



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DJILLALI LIABES DE SIDI BEL ABBES
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

Thèse

Pour obtention du diplôme de doctorat en sciences

Spécialité : Génie mécanique

Option : Sciences des Matériaux

Présenté Par

CHERIET Nour El Houda

Etude du comportement mécanique des assemblages multi matériaux

Soutenu en 2017 devant la commission d'examen :

Mr. ZEMRI Mokhtar	Professeur	Président	UDL de SIDI BEL ABBES
Mr. BOUCHOUICHA Benattou	Professeur	Directeur de thèse	UDL de SIDI BEL ABBES
Mr. BENGUEDIAB Mohamed	Professeur	Co-directeur de thèse	UDL de SIDI BEL ABBES
Mr. OUELD CHIKH El Bahri	Professeur	Examineur	Université de MASCARA
Mr. BENACHOUR Mustapha	Professeur	Examineur	Université de TLEMCCEN
Mr. MEDDAH Hadj Miloud	Maitre de conférences	Examineur	Université de MASCARA

REMERCIEMENTS

Pour arriver au bout d'un travail de mémoire de doctorat, il est nécessaire d'être entouré et assisté scientifiquement, et moralement par des personnes compétentes qui nous facilitent la tâche en nous guidant et éclairant à travers toutes les étapes de la recherche. Ainsi, ces personnes méritent notre considération et remerciements. Je tiens donc, à remercier chaleureusement toutes les personnes qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à l'accomplissement de ce travail.

- Tout d'abord, Je remercie très sincèrement mes encadrants, le professeur Mohamed BENGUEDIAB, et le professeur Benattou BOUCHOUICHA, pour avoir élaboré ce projet de doctorat passionnant et m'avoir donné l'opportunité d'y participer. Chacun aura contribué à la réalisation de ce travail par son apport scientifique, son implication et son disponibilité au long de ce travail

- Je remercie Monsieur ZEMRI Mokhtar, Professeur à l'université Djillali liables de de SIDI BEL ABBES d'avoir accepté de présider le jury de ma thèse de doctorat.

Ensuite je tiens à remercier les membres du jury, Monsieur OUELD CHIKH El Bahr professeur à Université de MASCARA et Monsieur BENACHOUR Mustapha professeur à l'université de TELEMEN, et Monsieur MEDDAH Hadj Miloud maître de conférences à Université de MASCARA, d'avoir fait l'honneur d'examiner et juger ce travail.

Je remercie spécialement Monsieur Mohemmed SEHOUL pour son aide précieuse et pour tous les conseils qui ont permis de faire avancer mon travail. Également je remercie mes collègues du laboratoire Matériaux et systèmes réactif.

Enfin, un très chaleureux remerciement à toute ma famille et spécialement mon mari, qui m'ont encouragé durant cette thèse.

A mes Parents,

Vous avez veillé sur moi depuis ma naissance jusqu'à ce que je suis ; vous m'avez assuré une vie digne ; vous avez manifesté beaucoup de sacrifices afin de me voir grandir devant vos yeux. Aujourd'hui, vient mon tour pour vous remercier en vous offrant ce travail qui est le fruit de vos sacrifices. Maman, Papa, je vous dois toute ma vie !

A Mon Mari,

Merci d'être toujours à côté de moi, Merci...

A mes frères et sœurs,

A toute ma nouvelle famille,

A mes amies,

A mes collègues.

Résumé :

La fabrication d'une structure métallique passe généralement par l'assemblage des pièces les unes avec les autres. Ainsi, une structure peut constituer des pièces différentes, en particulier au niveau de la nature des matériaux utilisés pour les réaliser. L'objectif principal de cette thèse est la compréhension des différents mécanismes d'endommagement des assemblages multi matériaux par fixation en utilisant des approches expérimentales et numériques. La partie numérique nous a permis de mettre en évidence le problème de l'endommagement en fretting d'un assemblage mécanique boulonné en trois dimensions en utilisant le code de calcul ANSYS. L'analyse des champs de contraintes en coordonnées cartésiennes et les paramètres de fretting en fonction de l'angle et du rayon des zones de contact nous a permis de déterminer la position de l'amorçage et la propagation de la fissure. Les résultats obtenus sous forme de solutions nodales montrent de façon détaillée les positions des concentrations de contraintes, de déformations et de déplacements. La surface de contact entre les plaques (ou éléments de contact) est caractérisée par une pression de contact, l'adhérence et le jeu. Les résultats obtenus nous ont permis de déterminer la contrainte qui a déclenché l'amorçage et la propagation de fissure ainsi que la position de la zone endommagée par le fretting. Dans une deuxième partie, une étude expérimentale a été traitée pour déterminer les durées de vie des assemblages boulonnés en fatigue. Les résultats montrent que la pression de contact et le glissement sont des facteurs essentiels qui illustrent le fretting par fatigue.

Mots Clés : Fretting-fatigue, Assemblages boulonnés, code de calcul ANSYS, Propagation de la fissure, pression de contact.

Abstract:

The construction of a metallic structure generally passes by the assembly of pieces with one another. Thus, a metallic structure can be made up of different pieces, particularly in terms of the nature of the used materials in their production. The main objective of this thesis is to understand the different damage mechanisms of fixation multi-material assemblies using both experimental and numerical approaches. The numerical part permitted to highlight the problem of fretting damage of a mechanical assembly bolted in three dimensions using the calculation code ANSYS. The analysis of the stress fields in Cartesian coordinates and the fretting parameters in the function of the angle and the ray of the contact zones allowed us to determine the position of the crack initiation and propagation. The obtained results in the form of nodal solutions show in details the positions of stress concentrations, the deformations and the displacements. The contact surface between the plates (or contact elements) is characterized by contact pressure, adhesion and gap. The obtained results permitted to determine the stress, which triggered the crack initiation and propagation as well as the position of the damaged area by the fretting. In the second part, an experimental study was conducted to determine the lifetimes of the bolted assemblies under fatigue. The results show that contact pressure and sliding are essential factors that illustrate fatigue fretting.

Keywords: Fretting-fatigue, Bolted assemblies, the calculation code ANSYS, the position of the crack initiation and propagation, contact pressure.

ملخص:

صناعة المنشأة المعدنية عموماً تتطلب تجميع عدة أجزاء معدنية مع بعضها البعض، ويمكن لهذه الأجزاء المعدنية أن تختلف في طبيعة المواد المستخدمة في صناعتها. الهدف الرئيسي من هذا العمل هو فهم ميكانيكيات ضرر هذه الأجزاء المعدنية المصنعة من مواد ذات بنية مختلفة أثناء تجميعها مع بعضها البعض وذلك بالقيام بدراسة تجريبية ورقمية. وقد سمحت لنا الدراسة الرقمية ذات ثلاثة أبعاد باستخدام برنامج الكمبيوتر ANSYS بتسليط الضوء على أضرار الاحتكاك في التجمعات المعدنية المثبتة بواسطة البرغي. وقد سمح تحليل مكان الاجهادات بواسطة الإحداثيات الديكارتية ومعطيات ضرر الاحتكاك بدلالة الزاوية ونصف القطر بتحديد موقع وكيفية انتشار التشققات. النتائج التي تم الحصول عليها في شكل حلول عقدية أظهرت بصفة مفصلة مواقع تركيز الإجهاد، وتشوه والانتقال. سطح التماس بين لوحات (أو عناصر الاتصال) يتميز بضغط التلامس، والتساق والفجوة. وقد سمحت لنا النتائج المتحصل عليها بتحديد الإجهاد الذي تسبب في بدء الانكسار وانتشاره وايضا موقع المنطقة المتضررة من الاحتكاك. في الجزء الثاني، تمت دراسة تجريبية لتحديد أعمار تجميعات الأجزاء المعدنية المثبتة بواسطة البرغي خلال تعب الاحتكاك. وأظهرت النتائج أن ضغوط التماس والانزلاق هم من العوامل الهامة التي توضح التعب لاحتكاكي.

الكلمات الرئيسية: ضرر الاحتكاك- الإجهاد, التجميع عن طريق البراغي, برنامج الكمبيوتر

ANSYS, انتشار التشققات, ضغوط التماس.

Nomenclature

R_{mmin}	la valeur nominale de la résistance à la traction exprimée	(N/mm ²)
R_{emin}	la limite conventionnelle d'élasticité Rp0.2	(N/mm ²)
T	Le couple de serrage	(N.mm)
fc	La force de serrage	(N)
P	Pas du filetage	(mm)
d_2	Diamètre à flanc de filets	(mm)
r_m	Rayon moyen d'appui sous tête ou sous écrou	(mm)
μ_t	Coefficient de frottement dans le filetage	
μ_h	Coefficient de frottement sous tête ou sous écrou	
Q	La précharge	(N/mm ²)
S_b	Souplesse de boulon	(deg/N.mm)
S_p	Souplesse de pièce	(deg/N.mm)
S_τ	Souplesse de la vis en torsion	(deg/N.mm)
l_{bi}	longueur d'un tronçon de la vis	(mm)
d_{bi}	Diamètre d'un tronçon de la vis	(mm)
G	module d'élasticité en torsion	
C_s	Le couple d'accostage	(N.mm)
F_{BR}	L'effort de matage	(N)
F_{FR}	l'effort de friction	(N)
F_0	l'effort total	(N)
F_{BP}	Effort passant (effort de traction dans la tôle)	(N)
F_{LT}	Effort transféré	(N)
S_c	Surface de cisaillement	(mm ²)
E	La distance entre le trou et le bord de plaque le plus proche	(mm)
D	Diamètre de trou	(mm)
W	Largeur de plaque	(mm)
L	La distance entre le trou et le bord de plaque	(mm)
t	Epaisseur de la plaque	(mm)
P_{max}	Charge maximale	(N)
σ_{mat}	Contrainte de matage maximale	(N/mm ²)
F_{cis}	la contrainte de cisaillement de fixation maximale	(N/mm ²)
δ^*	l'amplitude de glissement	
a	la dimension du contact	(mm)
δ	L'amplitude de débattement	(μ m)
Q^*	L'effort tangentiel maximal	(N)
μ	le coefficient de frottement	
E_t	L'énergie totale	(Joule)
E_d	L'énergie dissipée au cours d'un cycle	(Joule)

μ_e	Le coefficient de frottement énergétique	
P	l'effort normal	(N)
\vec{n}^*	Plan critique	
τ_a	l'amplitude d'effort de cisaillement	(N)
ε_a	l'amplitude de déformation normale	mm
σ_{max}	la contrainte normale au cours d'un cycle de fretting	(N/mm ²)
σ'_f	le coefficient de tenue en fatigue,	(N/mm ²)
b'	l'exposant de déformation de fatigue	
ε'_f	Le coefficient de ductilité en fatigue	
c	l'exposant de ductilité en fatigue	
N	le nombre de cycles	
d_{SWT}	Le paramètre scalaire de Smith Watson Topper	
P_{hmax}	Contrainte hydraulique maximale	(N/mm ²)
J_2	Seconde invariant de déviateur de contrainte	
d_c	Le critère d'amorçage de fissure (de corssland)	
$\hat{\sigma}(t)$	tenseur local de chargement	
r^*	chargement résiduel stabilisé	(N/mm ²)
$s(t)$	chargement macroscopique	(N/mm ²)
$\hat{\sigma}_h(t)$	pression hydrostatique	(N/mm ²)
σ_d	la limite de fatigue en flexion alternée	(N/mm ²)
τ_d	la limite de fatigue en torsion alternées	(N/mm ²)
d_{DV}	Le paramètre de Dang Van	
Ta	La valeur moyenne de la cission (l'amplitude)	(N/mm ²)
lv	Volume élémentaire	(μm)
R	Rapport de charge	
a	Longueur de fissures	(μm)
ε_e	la déformation élastique vraie	(mm)
ε_p	la déformation plastique vraie	(mm)
n, K	coefficient d'écrouissage	
E	le module d'Young	
N_f	Nombre de cycle à la rupture	
α	constant	
β	constant	
r	Rayon	(mm)
θ	angle	(deg)
σ_{xx}	Contrainte normale xx	(N/mm ²)
σ_{yy}	Contrainte normale yy	(N/mm ²)
σ_{zz}	Contrainte normale zz	(N/mm ²)
σ_{xy}	Contrainte de cisaillement xy	(N/mm ²)
σ_{xz}	Contrainte de cisaillement xz	(N/mm ²)
σ_{yz}	Contrainte de cisaillement yz	(N/mm ²)

Sommaire

Remerciements

Résumé

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Etat de l'art sur les assemblages boulonnés (Etude Bibliographique)

I.1 Généralités sur les assemblages boulonnés	3
I.1.1 Normalisation concernant les assemblages boulonnés	4
I.1.2 Résistance d'un boulon.....	5
a. Résistance statique d'un boulon.....	5
b. Résistance dynamique d'un boulon	6
I.1.3 Presserrage des assemblages	6
a. Les intérêts de presserrage	7
b. Les méthodes de serrage.....	7
b.1 Serrage au couple	8
b.2 Le serrage à l'angle	9
I.1.4 Transfert de charge dans les assemblages boulonnés	11
I.1.5 Mode de rupture des assemblages boulonnés	14
I.2 Généralités sur le fretting.....	17
I.2.1 Types des essais de fretting.....	18
I.2.2 Géométrie des interfaces étudiées.....	19
I.2.3 Conditions de glissement	20
I.2.4 Facteurs influençant sur le fretting.....	21
I.2.5 Régimes de glissement.....	23
I.2.6 Mécanismes de fissuration en fretting.....	25
I.2.7 Mécanismes d'amorçage de fissures en fretting	26
I.2.8 Analyse du comportement en fretting fatigue	27
I.2.9 Critères multiaxiaux de fatigue polycyclique	28
I.2.10 Application de critères aux problématiques du fretting	33
I.3 Les études récentes sur le fretting-fatigue des assemblages	36
I.4 Conclusion et position du problème.....	53

Chapitre II : étude expérimentale

II.1 Protocole expérimental	54
II.2 caractéristiques des matériaux (essais de traction)	54
II.2.1. Essai de tractions sur Acier Galvanisé.....	55
II.2.2. Essai de traction sur Aluminium 6082-T6.....	57
II.3 Essai de fatigue	59
II.3.1. Géométrie des éprouvettes.....	59
II.3.2. chargement des éprouvettes.....	59
II.4 Essais de fretting fatigue.....	59
II.4.1 Choix de L'éprouvette	59
II.4.2 Choix des éléments d'assemblage	60
II.4.3 Chargement des éprouvettes	61
II.4.4 Le couple de serrage	62
II.4.5 Méthodes de détection de fissure.....	63
II.5 Résultats expérimentaux	63
II.5.1 Résultats des essais de fatigue	63
II.5.2 Essai de fretting fatigue	65
II.5.3 Microscopie	68

Chapitre III : Etude numérique

III.1 objectif de simulation numérique	72
III.2 Description de Méthode de travail de notre simulation	72
III.2.1 Analyse de champ de contrainte en fonction de l'épaisseur $f(z)$	73
III.2.2 Analyse de champ de contrainte en fonction de rayon et d'angle $f(r, \theta)$	73
III.3 Application de méthode de calcul	73
III.3.1 Géométrie d'éprouvette	73
III.3.2 Propriété mécanique	74
III.3.3 Maillage d'éprouvette	74
III.3.4 Chargement de l'éprouvette	75
III.3.5 Résultats et discussions	76

III.4 Simulation des assemblages multi-matériaux (aluminium-acier)	85
III.4.1 Simulation des essais de fatigue sur éprouvettes trouées et non trouées	85
III.4.1.a Objectif de simulation numérique	85
III.4.1.b Modélisation des éprouvettes	86
III.4.1.c Maillage des éprouvettes	86
III.4.1.d Conditions aux limites	86
III.4.1.e Résultats et discussions	87
III.4.2 Simulation des essais de fretting fatigue	88
III.4.2.a Modélisation de l'éprouvette	88
III.4.2.b Maillage de l'éprouvette	89
III.4.2.c Modélisation de contact	89
III.4.2.d chargements de l'éprouvette	90
III.4.2.e Résultats et discussions	91
III.4.3 L'effet de fretting fatigue sur la durée de vie	101
III.4.4 L'effet de couple de serrage sur la durée de vie en fretting fatigue	103
III.5 Discussion des résultats	104
Conclusion générale	109
Bibliographie	

Introduction Générale

INTRODUCTION

Globalement dans Le monde de mécanique, et spécialement dans les constructions métalliques (aéronautique, automobiles, ferroviaires aussi plusieurs composants mécaniques, grues, ponts, etc.), Les assemblages boulonnés sont les assemblages le plus utilisés. Les structures boulonnées présentent l'avantage de leur simplicité de leur réalisation, de leur fabrication économique ainsi que de la facilité de leur mise en œuvre. Plusieurs travaux dans la littérature se sont intéressés à l'étude de la caractérisation mécanique des assemblages boulonnés. Ces études ont porté sur plusieurs volets, nous citons entre autres : la flexibilité de la fixation, le transfert de charge, les concentrations de contraintes, les différents modes d'endommagement, le fretting et Usure des Contacts...etc.

Le fretting est considéré comme une dégradation critique dans de nombreux secteurs industriels tels que l'aéronautique, le nucléaire ou le transport ferroviaire. On le rencontre au niveau des rivets sur les ailes d'avion, au niveau du contact entre aube et rotor dans le turbo propulseur ou encore dans les liaisons entre roues et axes de transmission sur les trains. Les conséquences de cette dégradation superficielle peuvent prendre diverses formes entraînant dans certains cas un blocage des systèmes mécaniques (grippage), dans d'autres l'apparition de jeux qui pourraient entraîner des défaillances de fonctionnalité plus au moins dangereuses selon l'usure (fretting usure). D'autre part, elle se traduit bien souvent par un amorçage et une propagation des fissures qui, non contrôlées, peuvent induire une rupture brutale et catastrophique des pièces (fretting fatigue). Le phénomène de fretting fatigue dans les assemblages boulonnées est assez complexe car, il est difficile de détecter l'endommagement et la propagation de fissure dans les zones caché, au bord des trous ou se trouve les concentrations des contraintes.

Le but de ce travail est de coupler entre les résultats expérimentaux et la simulation numérique pour trouver une méthode de détection des zones où sont trouvés les points d'initiations des fissures, et aussi pour estimer la durée de vie des structures boulonnées sollicitées en fretting-fatigue.

Ce travail de mémoire est articulé autour de trois chapitres :

Le chapitre I contient un rappel théorique sur les assemblages boulonnés et leur comportement mécanique, l'effet de contact, et l'effet de fretting fatigue. Un exposé de différents travaux bibliographiques relatifs au comportement des assemblages soumis au fretting fatigue.

Le chapitre II est consacré à l'étude expérimentale. Nous présentons les caractéristiques générales d'acier galvanisé et d'aluminium 6082-T6, la géométrie des éprouvettes utilisées, la force de serrage et le protocole expérimental. Ensuite nous donnons les résultats expérimentaux concernant l'évolution de dégradation des surfaces de contact basée sur une observation microscopique.

Le chapitre III présente la simulation numérique utilisant les éléments finis afin de prédire le comportement global d'un assemblage boulonné. Les calculs sont réalisés en 3D, à l'aide du code de calcul ANSYS 14.5. Une description générale du modèle géométrique et du maillage de l'assemblage étudié est présentée. Les différentes conditions aux limites et de chargement sont détaillées en soulignant la prise en compte des différents points et surfaces de contact liés à la spécificité de tel assemblage. Afin d'étudier l'effet de fretting fatigue sur les assemblages boulonnés.

Enfin, une conclusion générale permet de faire une synthèse des résultats expérimentaux et numérique obtenus et apporter des éléments de réponses à la problématique de cette étude.

Chapitre I

Etat de l'art sur les assemblages boulonnés

(Etude Bibliographique)



Chapitre I : Etat de l'art sur les assemblages boulonnés (Etude Bibliographique)

Dans cette partie, nous donnons une généralité sur les assemblages boulonnés qui présentent une part importante des liaisons et des points faibles des structures, puis nous aborderons les problématiques scientifiques majeures soulevées au cours des travaux en les replaçant dans leur contexte. Les travaux sont maintenant très étendus, ces paragraphes ne sont donc pas exhaustifs mais leur objectif est de rappeler les notions de base permettant de comprendre les travaux et les enjeux scientifiques des chapitres suivants.

I.1 Généralités sur les assemblages boulonnés :

Parmi les systèmes métalliques actuellement développés, on peut citer : deux types des assemblages mécaniques, assemblage permanent (non démontable), pour supprimer cette liaison, il est nécessaire de déformer ou de détruire au moins une des pièces assemblées (soudage, collage, clichage). Et assemblage démontable, une liaison qui est conçue de manière à être démontée sans détérioration importante des pièces qui peuvent être généralement réutilisées pour recréer un assemblage (clou, rivage, boulonnage, agrafe, goupille, clavette).

Pour faire le choix entre ces deux types il y a plusieurs critères, critères structurels par exemple : résistance, comportement..., critères de fabrication par exemple : faisabilité, maîtrise des tolérances..., critères propre au montage sur site par exemple : faisabilité, possibilités de réglages... et critères économiques.

Les assemblages boulonnés sont sans aucun doute les systèmes de liaison les plus utilisés en mécanique. Les assemblages boulonnés font depuis plusieurs années, l'objet de nombreuses études. Ils sont largement utilisés dans les structures métalliques (aéronautique, automobiles, ferroviaires aussi plusieurs composants mécaniques, grues, ponts, etc.). Les structures boulonnées présentent l'avantage de leur simplicité de leur réalisation, de leur fabrication économique ainsi que de la facilité de leur mise en œuvre comme l'indique M. J.P. Muzeau [1]. ce type d'assemblage concerne à la fois les tôles métalliques (aluminium, acier,...) et en composites, avec des corps de boulons en aluminium en acier. L'utilisation de ce genre de structure nécessite la maîtrise de leur tenue mécanique à la fois en statique, en dynamique et en fatigue.

Plusieurs travaux dans la littérature sont intéressés à l'étude de la caractérisation mécanique des assemblages boulonnés. Ces études ont porté sur plusieurs volets, nous citons entre autres : la flexibilité de la fixation, le transfert de charge, les concentrations de contraintes, les différents modes d'endommagement, le fretting et Usure des Contacts etc,

I.1.1 Normalisation concernant les assemblages boulonnés :

La normalisation des dimensions des éléments filetés apparaît en 1946 lorsque l'International Standardization Organization (ISO) a défini le système de pas métrique, adopté maintenant dans la quasi-totalité des pays. Par la suite, L'AFNOR a réuni dans un recueil « Boulonnerie Visserie » les principales normes relatives aux éléments d'assemblages filetés (vis, goujons, écrou). Ces recommandations concernent en particulier les matériaux, les spécifications d'essais, les dimensions et tolérances et les outillages de serrage. Parmi ces normes, celles relatives aux spécifications techniques des articles de boulonnerie d'usage général et à serrage contrôlé (boulonnerie Haute Résistante (HR)) nous paraissent particulièrement importantes NF E 27-005, E 27-009, E 27-701 et E 27-702. Elles définissent :

- Les couples de dimensions (diamètre nominal, et pas) pour la boulonnerie à pas fin, et à pas gros (pas normal).
- La section résistante A_s des filetages : section d'une tige cylindrique de résistance équivalente à celle de la partie filetée de la vis ; cette donnée essentielle permet de passer, au cours des essais réalisés sur la pièce filetée (ou au cours des calculs), des efforts aux contraintes.
- Les classes de qualités des articles de boulonnerie en acier : chaque classe de qualité définit les caractéristiques des matériaux exigées pour les vis et goujons et pour les écrous dans le cadre d'essais de caractérisation.
- Les essais de caractérisation du métal sur éprouvette (R_{mmin} , R_{emin} , A_s , K_{Cumin} à 20°C).
- Les essais de caractérisation de l'élément sur vis ou goujon entier (résistance à la charge d'épreuve, résistance à la traction avec cale biaise).
- Les essais de fatigue sous charge axiale : la norme NF E 27-009 définit parfaitement les conditions d'essais et de présentation des résultats ; toutefois ; aucune donnée concernant les valeurs limites des contraintes de fatigue n'est indiquée.
- L'aptitude à l'emploi ne concerne que la boulonnerie à serrage contrôlé destinée à l'exécution des constructions métalliques (classes 8.8 et 10.9) (d'après NF E 27-701 et NF

E 27-702). Cet essai consiste à vérifier la qualité de l'ensemble vis/écrou/rondelle lors d'une mise en précontrainte de l'assemblage par rotation de l'écrou.

•Fabrication: les Vis sont frappées à froid ou forgées à chaud suivant leur dimension, le filetage est roulé. Pour les classes de qualités 8.8 et supérieures, un traitement thermique de trempe et revenu est obligatoire. Pour la boulonnerie courante, se reporter à la norme NF A 35-501, pour un emploi à température élevée à la norme NF A 35-558 et à basse température à la norme NF A 35-559.

I.1.2 Résistance d'un boulon :

a) Résistance statique d'un boulon :

La norme NFE 20-898-1 et la NFE 20898-2 définissent clairement les spécifications d'essais statiques sur la liaison [2].

- *La vis :*

La résistance statique nominale d'une vis va être essentiellement fonction de la classe de qualité de l'élément fileté. Le symbole de la classe de qualité se compose de deux chiffres :

- Le premier représente le 1/100ème de la valeur nominale de la résistance à la traction exprimée en N/mm² (MPa).

- Le second représente dix fois le rapport entre la valeur nominale de la limite inférieure d'écoulement Rel ou de la limite conventionnelle d'élasticité Rp0.2 en N/mm² et la valeur nominale de la résistance à la traction. Par exemple, pour une vis de classe 10.9 on obtient :

$$R_{mmin} \approx 100 * 10 = 1000 \text{ MPa} \quad (\text{I.1})$$

$$R_{emin} \approx \frac{9 * R_{mmin}}{10} = 900 \text{ MPa} \quad (\text{I.2})$$

- **L'écrou :**

L'écrou est lui aussi soumis aux mêmes types d'essais (statiques). Il sera de la même façon affecté d'une classe de qualité. Dans ce cas, la classe de qualité est symbolisée par une valeur qui représente sensiblement le 1/100ème de la contrainte minimale exprimée en MPa sur la vis lors de l'essai de traction sur écrou, exemple : écrou de classe 8 :

L'écrou doit pouvoir résister à une force correspondant à une contrainte de 800 MPa dans la section résistante de la vis sans qu'il y ait une déformation permanente de l'écrou. L'écrou doit alors pouvoir être enlevé à la main. Dans le cas contraire la norme NFE 20-898-2

autorise l'utilisation d'une clé pour une manœuvre d'un demi-tour de la clé au maximum. L'écrou doit être ensuite retiré à la main.

De façon pratique, et à classe de qualité égale, l'écrou sera toujours bien plus résistant que la vis [3]. C'est donc la vis qui va dans tous les cas déterminer la résistance statique du boulon. Le CETIM a réalisé de nombreux essais statiques, notamment une intéressante étude comparative sur la boulonnerie en aciers spéciaux pour traitements thermiques, et en aciers au bore [4], [5] et [6]. Ces essais montrent que la tenue statique (et dynamique) des boulons en aciers au Bore est toujours supérieure à celle obtenue avec les aciers spéciaux pour traitements thermiques.

b) Résistance dynamique d'un boulon :

La rupture en fatigue concerne les assemblages vissés structuraux pour plus d'un cas sur deux [7]. La première difficulté est de déterminer les sollicitations auxquelles est soumise la liaison ; cette première analyse est généralement complexe et nécessite souvent l'utilisation d'outils puissants comme les éléments finis.

La deuxième difficulté est l'extrême complexité de la transmission des efforts entre l'écrou et la vis, qui dépend de la forme des filets, mais aussi des jeux et des rigidités relatives des pièces. De nombreux travaux ont essayé de modéliser le phénomène [8], [9] permettant une bonne compréhension de celui-ci, mais restant inexploitable pour le calcul. Les plus récents sont dus à Tanaka et Hongo [8] et sont réalisés en utilisant une modélisation par éléments finis. L'assemblage vissé se compose de trois corps élastiques (vis, écrou, pièce serrée). Afin de supprimer toute composante de flexion, l'étude est effectuée sur un montage axisymétrique. Le maillage ainsi réalisé est présenté sur la figure 1-2. Notons le raffinement du maillage dans les zones à fort gradient de contrainte :

- Contacts pièce-écrou et écrou-vis.
- Les filets en prise dans la vis.

I.1.3 Presserrage des assemblages :

Lors du montage d'un boulon, nous appliquons en général à l'écrou un couple moteur de serrage à l'aide d'une clé, qui va entraîner un effort de tension dans le boulon, ou assimilé (goujon, vis,...), et par réciprocité un effort de compression de la même valeur dans les pièces assemblées. Cet effort est appelé précharge ou précontrainte et noté Q (fig. I.1).

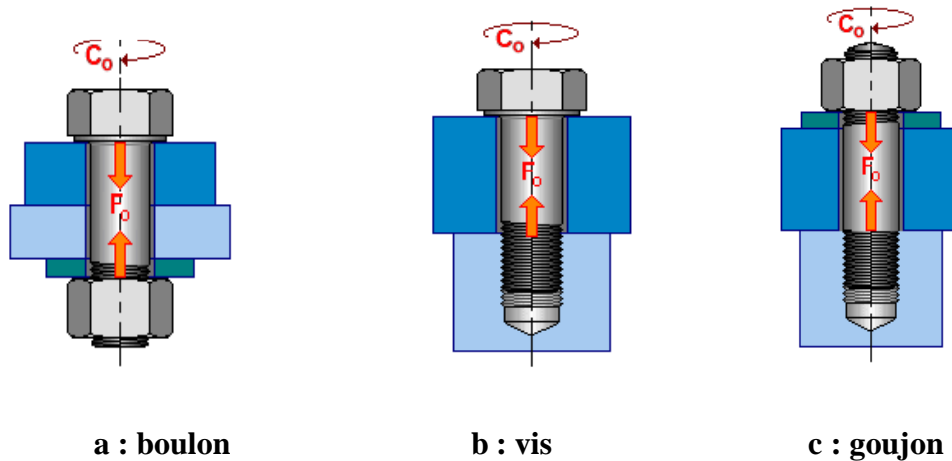


Figure I.1 : Trois cas d'assemblage filetés.

a) Les intérêts de la presserage :

Tous les spécialistes en matière d'assemblages boulonnés sont unanimes sur le fait que la valeur de la précharge est un des paramètres essentiels de l'assemblage, car il conditionne son aptitude à l'emploi et sa tenue en service [10]. En effet, l'installation d'une précharge judicieuse :

- Permet au corps du boulon de ne pas travailler au cisaillement (ce pourquoi il n'est pas fait) dans le cas de sollicitations tangentielles au plan de l'assemblage.
- C'est l'adhérence entre les deux pièces qui doit permettre la transmission des efforts F_{\max} .
- Conditionne les effets de desserrage spontané sous l'action de sollicitations dynamiques transversales [10].
- Assure une éventuelle étanchéité (couvercle, bride...) et maintient les surfaces en contact (évite le décollement des pièces)
- Permet une meilleure utilisation des caractéristiques mécaniques des boulons, et permet d'en diminuer le nombre et le diamètre, entraînant par la même occasion une réduction des coûts d'approvisionnement, d'usinage et de montage.
- Permet un "filtrage" de la sollicitation extérieure sur le boulon fonction des rigidités K_b et K_p (respectivement boulon et pièces assemblées) et de la géométrie sous effort extérieur.

b) Les méthodes de serrage :

Il existe dans l'industrie, essentiellement cinq techniques différentes de serrage contrôlé pour la boulonnerie :

- le serrage avec couple contrôlé (clé dynamométrique à déclenchement),

- le serrage avec angle contrôlé (cadran de mesure d'angle adaptable sur la clé ou contrôle électronique),
- le serrage à la limite élastique (à contrôle simultané du couple et de l'angle),
- le serrage par tendeur hydraulique (pompe et tendeur),
- le serrage par rétreinte thermique des fûts dilatés (en usage pour des diamètres supérieurs à 100 mm).

Les visseuses modernes sont équipées de capteurs qui permettent de contrôler simultanément le couple et l'angle.

L'intervention du coefficient de frottement dans le serrage au couple entraîne des résultats dispersés et peu fiables, ce qui a conduit au développement d'autres techniques. Nous montrons ici l'intérêt de ces autres techniques de serrage notamment le vissage à l'angle et la nécessité d'une connaissance plus fine des raideurs des différents éléments composant l'assemblage, afin de prévoir avec une bonne précision le comportement de l'assemblage lors de la mise en précontrainte et de minimiser voir d'éliminer les essais.

b.1 serrage au couple :

C'est le moyen de serrage le plus couramment utilisé, car facile à mettre en œuvre. Il consiste à serrer l'écrou jusqu'à l'obtention d'un couple résistant donné. Le couple désiré est obtenu à l'aide d'une clé dynamométrique pour le serrage manuel. L'expression approchée du couple appliqué en fonction de l'effort de serrage est relativement facile à établir. Kellermann Et Klein [11] en ont donné une expression qui traduit les coefficients en fonction des paramètres géométriques normalisés du filetage, ce qui en fait son intérêt pratique.

$$T = (0.161 \cdot P + 0.583 \cdot d_2 \mu_t + \mu_h r_m) \cdot f_c \quad (I.3)$$

P = Pas du filetage.

f_c : Force de serrage.

d_2 = Diamètre à flanc de filets.

r_m = Rayon moyen d'appui sous tête ou sous écrou ($d_m = 2 \cdot r_m$, $d_m = \alpha \cdot d$, $\alpha = \text{constante}$)

μ_t = Coefficient de frottement dans le filetage.

μ_h = Coefficient de frottement sous tête ou sous écrou.

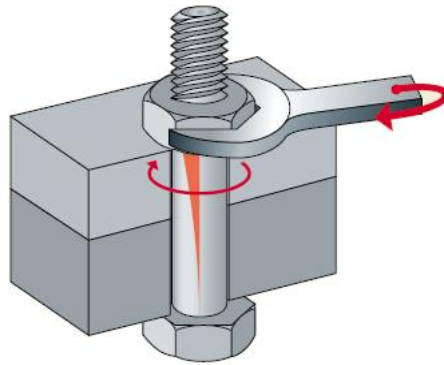


Figure I.2 : serrage d'un boulon (couple de serrage).

D'autre part elle fait intervenir les différents coefficients de frottements réels (dans les filets et au contact écrou-pièce), et elle met en évidence les trois composantes du couple :

- 1er terme : couple produisant la mise sous tension Q du boulon et assurant le serrage des pièces assemblées (représente environ 10 % du couple total appliqué).
- 2ème terme : couple servant à vaincre le frottement des filets de l'écrou sur la vis (représente environ 40 % du couple total appliqué).
- 3ème terme : couple servant à vaincre le frottement de l'écrou sur la rondelle ou les pièces assemblées (représente 50 % du couple total appliqué).

