finite Element method. International Journal of Mechanical Sciences 42(9) : 1835-1850.

[ZHA, 07] Zhang HW, A.H. Liao, C.H. Wu, Numerical simulation of contact problems in Vane machinery by a parametric quadratic programming method. Arch Appl Mech, 2007 ; 77 : 421-437

**Sites internet :**

[Int, 1] [Eduscol.education.fr/STI :concours\\_examens /epreuve-e51-bts-Cim-juin-2013-toutes-academies.](http://Eduscol.education.fr/STI :concours_examens /epreuve-e51-bts-Cim-juin-2013-toutes-academies)