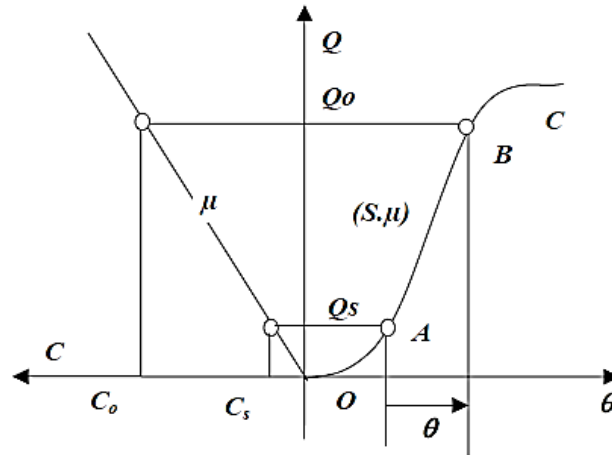
Bien qu'approchée, elle est suffisamment précise pour les calculs réalisés. Alemany et Albert [12] ont calculé une erreur théorique totale inférieure à 1 %. Celle-ci demeure tout à fait négligeable par rapport aux dispersions dues aux variations des coefficients de frottement et à l'imprécision des moyens de serrage.

b.2 serrage à l'angle :

Dans ce procédé, on obtient la précontrainte dans la vis en tournant l'écrou d'un angle déterminé après avoir détecté la mise en contact des pièces de l'assemblage. Le serrage à l'angle s'effectue normalement en deux étapes consécutives :

- Mise en contact des pièces par application d'un couple d'accostage C_s servant de seuil de comptage pour la mesure angulaire. Ce couple sert à positionner les pièces et à éliminer les défauts aux interfaces.
- vissage avec un angle θ déterminé.

La figure I.3 illustre la mise en précharge de l'assemblage et les trois zones caractérisant le vissage à l'angle



(OA : accostage des pièces avec un couple C_s faible, AB : zone de proportionnalité effort/ angle,
BC : zone de déformation plastique)

Figure I.3 : courbe donnant la précharge en fonction de l'angle de serrage.

La précharge Q s'exprime par l'expression suivante :

$$Q = \frac{C_s}{0,161p + 0,583\mu_t d_2 + \mu_h r_m} + \frac{\theta}{\frac{360(S_b + S_p)}{P} + (0,583\mu_t d_2 + 0,161.p)S_T} \quad (I.4)$$

Dans laquelle on connaît les termes de l'expression du vissage au couple (I.2) et où l'on a :

$$S_b = \frac{1}{K_b} = \text{souplesse du boulon}$$

$$S_p = \frac{1}{K_p} = \text{souplesse des pièces.}$$

$$S_\tau = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{32 \cdot I_{bi}}{\pi \cdot G \cdot d_{bi}^4} = \text{souplesse de la vis en torsion [deg/N.mm]}$$

Avec I_{bi} : longueur d'un tronçon de la vis.

d_{bi} : Diamètre d'un tronçon de la vis.

G : module d'élasticité en torsion.

On montre facilement Annexe I que la précision du serrage dépend essentiellement de deux paramètres :

- l'incertitude sur le couple d'accostage C_s
- l'incertitude sur l'angle θ (précision de l'outil de serrage).

Pour des pièces avec une bonne qualité d'usinage des zones de contact, le couple d'accostage C_s peut être choisi suffisamment petit ($C_s \sim 20\%$ de C_o). Alors la dispersion due aux coefficients de frottement intervient peu sur le résultat final et la précision obtenue est bien meilleure que celle obtenue par le vissage au couple. D'autre part, en utilisation industrielle, les souplesses des pièces et des vis d'un montage à un autre varient très peu. On a donc une très bonne répétabilité de l'opération de mise en précontrainte, ce qui fait de cette technique une des plus fiable.

Inversement, la précision sur le calcul de θ dépend essentiellement de la précision avec laquelle on est capable d'évaluer S_b et S_p , ce qui est l'objet de ce travail de thèse. Dans le cas des grandes séries on est amené à préciser ce calcul par un étalonnage de la visseuse par une série de mesures au banc d'essais.

I.1.4 Transferts des charges dans les assemblages boulonnés :

La figure I.4 représente les transferts des charges dans plusieurs types des assemblages boulonnés

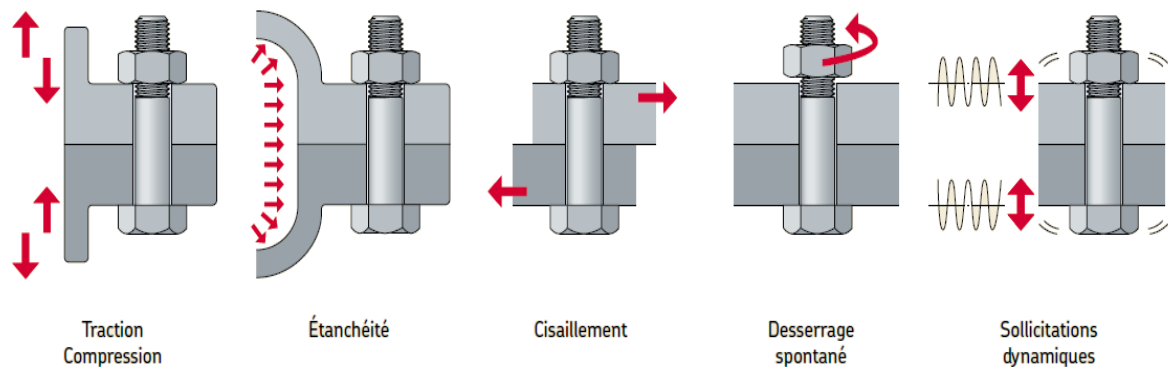


Figure I.4 le mécanisme du transfert de charge dans les assemblages boulonnés.

Pour mieux comprendre le principe de transfert de charge dans plusieurs cas, un exemple simplifié d'une liaison boulonnée en cisaillement est montré dans la figure I.5. La charge est transférée d'une bande à l'autre par des capots. La connexion peut être assemblée par des boulons qui ne sont pas précontraints et par des boulons qui sont pré-chargés. Les deux situations ont leur propre façon de transfert de charge et mécanisme de rupture.

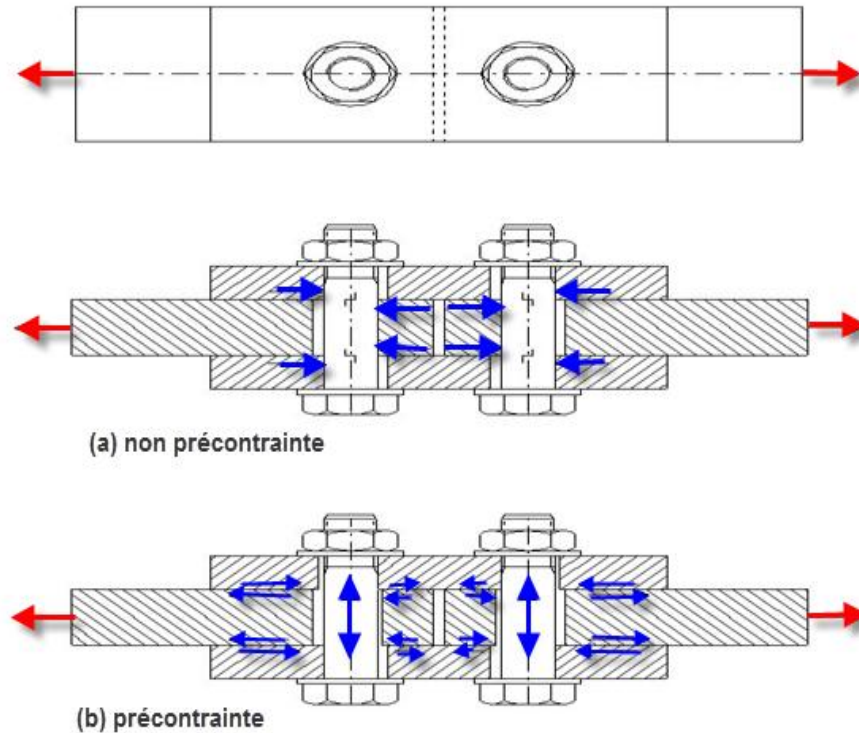


Figure I.5 : Exemples des assemblages boulonnés en cisaillement

Cas d'un boulon non-précontraint

En cas de non boulons précontraints les forces sont transmises par des plaques portant contre la tige de la vis de cisaillement, et par conséquent à la tige de boulon, comme indiqué sur la figure (I.5.a). Ce type de joint ne peut pas être utilisé lorsque les variations de charge variables signer car la distance entre les trous et la tige permet de grands déplacements se produire à plusieurs reprises.

Le transfert de charge dans ce type d'assemblage est très concentrée à l'endroit où la tige en appui contre les trous, comme indiqué sur la figure (I.5.a).

Cas d'un boulon précontraint

Où les boulons sont préchargés, les efforts sont transmis par le frottement des surfaces de la plaque. Les boulons qui transfèrent la charge par frottement sont connus comme des boulons à haute résistance (HSFG), la figure (I.5.b). Boulons à haute résistance et serrage contrôlé sont nécessaires pour obtenir des efforts de compression suffisants pour permettre à la charge à transférer par friction.

Le transfert de charge par friction se déroule sur toute la zone où les contraintes de compression sont présentes en raison de précontraint boulon comme indiqué dans les figures (I.5.b) et (I.6.b). Par conséquent, le transfert de charge n'est pas aussi concentré que des non-

précontraints. Les connexions avec des boulons HSFG peut également être utilisé lorsque les variations de charge variables signer.

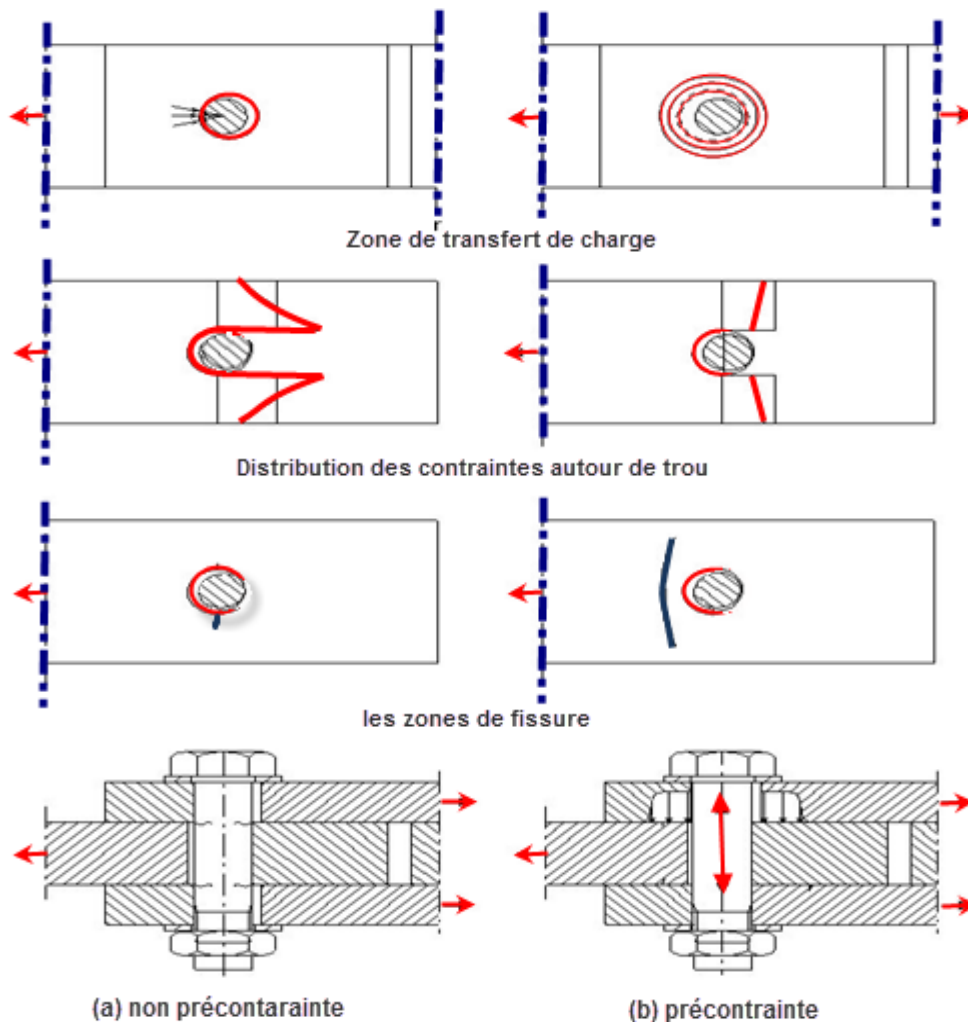
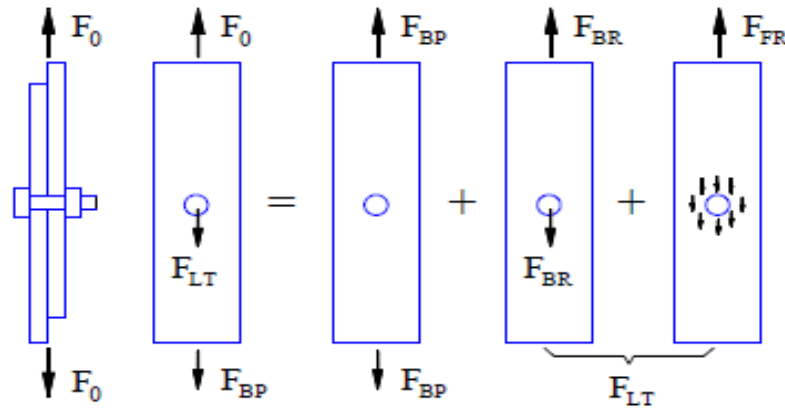


Figure I.6 : le transfert de charge et le mécanisme de rupture

Pour un assemblage boulonné à plusieurs fixations, différentes méthodes ont été développées afin de calculer la répartition des transferts de charge entre ces différentes lignes de fixations. En effet, l'effort total appliqué à un assemblage boulonné n'est pas équitablement réparti sur toutes les fixations. La contrainte dans les plaques assemblées diminue au fur et à mesure d'une fixation (ou ligne de fixation) à une fixation (ou ligne de fixation) suivante. La figure I.7 illustre le mécanisme du transfert de charge d'effort au niveau de la dernière fixation (ou ligne de fixation) dans un assemblage en simple cisaillement.



(F_0 : Effort total, F_{BP} : Effort passant, effort de traction dans la tôle, F_{BR} : Effort de matage
 F_{FR} : Effort de friction, F_{LT} : Effort transféré)

Figure I. 7: principe du transfert de charge dans un assemblage boulonné

L'effort de matage F_{BR} et l'effort de friction F_{FR} représentent l'effort transféré par la fixation le taux de transfert d'effort au niveau de la fixation est donné en fonction de l'effort transféré sur l'effort total :

$$\text{Taux de transfert} = F_{LT} / F_0$$

I.1.5 Modes de rupture des assemblages boulonnés :

Les assemblages boulonnés sollicités en traction-cisaillement se rompent selon différents modes de rupture. Plusieurs travaux dans la littérature ont porté sur la chronologie et les mécanismes d'endommagement dans ce type de structures. Généralement, la fissure(s) s'initie au voisinage du bord de trou du fait de la concentration des contraintes à la rupture du matériau est dépassée dans cette zone de l'assemblage. ensuite la fissure se propage d'une façon stable sur certaine longueur, suivie d'une phase de propagation instable provoquant la ruine de l'assemblage. Mais, la rupture peut aussi se produire au niveau de la fixation par cisaillement au plan de joint quand la valeur de la contrainte tangentielle du matériau du boulon atteint sa valeur maximale.

Les modes de rupture dans les plaques d'un assemblage boulonné dépendent, entre autre, de deux paramètres géométriques décrivant les effets du bord (figure I.8). Définis par deux rapports :

- (i) Le rapport entre la largeur de la plaque W et le diamètre du trou W/D , qui définit le pourcentage de la zone utile de la plaque résistant à l'effort de la traction.

- (ii) Le rapport de la distance du centre du trou au bord libre de la plaque et du diamètre du trou : E/D qui définit le pourcentage de la zone utile de la plaque résistant à l'effort du cisaillement.

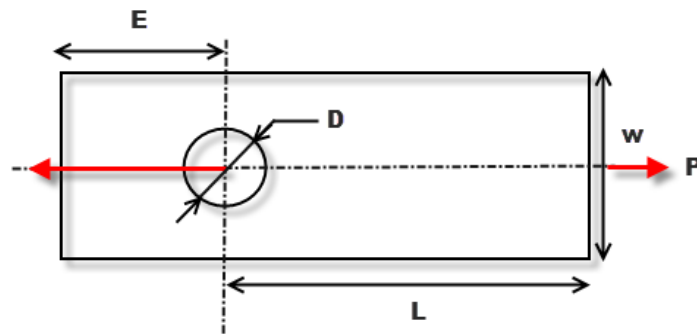


Figure I. 8 : paramétrage des effets de bord d'une plaque trouée.

Pour les assemblages boulonnés (ou rivetés). les ruptures dans les plaques sont toujours situées à partir du bord du trou. Nous pouvons citer quatre modes de ruptures souvent rencontrés (figure I.9) :

1. Rupture par clivage caractérisée par une seule surface de cisaillement décrite par :

$$S_c = (E-D/2)*t \quad (I.5)$$

(t étant l'épaisseur de la plaque)

2. Rupture par cisaillement caractérisée par deux surfaces de cisaillement décrites par :

$$S_c = 2*(E*t) \quad (I.6)$$

3. Rupture par traction caractérisée par surface : $S=(W-D)*t$. la direction des fissures est orthogonale à la direction de la charge appliquée.
4. Rupture par matage caractérisée une zone de frottement endommagée sous l'action du corps du boulon. Conduisant à l'ovalisation du trou.

Il existe aussi des modes de rupture mixte (traction-cisaillement) où les deux fissures se propagent une direction quelconque.

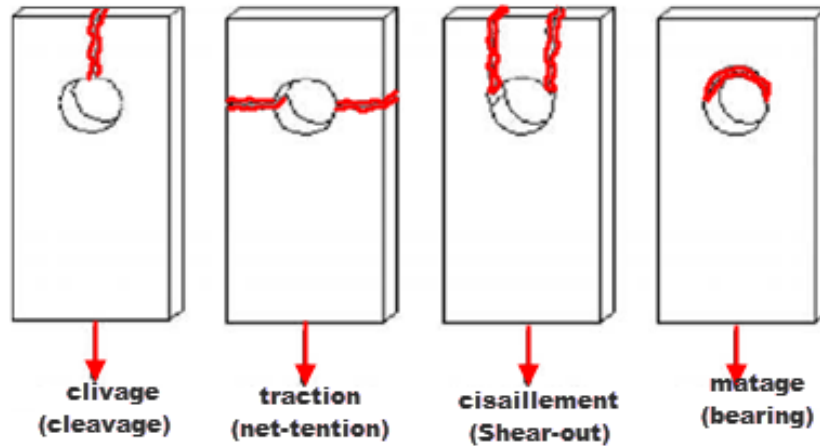


Figure I.9: Modes de rupture des assemblages boulonnés.

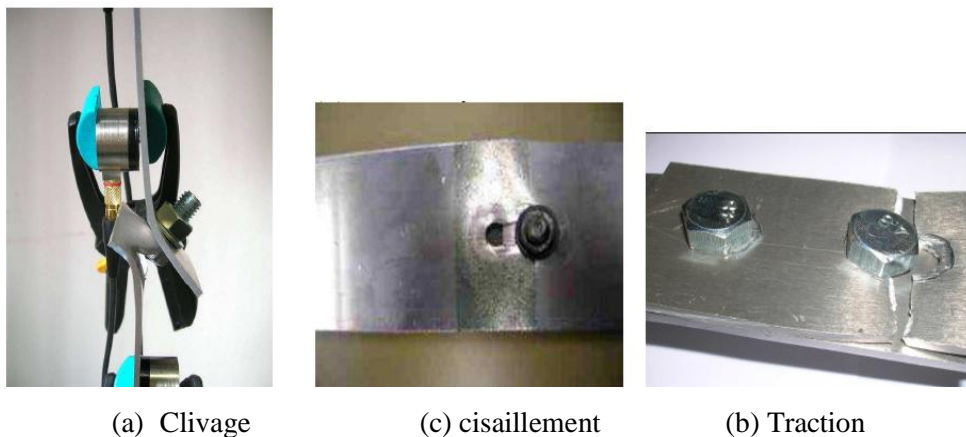


Figure I.10 : Exemple expérimental présente les modes de rupture des assemblages boulonnés [13].

Dans une étude sur le comportement mécanique des assemblages boulonnés de substrats en composites. Crocombe et al [14] ont montré l'influence de la valeur du couple de serrage sur le mode et la morphologie de la rupture. La figure I.9 montre des photos illustrant la topologie de la rupture en cisaillement des plaques en composite pour les quatre valeurs de C_s . On constate un endommagement prématuré pour les faibles valeurs du couple de serrage. En effet, l'augmentation du couple de serrage se traduit par une augmentation de l'effort appliqué localement au voisinage du trou qui s'oppose aux efforts appliqués minimisant ainsi l'effort de cisaillement, ce qui retarde la phase de la rupture finale.

Généralement, on peut fixer l'existence de deux modes principaux de rupture des assemblages par fixation qui sont : le matage et le cisaillement. Cela dépend de deux variantes :

- Les dimensions relatives de la fixation et des plaques.
- Les propriétés mécaniques des matériaux des plaques et des fixations.

Les charges maximales du matage et cisaillement peuvent être évaluées à partir des formulations suivantes :

- (i) Pour le matage. La charge maximale P_{max} que peut supporter l'assemblage est donnée par :

$$P_{max} = \sigma_{mat} \cdot t \cdot D \rightarrow \frac{P_{max}}{D^2} = \sigma_{mat} \left(\frac{t}{D} \right) \quad (I.7)$$

Où σ_{mat} est la contrainte de matage maximale.

- (ii) Pour le cisaillement, la charge maximale P_{max} que peut supporter la fixation est donnée par la formule suivante

$$P_{max} = F_{cis} \left(\frac{D^2 \pi}{4} \right) \rightarrow \frac{P_{max}}{D^2} = F_{cis} \left(\frac{\pi}{4} \right) \quad (I.8)$$

F_{cis} est la contrainte de cisaillement de fixation maximale.

Pour résumer ces différents modes de ruptures, la figure I.11. Présente schématiquement l'évolution du rapport (P_{max}/D^2) en fonction du rapport t/D , qui met en évidence l'existence de trois zones : (1) une zone de matage, (2) une zone de transition et (3) une zone de cisaillement pour les grandes valeurs du rapport t/D .

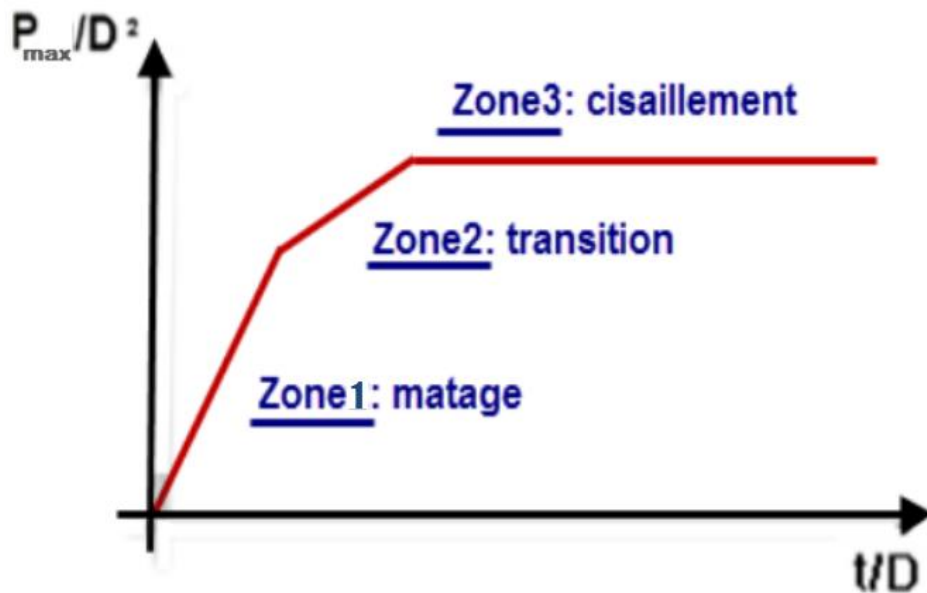


Figure I.11 : l'évolution du rapport (P_{max}/D^2) en fonction du rapport t/D

I.2 Généralités sur le fretting :

Les premières investigations sur le phénomène de fretting datent du début du siècle dernier, en 1911 par Eden et al. Ce terme est employé lorsque deux surfaces en contact sont soumises à des mouvements alternes de faible amplitude. Le fretting est considéré comme

une dégradation critique dans de nombreux secteurs industriels tels que l'aéronautique, le nucléaire ou le transport ferroviaire. On le rencontre au niveau des rivets sur les ailes d'avion, au niveau du contact entre aube et rotor dans les turbopropulseurs ou encore dans les liaisons entre roues et axes de transmission sur les trains. Les conséquences de cette dégradation superficielle peuvent prendre diverses formes entraînant dans certains cas un blocage des systèmes mécaniques (grippage), dans d'autres l'apparition de jeux qui pourraient entraîner des défaillances de fonctionnalité plus au moins dangereuses selon l'usure (fretting usure). D'autre part, elle se traduit bien souvent par un amorçage et une propagation des fissures qui, non contrôlées, peuvent induire une rupture brutale et catastrophique des pièces (fretting fatigue). Le fretting est un phénomène assez complexe car, d'une part, le contact réel entre deux corps est complexe et d'autre part-il évolue au cours de l'essai. Par ailleurs, il existe une assez grande interactivité entre les différents paramètres tels que la dimension des éprouvettes, la rugosité des surfaces, les conditions environnementales.

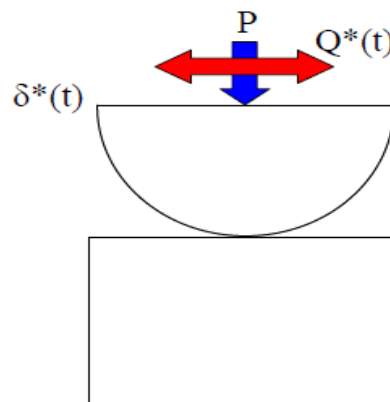


Figure I. 12 : Illustration d'un contact soumis à des sollicitations de fretting.

I.2.1 Types des essais de fretting :

On trouve dans la littérature deux catégories d'essai qui sont utilisées pour étudier le fretting : **Fretting-fatigue** : si le déplacement est la conséquence de la déformation de l'une des deux structures en contact soumise à une sollicitation cyclique. Le fretting-fatigue entraîne l'amorçage de fissure à partir de la zone de contact.

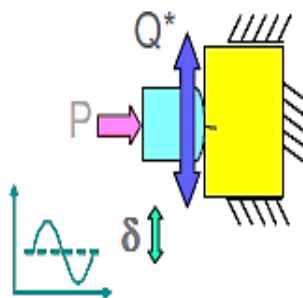
Essai : une éprouvette de traction est soumise à des sollicitations de traction répétée. Sur ses faces, des patins (plan, cylindre-sphère) sont appliqués avec une force normale fixée. C'est la déformation relative entre l'éprouvette de traction et le système de fixation des échantillons frottant qui génère la sollicitation du contact. Le cycle de chargement imposé au matériau résulte donc de la superposition de la composante locale du contact et du chargement de

fatigue homogène imposée à l'éprouvette. Dans cette configuration les fissures apparaissent toujours au niveau du contact : le fretting contrôle l'amorçage alors que la fatigue contrôle une composante de propagation. Cet essai permet de quantifier l'influence du contact et des sollicitations de fretting sur la durée de vie en fatigue par le biais des courbes de Wöhler avec lesquelles il est d'usage de calculer les "coefficients d'abattement" [15]. Cependant avec ce montage il est difficile de découpler le chargement du contact, de la sollicitation extérieure. Enfin, il est souvent difficile de mesurer les débattements et ainsi de pouvoir tracer les cycles de fretting.

Fretting-wear (usure par fretting) : l'osque les micro-glissements entraînent un enlèvement de matière au niveau des surfaces en contact).

Essai : Cet essai est identique à un essai de frottement linéaire alternatif pour lequel l'amplitude de glissement est inférieure à la dimension du contact. Il consiste à mettre en mouvement linéaire (pot vibrant ou vérin hydraulique) une des deux pièces en contact : d'habitude le plan est fixé et uniquement sollicité par le cylindre ou la sphère plaqué par un effort normal et soumis à un déplacement relatif imposé de l'extérieur. Souvent utilisé pour étudier l'usure, ce type de contact peut en outre être à l'origine de fissurations très profondes. L'avantage majeur de cette configuration est donc de pouvoir caractériser l'initiation de la fissuration, induite par la sollicitation du contact seule, et aussi de mesurer et de contrôler plus facilement le débattement. Cet essai est par ailleurs très bien adapté à l'analyse de l'usure.

*Essai de fretting-usure
(Usure par fretting)*



Essai de fretting-fatigue

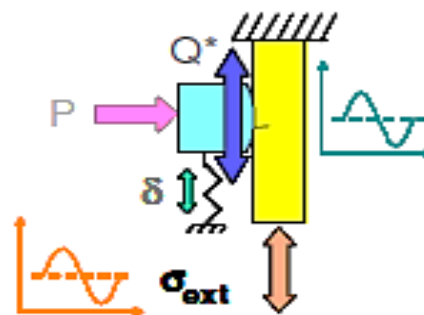


Figure I.13 : les deux types des essais de fretting.

I.2.2 Géométrie des interfaces étudiées :

La géométrie des contacts dans les systèmes industriels est la plupart du temps complexe. Expérimentalement il est très difficile de travailler sur des configurations de contact réelles et pour faciliter la modélisation des mécanismes de dégradation en fretting en laboratoire, les chercheurs ont rapidement choisi des géométries simplifiées et plus faciles à étudier, on trouve les trois configurations suivantes (figure I.14) :

- **Contact sphère/plan**: Ce contact est facile à mettre en œuvre car il ne nécessite pas d'alignement. La fissuration est cependant difficile à modéliser dans cette configuration car elle implique une description tridimensionnelle assez lourde à mettre en place dans les codes d'éléments finis. Ce contact reste utilisé pour l'étude de l'usure ;

- **contact cylindre/plan**: Ce contact est préféré au contact sphère/plan car seule une description bidimensionnelle est nécessaire à l'analyse de la fissuration. Il est donc assez facile de le modéliser en éléments finis ;

- **contact plan/plan** : Il permet de toujours maintenir deux surfaces frottantes quelle que soit l'usure des interfaces. Pour cette configuration il est nécessaire de s'assurer d'un bon alignement entre les surfaces en contact. L'analyse mécanique montre qu'il existe une forte discontinuité dans la distribution de pression et de cisaillement en bordure de contact, ce qui conduit à des effets de bords importants. Ce type de configuration est malgré tout de plus en plus utilisé car il est possible de se ramener à des profils de pression beaucoup plus proches des contacts réels en jouant sur le rayon de courbure des bords du contre-corps.

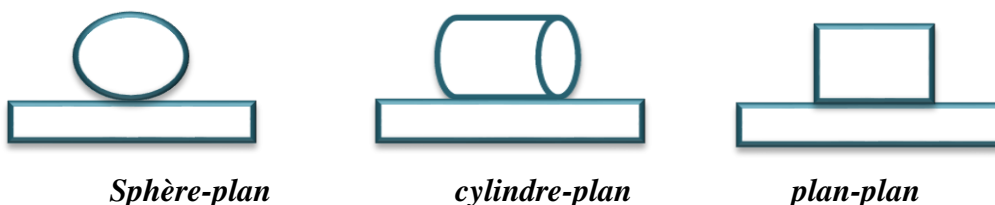


Figure I.14 : configurations géométriques de contact utilisées pour les essais de fretting.

I.2.3 Conditions de glissement :

Trois modes de fretting ont été définis par Mohrbacher [16] notamment dans le cadre du contact sphère-plan. Ces trois modes représentés à la figure I.15 sont :

- *le mode I* : déplacement linéaire ;
- *le mode II* : déplacement radial ;
- *le mode III* : déplacement circonférentiel.

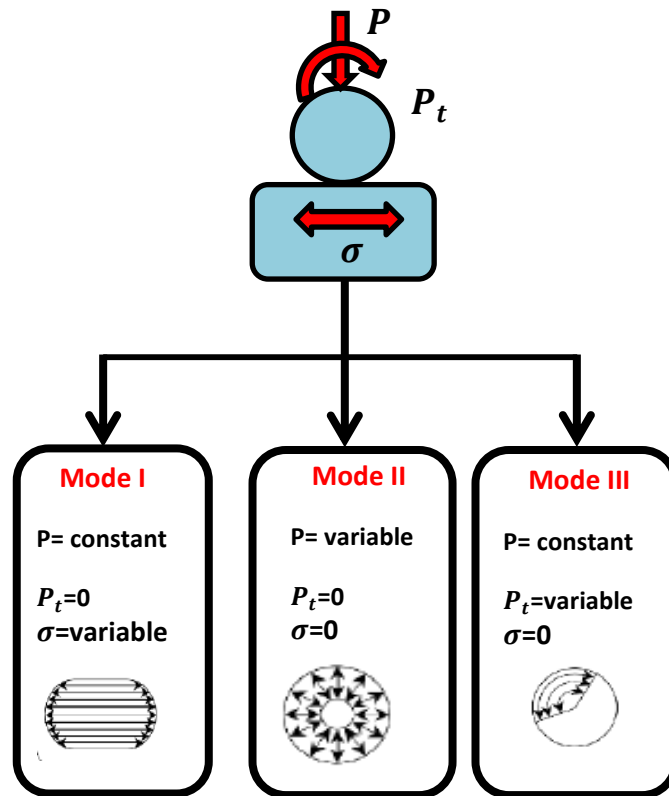


Figure I.15 : les trois modes de fretting [16]

I.2.4 Facteurs influençant sur le fretting :

Puisque le mode I est Plus simple à mettre en œuvre et plus représentatif pour la plupart de situations industrielles, il devient le mode le plus étudié, notamment par le biais de l'essai classique de fretting. Le paramètre essentiel pour définir le fretting est le rapport e entre l'amplitude de glissement δ^* et la dimension du contact a dans la direction de glissement.

$$e = \frac{\delta^*}{a} \quad (I.9)$$

Selon la valeur de ce rapport on peut distinguer entre une sollicitation de fretting et une sollicitation de glissement alterné.

- $e < 1$: sollicitation de fretting
- $e > 1$: sollicitation de glissement alterné.
- $e = 1$: la transition entre les deux sollicitations.

Différents paramètres permettent de définir le cycle de fretting. L'étude de l'évolution de certains de ces paramètres au cours d'un essai nous renseigne sur la nature des surfaces en contact et des endommagements potentiels.

– *L'amplitude de débattement* $\delta(\mu\text{m})$ est le paramètre qui est directement contrôlé dans les essais de fretting. Cette amplitude est mesurée au plus près du contact.

– *L'effort tangentiel maximal* $Q^*(N)$ est représentatif des sollicitations tangentielles imposées au niveau du contact. En RGP (régime de glissement partiel) à l'aide de calculs de mécanique du contact glissant, Q^* permet de déterminer les contraintes induites dans les matériaux en contact. En RGT (régime de glissement total) l'effort normal est trouvé via le coefficient de frottement μ .

– *La raideur tangentielle* du cycle est la pente $\frac{dQ}{d\delta}$ (N/ μm) du chargement suivant le sens de débattement. Cette valeur prend en compte la rigidité du montage, des échantillons massifs et du contact.

– *L'ouverture du cycle* $\delta_0(\mu\text{m})$ est définie comme la valeur du débattement pour un effort tangentiel nul. Cette valeur est indépendante de la rigidité du montage.

– *L'énergie dissipée* au cours d'un cycle E_d (Joule) correspond à l'aire contenue à l'intérieur du cycle. La dissipation d'énergie se fait au travers de mécanismes tels que : création de débris, élévation de température, fissuration, déformation plastique, transformation physicochimique. Pour un cycle rectangulaire on obtient :

$$E_d = E_t = 4\delta_0 Q^* \tag{I.8}$$

– *Le coefficient de frottement énergétique* μ_e , Dans tous les cas (sauf pour un cycle rectangulaire) le coefficient de frottement énergétique est inférieur au coefficient de frottement. Pour un cycle idéal en glissement total ils sont égaux. L'utilisation de μ_e permet de s'affranchir de la forme du cycle.

$$\mu_e = \frac{E_d}{4\delta_0 P} \tag{I.9}$$

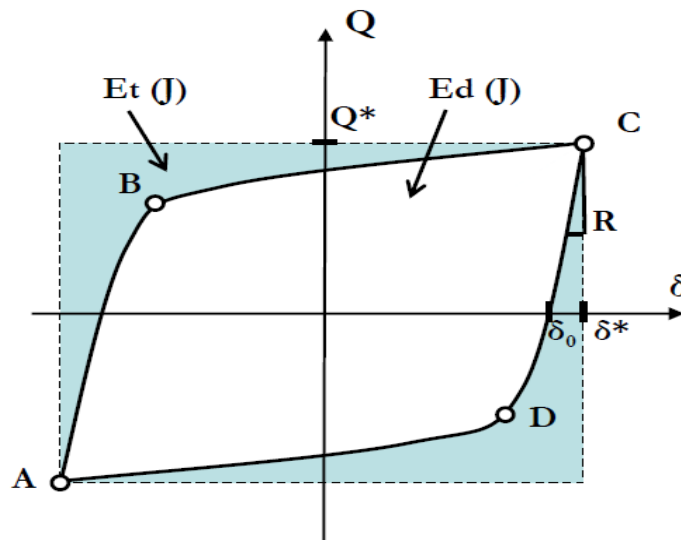


Figure I.16 : cycle de fretting : évolution de la force tangentielle (Q) en fonction du déplacement (δ) et paramètres associés

I.2.5 Régimes de glissement :

Il existe deux conditions de glissement en fonction de l'effort normal et de l'amplitude du débattement imposé, le glissement partiel et le glissement total. On peut également définir un glissement mixte, situé à la transition entre les deux conditions.

– *la condition de glissement partiel (RGP)*: la zone de contact est séparable en une zone d'adhérence et une zone de glissement. La force tangentielle maximale Q^* imposée par le biais du débattement ne dépasse jamais en valeur absolue le produit de l'effort normal par le coefficient de frottement ($|Q^*| < \mu P$). Le cycle de fretting est de forme « elliptique » ;

– *la condition de glissement total (RGT)*: il n'y a aucune zone qui est de façon permanente en adhérence. Au cours du cycle l'effort tangentiel maximal Q^* atteint en valeur ;

– *la condition de Glissement Mixte (RGM)* : qui est obtenu lorsque des cycles de glissements partiels sont combinés à des cycles en glissement total : régime instable ;

Pour quantifier la frontière entre les régimes de glissement, Fouvry [17] formalise des critères d'identification de la condition de seuil de glissement. Ces critères se basent sur une analyse différentielle des variables associées au test de fretting au cours de l'essai. Ils sont au nombre trois (figure I.18), un critère énergétique A, lié à l'énergie dissipée par le contact,

d'autres critères ont par la suite été développés, le critère d'ouverture de cycles B, et le critère indépendant du montage C.

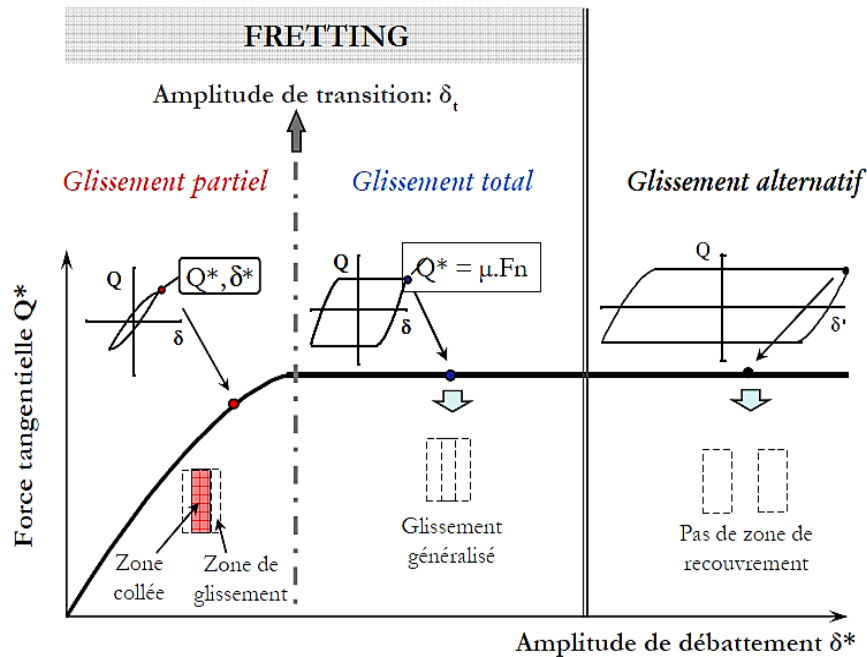


Figure I.17 : évolution de la condition de glissement en fonction du débattement.

-Le critère énergétique dit « A » est défini comme le rapport entre l'énergie dissipée du cycle « E_d » et l'énergie dite total $E_t = 4 \cdot \delta_g \cdot Q^*$ qui correspond à l'énergie dissipée pendant un cycle de fretting.

$$A = E_d / E_t$$

- Si $A > A_t$, le contact est en glissement total
- Si $A < A_t$, le contact est en glissement partiel
- Avec $A_t = 0,2$ la valeur à la transition de glissement.

- Le critère de glissement « B » égale au ratio entre l'ouverture du cycle δ_g (débattement lorsque la force tangentielle est nulle) et l'amplitude de débattement.

$$B = \delta_g / \delta^*$$

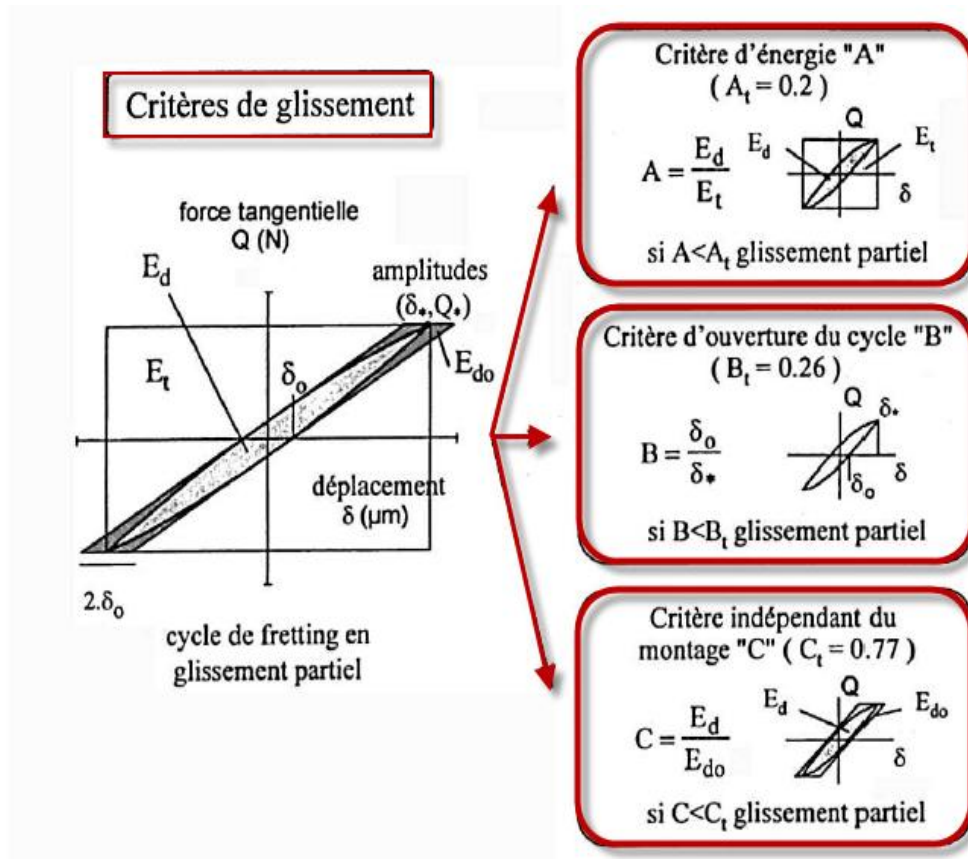
- Si $B > B_t$, le contact est en glissement total
- Si $B < B_t$, le contact est en glissement partiel, avec $B_t = 0,26$.

- un critère indépendant du montage « C » tel que :

$$C = E_d / E_{d0} \text{ avec } E_{d0} = 4 \cdot \delta_g \cdot Q^*$$

- Si $C > C_t$, le contact est en glissement total
- Si $C < C_t$, le contact est en glissement partiel, avec $C_t = 0,77$

Ces trois critères sont détaillés dans la figure I. 16 ($\delta_0 = \delta_g$).



I.2.6 Mécanismes de fissuration en fretting :

Un endommagement par fissuration est souvent attribué au caractère cyclique de la sollicitation fretting ou de fretting fatigue. Il convient donc de considérer une approche « fatigue » du problème. L'approche la plus conventionnelle pour caractériser la tenue en fatigue d'un matériau est la détermination des courbes d'endurance. Les essais consistent à charger une éprouvette ou une structure simple sous sollicitations cycliques données et à noter le nombre de cycles à la rupture. En répétant l'essai pour des charges différentes, on obtient la courbe de Wöhler du matériau (courbe S-N). Dans le cas de l'essai uniaxial, on définit la limite d'endurance du matériau σ_d comme étant l'amplitude de la contrainte qui ne provoque pas la rupture au bout d'un grand nombre de cycles (10⁷ à 10⁹ cycles). L'indice -1 est relatif au rapport de charge entre la contrainte maximale et la contrainte minimale du cycle. Dans le cas présent il s'agit donc d'un chargement alterné. Toutefois cette approche reste globale. Souvent on lui préfère une approche plus physique du problème consistant à séparer les différents stades associés à l'amorçage et à la propagation des fissures.

I.2.7 Mécanismes d'amorçage de fissures en fretting

En général, la rupture des pièces succède à quatre phases de l'endommagement (Lemaître et Chaboche [18]) :

Phase d'accommodation : des concentrations de contraintes créent des microdéformations plastiques cycliques qui peuvent mettre en jeu des mouvements de dislocations et des élévations de température locales. Ces concentrations peuvent être générées au voisinage des défauts existants ou être induites par la géométrie de la pièce ou par le chargement appliqué.

Phase d'amorçage : L'accommodation de déformations plastiques va induire l'amorçage d'une première fissure. Un point important qui caractérise l'amorçage est la longueur critique de la fissure amorcée. En général on considère une longueur de l'ordre 10 à 20 μm qui correspond à une limite de détection pour les systèmes d'observations conventionnels (microscope optique). Cette longueur correspond aussi et surtout à la dimension d'un grain. On retiendra que la phase d'amorçage est essentiellement contrôlée par le cisaillement.

Phase de propagation en mode II (stade I) : une fois amorcée, la fissure va commencer à se propager. Cette phase initiale de propagation est principalement contrôlée par le cisaillement. Ainsi, la fissure va suivre un plan orienté à 45° par rapport à la direction de la contrainte principale maximale. La cinétique de propagation est contrôlée par une dynamique propre aux fissures courtes (Proudhon 2005). La fissure va ainsi traverser quelques grains.

Phase de propagation en mode I (stade II) : Au-delà d'une certaine longueur de fissuration qui dépendra du chargement imposé et de la nature du matériau (sensibilité relative au cisaillement et à la contrainte principale), la propagation est alors principalement gouvernée par le chargement de tension (contrainte principale maximale). On observe alors une rotation de la fissure (passage stade I – stade II). La fissure propage alors suivant un mode I (stade II) perpendiculaire à la contrainte de traction ceci jusqu'à la rupture de la pièce (éprouvette).

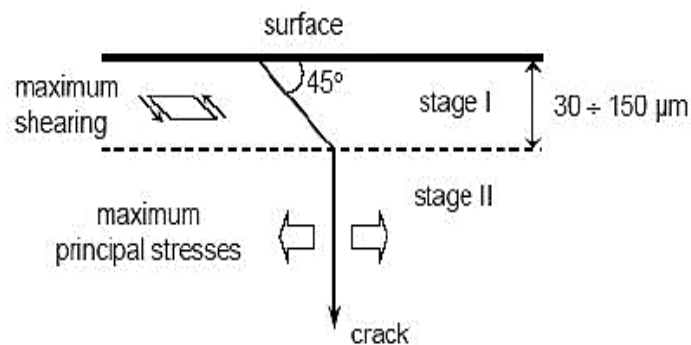


Figure I.19 : Croissance d'une fissure de fatigue en stade I et II d'après [19]

I.2.8 Analyse du comportement en fretting fatigue :

Peu d'études en fretting fatigue se consacrent uniquement au problème de l'amorçage, qui est pourtant un aspect essentiel dans la plupart des situations industrielles. L'analyse est généralement qualitative, uniquement fondée sur l'expertise du site d'amorçage et de la direction de la première propagation. Nakasawa [20] en 1992, pour une configuration plan-plan, indique que la position du site d'amorçage évolue en fonction de la condition de glissement (Figure 20). Pour les efforts normaux importants et des domaines de glissement faibles, le site d'amorçage se situe en bordure du contact. Au fur et à mesure de l'extension du domaine de glissement, on observe une multi-fissuration et une fissure principale plus rapprochée de la zone collée. Buckley [21] en 1985 considère que l'amorçage se produit en bordure de contact, là où les contraintes de traction sont les plus élevées. Il se produit une déformation plastique locale caractérisée par le cisaillement de bande de glissement. Cette analyse se rapproche fortement de la description de Forsyth. D'autres, au contraire, positionnent le site d'amorçage au centre de la zone de glissement, (Kuno [22], 1989) ou même à la frontière avec le domaine collé.

L'analyse globale de nombreuses publications confirme la proposition de Nakasawa [20] : il semble que le site d'amorçage principal dépend énormément de la condition de glissement et de l'extension du domaine de glissement et dans une certaine mesure des caractéristiques du matériau. La condition de glissement influe aussi sur le phénomène de multi-fissuration.

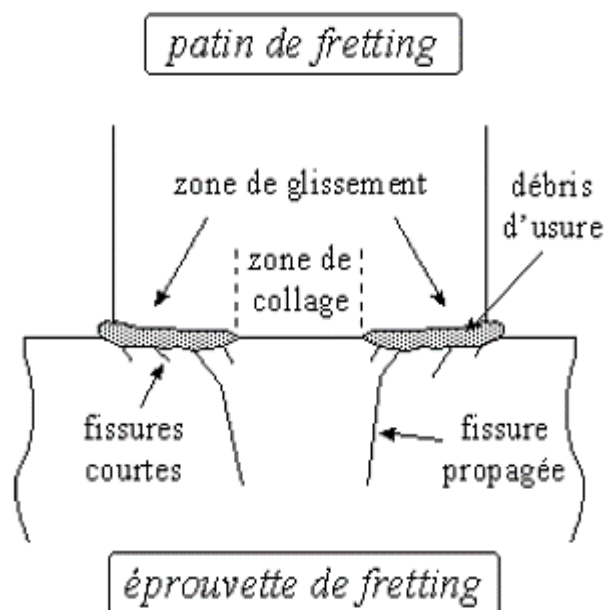


Figure I.20 : Schéma de l'endommagement par fretting fatigue d'un contact plan-plan[20]

I.2.9 Critères multiaxiaux de fatigue polycyclique :

Lorsqu'une structure est sollicitée de manière cyclique suivant une direction unique, il existe un seuil, en deçà duquel elle ne subit aucun endommagement. Ce seuil est la limite d'endurance déterminée à partir de la courbe de Wöhler. La plupart des chargements et en particulier les sollicitations de fretting sont multiaxiaux. Ceci implique une description multiaxiale de la fatigue. Un critère multiaxial de fatigue permet donc de distinguer parmi tous les trajets de chargement, ceux qui endommagent la structure. Suivant la nature de l'état limite de la structure, celle-ci sera sollicitée en fatigue oligocyclique (faible nombre de cycles), ou en fatigue polycyclique (grand nombre de cycles). Nous utiliserons des critères relatifs à ce dernier cas. En effet, notre étude concerne essentiellement la détermination de la condition de non amorçage à grand nombre de cycles (10⁶ cycles). Le tenseur de contraintes dans la structure est une fonction de temps périodique, donc les approches multiaxiales de fatigue semblent appropriées pour décrire l'amorçage des fissures. Comme pour un chargement de fatigue, un chargement de fretting présente les mêmes caractéristiques de périodicité. La démarche multiaxiale peut ainsi être transposée. Nous verrons cependant que l'hétérogénéité (gradient de contraintes) du chargement de contact impliquera de prendre en compte des effets d'échelle. Trois approches de fatigue multiaxiale peuvent être considérées :

Approches « plan critique »

Cette démarche consiste à considérer que le premier site d'amorçage apparaît sur un plan critique du matériau pour lequel le chargement imposé dépasse un seuil limite. Il existe différentes formulations. Deux critères sont plus généralement appliqués : le critère de McDiarmid et le critère de Smith Watson Topper (SWT).

La formulation de fatigue de McDiarmid a été identifiée pour les nombreux essais expérimentaux de fatigue (McDiarmid 1994). Il suppose qu'une fissure s'amorce dans un plan critique \vec{n}^* là où l'amplitude d'effort de cisaillement est la plus grande :

Plan critique \vec{n}^* : $\max \tau_a(\vec{n})$

Ou

$$\tau_a(\vec{n}) = \frac{1}{2} \max \{ \max [\|(\Sigma(t) - \Sigma(t_0)) \cdot \vec{n}\|^2 - [\vec{n} \cdot (\Sigma(t) - \Sigma(t_0)) \cdot \vec{n}]^2]^{1/2} \} \quad (I.10)$$

Pour prendre en compte l'impact de l'état de tension sur le plan critique, il faut considérer les deux amplitudes et la valeur moyenne de la tension appliquée.

$$\sigma_{n,m}(\vec{n}^*) = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \max_{t \in T} (\vec{n}^* \cdot \Sigma(t) \cdot \vec{n}^*) + \min_{t \in T} (\vec{n}^* \cdot \Sigma(t) \cdot \vec{n}^*) \right\} \quad (\text{I.11})$$

$$\sigma_{n,a}(\vec{n}^*) = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \max_{t \in T} (\vec{n}^* \cdot \Sigma(t) \cdot \vec{n}^*) - \min_{t \in T} (\vec{n}^* \cdot \Sigma(t) \cdot \vec{n}^*) \right\} \quad (\text{I.12})$$

Basée sur une représentation d'ellipsoïde de Gough-pollard, la condition de non amorçage est exprimée par la relation :

$$\left[1 - \left(\frac{\sigma_{n,m}(\vec{n}^*)}{\frac{\sigma_u}{2}} \right) \right]^{-\frac{1}{2}} \cdot \tau_a(\vec{n}^*) + \alpha_{MD} \cdot \sigma_{n,a}(\vec{n}^*)^{3/2} \leq \tau_d \quad (\text{I.13})$$

Où,

$$\alpha_{MD} = \left[\frac{\tau_d - \left(\frac{\sigma_d}{2} \right)}{\left(\frac{\sigma_d}{2} \right)^{3/2}} \right] \quad (\text{I.14})$$

Le risque d'amorçage des fissures peut être quantifié par une variable scalaire :

$$d_{MD} = \frac{\tau_a(\vec{n}^*)}{\left[1 - \left(\frac{\sigma_{n,m}(\vec{n}^*)}{\left(\frac{\sigma_u}{2} \right)} \right) \right]^{1/2} \cdot \{ \tau_d - \sigma_{n,a}(\vec{n}^*)^{3/2} \}} \quad (\text{I.15})$$

Les conditions d'amorçage sont alors exprimées :

- si d_{MD} est supérieur ou égal à 1, il existe un risque d'amorçage.
- si d_{MD} est inférieur à 1, le risque d'amorçage n'existe pas.

[Le critère de fatigue de smith-Watson-Topper (SWT) a été également identifié à partir de l'observation expérimentale de l'amorçage (Smith et al [23]). L'amorçage d'une fissure de fretting se produit dans le plan critique qui maximise le produit entre l'amplitude de déformation normale ε_a et la contrainte normale σ_{max} au cours d'un cycle de fretting. Le paramètre SWT T peut s'écrire comme :

$$T = \sigma_{max} * \varepsilon_a = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N)^{2b'} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N)^{b'+c'} \quad (\text{I.16})$$

Où σ_f' est le coefficient de tenue en fatigue, b' est l'exposant de déformation de fatigue, ε_f' est le coefficient de ductilité en fatigue, c' est l'exposant de ductilité en fatigue et N est le nombre de cycles considérés.

Pour normalisé le risque d'amorçage, le paramètre scalaire d_{SWT} peut être introduit :

$$d_{SWT}(N) = \frac{\max(\sigma_{max} * \varepsilon_a)}{\frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N)^{2b'} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N)^{b'+c'}} \quad (I.17)$$

Et $d_{SWT}(N) = 0$ si $T = 0$

Les conditions d'amorçage sont alors exprimées :

- si d_{SWT} est supérieur ou égale à 1, l'amorçage est censé se produire au bout de N cycles.
- si d_{SWT} est inférieur à 1, il n'y a pas de risque d'amorçage pour les N cycles considérés.

Approches « tensorielles »

Une seconde approche est basée sur l'analyse des invariants des contraintes. Le critère le plus utilisé suivant ce principe est le critère de Crossland [24].

La description du critère de Crossland considère le chemin de chargement macroscopique. Le critère de fissure est exprimé comme une combinaison linéaire du maximum d'amplitude de la deuxième invariante du déviateur $J(t)$ de contraintes et de la valeur maximale de la pression hydrostatique pendant le chemin de chargement.

$$\varepsilon_a + \alpha_c P_{hmax} \quad (I.18)$$

Ou

$$\alpha_c = \frac{\tau_d - \sigma_d / \sqrt{3}}{\sigma_d / 3} \quad (I.19)$$

Est le maximum des contraintes hydraulique.

$$P_{hmax} = \max_{t \in T} \left\{ \frac{1}{3} \text{tr}[\Sigma(t)] \right\} \quad (I.20)$$

Est l'amplitude de $\sqrt{J_2(t)}$ définie à partir de double maximisation par le cycle.

$$\xi_a = \frac{1}{2} \max_{t_0 \in T} \left\{ \max_{t \in T} \left[\frac{1}{2} (S(t) - S(t_0)) : (S(t) - S(t_0)) \right]^{1/2} \right\} \quad (I.21)$$

Où S est la partie déviatrice de tenseur et le symbole \cdot exprime le produit scalaire pour deux tenseurs. Le critère d'amorçage peut être quantifié par une variable :

$$d_c = \frac{\xi_a}{\tau_d - \alpha_c P_{hmax}} \quad (I.22)$$

Si d_c est plus grand ou égal à 1, il y a un risque d'amorçage de fissure, si d_c est plus petit que 1 il n'y a pas de risque d'amorçage

Les conditions d'amorçage sont alors exprimées :

- si d_c est supérieur ou égal à 1, il existe un risque d'amorçage,
- si d_c est inférieur à 1, le risque d'amorçage n'existe pas.

Approches « microscopiques »

Une troisième approche plus physique intègre dans sa formulation l'impact des mécanismes locaux d'adaptation, il s'agit des critères basés sur la démarche Ky Dang Van [25].

L'approche fatigue de Dang Van considère que l'amorçage de première fissure est observé dans un grain qui présente une direction de plan de glissement facile en ce qui concerne la direction macroscopique de chargement (Dang Van [25]). Entouré par une matrice élastique, le grain subira d'abord une déformation plastique avant d'atteindre un état élastique d'adaptation. La stabilisation élastique et le durcissement associés à la plasticité initiale correspondent à l'introduction d'un tenseur résiduel local ρ^* . Le chargement local stabilisé de tenseur $\hat{\sigma}(t)$ de chargement imposé au grain sur lequel l'analyse de fatigue doit être exécutée est par conséquent défini comme la somme du chargement macroscopique et du chargement résiduel stabilisé ρ^* :

$$\hat{\sigma}(t) = \Sigma \sigma(t) + \rho^* \quad (I.23)$$

A partir du tenseur local de chargement $\hat{\sigma}(t)$, les deux composantes microscopiques de chargement : l'amplitude de cisaillement appliquée sur un plan défini par la normale $\vec{n}, \hat{\tau}(\vec{n}, t)$, la pression hydrostatique $\hat{\sigma}_h(t)$, sont déterminées. la condition de non amorçage est alors exprimée par une double maximisation en ce qui concerne l'orientation de plan \vec{n} et l'évolution du temps (t) au cours de la période T.

$$\max_{\vec{n}} \{ \max_{t \in T} [\|\tau(\vec{n}, t)\| + \alpha_{DV} \cdot \hat{P}_h(t)] \} < \tau_d \quad (\text{I.24})$$

Afin de quantifier le risque d'amorçage au travers d'une variable scalaire plus simple à manipuler, Dang Van introduit le paramètre :

$$d_{DV} = \max_{\vec{n}, t} \left\{ \frac{\|\tau(\vec{n}, t)\|}{\tau_d - \alpha_{DV} \cdot \hat{P}_h(t)} \right\} \quad (\text{I.25})$$

Avec

$$\alpha_{DV} = \frac{\tau_d - \sigma_d/2}{\sigma_d/3} \quad (\text{I.26})$$

Où

σ_d : est la limite de fatigue en flexion alternée en MPa

τ_d : est la limite de fatigue en torsion alternées en MPa.

Les conditions d'amorçage sont alors exprimées :

- si d_{DV} est supérieur ou égal à 1, il existe un risque d'amorçage,
- si d_{DV} est inférieur à 1, le risque d'amorçage n'existe pas.

En 1994 Papadopoulos [26] propose une modification du critère de Dang Van. Il propose de prendre en compte la valeur moyenne de l'amplitude de la cission microscopique résolu ϵ_r (Figure I.21).

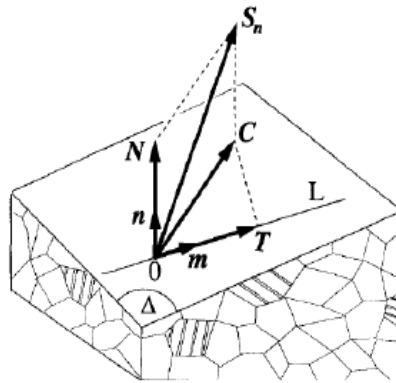


Figure I.21 : Définition de la cission résolue T de long de la direction \vec{m}

La valeur moyenne de la cission T_a est définie comme :

$$\sqrt{\langle T_a^2 \rangle} = \sqrt{5} \sqrt{\frac{1}{8\pi^2} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{\pi} \int_{x=0}^{2\pi} (T_a(\varphi, \theta, x))^2 dx \sin\theta d\theta d\varphi} \quad (\text{I.27})$$

Où (θ, φ) sont les angles qui définissent la direction de la normale n et l'angle X définit l'orientation de la ligne $(0, m)$ sur le plan Δ .

L'auteur considère que tous les plans contribuent à l'amorçage, l'intégrale de l'amplitude de la cission résolue moyenne est alors introduite :

$$\sqrt{\langle T_d^2 \rangle} + \max_{\vec{n}, t} \{ \alpha_p \cdot \widehat{p}_h(t) \} < \tau_d \quad (I.28)$$

Alors le risque d'amorçage est défini par une valeur scalaire d_p :

$$d_p = \frac{\sqrt{\langle T_d^2 \rangle}}{\max_{\vec{n}, t} \{ \tau_d - \alpha_p \cdot \widehat{p}_h(t) < \tau_d \}} \quad (I.29)$$

Avec

$$\alpha_p = \frac{3\tau_d}{\sigma_d} - \sqrt{3} \quad (I.30)$$

Où

σ_d est la limite de fatigue en flexion alternée en MPa ;

Et τ_d est la limite de fatigue en torsion alternée en MPa.

Les conditions d'amorçage sont alors exprimées :

- si P_d est supérieur ou égal à 1, il existe un risque d'amorçage,
- si P_d est inférieur à 1, le risque d'amorçage n'existe pas.

Dans le cadre de cette étude, les trois critères seront utilisés : Crossland, DangVan et Papadopoulos.

I.2.10 Application de critères aux problématiques du fretting :

Une approche proposée par Petiot [27] en 1994 consiste à transposer des approches classiques multiaxiales de l'amorçage en fatigue (critère de Dang Van) dans le contact soumis au fretting fatigue. Le risque de fissuration est évalué en définissant le trajet de chargement imposé dans le contact à partir duquel on calcule un critère d'amorçage.

Spécifique à la condition d'amorçage à grand nombre de cycles, le critère de Dang Van détermine le risque en combinant le chargement de tension et de cission. Définie à partir du

chargement complexe, cette combinaison peut être comparée aux limites d'endurance de flexion et de torsion alternées de façon à extraire une variable d capable de quantifier le risque : si d est supérieur à 1, il y a amorçage. La distribution de ce risque permet aussi de localiser le site de premier amorçage.

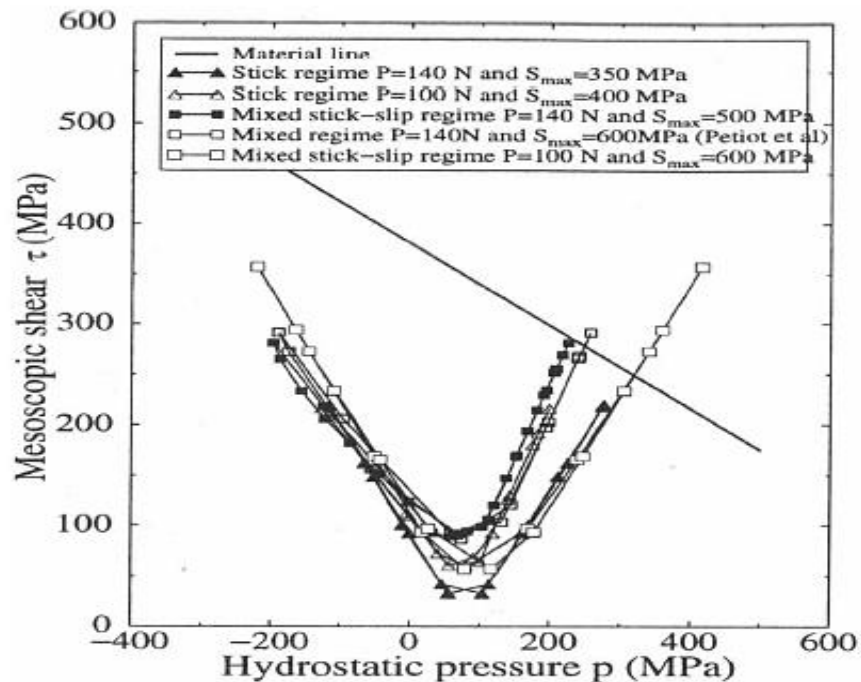


Figure I.22 : Evolution du trajet de chargement définie par la pression hydrostatique et la cisssion.

Le calcul de l'amorçage consiste à calculer le trajet de chargement en utilisant un modèle d'Eléments Finis, extrait des champs des contraintes et du calcul du risque d'amorçage. Petiot (Petiot 1994) valide le critère de Dang Van en contact fretting fatigue en comparant le calcul à l'expertise des éprouvettes.

Pour la première fois en 1996 Szolwinski et Farris[28] ont utilisé le critère SWT pour la prédiction de l'amorçage de fissures en fretting fatigue. Mais les résultats des prédictions apparaissent peu satisfaisants.

On peut noter que pour une prédiction fiable du risque d'amorçage des fissures, l'approche de fatigue locale, basée sur l'analyse des contraintes locales, doit être remplacée par la description de fatigue non locale considérant des chargements moyens sur le volume élémentaire lv (Figure I.23).

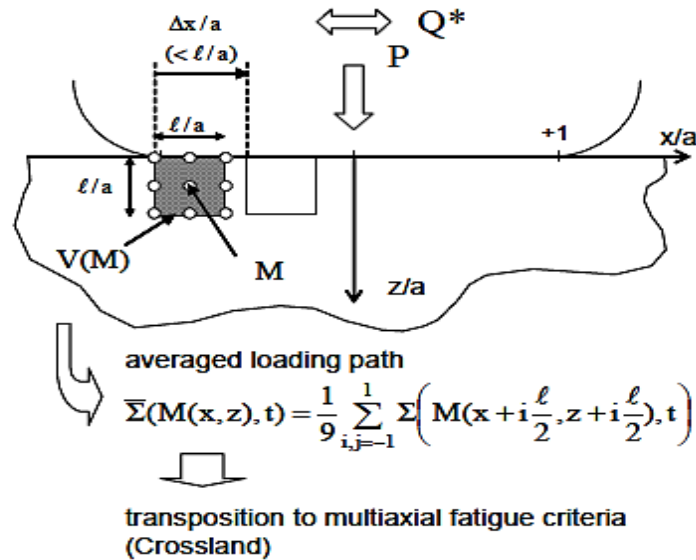


Figure I.23 : l'approche de contraintes moyennes sur volume élémentaire [17]

Cette approche proposée par Fouvry en 1997 a montré qu'en calcul élastique le volume critique de micro-volume élémentaire qui permet une prédiction fiable du risque d'amorçage peut être équivalent à la taille de grain.

Dans une évolution de l'approche Fouvry [17], la valeur moyenne des contraintes a été proposée par Naboulsi et Mall [30] en 2003 et un modèle d'Eléments Finis des essais fretting fatigue a été utilisé. Dans la zone de contact la valeur du paramètre d de critères a été calculée et en suite une valeur moyenne dans un micro-volume élémentaire a été établie. La valeur du critère est alors obtenue à partir de ces valeurs localement calculées.

Le contact étudié est caractérisé par un champ de contraintes avec un gradient très sévère, qui croît avec l'augmentation de pression dans le contact, le calcul du critère multiaxial de fatigue montre que le risque d'amorçage de fissures suit l'augmentation de la pression. Une approche du gradient des contraintes développé par Proudhon en 2005 présente des résultats très intéressants. L'auteur pour le calcul de volume-élémentaire propose la formule suivante

$$lv = (a - c) \cdot \gamma_h \quad (\text{I.31})$$

Où la taille de volume-élémentaire dépend de la longueur de la zone glissante ($ah-c$). Cette approche a été validée pour différents alliages d'aluminium mais présente une certaine instabilité pour l'acier. Une modification de cette approche sera proposée. En effet, le critère de Crossland couplé à l'utilisation du volume critique pour le calcul de l'effet d'échelle n'est pas capable de prédire précisément la frontière d'amorçage expérimentale. Cet écart met en

doute la validité physique du calcul en particulier dans sa capacité à capturer les effets de la pression hydrostatique. En développant l'effet de P , on s'aperçoit que pour deux niveaux de pression $P_2 > P_1$ et une même force tangentielle $Q^*_1 = Q^*_2$, la taille du volume critique par rapport au contact est modifiée. Sur la Figure I.24, sont tracées les distributions de pression p et de cisaillement q de contact pour deux valeurs différentes de la charge normale.

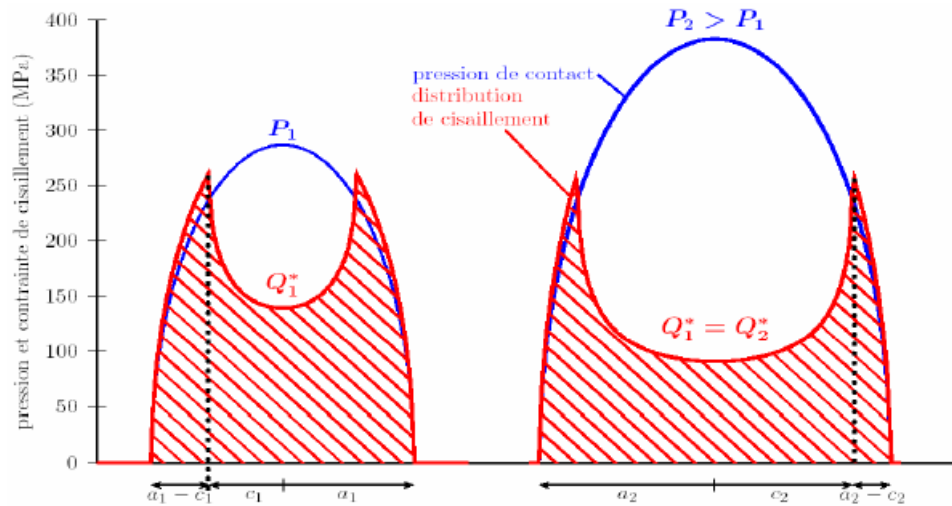


Figure I.24 : chargement de la zone glissante et gradient de contraintes en fonction de la pression du contact [30]

Sur les deux tracés de la figure I.24, il apparaît que la sévérité du gradient de contrainte est différente malgré une valeur constante de Q^* .

I.3 Des études récentes sur le fretting-fatigue des assemblages :

Les théories établies dans la littérature [31-32- 33- 34- 35- 36- 37- 38- 39- 40] mettent en avant l'importance de la force de contact et l'amplitude du déplacement relatif à la création d'une zone d'adhérence centrale entourée par une zone de glissement dans un problème de contact en fretting. Il y a aussi des travaux plus récents, dans le domaine fretting fatigue qui ont étudié différents côtés importants, comme :

Naidu et al en 2005 [41], ont étudié l'effet de la pression de contact sur la durée de vie en fretting fatigue d'une éprouvette en alliage d'aluminium 6061-T6.

Selon ces auteurs le travail expérimental consiste à tester premièrement certaines éprouvettes en fatigue plane, puis avec le même matériau et la même configuration géométrique des plaques ont été testés en fretting fatigue dont l'objectif de connaître l'effet du phénomène de

fretting sur la durée de vie de telle pièce mécanique en service. Un chargement à amplitude constante a été mené dans les deux essais avec un rapport de charge $R = 0,1$. Une fréquence de 30 Hz est utilisée pour les essais de fatigue plane et celle des essais de fretting fatigue est 10 Hz. Quatre niveaux de pression de contact (50, 100, 150 et 200 MPa) ont été menés pour l'essai de fatigue fretting.

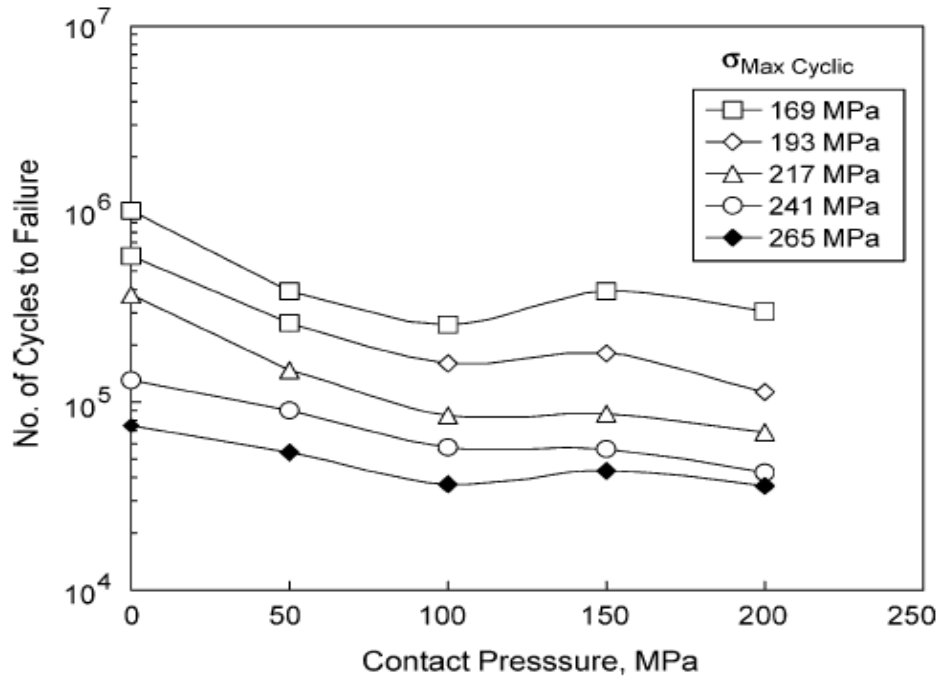


Figure I.25 : l'effet de la pression de contact sur la durée de vie en fretting fatigue [41].

La figure I.25 montre l'effet de la pression de contact sur la durée de vie en fretting fatigue à différents niveaux de contrainte cyclique. Sur la figure la pression de contact égale à zéro ($P = 0$ MPa) correspond aux résultats des essais de fatigue plane. En fretting fatigue, à tous les niveaux de contrainte, avec une augmentation de la pression de contact la durée de vie diminue d'abord et atteint un minimum à une pression de contact égale à 100 MPa, puis augmente légèrement pour atteindre un maximum à une pression de contact intermédiaire de 150 MPa, puis une autre fois diminuée légèrement à un minimum à une pression de contact de 200 MPa. Ce comportement variable peut s'expliquer sur la base des modifications de la contrainte de friction et de l'amplitude de glissement à l'interface des surfaces de contact.

Ruichun en 2006 [42], a étudié l'effet des paramètres (pression de contact et le coefficient de frottement) sur la durée de vie des structures boulonnées (aluminium-acier). Des essais de fretting-fatigue ont été faits avec différent effort normaux et pour différents coefficients

de frottement et une analyse micrographique permet d'identifier les caractéristiques de l'endommagement sur les surfaces en contact, les mécanismes d'amorçage et de propagation des fissures.

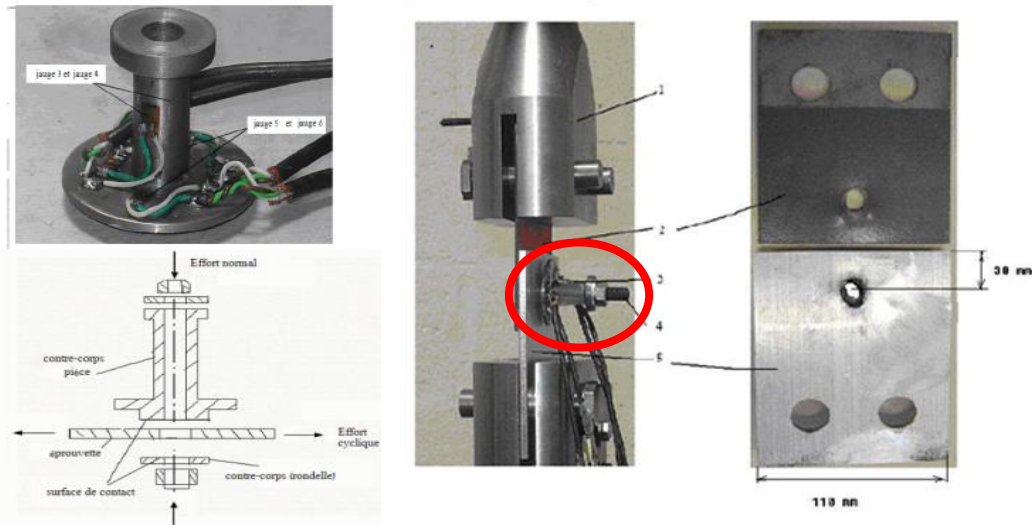


Figure I.26 : dispositif expérimental de Ruichin [42].

Dans le but de faire varier l'influence des paramètres (le coefficient de frottement, l'effort normal (pression d'hertz)) sur la durée de vie, Ruichin a utilisé une pièce jouant le rôle de capteur avec deux jauges pour suivre l'évolution de l'effort normal et deux autres jauges pour donner des informations sur l'amorçage et le contact. Et avec LABVIEW il a fait suivre l'évolution de différentes jauges.

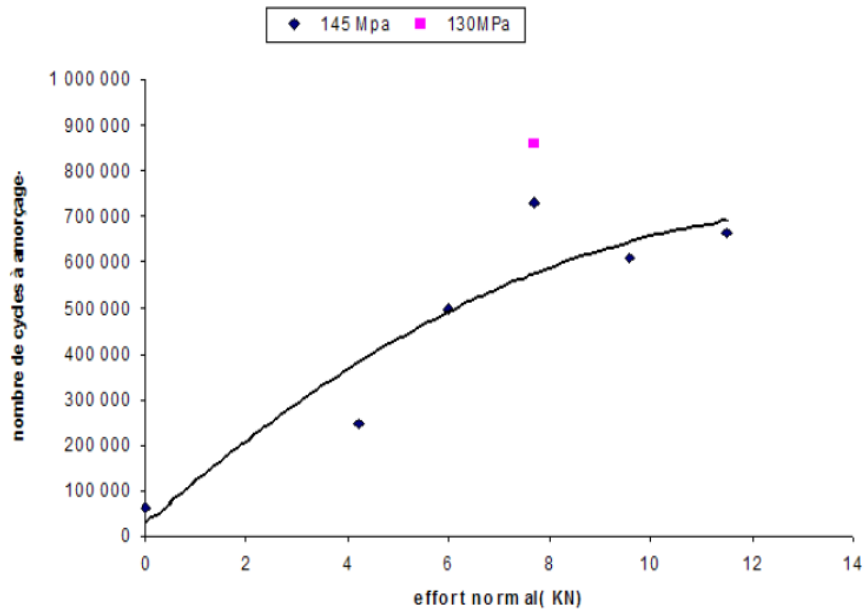


Figure I.27 : L'évolution de la durée de vie en fretting fatigue en fonction normal [42].

Pour une valeur de l'effort normal de 4 KN, la durée de vie en fatigue augmente d'un facteur 4 (de 64000 à 246000 cycles), la durée de vie augmente sensiblement avec l'accroissement de l'effort normal de 4 KN à 12KN. L'augmentation de l'effort normal « pression de Hertz », augmente la durée de vie.

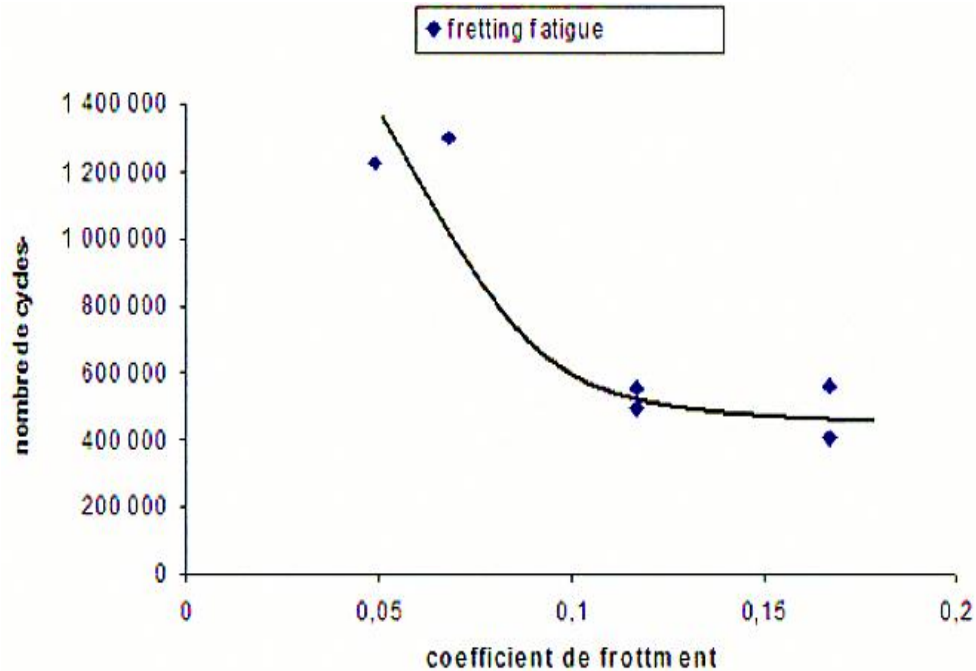


Figure I.28 : Durée de vie en fretting fatigue en fonction de coefficient de frottement[42]

L'augmentation du coefficient de frottement de 0,06 à 0,12 provoque la chute de durée de vie en fretting fatigue de l'ordre de 1/3. Et quand le coefficient de frottement continue d'augmentation après cette valeur jusqu'à 0,17, la durée de vie reste assez stable. L'augmentation du coefficient de frottement induit une diminution de la durée de vie. Il semble que la surface de contact diminue fortement « aire de contact réelle » avec l'augmentation du coefficient de frottement ceci est dû à la rugosité. Ce constat nous amène à émettre l'hypothèse que la diminution de l'aire de contact nous rapprocheront des conditions de fatigue sans contact.

La figure I.29 présente l'aspect de la surface d'une éprouvette C_1 avec un effort normal de 8 KN après sollicitation en fatigue. La zone de contact est une zone de forme circulaire comme la surface du contact du contre-corps. La largeur de cette zone est d'environ 5 mm comme l'indique la photo (f) de la figure I.29. Les marques de frottement se situent sur toute la zone de contact avec une répartition non régulière.

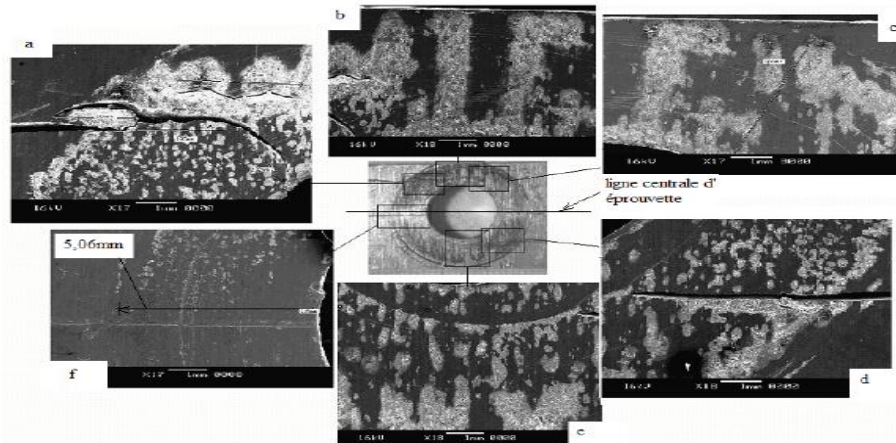
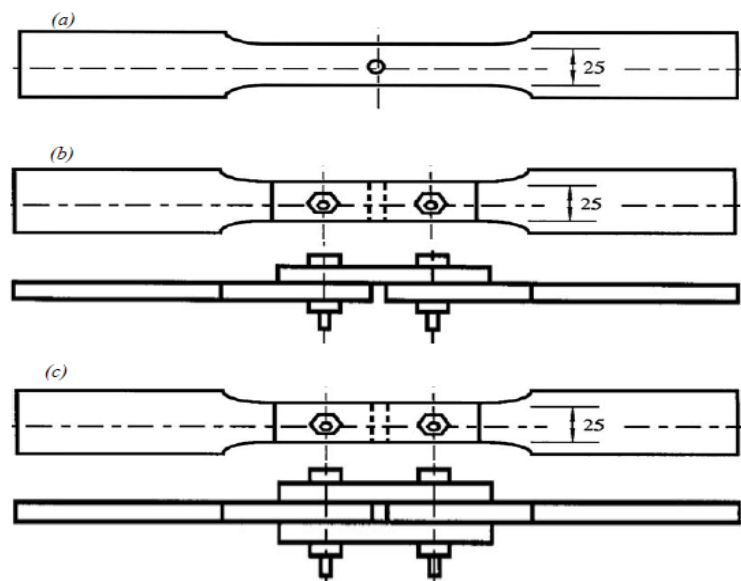


Figure I.29 : Distribution des marques en fretting fatigue sur la surface de l'éprouvette C_1 (8KN)[42].

Minguez et al. En 2006 [43] ont aussi étudié l'effet de la force de serrage sur la résistance à la fatigue d'un assemblage rivée d'aluminium à simple recouvrement et à double recouvrement. Selon ces auteurs le travail expérimental consiste à tester des plaques dont le même matériau ont été assemblées avec un joint simple recouvrement (Figure I. 30b) et à double recouvrement (Figure I. 30c). Tous les essais de fatigue ont été réalisés à une charge à amplitude constante avec une fréquence de 20 Hz. Différents rapport de charge ont été menés proche de zéro ($R \rightarrow 0$) et ces rapports sont toujours positifs afin d'éviter tout effet de compression lors du chargement cyclique sur les éprouvettes et sur les articulations. Tous les échantillons ont subis un régime de contrainte cyclique jusqu'à la rupture.



a) éprouvette trouée de fatigue, b) éprouvette boulonnée d'un simple recouvrement
c) éprouvette boulonnée de double recouvrement

Figure I.30 : Géométrie des éprouvettes de l'essai de fretting. [43]

Les figures I. 31 et I. 32 représentent respectivement, les courbes d'endurances pour les assemblages simple recouvrement et double recouvrement, dans laquelle la courbe d'endurance correspond à la fatigue des plaques trouées est présenté dans le but d'essayer de démontrer l'effet des paramètres opératoires et le mode de défaillance de chaque type de joint.

La figure I. 57 montre que la force de serrage à un effet déterminante sur la durée de vie d'un assemblage simple recouvrement par comparaison avec la durée de vie des plaques trouées en fatigue. Par contre la durée de vie pour l'assemblage double recouvrement est influencée uniquement par des niveaux de force de serrage faible (couple de serrage = 1 Nm) où leurs durée de vie est moins par comparaison avec la durée de vie des plaques trous, alors pour une gamme de couple de serrage varie entre 2,3 à 8 N.m la durée de vie des plaques trouées est plus faible par rapport à l'assemblage double recouvrement (Figure I. 58).

Ce comportement variable peut relier à plusieurs facteurs : facteurs géométriques, chargement complexe, comportement globale des assemblages assez complexe, flexion secondaire, etc.

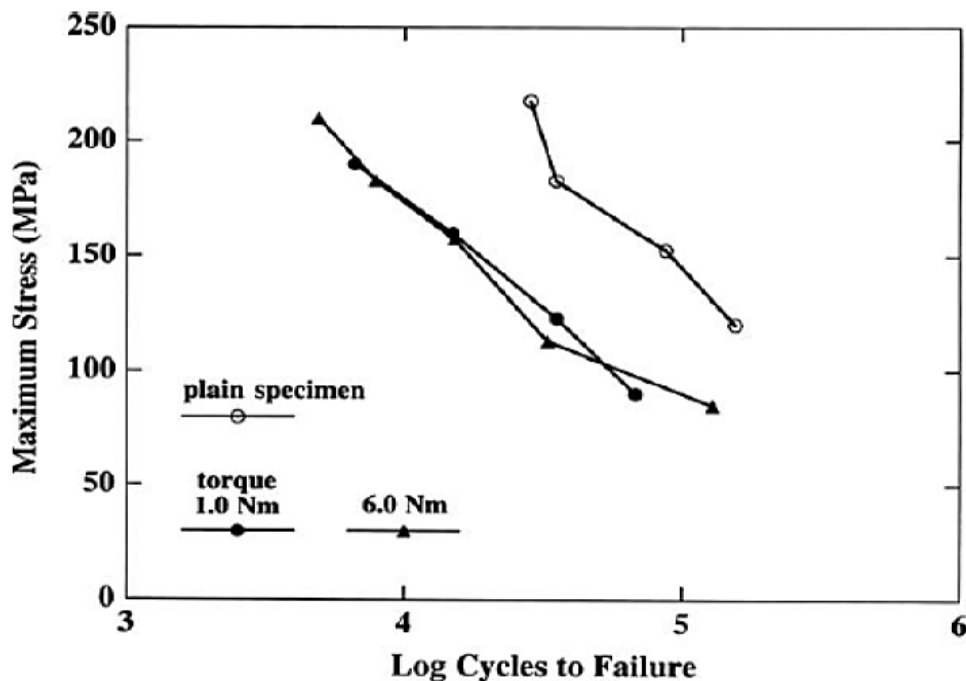


Figure I.31 : Courbes de résistance en fatigue d'un joint simple recouvrement et une éprouvette trouée (épaisseur des plaques=2mm), [43]

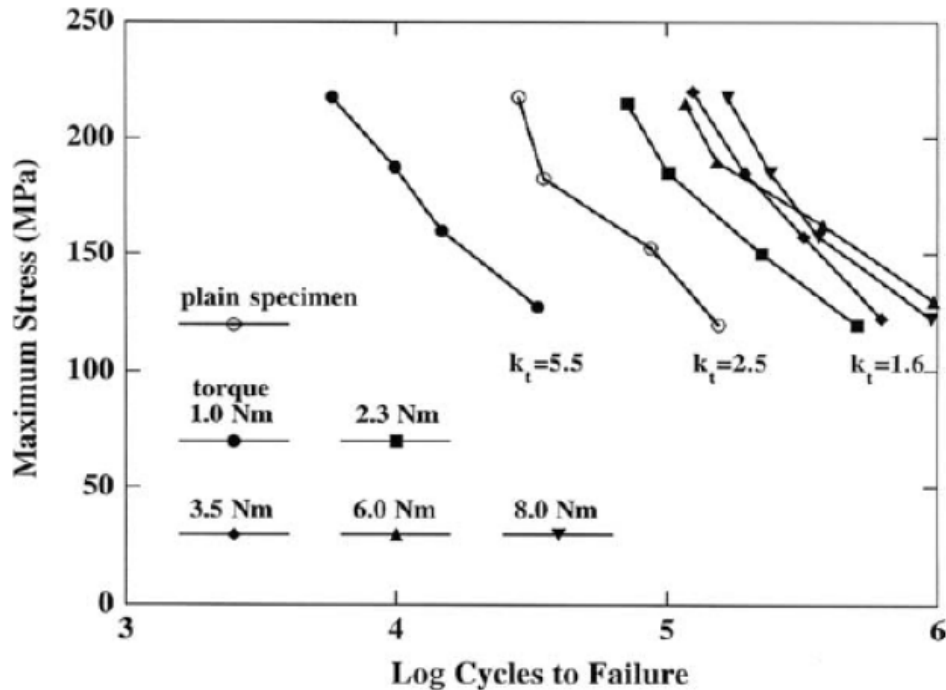


Figure I.32 : Courbes de résistance en fatigue d'un joint double recouvrement et une éprouvette trouée (épaisseur des plaques=2mm). [43]

Chakherlou et al en 2008 [44], ont effectués une enquête afin d'étudier l'effet du couple de serrage sur le comportement en fatigue des plaques boulonnées. Les essais de fatigue ont été réalisés à un chargement à amplitude constante en mode tension-tension et une onde de forme sinusoïdale, la fréquence de l'essai est 15 Hz avec un rapport de charge $R = 0$. Quatre lots d'essais de fatigue sont considérés (c'est-à-dire les éprouvettes trouées, et les autres sont serrées par un boulon avec différent couple de serrage). Huit essais pour chaque lot d'échantillons ont été menés avec différents niveaux de contrainte cyclique afin d'obtenir une courbe d'endurance.

La figure I. 33a présente la géométrie de l'éprouvette étudiée et la figure I. 33b illustre les résultats obtenus en termes des courbes d'endurances (SN). Ils ont constaté que la durée de vie augmente avec l'augmentation du couple de serrage si on fait une comparaison avec la durée de vie obtenue pour les éprouvettes trouées. Ils expliquent que le couple de serrage génère des contraintes de compression au bord du trou qui permet de retarder le risque d'amorçage des fissures au bord du trou et par conséquent une durée de vie importante.

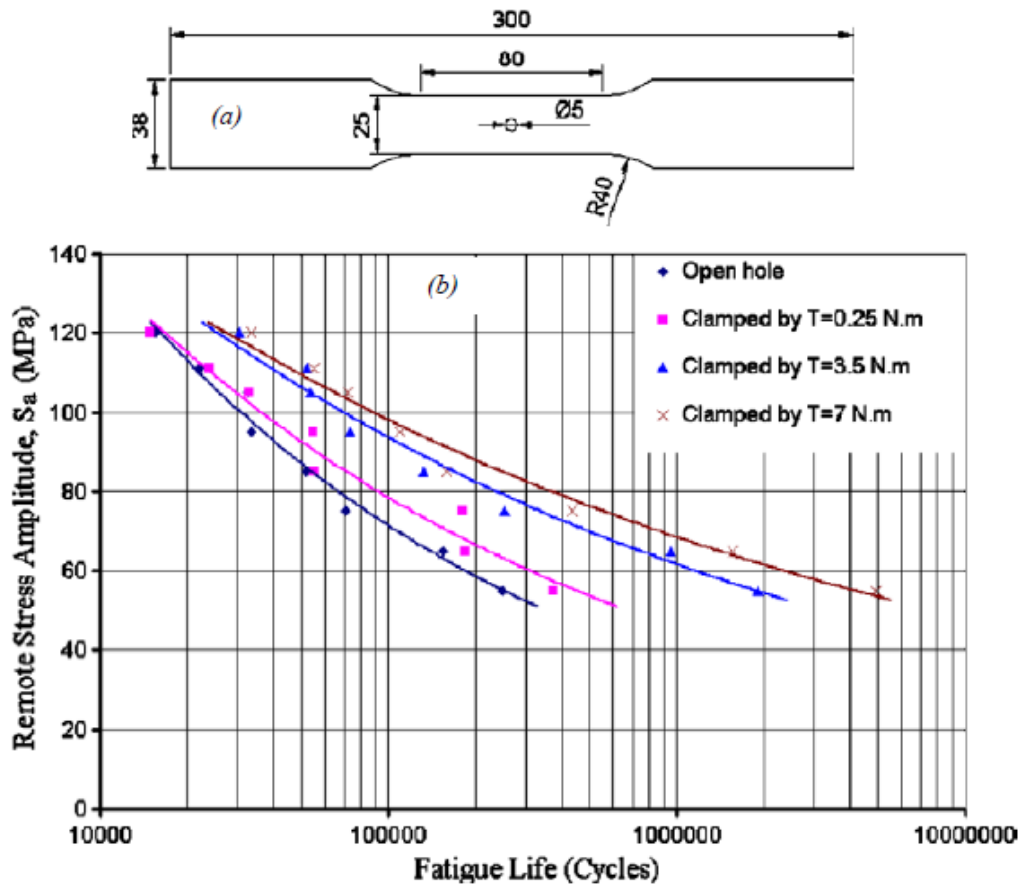


Figure I. 33 : a) Géométrie de l'éprouvette de fatigue ; b) courbe d'endurance des plaques boulonnées [44].

SanatWagle et HiroshiKato en 2009 . [45] ont utilisé une nouvelle méthode de détection d'endommagement par fretting fatigue, la mesure par ultrasons qu'il est un outil de détection non-destructive de la fissure à l'interface de l'assemblage boulonné. Au cours des essais de fatigue, deux types de ultrasons ont été réalisées (la mesure hors-ligne et la mesure en cours de processus), ils ont utilisé un transducteur à générer une onde longitudinale de 20 MHz de la fréquence avec une distance focale de 25,4 mm dans l'eau. La mesure hors-ligne a été réalisée comme le montre la Fig. I.34. Au nombre requis de cycles dans l'essai de fatigue, l'éprouvette a été retirée de l'appareil d'essai de fatigue, et situé dans un réservoir d'eau pour la mesure par ultrasons avec la méthode de l'immersion. L'onde ultrasonore a été irradiée sur la surface de l'échantillon à un angle de 30° par rapport au plan perpendiculaire à générer l'onde SAW. Le SAW propage à travers les surfaces de contact au bord du trou de vis, puis détectée par le capteur. La mesure ultrasonique en cours de processus a été effectuée par la méthode d'immersion locale avec un sac d'eau au cours de l'essai de fatigue, comme illustré sur la Fig. 2b. Le transducteur a été encapsulé dans le sac de l'eau et fixé avec une bande de

caoutchouc, comme illustré sur la figure. Le sac d'eau utilisé a été réalisé en caoutchouc de latex ayant une épaisseur de 69 μm .

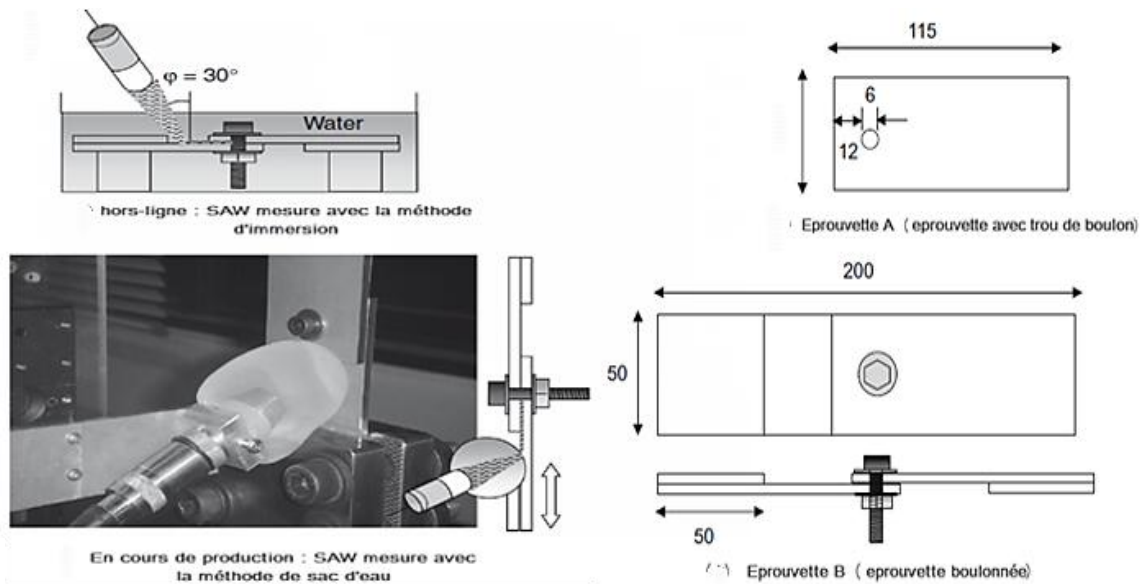


Figure I.34 : les étapes de mesure avec ultrasons de SAW et dimensions des éprouvettes [45].

Dans des travaux antérieurs, la mesure ultrasonore longitudinale a été effectuée par focalisation de l'onde ultrasonore sur le côté opposé de l'éprouvette, tandis que la surface de mesure de l'onde acoustique a été réalisée dans le présent travail. Au besoin nombre de cycles, l'appareil d'essai de fatigue a été maintenu à une charge moyenne du cycle de fatigue, et la mesure de SAW ont été effectués pour obtenir des échos de réflexion.

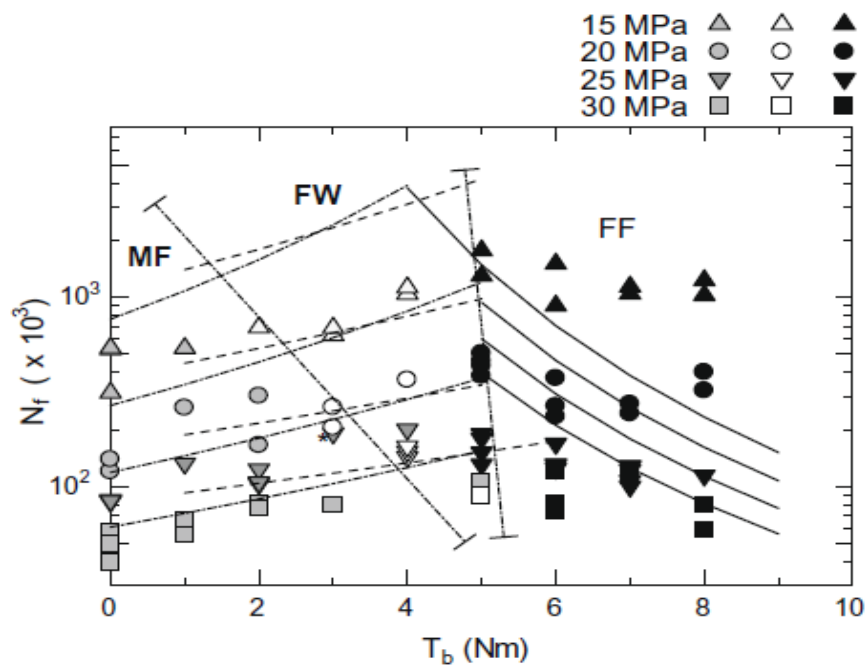
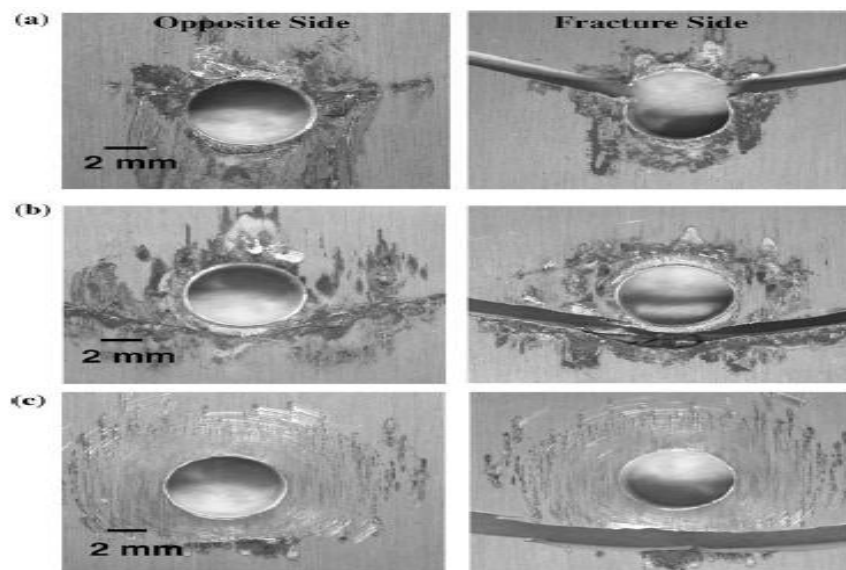


Figure I.35 : variation de nombre de cycle N_f en fonction de couple de serrage Pour différents contraintes [45].

Une relation obtenue entre le couple de serrage et la durée de vie en fatigue de l'éprouvette boulonnée à différentes amplitudes de contrainte, comme représenté sur la Figure I.35. Trois modes de défaillance sont présentés. Dans une gamme de petits couples, la durée de vie en fatigue de l'échantillon boulonné augmente avec le couple de serrage, et la rupture de la fatigue mécanique survenue au bord du trou de boulon, comme illustré sur la figure. I.36-a. Lorsque le couple de serrage a encore augmenté, la défaillance de l'usure de contact a eu lieu près du trou de boulon en raison de grave glissement des surfaces d'échantillons, et la durée de vie en fatigue augmente avec augmentation du couple de serrage, comme illustré sur la Figure I.36-b. À une gamme plus élevée du couple de serrage, la durée de vie en fatigue diminue avec l'augmentation du couple de serrage, et la rupture de la fatigue par frottement s'est produite près du trou de boulon, comme le montre la figure I.36-c. Quelle que soit l'amplitude de la contrainte, dans le cas de non-serrage (à savoir le chargement ou 0 N m), la durée de vie en fatigue était plus courte dans la gamme de mesure du couple de serrage. Des fissures de fretting fatigue d'environ 12 mm de longueur a été détectée dans le processus de la fatigue figure I.36. L'intensité de la réflexion de la fissure de fretting progressivement augmenté avec le nombre de cycles de fatigue. La position de la fissure estimée à partir de la mesure de SAW était en bon accord avec la valeur mesurée une. La mesure par ultrasons utilisant le sac de l'eau dans le présent travail démontre le potentiel de l'onde acoustique de surface comme un outil pour la détection non destructive de la fissure de fretting fatigue à l'interface de l'assemblage boulonné sous la condition fixée. La limitation de cette mesure par ultrasons avec le sac de l'eau est appropriée seulement pour l'objet plat.



Fatigue à 1 Nm ; (b) fretting usure à 3 Nm ; et (c) fretting fatigue à 8 Nm. [45].

Figure I.36 : Modes de rupture en fatigue pour différents couples de serrage et à 15 MPa de contrainte.

Chakherlou et al en 2009 [46], ont étudié l'effet d'un lubrifiant sur la réduction des dommages des surfaces de contact et l'amélioration de la durée de vie en fretting fatigue d'un assemblage boulonné à double recouvrement. Les essais de fatigue ont été réalisés à une charge à amplitude constante, avec un rapport de charge $R = 0$ et une fréquence de 15 Hz. Afin d'étudier l'effet de la lubrification sur la durée de vie en fretting fatigue, trois lots d'échantillons ont été étudiés. Dans deux lots d'assemblage les trous de fixation et les zones de contact sont graissés par deux huiles différents pour réduire l'effet du frottement à l'interface (huile 1 avec coefficient de frottement de 0,08 ; *Oil 1*) et huile 2 avec coefficient de frottement de 0,12 ; *Oil 2*), (Figure I. 37).

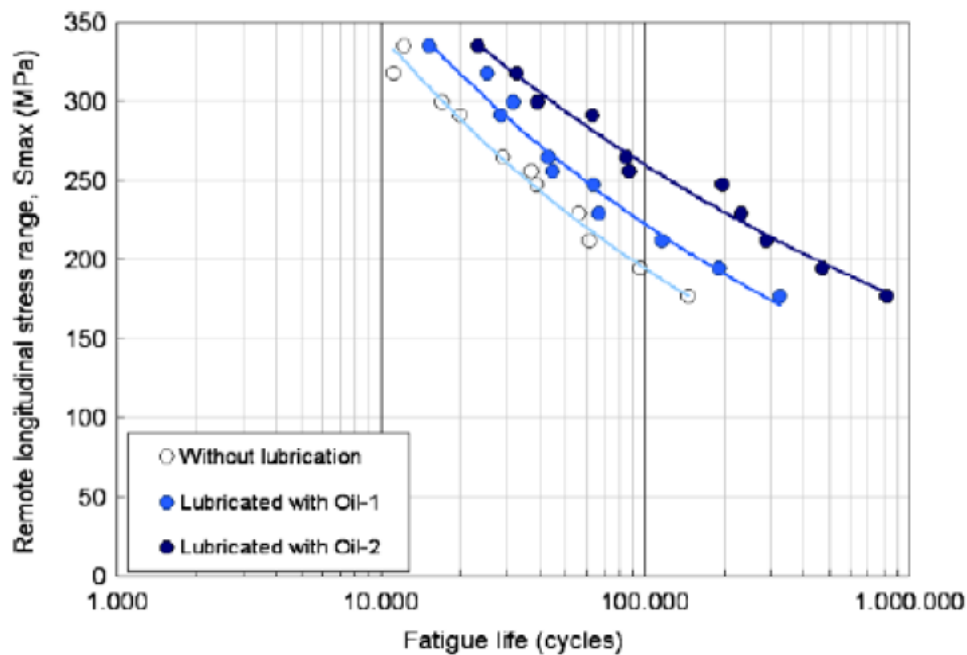


Figure I. 37 : Courbe d'endurance d'un assemblage boulonné à double recouvrement pour différents lubrifiants [46].

Ces auteurs observent, pour l'alliage d'aluminium, une réduction importante de la durée pour les assemblages non lubrifiés (*Without lubrication*). Tant dis qu'il y a une amélioration de la durée de vie en fretting fatigue pour les assemblages lubrifiés. Selon ces auteurs le coefficient de frottement a un effet déterminant sur la durée de vie de tel assemblage boulonné en fatigue.

Afin de localiser le lieu où il y a risque d'amorçage des fissures des observations microscopiques ont été réalisées par ces auteurs pour chaque échantillon. Les examens montrent que des fissures de forme elliptique sont initiées au milieu de la plaque suivant la direction de l'épaisseur que ce soit pour les assemblages non lubrifiés ou les assemblages

lubrifié avec huile 1, *Oil 1* (Figure I. 38a et b). Toutefois, des fissures de coin (semi-elliptique) sont initiées en surface au bord du trou pour le cas des assemblages lubrifié avec huile 2, *Oil 2* (Figure I. 38c).

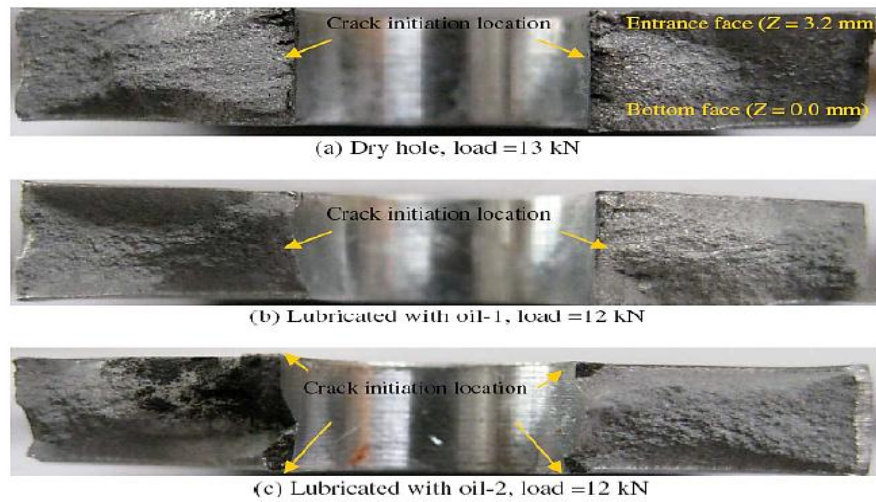
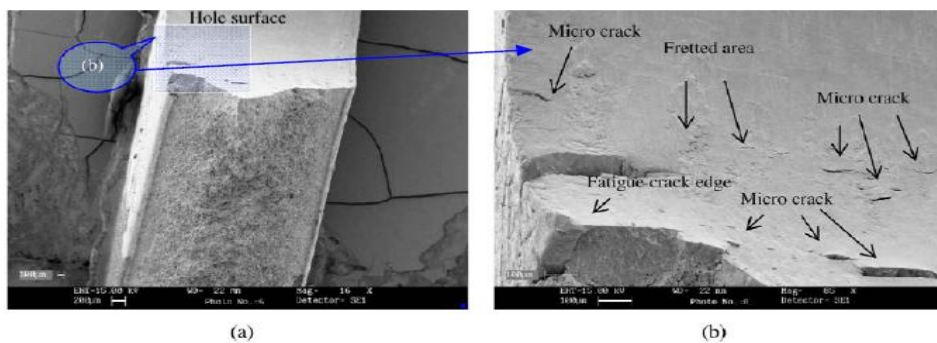


Figure I. 38 : Sections fracturées après essai de fatigue pour différents éprouvettes [46].

Ces auteurs montrent aussi que l'utilisation d'un lubrifiant peut améliorer la durée de vie en fretting fatigue. Ceci est confirmé par les analyses au MEB. La figure I.39 présente la zone d'amorçage de fissure pour l'assemblage non lubrifié et la figure I. 50 présente aussi la zone d'amorçage de fissure pour l'assemblage lubrifié avec huile 2, *Oil 2*.

Comme montre la figure I. 39, la combinaison des pressions de contact normal, contrainte de cisaillement importante due au frottement sous l'action de la charge cyclique conduit à une concentration de contact à l'interface de contact résulte une nucléation des microfissures, la coalescence de ces microfissures conduit à la formation d'une fissure qui va conduire par la suite à la rupture de l'assemblage. Pour le cas des assemblages lubrifié (figure I. 50), une réduction importante de la contrainte de cisaillement, des surfaces de contact très lisses (usure de petite taille) comparaison pour le cas non lubrifié.



(a) surface du trou à faible grossissement, (b) surface du trou avec un grossissement important

Figure I. 39 :Photos MEB pour un assemblage non lubrifié avec une charge cyclique de 12 kN [46].

Benhamena en 2011[47] a réalisé des essais de fretting fatigue sur des plaques boulonnées en aluminium 5086H24, dans le but d'étudier l'effet de fretting fatigue sur les assemblages boulonnés. Des différents couples de serrage ont été appliqués pour étudier l'effet de l'intensité du couple de serrage (force de contact) sur leur durée de vie et d'analyser le mécanisme de dégradation au bord du trou de fretting fatigue.

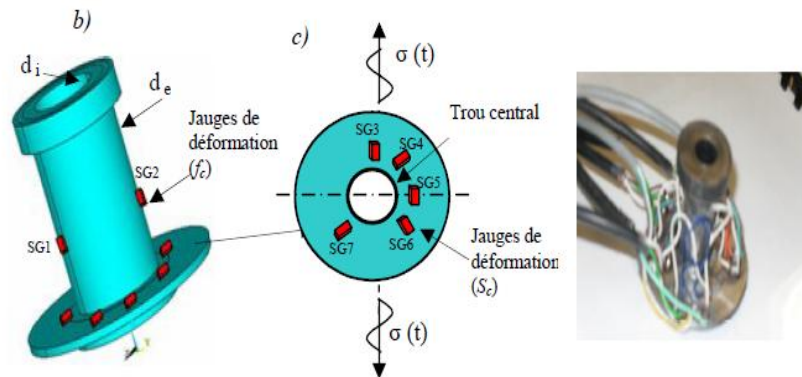


Figure I.40 : Les différentes positions des jauges sur le pad [47].

Un contre-corps (Pad) de fretting est fabriqué et équipé par des jauges afin de contrôler la force de serrage (couple de serrage) au cours des essais de fretting fatigue. Le pad est réalisé à partir d'un acier traité avec une surface de contact circulaire en bas et équipé par des jauges dans des positions différentes pour mesurer la déformation. (Figure I.40).

Tous les tests ont été effectués à la température ambiante sur une fréquence de 25 Hz à appliquer en tant que forme d'onde sinusoïdale d'amplitude constante à chargement cyclique rapport de contrainte (R) de 0,1. La contrainte axiale maximale utilisée pour cette étude était de 145 MPA, ce qui induit le glissement. Les essais de fatigue d'usure de contact ont été réalisés dans les forces de contact de 0 (sans contact), 4, 6, 8, 10, 12 kN, respectivement. Pendant les essais, le suivi expérimental est effectué via le suivi des signaux temporels de différents calibres (SG3-SG7).

Enfin, les spécimens ont été étudiés par microscopie électronique à balayage et à dispersion d'énergie des rayons X (SEM / EDS) est pour caractériser l'endommagement par fretting fatigue par l'évolution de la morphologie de surface, la dégradation de la zone de contact, quelques traces de micro-glissement, porter des cicatrices morphologie et le site de fissures initiation. Certains aspects du mécanisme d'adhérence (zone de collage), détachement de particules ont été analysés avec EDS.

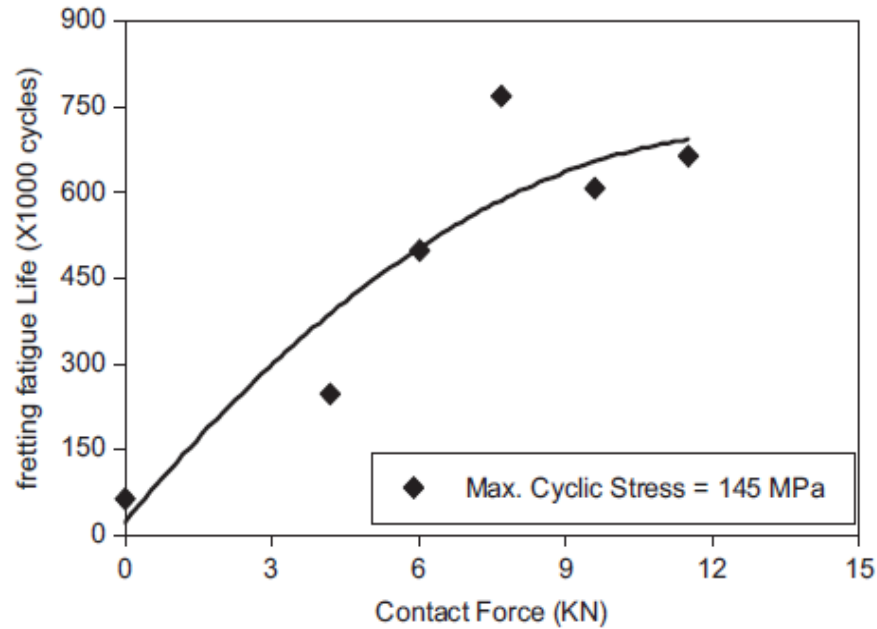


Figure.I.41 : Evolution la durée de vie de fretting fatigue avec la force de contacte [47].

La figure I.41 représente l'évolution de la durée de vie de fretting fatigue avec la variation de la force de contacte. Il est clair que lorsque la force de contacte augmente de 0 à 12 kN, la durée de vie augmente le frottement. Dans le cas de 12 kN, la durée de vie frottement est 10 fois supérieure que le cas sans contact (0kN). La durée de vie en fretting fatigue augmente lorsque la force de contact augmente. Cette augmentation de frottement à la fatigue pourrait être attribuée au transfert du mécanisme d'initiation de la fissure et le changement de la zone d'adhésion.

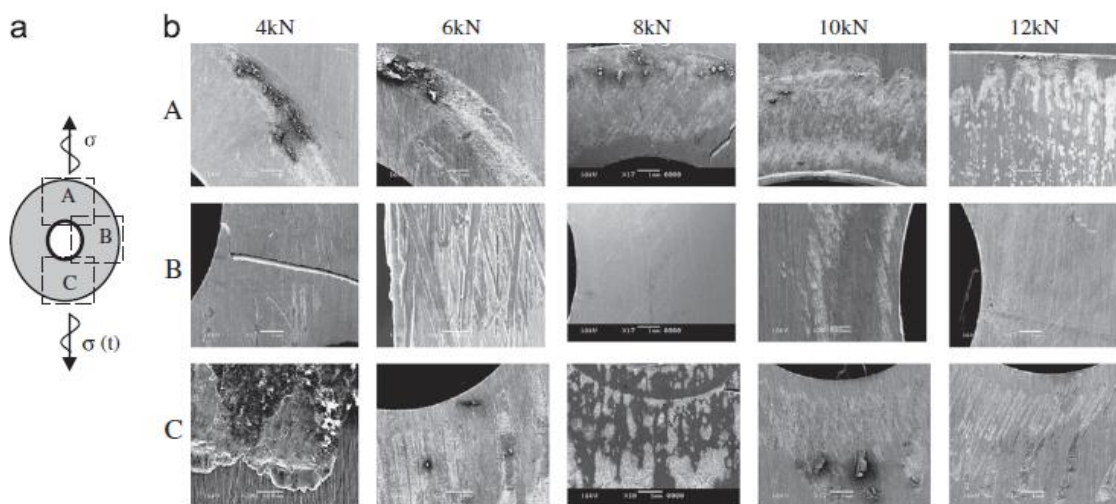
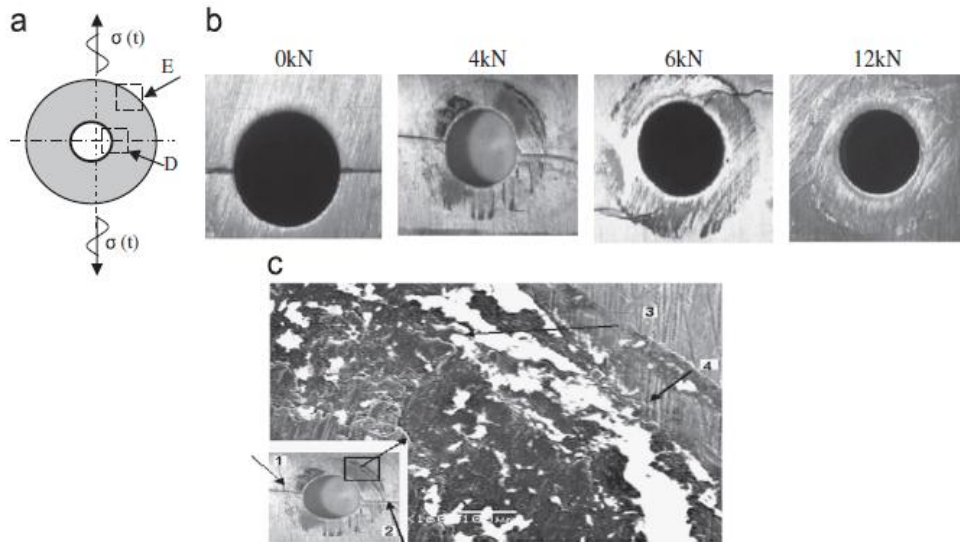


Figure I.42 : Evolution de surface morphologique avec la force de serrage dans les différentes positions.



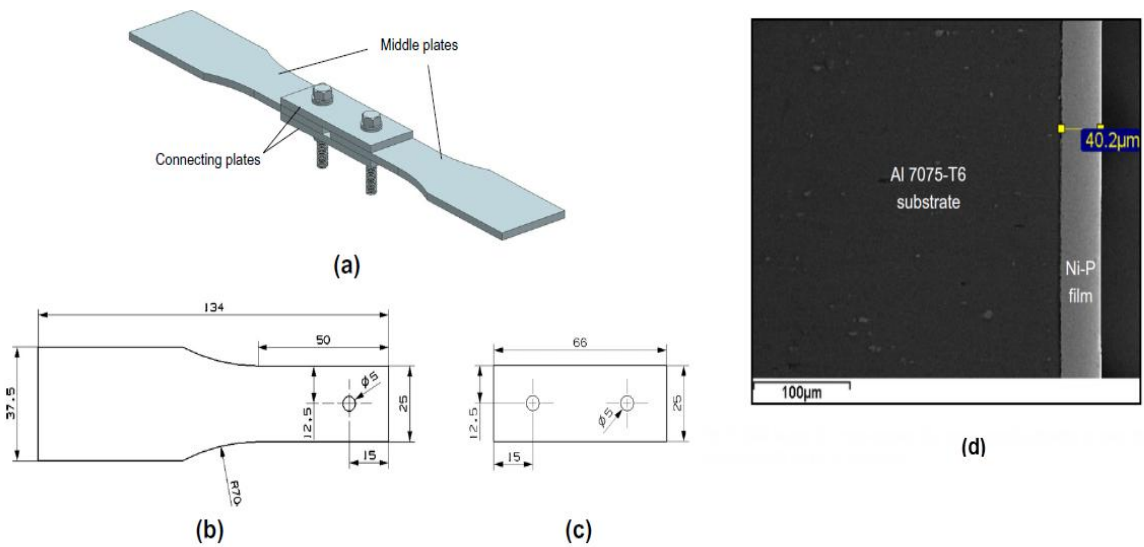
(a) schéma des sites d'initiation de fissure,(b) les sites d'initiations des fissures dans les différents forces de serrages,(c) la présence de point d'initiation de fissure au bord de trou.

Figure I.43 : Les points d'initiation des fissures [47].

Les sites d'initiation de la fissure changent à partir du bord du trou central (de concentration de contrainte) à fermer la frontière du contact, avec un angle compris entre 40 et 60 à partir de la direction de la charge cyclique en fonction de couple de serrage et le chargement cyclique. (Figures I.42 et I.43).

R.N. Ibrahim et R.H. Oskouei en 2012 [48] ont étudié l'effet des revêtements de nickel-phosphore sans courant sur le comportement de fretting-fatigue des plaques boulonnées d'Al 7075-T6. Des différents couples de serrage sont appliqués pour serrer les plaques avec le but d'étudier l'effet de la force de serrage sur la résistance à la fretting fatigue des joints. Des enduits nickel-phosphoreux sans courant (Ni-P) avec une teneur phosphoreuse élevée de 10-13 % poids et une épaisseur approximativement de 40 LM ont été déposés sur les plats d'aluminium, Ni-P revêtements ont été trouvées pour protéger Al 7075-T6 plaques serrée contre l'endommagement par fretting fatigue, même à de faibles charges de fatigue où les joints non couchés ont montré une grande réduction de leur durée de vie en raison des effets d'usure de contact. la résistance au fretting fatigue des plaques serrées fermement modérément et a été améliorée d'environ 30 à 40 avec succès% et 50-60% respectivement après l'application des revêtements Ni-P. En outre, des fissures de fatigue ont été trouvés à la surface extérieure du substrat d'aluminium au bord du trou associée à des défauts nodulaires dont l'effet délétère a été plus prononcé à des charges cycliques élevés. Le dépôt de Ni-P a présenté une très bonne adhérence au substrat à des charges faible et modéré ;

cependant, délaminations considérables et une fracture du film de revêtement à des charges cycliques élevées ont été observés



(a) éprouvette assemblée, (b) plaque intermédiaire ; (c) le joint, (d) Image de SEM d'une section transversale d'un échantillon enduit montrant même un dépôt approximativement de 40 LM d'épaisseur

Figure I.44 : Epreuve boulonnée de double revêtement [48].

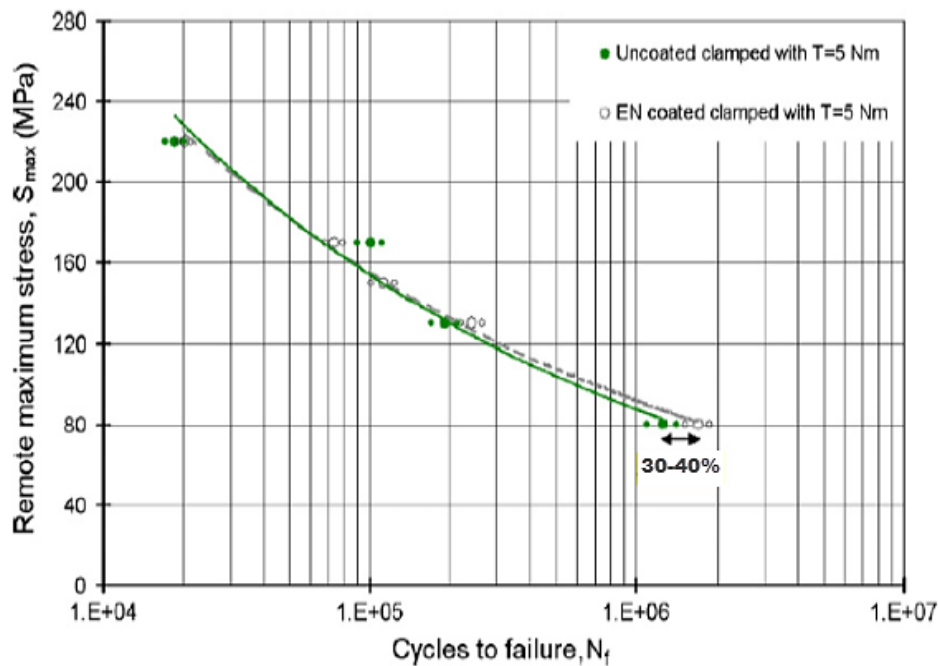


Figure I.45 : Courbe S-N des éprouvettes boulonnées avec et sans revêtement pour le couple de serrage $T=5\text{N.m}$ et $R=0.1$ [48].

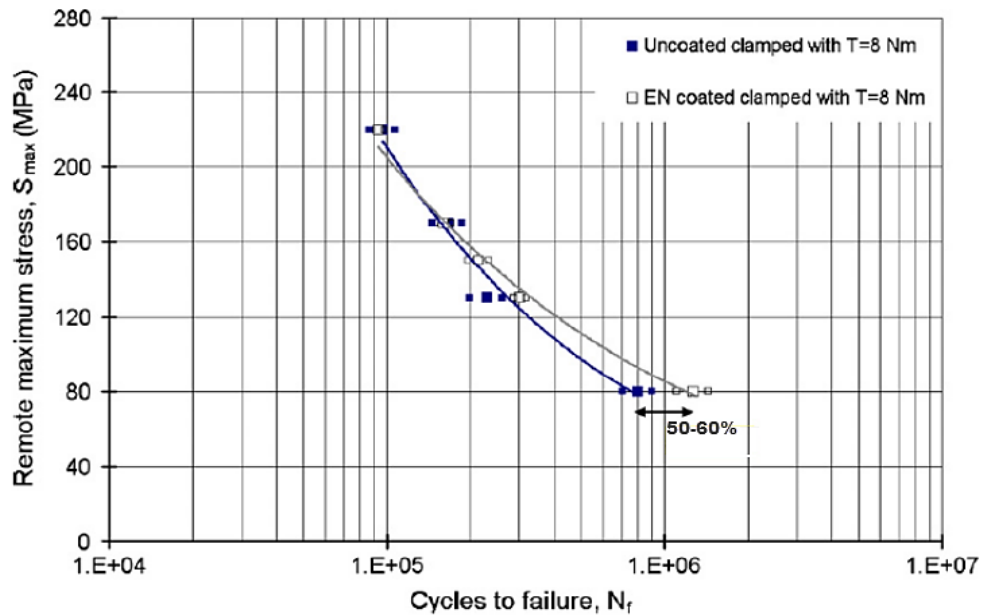


Figure I.46 : courbe S-N des éprouvettes d'Al 7075-T6 avec et sans revêtement pour $T=8\text{N.m}$ et $R=0.1$ [48].

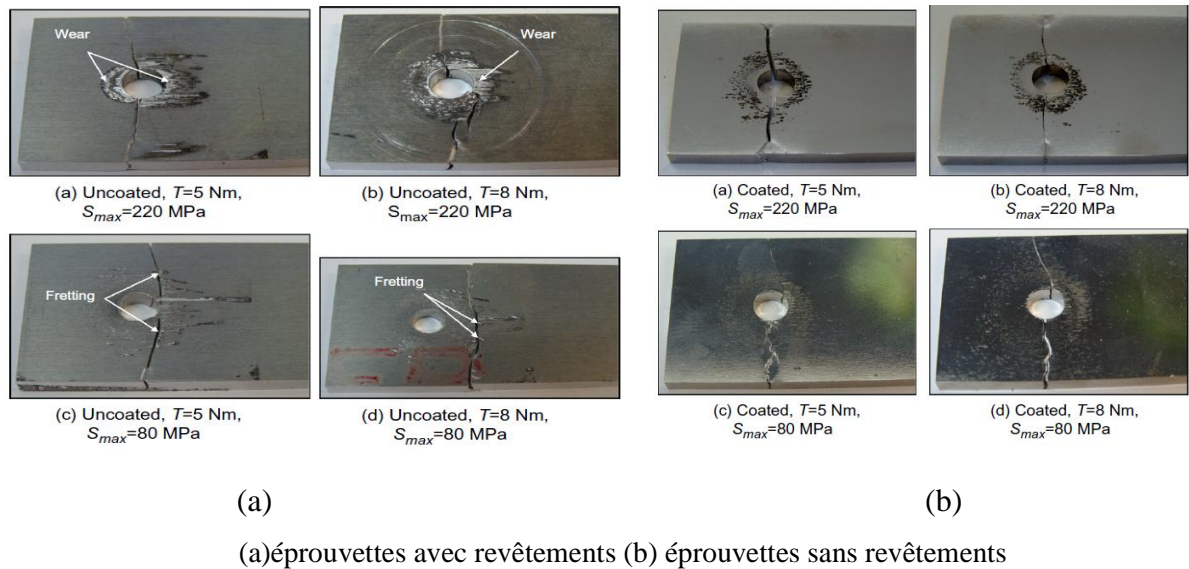


Figure I.47 : Plaques intermédiaires des éprouvettes pour $T=5\text{N.m}$ et $T=8\text{N.m}$. [48]

La durée de vie des plaques sous fretting fatigue ont été améliorés avec succès par approximativement 30-40% et 50-60% respectivement après l'application des enduits de point de contact. En outre, des plages de fatigue ont été trouvées sur la surface externe du substrat d'aluminium au bord du trou lié aux défauts nodulaires dont l'effet nuisible était plus prononcé aux charges cycliques élevées. Le dépôt de point de contact a présenté une adhérence très bonne au substrat à de basses et modérées charges ; cependant, on a observé des décollements et la rupture considérables du film enduisant aux charges cycliques élevées.

Les résultats et les observations expérimentaux ont montré que les joints serrés par 8 Nm ont été plus influencés par fretting fatigue par rapport au joint de 5 Nm en particulier à des charges cycliques modéré et faible. Ceci est clairement visible à partir des courbes S-N représentés sur la figure. 5 où la courbe 8 Nm approche de la courbe 5 Nm et enfin montre une vie de fatigue plus courte à la plus faible charge cyclique. En outre, les fretting sites de dommages dans le cas de 8 Nm de couple ont été trouvés à se déplacer loin de la frontière d'un trou à une région de érosion forte comparativement à 5 Nm (Fig. 10c et d). La grande friction introduite entre les plaques de contact par suite de la force de serrage supérieur est responsable d'intensifier fretting rupture par fatigue dans les articulations 8 nm. Il est donc entendu qu'une force de frottement entre les plaques de contact ont augmenté en raison d'une force de serrage supérieur appliqué peut accélérer de manière significative frottement rupture de fatigue quand une petite amplitude mouvement oscillatoire est fourni.

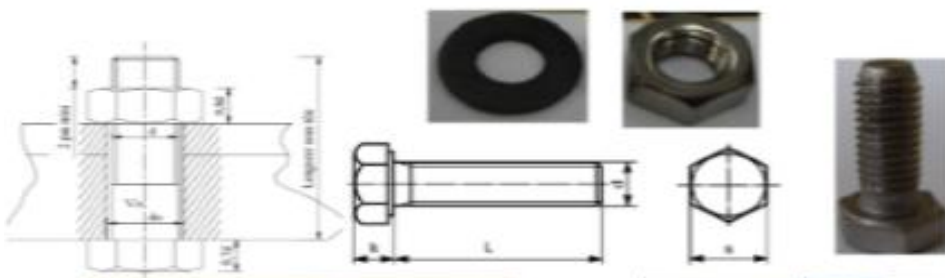
I.4 Conclusion et position du problème :

Il y a plusieurs travaux dans le domaine de fretting fatigue, mais on peut remarquer que les auteurs ont limités soit à des configurations à simple recouvrement ou double recouvrement et ces pièces à assemblées sont de même nature (même matériau) et même géométrie. Ce nombre de résultats est insuffisant pour juger ces conclusions pour le cas des assemblages même il n'y a plus des travaux pour ce type d'assemblage pour faire une comparaison. S'il existe, Ce n'est pas le même cas pour notre modèle géométrique et mécanique un assemblage d'Acier et Aluminium. Des autres essais avec d'autre condition de chargement mais avec un changement approprié afin de confirmer les hypothèses pour simuler le phénomène de fretting de tel assemblage boulonné. Notre travail de mémoire sera basé sur une simulation numériques contient avec précision tous les propriétés des matériaux utilisés et avec toutes les conditions de chargement, Les couples de serrage et les coefficients de frottement entre les éléments de contact. Afin de prédire le comportement d'un assemblage boulonné sous l'effet de fretting fatigue, et pour déterminer les champs des contraintes et des déformations ainsi que des déplacements pour identifier leur influence sur les sites d'amorçage de fissure, et aussi pour prévoir exactement le point d'initiation de fissure.

La simulation sera comparé avec une étude expérimental qui nous avons fait dans le laboratoire LMRS, avec tous les conditions des chargements qui nous permettrons d'étudier l'effet de fretting fatigue.

Chapitre II :

Etude expérimentale



Chapitre II : Etude expérimentale

Cette partie est consacrée à la présentation des éléments relatifs à l'approche expérimentale utilisée dans notre thèse. Dans le but de faire l'étude des assemblages boulonnés (acier-aluminium) sous sollicitations de fretting-fatigue, en premier lieu, des essais de traction ont été fait sur des plaques en aluminium et en acier afin de caractériser les deux matériaux. En second lieu, des essais de fatigue ont été mené pour des éprouvettes trouées et autre non trouées en l'alliage d'aluminium, pour obtenir la courbe S-N afin d'étudier l'effet de la discontinuité géométrique sur la durée de vie. Et finalement des essais de fatigue sur des assemblages boulonnés (acier-aluminium) afin d'étudier l'effet de fretting fatigue, une étude comparative des mécanismes de rupture dans la zone de contact. L'observation des faciès de rupture permet de comprendre les phénomènes et les mécanismes mis en jeu. Et Pour cela, différentes techniques ont été utilisées : appareil photo numérique, le microscope optique. Et tous ces éléments sont nécessaires pour constituer une banque de données qui permettra de valider notre simulation numérique.

II.1 Protocole expérimental

Pour bien assimilé le comportement des assemblages boulonnés (acier-aluminium) sous sollicitations de fretting-fatigue, le protocole expérimental adopté s'articule autour de trois axes :

- des essais de traction sur des éprouvettes en acier galvanisé et en d'aluminium 6082-T6 afin de déterminer les propriétés mécaniques de ces matériaux.
- des essais de fatigue sur des éprouvettes trouées et autre éprouvettes non trouées, pour obtenir la courbe S-N afin d'étudier l'effet de la discontinuité géométrique sur la durée de vie.
- des essais de fretting-fatigue sur des assemblages boulonnés (acier-aluminium)

II.2 caractéristiques des matériaux (essais de traction)

Des essais mécaniques de traction ont été réalisés au sein de laboratoire de matériaux et systèmes réactif (LMRS), à L'université Djilali labbes de sidi bel abbés.

La machine utilisée est une machine universelle electro-hydraulique asservie INSTRON de capacité 100 KN en statique et 50 KN en dynamique (figure II.1). La géométrie des éprouvettes est présentée par la figure II.2.



Figure II.1 dispositif de l'essai expérimental.

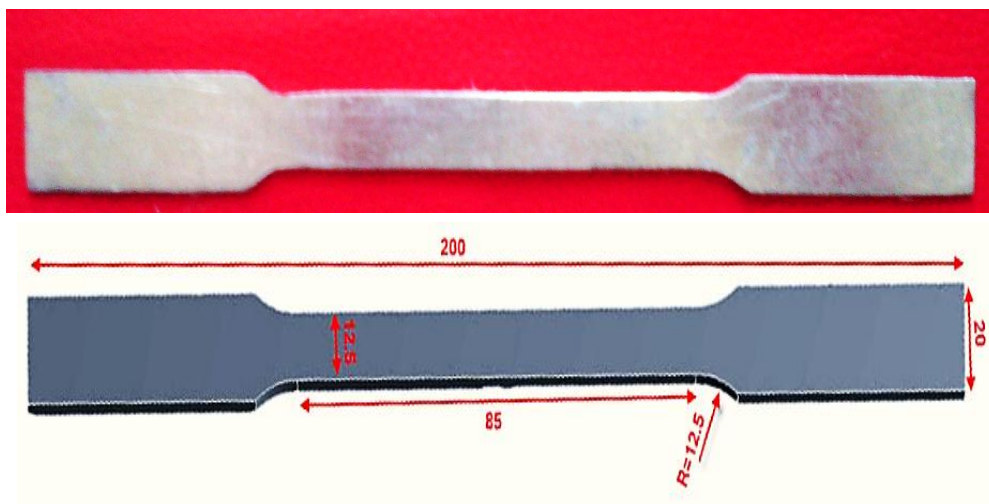


Figure II.2. Géométrie de l'éprouvette de traction utilisée.

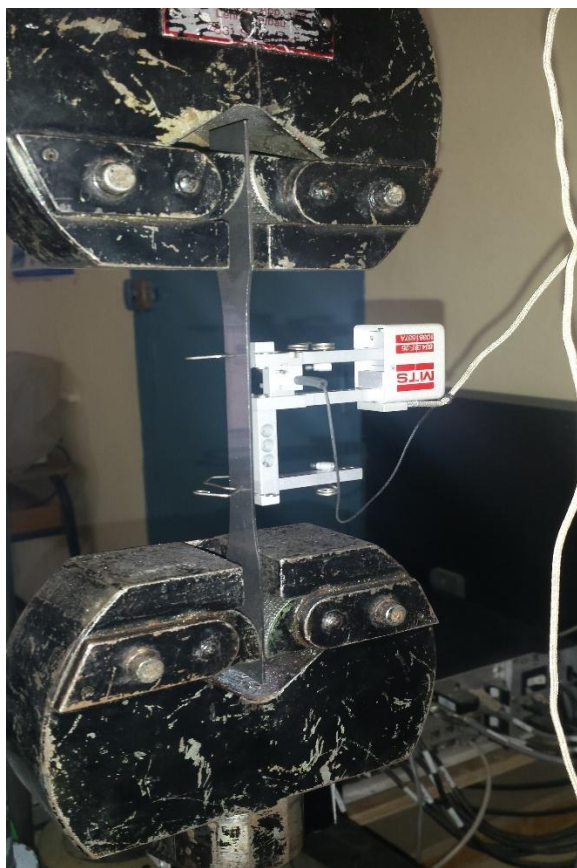
II.2.1 Essai de tractions sur Acier Galvanisé

L'acier utilisé comme joint ou plaque de recouvrement est un acier galvanisé de nuance H300LAD+Z, dont la composition chimique est présentée, dans (le tableau II.1).

Tableau II. 1: Compos-chimiques de l'acier galvanisé.

%	C	Si	P	Mn	S	ALN	Fe
Acier	0,1	0,5	0,03	1	0,025	0,025	Reste

Pour déterminer les caractéristiques mécaniques globales de ce matériau, nous avons effectué des essais de traction simple (figure II.3) sur des éprouvettes de type «haltère» usinées dans des tôles d'acier (sens long). La géométrie des éprouvettes est décrite dans la figure II.2.

**Figure II.3** dispositif de l'essai de traction.**Tableau II.2 :** Propriétés mécaniques et physique de l'acier

Module de Young (MPa)	Re (MPa)	Rm (MPa)	Coefficient de Poisson	Allongement (%)	Dureté (HV)
210000	340	430	0,27	23	170

La figure II.4 donné la courbe contrainte vraie – déformation vraie qui présente un comportement élasto-plastique de l'acier.

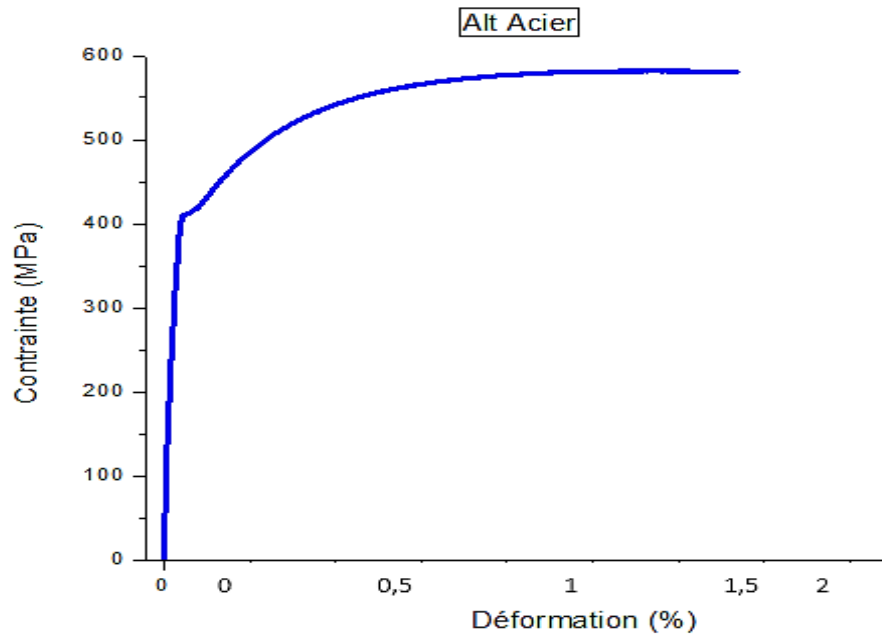


Figure II.4 : Courbe rationnelle de l'acier Galvanisé.

II.2.2 Essai de traction sur Aluminium 6082-T6

L'aluminium 6082-T6 est l'alliage le plus utilisé de la série 6000 pour sa ténacité élevée, qui est communément utilisé pour l'usinage et dans le domaine des transports. Dont la composition chimique est présentée, dans le tableau II.3.

Tableau II.3 : Composition chimique en pourcentage massique de l'aluminium 6082-T6.

Élément En (%)	Si	Mg	Fe	Cu	Mn	Cr	Zn	Ti	Autre chaque	Autre total	Al
Aluminium 6082-T6	1,3	1,2	0,5	0,1	1,0	0,25	0,2	0,1	0,05	0,15	98,3

Pour déterminer les caractéristiques mécaniques globales de ce matériau, nous avons effectué des essais de traction simple sur des éprouvettes de type «haltère» usinées dans des tôles d'aluminium (sens long) série 6082T6. La géométrie des éprouvettes est décrite dans la figureII.2.

La figure II.5 donne la courbe contrainte déformation qui présente un comportement élasto-plastique du matériau.

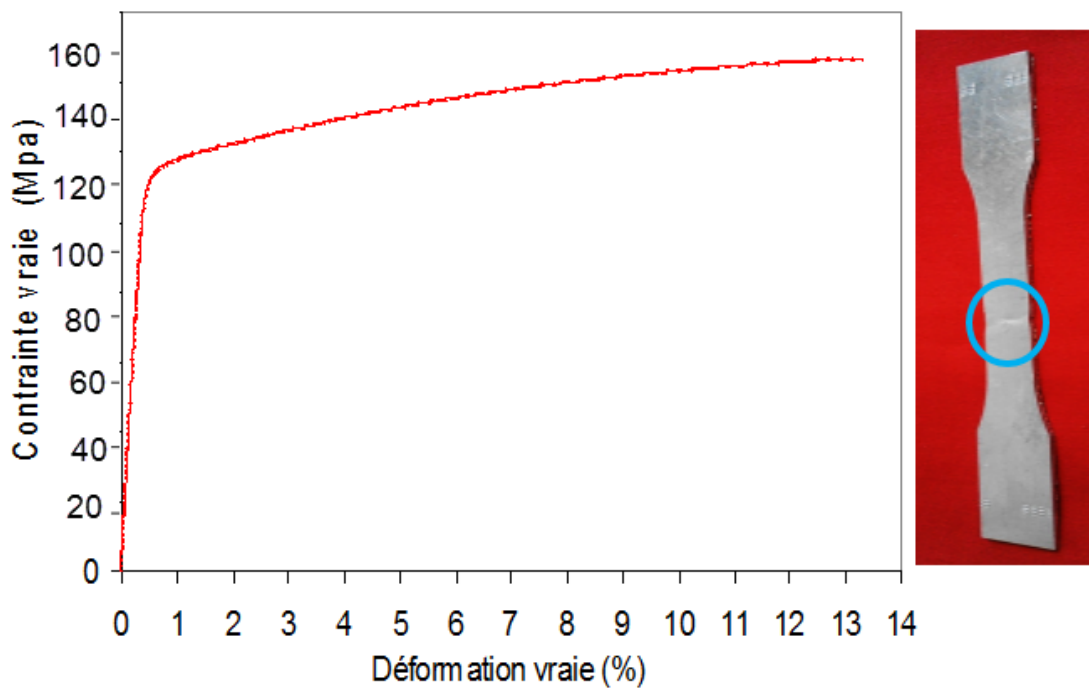


Figure II.5 : Comportement en traction de l'alliage d'aluminium 6082-T6.

Le comportement de matériau est modélisé par une loi puissance du type Ramberg-Osgood sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p \\ \sigma = E \cdot \varepsilon_e & \text{pour } \sigma \leq \sigma_e \\ \sigma = \sigma_e + K \varepsilon_p^n & \text{pour } \sigma > \sigma_e \end{cases}$$

Avec ε_e : la déformation élastique vraie ε_p : la déformation plastique vraie
 σ_e : la contrainte à la limite d'élasticité E : le module d'Young
 n, K : coefficient d'écrouissage

Les caractéristiques mécaniques de matériau sont données dans le tableau II.4 suivant :

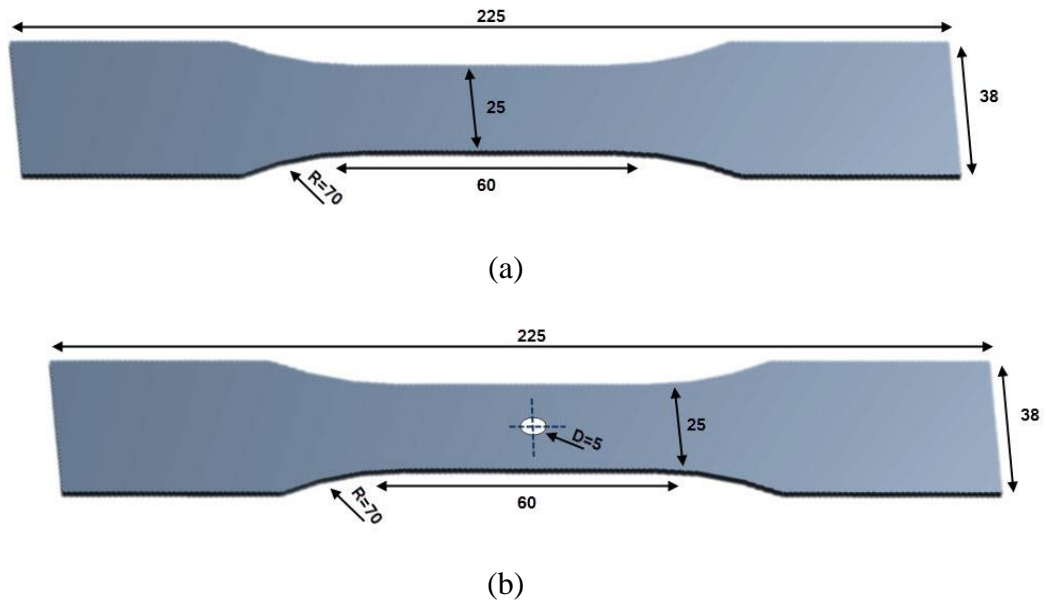
Tableau II. 4: Caractéristique mécaniques de traction

R_e (Mpa)	R_m (Mpa)	n
120	150	0,10

II.3 Essai de fatigue

II.3.1. Géométrie des éprouvettes

Afin de déterminer l'effet d'une discontinuité géométrique sur la durée de vie. Des éprouvettes trouées et autre non troué sont montrés dans la figure II.6.



(a) Eprouvette non trouée, (b) Eprouvette trouée.

Figure II.6 : Géométrie des éprouvettes de fatigue.

II.3.2 Chargement des éprouvettes

Afin d'obtenir la courbe d'endurance de ce matériau, les essais de fatigue ont été effectués à l'air ambiant, avec un chargement à amplitude constante et avec un rapport de charge 0,1. La fréquence utilisée est de 10 Hz (Tôles moins de 3mm). Ironique

II.4 Essais de fretting fatigue

II.4.1 Choix De L'éprouvette

Nous avons fait le choix de cet type d'éprouvette boulonnée de double recouvrement qui permis d'étudier l'effet de fretting fatigue d'un l'assemblage boulonnée multi-matériaux. L'épaisseur de la tôle utilisée pour la fabrication des éprouvettes est : 2 mm pour l'aluminium et 1 mm pour l'acier. La figure II.7 montre le montage utilisé pour simuler l'essai de fretting fatigue.

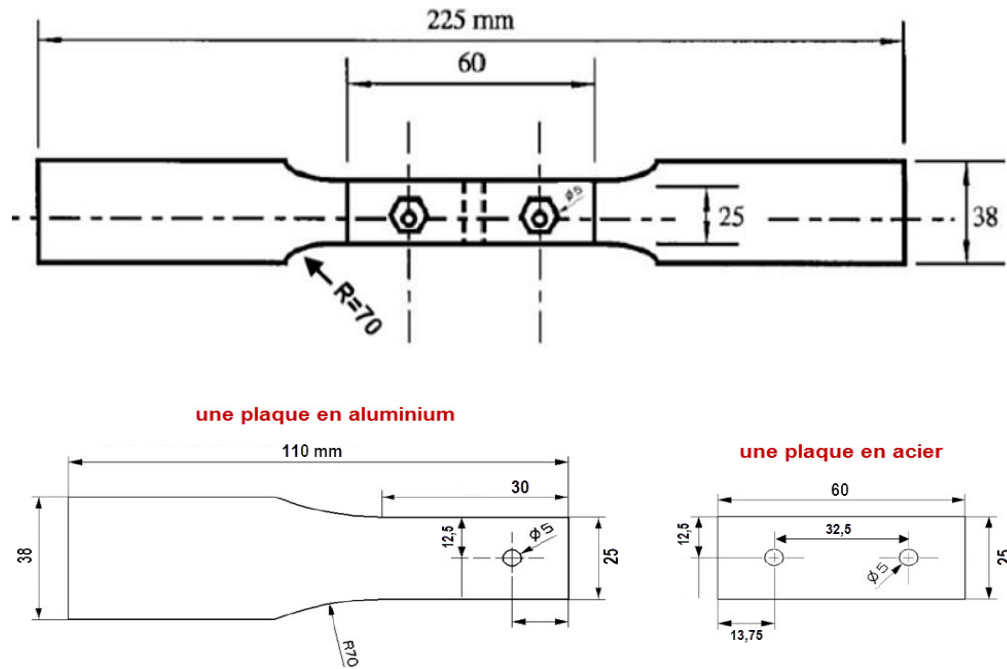


Figure II.7 préparation des éprouvettes boulonnées.

II.4.2 Choix des éléments d'assemblage

1. Choix des Boulons

Les boulons utilisés sont en acier inoxydable de classe 4.8, dont les dimensions sont :

- Diamètre nominal du boulon : 5 mm
- Pas : 0.8
- Diamètre d'appui intérieur du boulon 4.019 mm

- Diamètre d'appui extérieur du boulon 4.48 mm
- $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$, $R_e = 320 \text{ N/mm}^2$
- tête de boulon (clef=8, et épaisseur =3,5 mm).

2. choix d'Ecrou :

L'écrou hexagonal M5 dont les dimensions sont

- Contrainte minimale à la traction
- Pas = 0.8
- Diamètre minimal surface appui 4
- Diamètre maximal surface appui 5
- Epaisseur=4mm.

3. Choix de la rondelle

Une rondelle plate M5, dont les dimensions sont :

- Diamètre minimal = 5.3 mm
- Diamètre maximale = 10 mm
- Epaisseur =1 mm

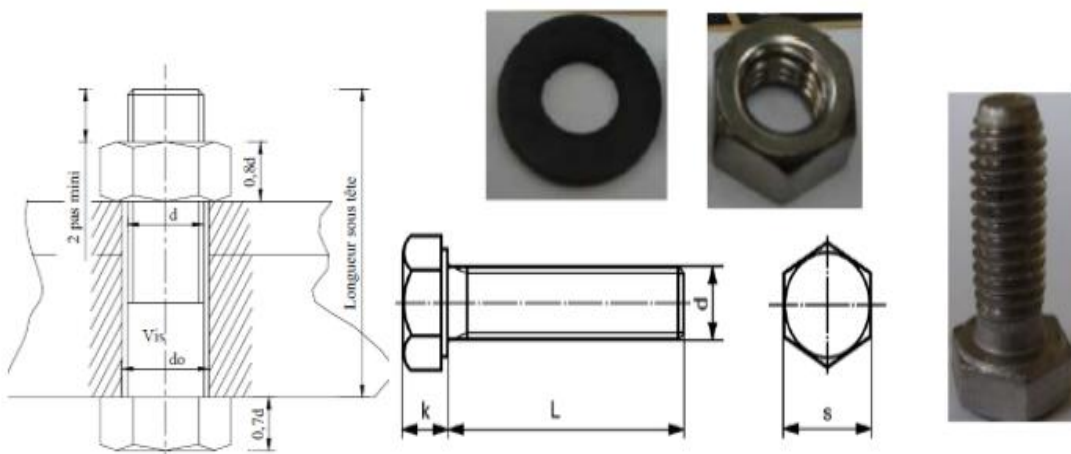


Figure II.8 vis, écrou, rondelle.

II.4.3 Chargement des éprouvettes :

Le niveau de la charge maximale est 3.36 KN qui correspond à 70 % de la limite d'élasticité de cet alliage aluminium, différent niveau de couple de serrage ($T = 4, 3.38, 2.4$ et 2 N.m).



Figure II.9 : Montage utilisé pour simuler l'essai de fretting fatigue.

II.4.4 Le couple de serrage :

Pour les assemblages filetés, le montant de couple T nécessaire pour atteindre un montant de la précharge (force de serrage f_c) dans un boulon, dépend du pas de la vis, le coefficient de frottement dans le filetage, diamètre de la vis, le coefficient de frottement entre la tête du boulon et la pièce à assembler ainsi que le diamètre moyen de la surface de contact. La relation couple-effort est exprimée par l'équation (I.3) sous la forme suivante :

$$T = (0.161p + 0.583 \mu_t d + \mu_h r_m) f_c$$

Note : $\mu = 0,2$ (Montage à sec).

L'expression précédente met bien en évidence les trois composantes du couple de serrage :

- 1er terme : couple utile qui permet la mise sous tension f_c du boulon et assure le serrage des pièces assemblées, dans le cas d'une liaison parfaite (représente environ 10% du couple total appliqué).
- 2ème terme : couple servant à vaincre le frottement des filets de l'écrou sur la vis (représente environ 40% du couple total appliqué).
- 3ème terme : couple servant à vaincre le frottement de l'écrou sur la rondelle ou les pièces assemblées (représente environ 50% du couple total appliqué).

II.4.5 Méthodes de détection de fissure :

- Analyse Microscopique :

L'analyse microscopique a été réalisée à l'aide d'un microscope optique de la marque Miltutoya MT permettant à un grossissement optique maximum WF 4 x 10 (figure II.10).



Figure II. 10 : Microscope optique.

II.5 Résultats expérimentaux :

II.5.1 Résultats des essais de fatigue :

Afin de déterminer l'effet d'une discontinuité géométrique (trou) sur la durée de vie de telle pièce mécanique, des essais de fatigue à amplitude constante avec un rapport de charge $R = 0.1$ ont été réalisés sur des éprouvettes en aluminium trouée et non trouée.

Quatre niveaux de chargement sont utilisés (96, 84, 72 et 60 Mpa). Les figures II.12 et II.13 représentent l'évolution de la contrainte maximale (σ_{\max}) en fonction du nombre de cycles à la rupture (N_f) pour le cas des éprouvettes non trouées et les éprouvettes trouée. Cette dernière sera utilisée par la suite pour l'essai de fretting fatigue. Cette courbe a été modélisée par l'équation de Basquin.

$$\sigma_{\max} = \alpha \cdot N_f^\beta \quad (\text{II.1})$$

Où, σ_{\max} est la contrainte maximale appliquée et N_f est le nombre de cycles à la rupture pour cette contrainte, α et β sont des constantes.



Figure II.11 résultats des essais expérimentaux sur les éprouvettes trouées et non trouées.

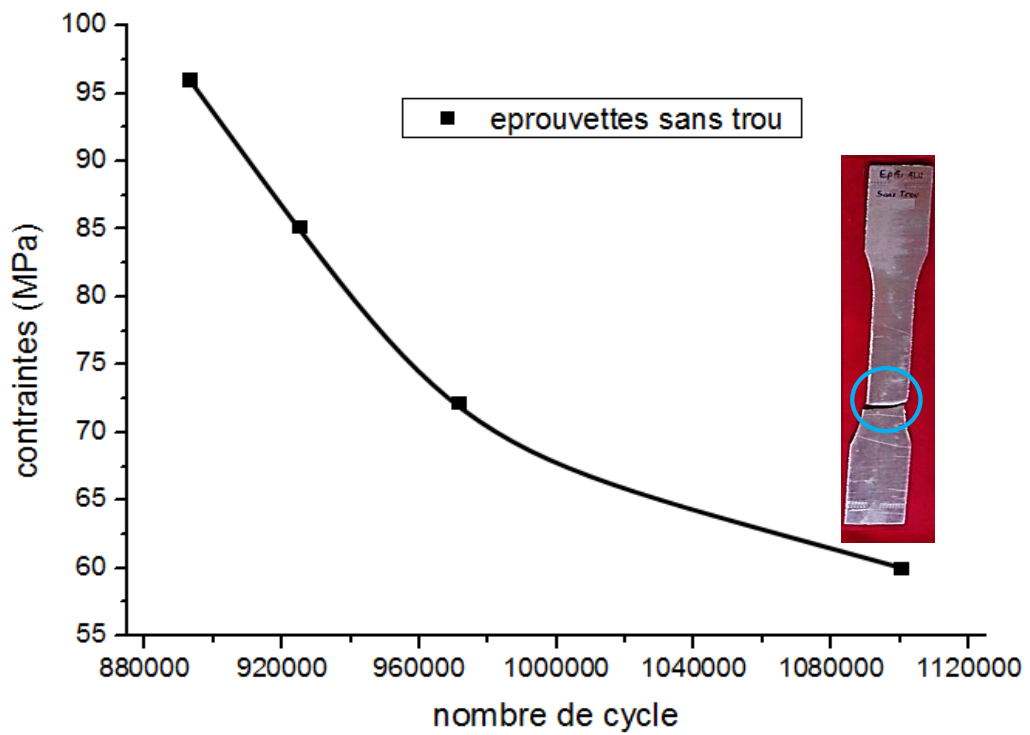


Figure II.12 Résultats expérimentaux des éprouvettes non trouées.

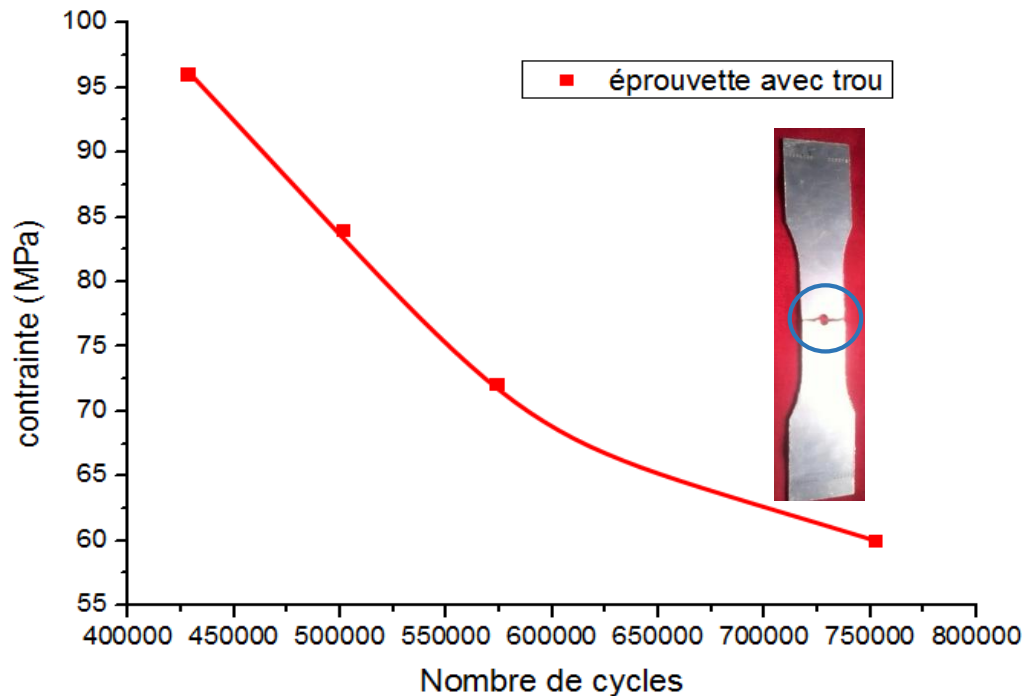


Figure II.13 Résultats expérimentaux des éprouvettes trouées.

Nous remarquons depuis les figures II.12 et II.13 que quelle que soit le type d'éprouvette (trouée ou non) la durée de vie en fatigue diminue avec l'augmentation de la contrainte appliquée.

Nous remarquons aussi à une même contrainte cyclique (σ_{max}) le nombre de cycles à la rupture pour l'éprouvette trouée est plus faible que celle pour l'éprouvette sans trou. Ce phénomène peut être expliqué par l'effet de concentration de la contrainte au bord du trou qui accélère l'amorçage et la propagation de fissure à un nombre de cycle de rupture faible.

II.5.2 Résultats des essais de fretting fatigue :

Premièrement et avant d'étudier l'effet de force de serrage sur la durée de vie nous avons fait des essais de fretting fatigue avec un couple de serrage de 2 N.m et une variation de contrainte appliquées.

La figure et II.14 montre la variation de la durée de vie en fonctions de contraintes appliquées pour un couple de serrage 2 N.m, les points de courbe la durée de vie en fretting fatigue (N_r) diminue rapidement avec l'augmentation du contraintes. L'amplitude de la charge cyclique est un variable clés qui contrôle la durée de vie en fretting fatigue dans tel assemblage boulonné.

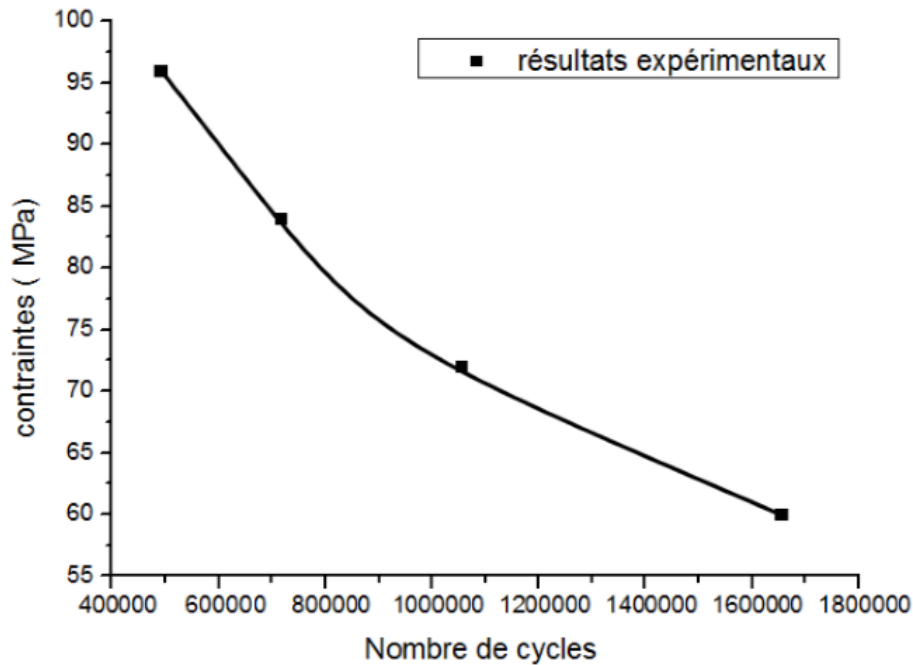


Figure II.14 Résultats expérimentaux des essais de fretting fatigue pour un couple de serrage 2N.m.

Le couple de serrage (force de serrage) est le paramètre qui contrôle la durée de vie des assemblages boulonnés soumis aux sollicitations de fretting fatigue. Cette partie est consacrée à l'étude de ce paramètre sur la durée de vie en fretting fatigue des plaques boulonnées.

Les éprouvettes utilisées sont des assemblages boulonnés Acier-Aluminium (la figure II.7) afin d'étudier l'effet de l'intensité du couple de serrage (force de contact) sur leurs durée de vie et d'étudier le mécanisme de dégradation des surfaces de contact par fretting,

Nous avons utilisé différents couples de serrage ($T = 4, 3.38, 2.4$ et 2 N.m), avec un chargement cyclique de 84 MPa (le rapport de charge $R = 0,1$ et une fréquence de 10 Hz). Le niveau de la charge correspond à 70% de la limite d'élasticité de cet alliage aluminium.

La figure et II.15 montre que dans tous les points de courbe la durée de vie en fretting fatigue (N_r) diminue avec une augmentation du couple de serrage. Par exemple la durée de vie (N_r) diminue brusquement de 711579 cycles pour un couple de serrage 2 N.m à 376800 cycles pour $T = 2.4$ N.m.

Avec une augmentation de la pression de contact et plus précisément dans une gamme de couple de serrage comprise entre 2 et 3 N.m, la durée de vie N_r diminue d'une façon très rapide. Au-delà de (3 N.m) la durée de vie (N_r) varie très peu avec l'augmentation du couple

de serrage. La raison principale de ce comportement variable peut être s'expliquée par des modifications survenant dans la zone de contact sous l'effet de changement de la force de contact (couple de serrage).

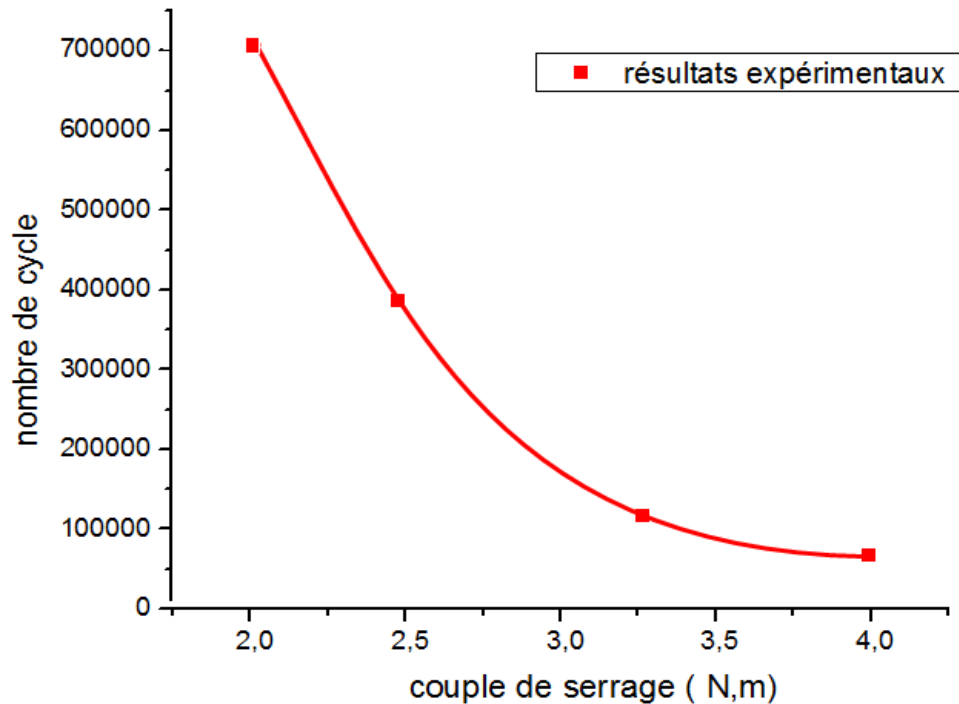


Figure II.15 Résultats expérimentaux des essais de fretting fatigue
(La durée de vie en fonction du couple de serrage).

Autrement dit, pour une force de serrage très élevés, une pression de contact important qui conduit à une adhérence importante dans la zone de contact favorise une concentration de contrainte au bord de la zone de contact sous l'action du chargement cyclique. Par conséquent la présence de ce gradient de contrainte très élevé à proximité des surfaces de contact en particulier au bord de la zone de contact peut favoriser la formation et la croissance initiale, de petites fissures, dont la propagation ultérieure peut être accélérée par la présence de charges cycliques externes qui conduisent à la rupture finale de l'éprouvette par fretting fatigue.

L'étude comparative des résultats illustrés sur des figures II. 14 et II.15, montrent nettement que le couple de serrage à un effet déterminant sur la durée de vie des plaques boulonnées

sous sollicitation de fretting fatigue. Un taux de réduction très important est observé en durée de vie.

II.5.3 Microscopie

Nous avons montré précédemment que l'intensité de la force de serrage a un effet déterminant sur la durée de vie en fretting fatigue. Une étude plus détaillée a été menée afin de comprendre les mécanismes de dégradation par le microscope électronique.

Afin d'être représentatif et de localiser correctement le lieu d'amorçage de fissure dans la zone de contact, l'imagerie de cette zone a été effectuée à la fois au bord de trou et au bord de contact pour différents angles d'orientation comme le montre la figure II.16.

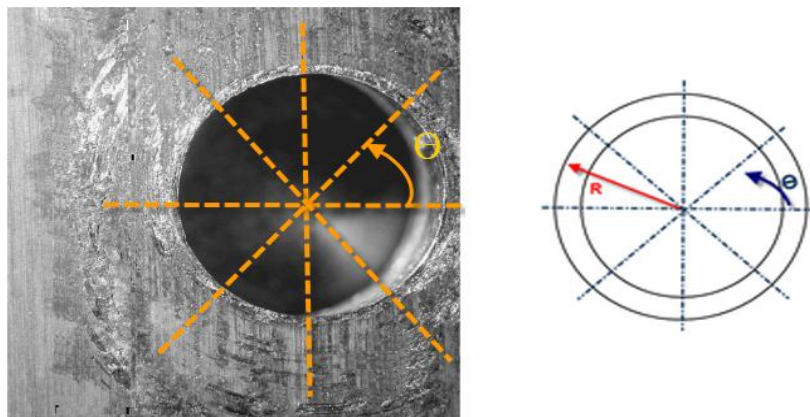


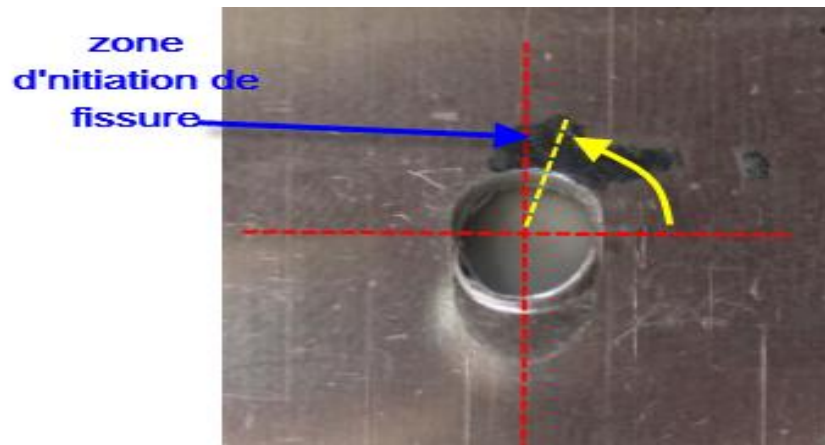
Figure II.16 .les différents angles au bord de trou

La figure II. 16 présente une photo, de la zone de contact correspond à une orientation située au milieu de l'éprouvette dans un plan perpendiculaire au plan d'application de la charge cyclique, c'est-à-dire à un angle d'orientation $\theta = 0^\circ$ (voir figure II.16).

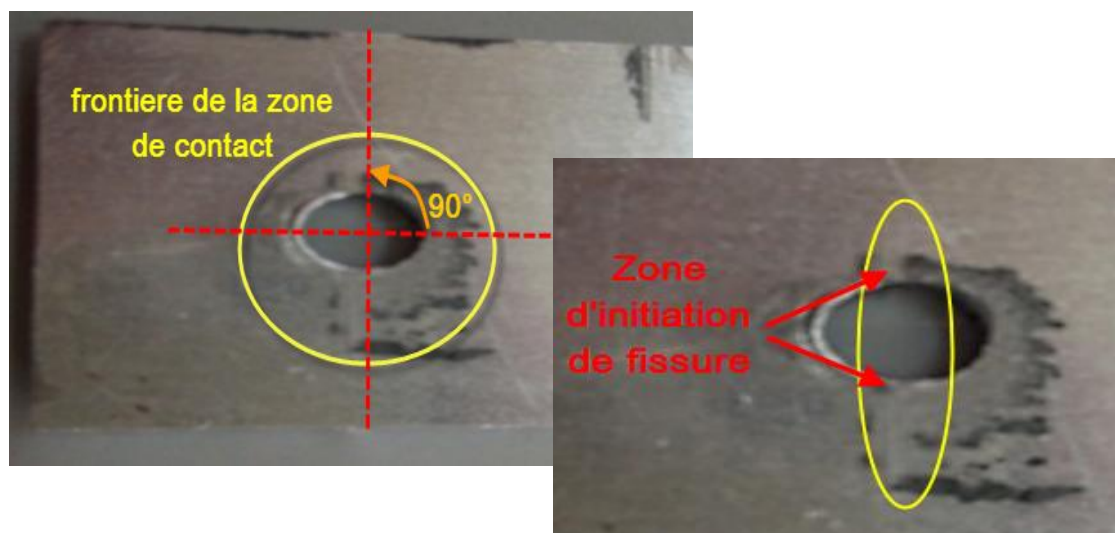
Cet agrandissement nous a permis d'étudier plus précisément et de comprendre le mécanisme d'usure de la surface de contact dans les deux tous les zones de contact.

Comparativement entre les photos des figures II.17 et II.18, nous remarquons qu'il y a un mécanisme de dégradation dans la zone de contact par usure. La densité des marques de frottement est plus accentuée au bord de contact, que celle observée dans le bord du trou.

On peut déduire qu'il y a un risque d'amorçage et de propagation de la fissure dans la zone de contact et plus particulièrement à la zone au bord de contact.



a ($T=2\text{N.m}$, $F=2.4\text{KN}$)

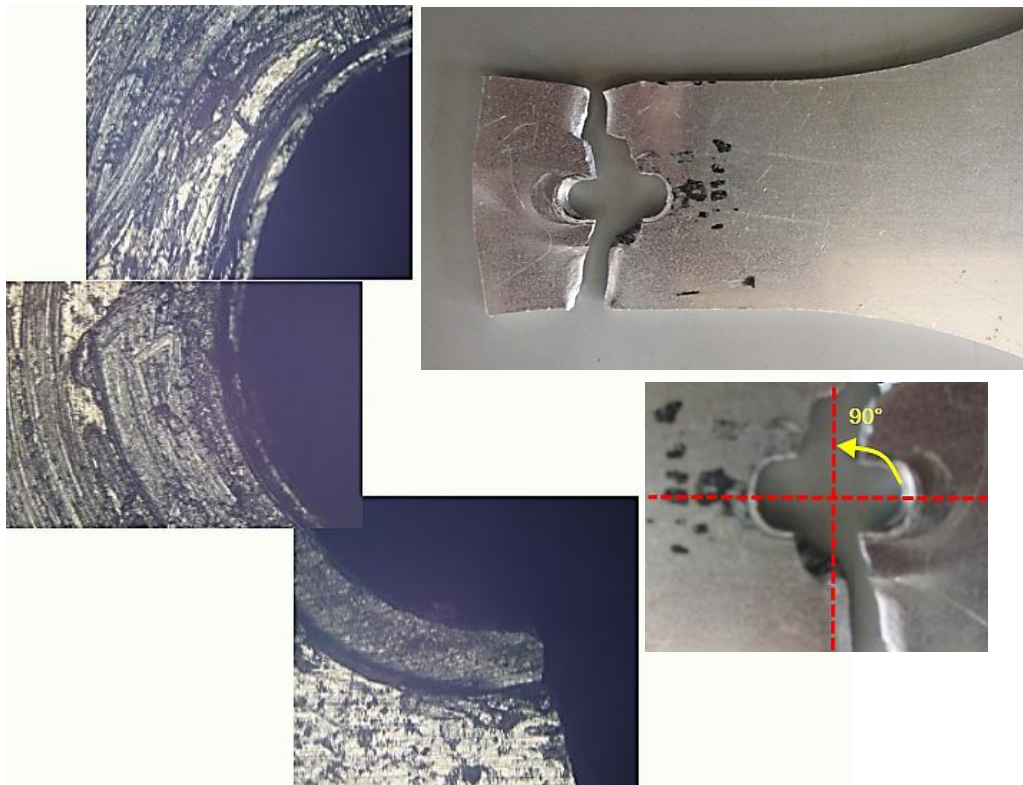


b ($T=2\text{ N.m}$, $F=2.8\text{KN}$)

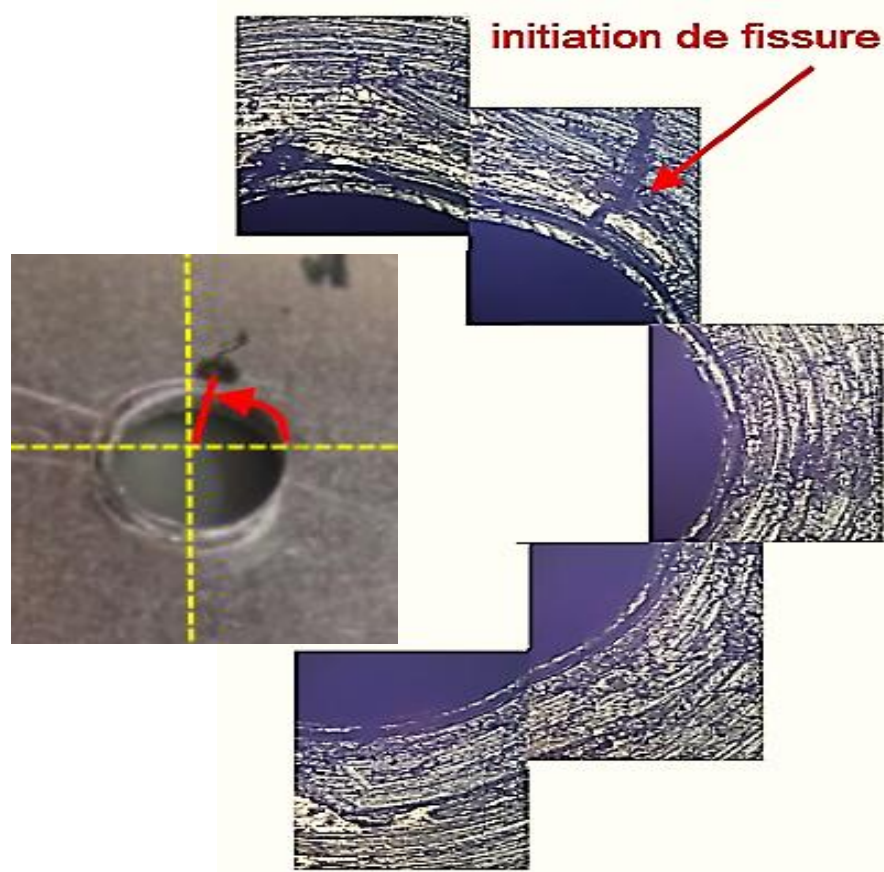


c ($T=3.38\text{N.m}$, $F=3.36\text{ KN}$)

Figure II.17 : photos macroscopique au bord de la zone de contact.



Trace de rupture $\theta=90^\circ$ ($T=2.4\text{N.m}$, $F=3.36\text{ KN}$)



Trace de rupture ($40^\circ < \theta < 90^\circ$) ($T=2\text{N.m}$, $F=3.6\text{KN}$)

Figure II.18 : photos microscopique au bord de la zone de contact (angle de rupture).

Les figures II.17 et II.18 présentent la dégradation des surfaces de contact et le chemin de propagation de la fissure. Sur ces photos, les dégâts d'usure semble être significatif et est supposé avoir développé au cours de la propagation des fissures. Dans la zone de contact, il est difficile de localiser très précisément la zone de l'amorçage de fissure, puisque l'initiation de la fissure se fait dans des orientations assez aléatoires ; leurs chemin de propagation est difficilement définissable à cause de l'interaction de plusieurs facteurs dans la zone de contact (frottement, adhérence, glissement, pression de contact et contrainte de friction). En effet, nous remarquons la présence d'une grande quantité de débris d'usure dans la surface de contact (figure II. 18). Ces débris s'accumule en bordure de contact avec un angle θ ($40^\circ < \theta < 90^\circ$) et peut se compacte à cet endroit sous l'action combinée de la force de contact (couple de serrage) et de la charge cyclique (amplitude de la charge cyclique). Par conséquent, une concentration de contrainte peut favoriser la formation et la croissance initiale, de petites fissures, dont la propagation ultérieure peut être accélérée par la présence de charges cycliques externes. Le mode de rupture peut être lié principalement à la loi de comportement globale de l'assemblage, le mode de sollicitation pour ce type d'assemblage, c'est-à-dire cet essai conduit à une sollicitation mixte (combinaison d'un effort de traction et de cisaillement).

Chapitre III

Etude Numérique



Chapitre III : Etude Numérique

Ce chapitre contient une simulation numérique utilisant les éléments finis, les calculs ont été réalisés en 3D, à l'aide du code de calcul ANSYS V14.5. Une description générale du modèle géométrique et du maillage de l'assemblage étudié est présentée avec les différentes conditions au limites et de chargement sont détaillées en soulignant la prise en compte de toutes les surfaces de contact liées à la spécificité de tel assemblage. Les résultats numériques sont ensuite comparés aux résultats expérimentaux. Ceci permettra d'expliquer les différents stades du comportement de l'assemblage mais aussi de valider les modèles et les paramètres choisis.

III.1 objectif de simulation numérique :

Nous avons utilisé le code de calcul d'éléments finis ANSYS (3D) pour simuler le comportement du mécanisme de contact par frottement d'assemblage mécanique. Ce code possède des algorithmes de gestion du contact avec frottement basés sur la méthode des multiplicateurs de Lagrange, ou la méthode de pénalisation.

Les simulations présentées dans notre étude considèrent le contact avec frottement des plaques déformable assemblent par un des éléments d'assemblages rigide.

Dans les sollicitations de fretting fatigue des assemblages boulonnés, les fissures sont initiées dans un endroit caché qui demande une attention particulière. L'initiation et la propagation de ces fissures à ces endroits (zones de contact) ne sont pas accessibles par un examen visuel ou par des techniques optiques (caméra, loupe, etc.). Dans cet optique nous avons fait une simulation numérique avec une méthode de détection qui nous donne la possibilité de déterminer les coordonnées exactes des zones d'initiation de fissure.

III.2 Description de Méthode de travail de notre simulation :

La méthode consiste à étudier le comportement mécanique de l'assemblage boulonné en trois dimensions, et d'analyser les champs de contraintes en fonction de trois paramètres **l'épaisseur, l'angle et le rayon** $\sigma_{ij} = f(r, \theta, z)$.

Les résultats sont visualisés dans le but de déterminer la position exacte de la fissure et la prédiction de la durée de vie de la structure sous sollicitation de fretting-fatigue.

III.2.1 Analyse de champ de contrainte en fonction de l'épaisseur $f(z)$:

Afin de déterminer exactement la zone la plus endommagée de l'assemblage, il faut premièrement trouver l'interface la plus endommagée portée dans cet élément d'assemblage, et pour cela il faut analyser la contrainte équivalente de Von-Mises, la contrainte principale maximale, la contrainte de friction et la pression de contact en fonction de l'épaisseur de cette plaque.

III.2.2 Analyse de champ de contrainte en fonction de rayon et d'angle $f(r, \theta)$

Après la précision de l'interface la plus endommagée et afin de mieux analyser l'effet combiné du couple de serrage et de la charge cyclique sur la distribution du champ de contraintes et de localiser correctement le lieu d'amorçage de fissure dans la zone de contact, une analyse plus détaillée en fonction du rayon r et de l'angle θ a été menée pour chaque composante de la contrainte entre le bord du trou et bord de la zone de contact (voir figure III.1).

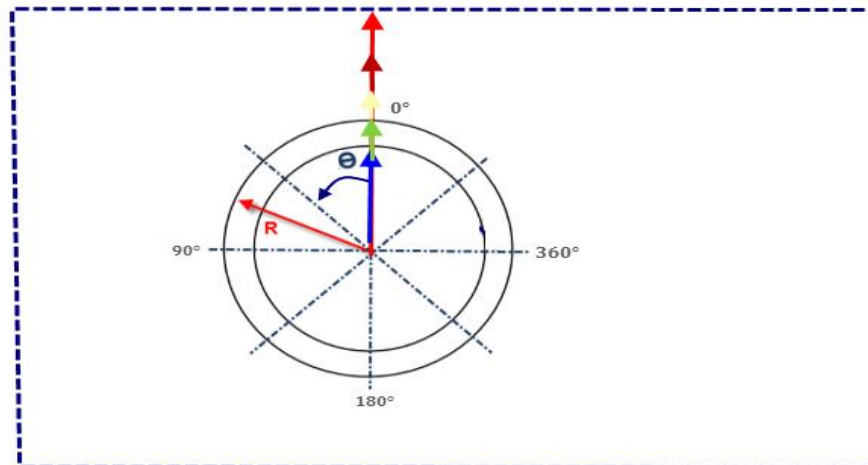


Figure III.1 le bord de trou (en fonction de r et θ)

III.3 Application de méthode de calcul :

III.3.1 Géométrie d'éprouvette :

La figure III.2 présente la géométrie choisie pour l'éprouvette.

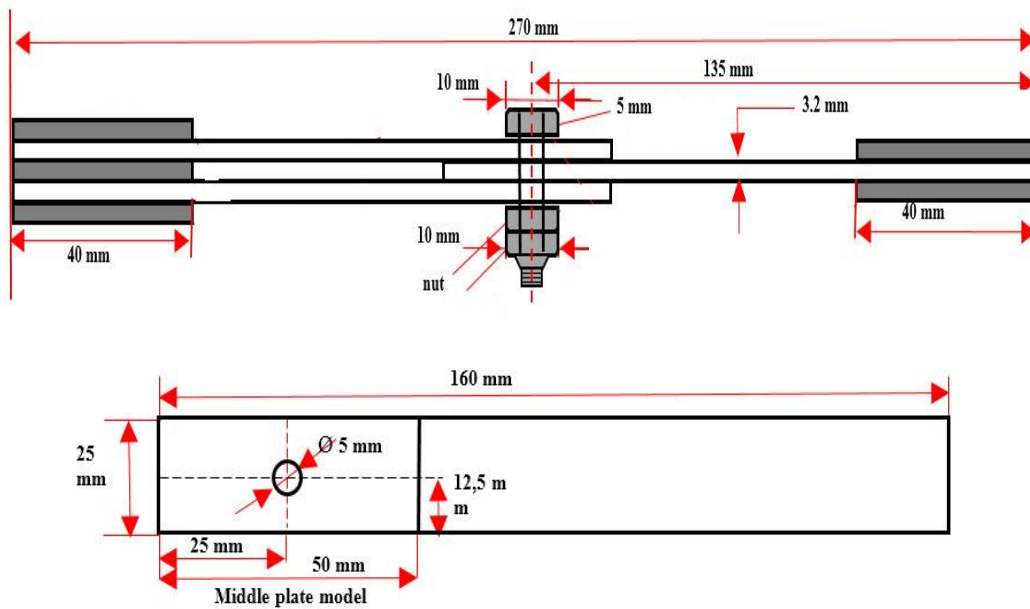


Figure III.2 la géométrie d'éprouvette d'aluminium 7075-T6.

III.3.2 Propriété mécanique :

La figure III.2 présente un assemblage boulonné avec des plaques de l'alliage d'aluminium 7075-T6 utilisées dans cette modélisation. L'alliage d'aluminium est un produit d'ALCOA. C'est un alliage d'aluminium de haute résistance et utilisé couramment dans les structures aéronautiques. Les propriétés mécaniques sont présentées dans le tableau III.1.

Tableau III.1 : les caractéristiques mécaniques d'aluminium 7075-T6

E [MPa]	ε [%]	Re (MPa)	Rm (MPa)
71000	0.33	496	552

III.3.3 Maillage d'éprouvette :

Nous avons choisi un maillage spécial pour ce modèle, avec un raffinement dans les zones de contact. La figure III.3 présente le modèle avec un maillage fin.

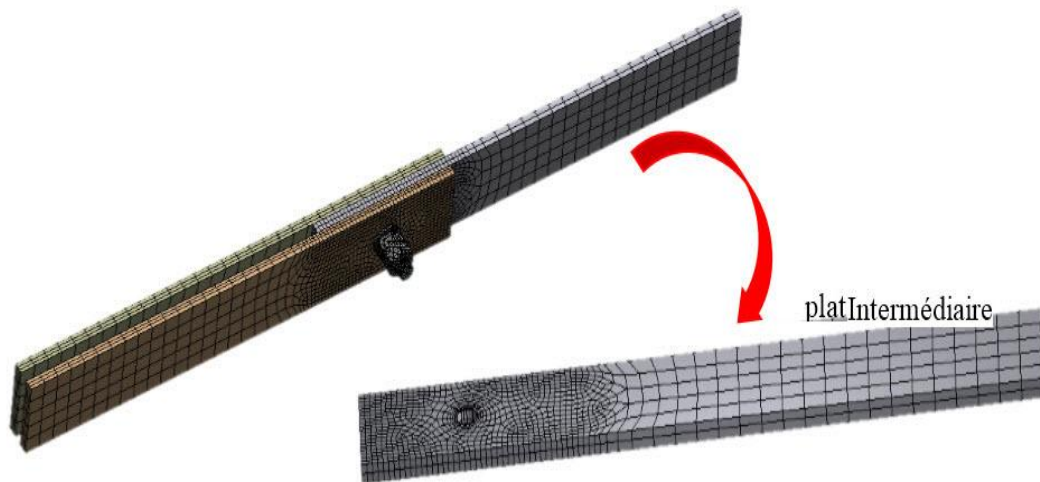


Figure III.3 : le maillage choisi pour l'éprouvette.

III.3.4 Chargement de l'éprouvette :

Pour le chargement de l'éprouvette (chargement cyclique-couple de serrage), nous avons utilisé pour le serrage de boulon la méthode du tour d'écrou [46], cette méthode est basée sur l'application à l'écrou, d'une rotation prédéfinie. Le serrage peut s'effectuer de deux manières différentes, comme suit :

- Le boulon est serré à la main le plus fermement possible et l'écrou est ensuite mis en rotation d'une certaine quantité. Les surfaces de contact doivent être parfaitement ajustées l'une par rapport à l'autre avant le serrage des boulons ;
- Par l'intermédiaire d'une boulonneuse à choc, les boulons sont tout d'abord serrés jusqu'à ce que les plats assemblés soient parfaitement en contact (lorsque la clé à percussion produit un martèlement) ; après quoi l'écrou est mis en rotation d'une quantité :

$$\theta = 90^{\circ} + \sum t + D \quad \text{III.1}$$

$$\text{Dans notre cas } \sum t = 3t_1 + 2t_2$$

$$\theta = 90^{\circ} + (3 \cdot 3.2 + 2 \cdot 1) + 5$$

$$\theta = 106.5^{\circ}$$

θ est la rotation en degrés.

$\sum t$ est l'épaisseur totale des plats assemblés en mm

D est le diamètre du boulon en mm.

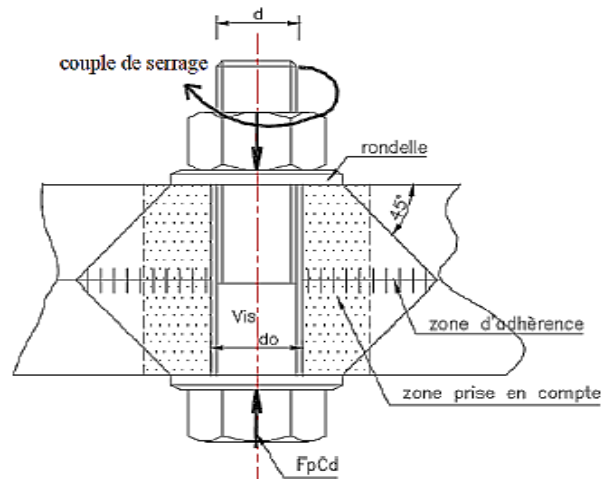


Figure III. 4 : schéma descriptif d'un boulon (calcul de couple de serrage).

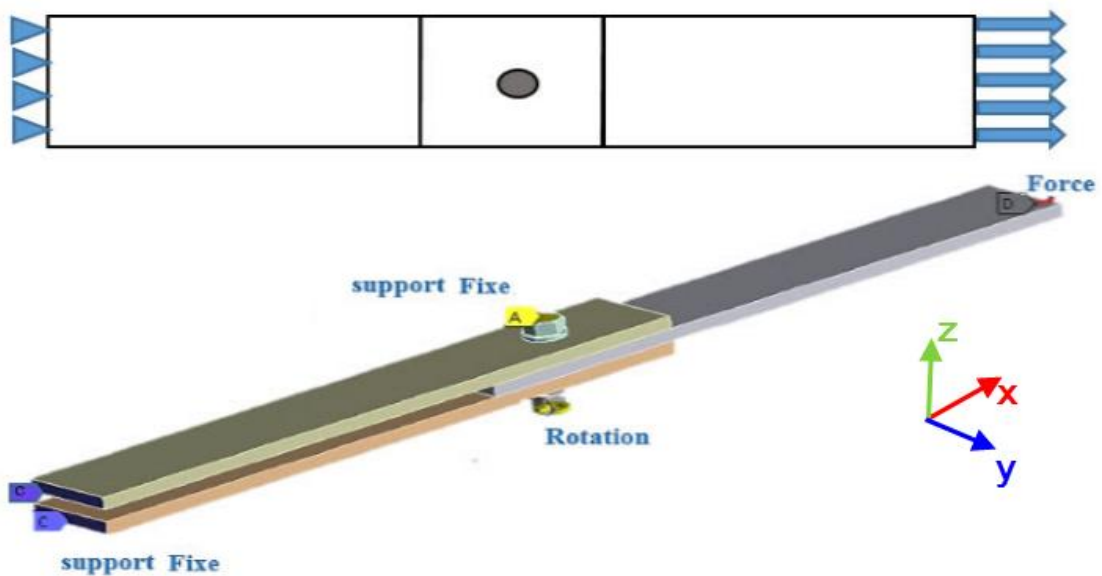


Figure III.5 : les conditions de chargement de notre éprouvette.

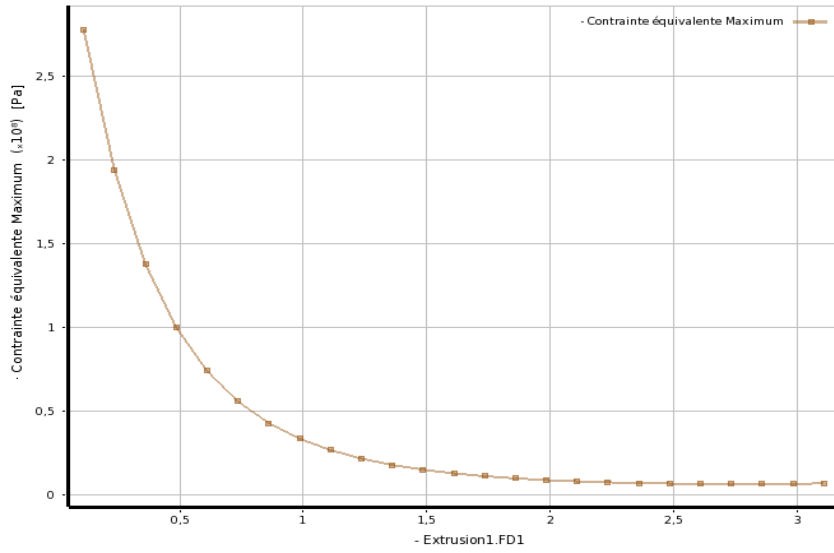
- en fixe l'éprouvette d'un côté par un « support fixe ».
- On charge le deuxième côté qui doit être chargé par une charge cyclique.

III.3.5 Résultats et discussions

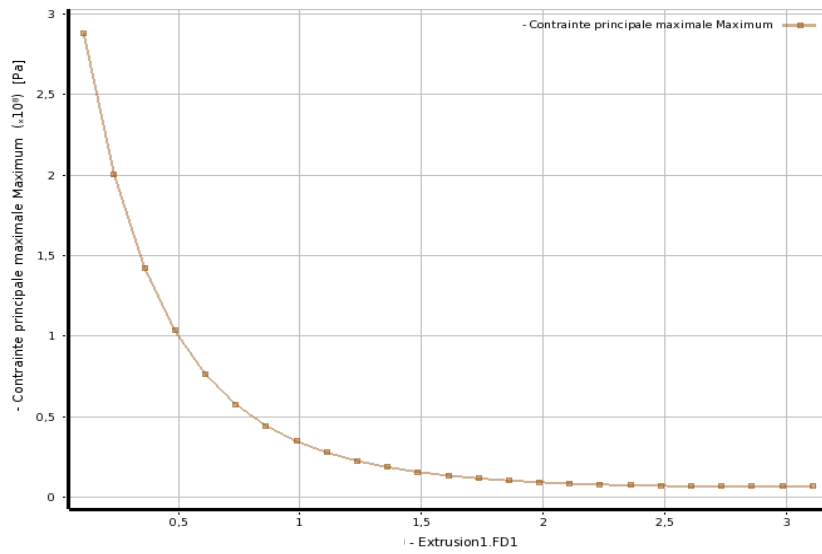
Premièrement nous avons analysé les champs de contraintes en fonction de z :

L'épaisseur de la plaque intermédiaire $t=3.2\text{mm}$ $0 \leq z \leq 3.2$

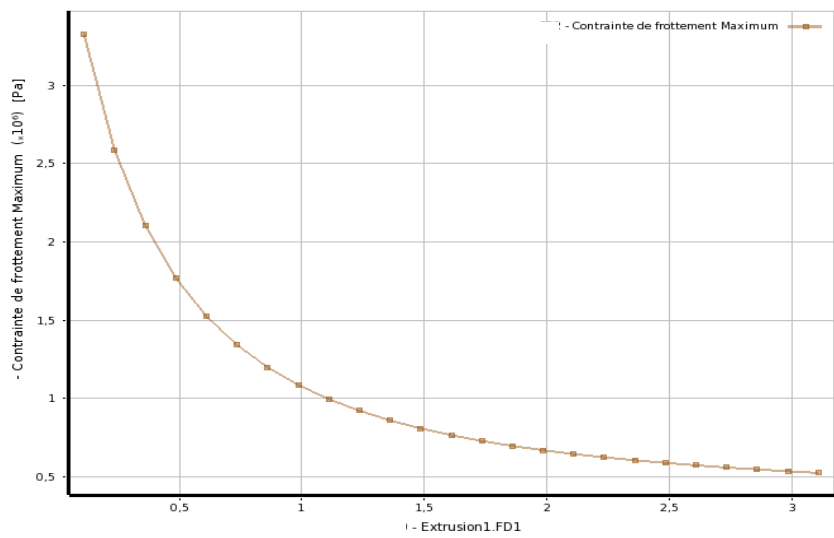
On définit les valeurs $z=0$ sur l'interface coté inférieur (coté écrou) et $z=3,2\text{mm}$ interface coté supérieur (coté tête de boulon).



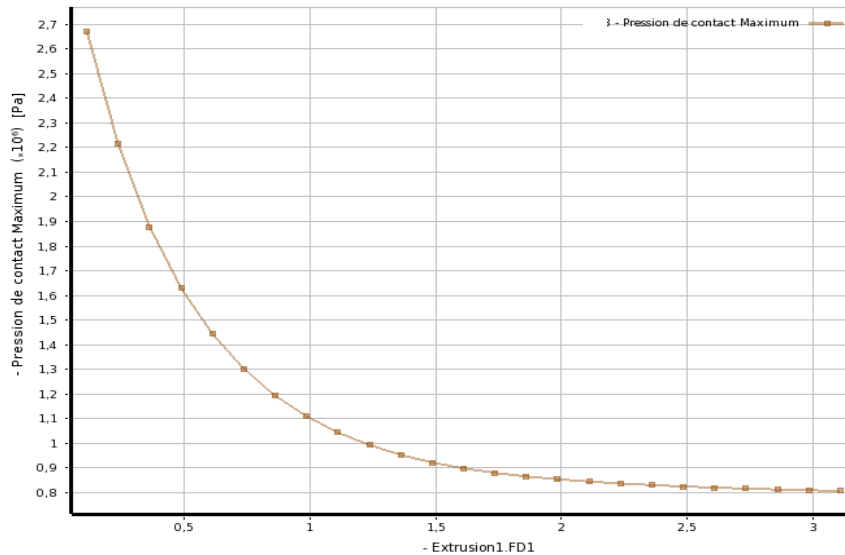
(a) **Contrainte de Von-Mises =F(z)**



(b) **Contrainte principale max=f(z)**



(c) **Contrainte de frottement=f(z)**

(d) Pression de contact = $f(z)$ **Figure III.6 :** Distribution de contrainte en fonction de l'épaisseur de plaque (a, b, c, et d).

Les figures III.6.a à III.6.d montrent la variation des contraintes équivalente de Von-Mises, principale maximale, de frottement et la pression de contact en fonction de l'épaisseur. Ces contraintes sont maximales dans le plan $z=0$ (interface coté écrou : couple de serrage), puis diminuent pour atteindre une valeur minimale à $z=3,2$ mm (coté tête de boulon).

Ces résultats montrent que l'interface la plus endommagée se trouve du côté écrou, et l'amorçage de la fissure se trouve dans cette zone endommagée de l'interface.

D'après les résultats précédents, il y a une forte concentration de contraintes au niveau de la zone située à un rayon $r \leq 12.5$ mm. Pour situer avec plus de précision la position de cette zone, nous avons analysé la distribution des iso valeurs des contraintes entre le bord du trou et le bord de la zone de contact pour un rayon $r \leq 12.5$ mm.

La figure III.7 montre les valeurs Iso de la contrainte équivalente de Von Mises dans la zone de contact uniquement sur la plaque d'aluminium intermédiaire dans les mêmes conditions de chargement. Nous notons que la valeur de cette contrainte $\sigma_{\text{Von-Mises}} = 269,31$ MPa est constante et que la distribution est identique sur toute la surface de la zone de contact, elle n'est donc pas localisée dans une position définie entre le bord du trou et le bord de zone de contact.

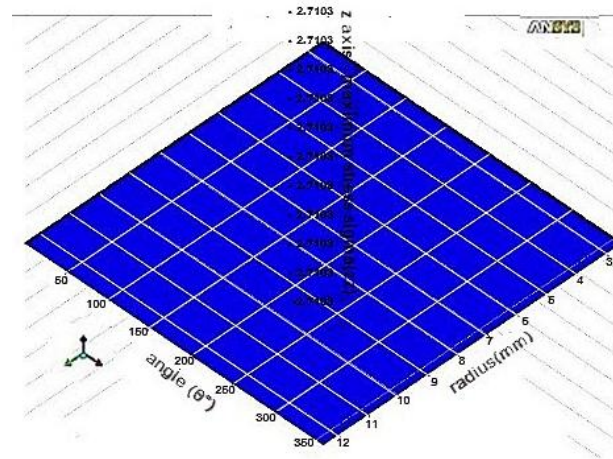
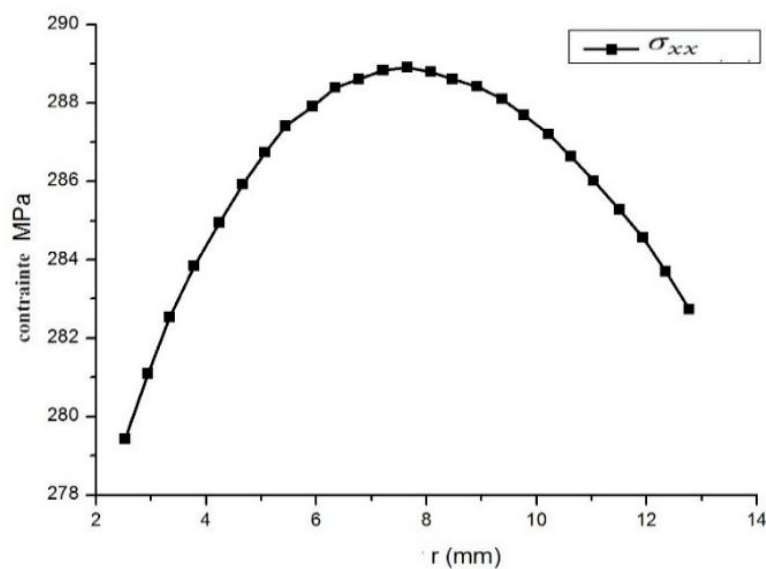


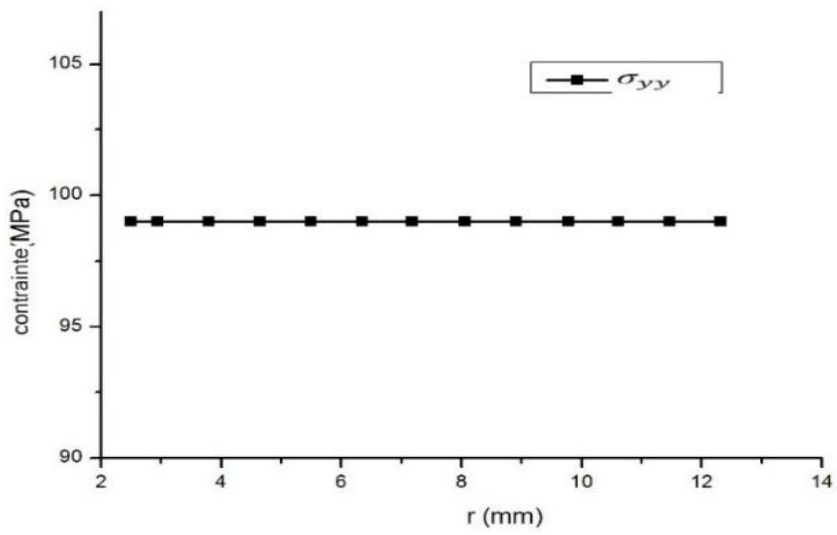
Figure III.7 : Distribution des contraintes équivalente de Von Mises au bord de la zone de contact.

Les Figures III.8a à III.8f représentent la variation des contraintes normales (σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz}) et les contraintes de cisaillement (σ_{xy} , σ_{yz} , σ_{xz}) en coordonnées cartésiennes entre le bord du trou et le bord de la zone de contact en fonction du rayon r .

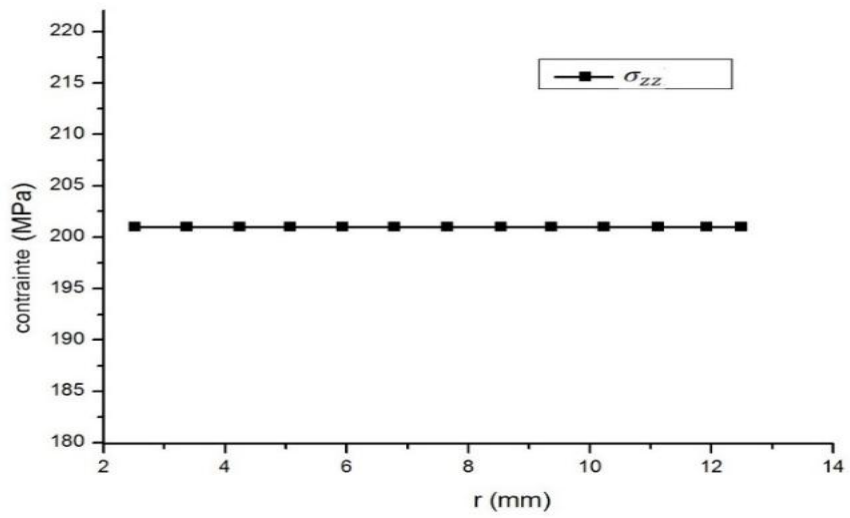
Ces résultats ne permettent pas de prédire précisément la position du début de l'amorçage. Par conséquent, les résultats peuvent déterminer la valeur de la contrainte pour localiser la position de l'amorçage de la fissure dans la zone de contact. Une analyse détaillée a été réalisée pour chaque composante de contrainte entre le trou et les bords de la zone de contact dans le modèle numérique afin d'analyser l'effet combiné du couple de serrage $\theta = 106^\circ$ et la charge cyclique ($F = 12\text{kN}$) sur la répartition du champ de contraintes et pour localiser correctement la position de l'amorçage de fissure dans la zone de contact.



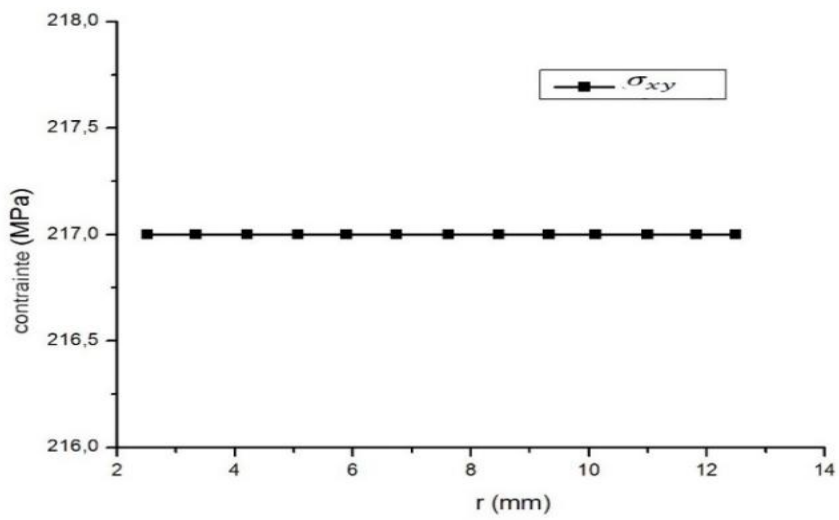
(a) Contrainte normale σ_{xx} .



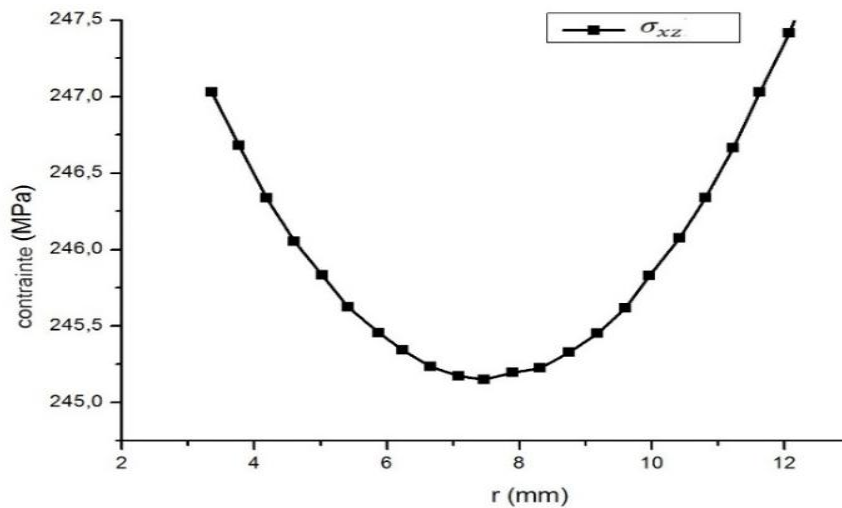
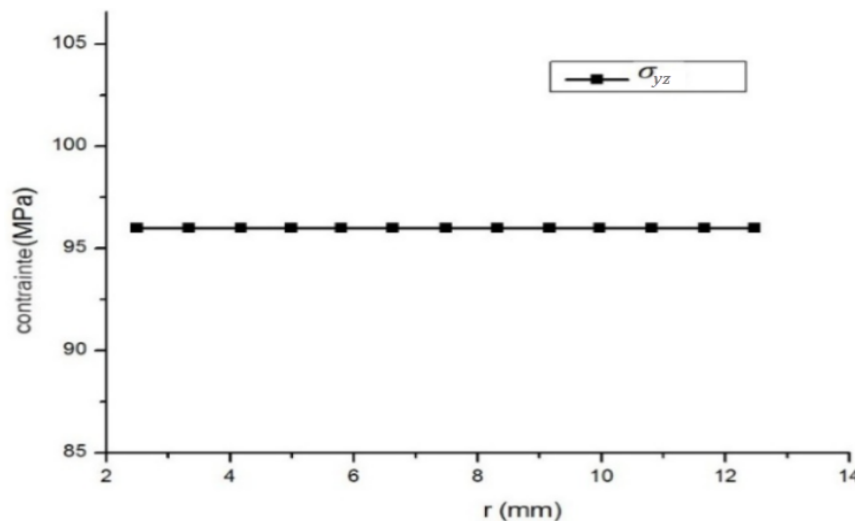
(b) Contrainte normale σ_{yy}



(c) Contrainte normale σ_{zz}

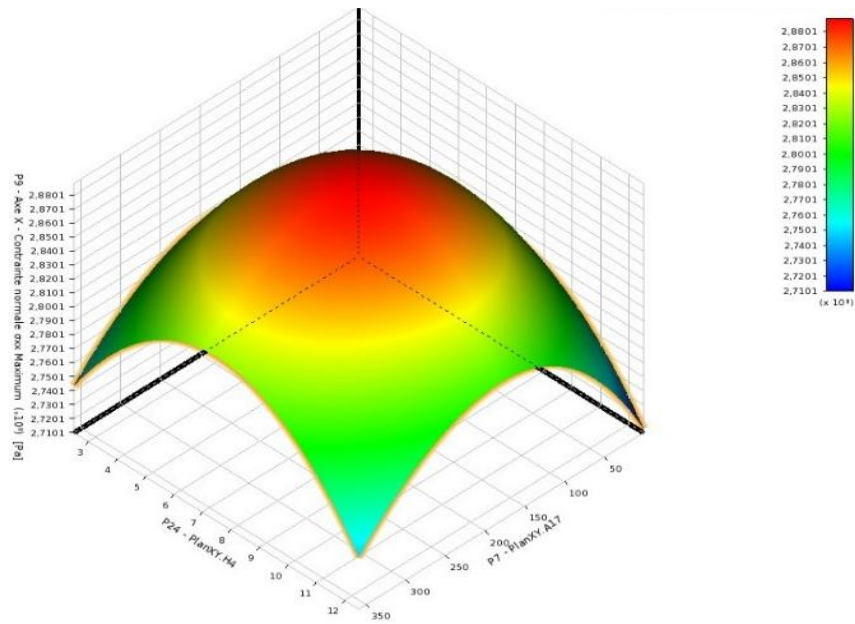


(d) Contrainte de cisaillement σ_{xy}

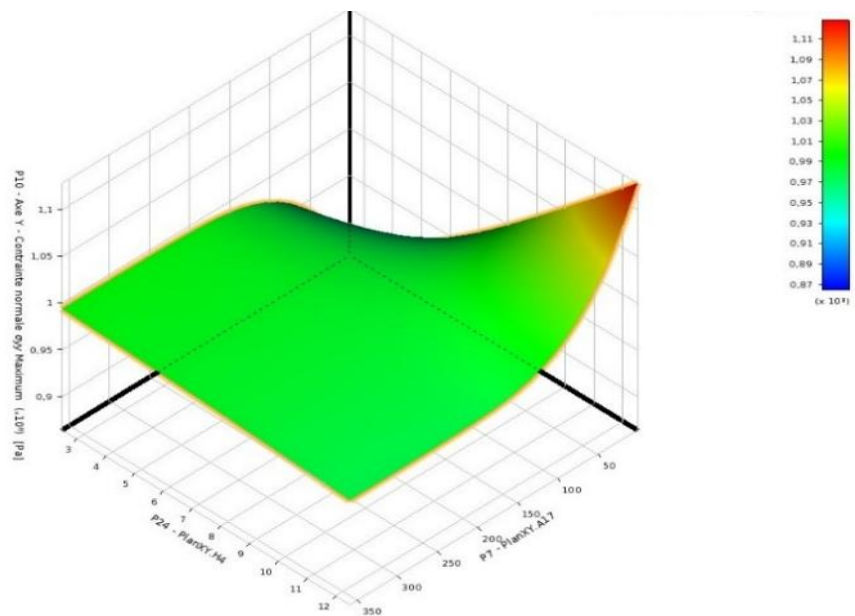
(e) Contrainte de cisaillement σ_{xz} (f) Contrainte de cisaillement σ_{yz} **Figure III.8** les courbe des contraintes (a, b, c, d, e, et f) en fonction de rayon.

D'après les figures précédentes, on voit que le signe de toutes les composantes des contraintes (σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , σ_{xy} , σ_{yz} , σ_{xz}) selon le rayon relevé entre le bord du trou et le bord de la zone de contact est positif. Les contraintes (σ_{yy} , σ_{zz} , σ_{xy} , σ_{yz}) prennent une valeur constante ($\sigma_{yy}=100$ MPa, $\sigma_{zz}=219,23$ MPa, $\sigma_{xy}=200$ MPa, $\sigma_{yz}=95$ MPa) quelle que soit la valeur du rayon. Au bord du trou $r = 2,5$ mm, la contrainte prend une valeur minimale et augmente jusqu'à une valeur maximale pour $r = 7,5$ mm, puis diminue de manière symétrique à sa valeur minimale à la zone de contact pour $r = 12,5$ mm. Dans une position opposée, une valeur maximale au bord du trou à $r = 2,5$ mm et diminue à $r = 7,5$ mm, prend une valeur

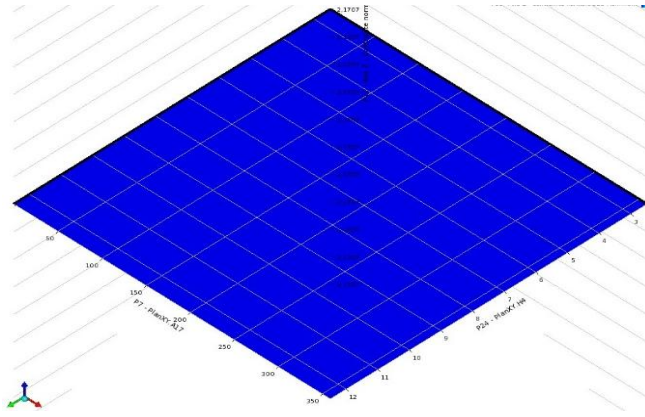
minimale. Ensuite, elle augmente pour prendre une valeur maximale au bord de la zone de contact pour $r = 12,5\text{mm}$.



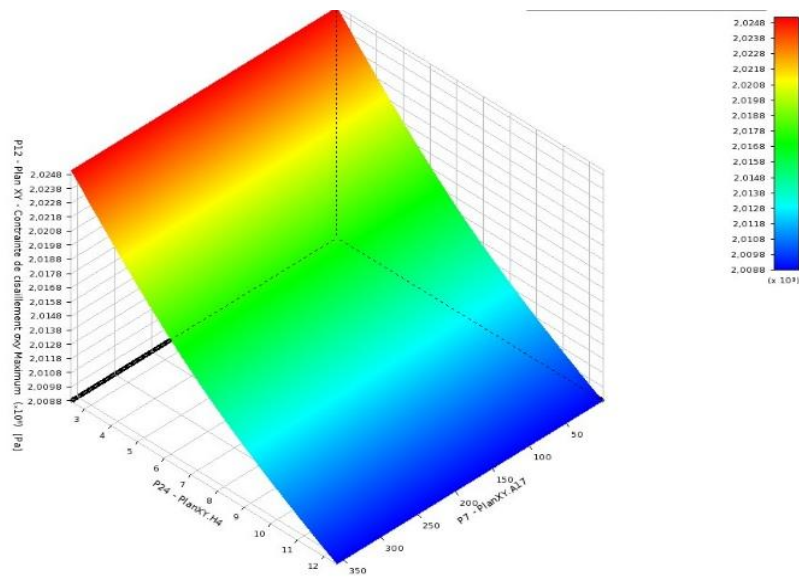
(a) Contrainte normale $\sigma_{xx} = f(r, \theta)$.



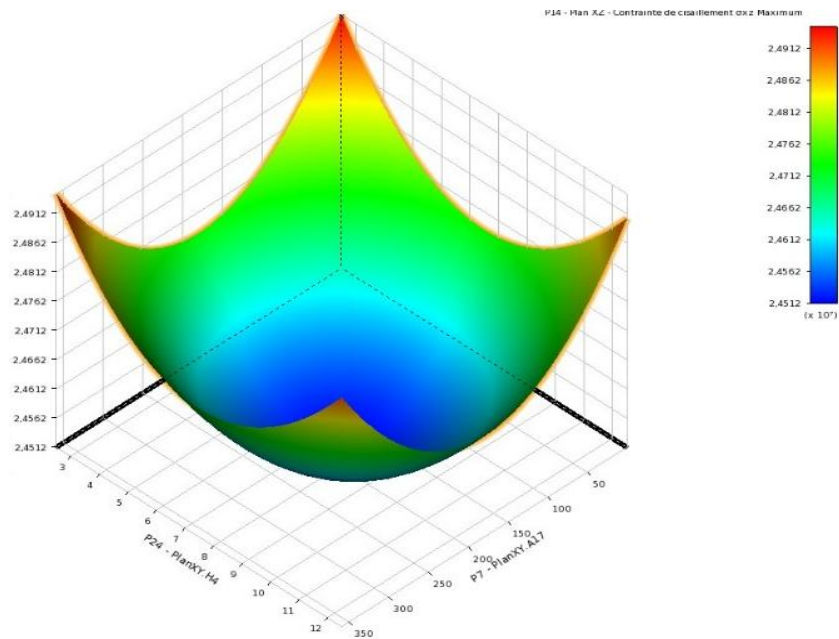
(b) Contrainte normale $\sigma_{yy} = f(r, \theta)$.



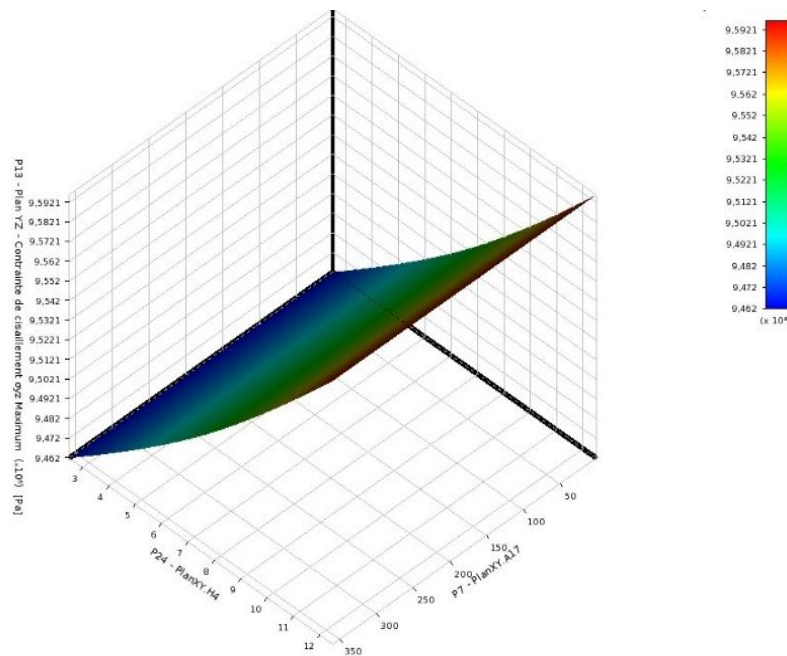
(c) Contrainte normale $\sigma_{zz} = f(r, \theta)$



(d) Contrainte de cisaillement $\sigma_{xy} = f(r, \theta)$



(e) Contrainte de cisaillement $\sigma_{xz} = f(r, \theta)$

(f) Contrainte de cisaillement $\sigma_{yz} = f(r, \theta)$ **Figure III.9** Distribution des contraintes dans la surface de contact en fonction de (r, θ)

A la lecture de des figures III.9a à III.9f, on remarque que le signe de toutes les contraintes $(\sigma_{xx} \sigma_{yy} \sigma_{zz} \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{xz})$ relevées entre le bord du trou et de la zone de contact est positif.

Chaque composante de la contrainte $(\sigma_{yy} \sigma_{zz} \sigma_{xy} \sigma_{yz})$ est constante quelle que soit $0 \leq \theta \leq 2\pi$ et les contraintes $(\sigma_{xx} \sigma_{xz})$ varient en fonction de l'angle. Pour un angle de $\theta = 179.81^\circ \cong 180^\circ$ σ_{xx} prend une valeur maximale $\sigma_{xx} = 288,87 \text{ MPa}$, par contre σ_{xz} prend une valeur minimale $\sigma_{xz} = 0.245 \text{ MPa}$. La contrainte σ_{xx} diminue de façon continue jusqu'à atteindre une valeur minimale $\sigma_{xx} = 279,43 \text{ MPa}$ pour une position définie par $\theta = 0^\circ$, par contre la contrainte σ_{xz} augmente de façon continue jusqu'à la valeur maximale $\sigma_{xz} = 0.479 \text{ MPa}$ pour la même position.

Nous constatons que le champ de contraintes suivant la direction de la charge cyclique prend une valeur importante $\sigma_{xx} = 288.87 \text{ MPa}$ dépassant la limite élastique $\sigma_e = 280 \text{ MPa}$, et suivant la direction du couple de serrage, la contrainte σ_{zz} prend une valeur $\sigma_{zz} = 219,23 \text{ MPa}$. Par comparaison de ces valeurs des contraintes (σ_{xx}) avec les autres composantes du champ de contraintes $(\sigma_{yy} \sigma_{zz} \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{xz})$, le risque d'amorçage et de propagation de fissure est gouverné par la composante de la contrainte suivant la direction de charge cyclique

Du point de vue du phénomène de concentration en mécanique, le nœud qui correspond à une position définie par l'angle $\theta = 179.81^\circ \cong 180^\circ$ est le plus dangereux dans la zone de contact, car la composante de la contrainte qui déclenche l'amorçage et la propagation de la fissure de fatigue

dans la plaque atteint sa valeur maximale. Ce point sera le premier à se rompre si une charge critique est atteinte.

Alors le nœud qui correspond à une position définie par $r = 7.5$ mm est le plus dangereux dans la zone de contact, cette position correspond à la position précédente $\theta = 179.81^\circ \cong 180^\circ$, par la projection avec la géométrie utilisée on trouve que cette position correspond à un plan incliné d'un angle de 90° par rapport au plan d'application de la charge cyclique correspondant au mode I de rupture (figure III.10).

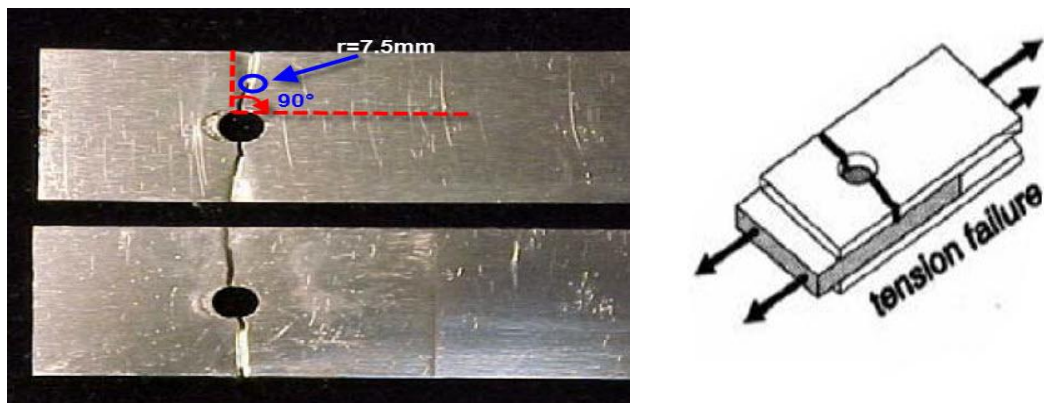


Figure III.10 obtenus par Benhamena [47] .

III.4 Simulation des assemblages multi-matériaux (aluminium-acier) :

Après ce dernier exemple d'explication, nous avons fait une autre simulation plus détaillée qui contient une comparaison entre la simulation et le travail expérimental :

- Une simulation des éprouvettes trouées et non trouées pour assurer que nos résultats sont plus exacts.
- Une simulation détaillée d'étude de champs de contrainte pour trouver le point d'initiation de fissure.
- Une simulation des essais de fatigue en fonction du couple de serrage pour étudier l'effet du couple de serrage sur la durée de vie des assemblages boulonnés.

III.4.1 Simulation des essais de fatigue sur éprouvettes trouées et non trouées :

III.4.1.a objectif de simulation numérique :

La simulation a été faite sur des éprouvettes trouées et non trouées dans le but de déterminer l'effet d'une discontinuité géométrique (trou) sur la durée de vie.

III.4.1.b Modélisation des éprouvettes :

La modélisation de l'éprouvette d'essais de fatigue a été faite à l'aide d'ANSYS qui nous a permis de la réaliser avec une très grande précision du point de vue dimensions et formes géométriques. Les dimensions normalisées sont celles d'une éprouvette d'essais en fatigue (figure III.11).

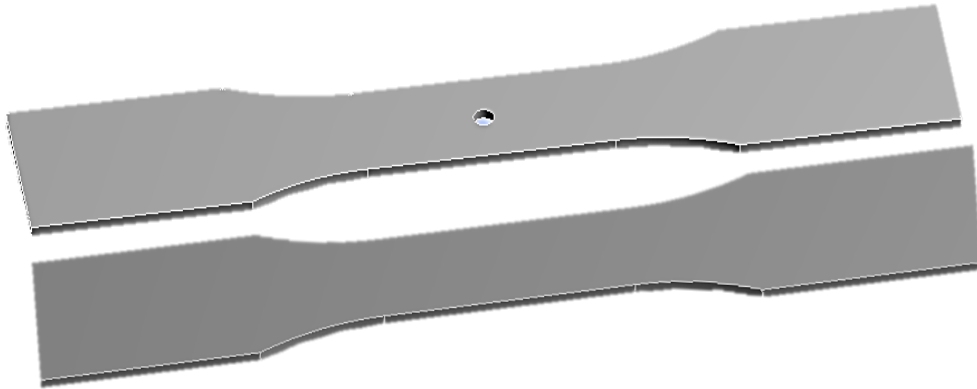


Figure III.11 : Modélisation des éprouvettes.

III.4.1.c Maillage des éprouvettes :

La figure III.12 montre présente le modèle avec un maillage fin avec un raffinement dans les zones de rupture.

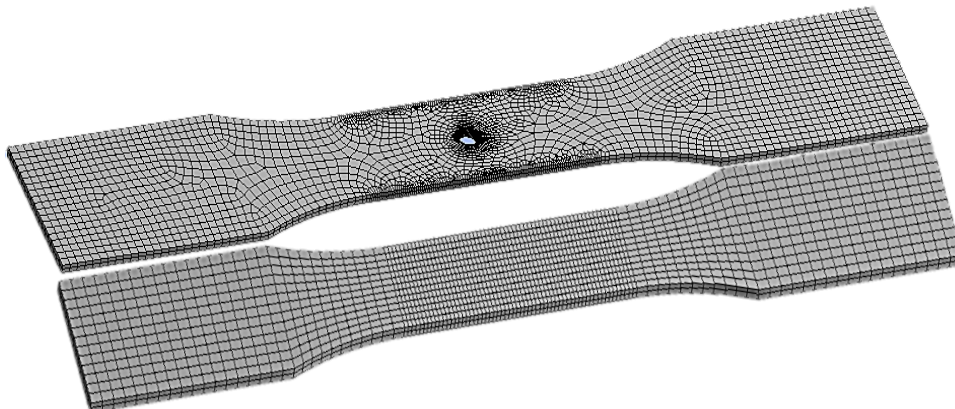


Figure III.12 Maillage choisi pour les éprouvettes (trouée et non trouée).

III.4.1.d Conditions aux limites

Pour la fixation et le chargement initial de l'éprouvette :

- On désigne le premier côté de l'éprouvette qui doit être fixé « support fixe ».

- On désigne le deuxième coté qui doit être chargé par une force cyclique avec un rapport de charge $R=0.1$ (figure III.13).

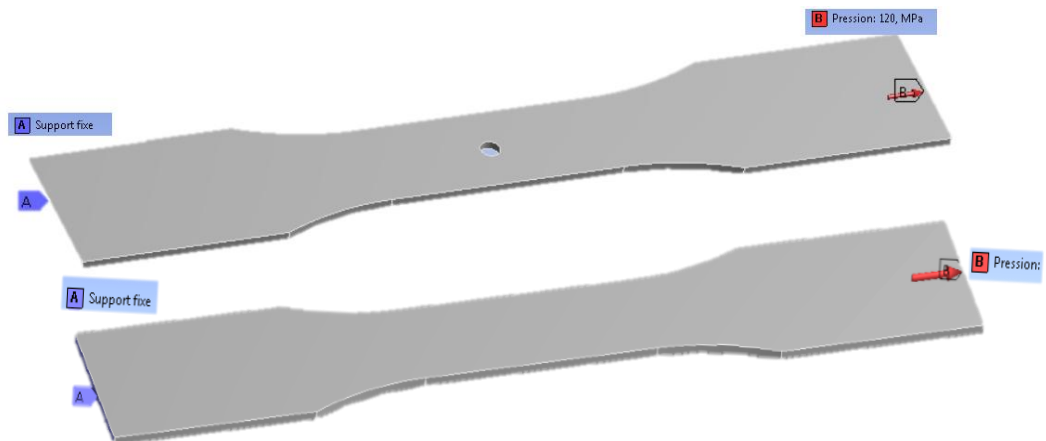


Figure III.13 Conditions de chargement des éprouvettes.

III.4.1.e Résultats et discussions

Des essais de fatigue à amplitude constante avec un rapport de charge $R=0.1$ ont été simulés. La figure III.14 représente la distribution des contraintes (σ_{\max}) comparée aux résultats expérimentaux.

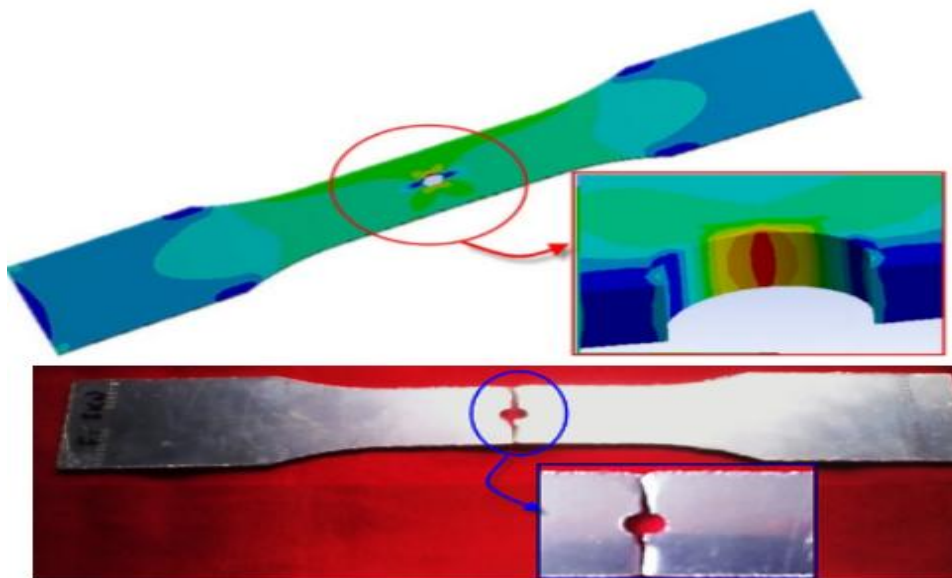


Figure III.14 Comparaison de la distribution des contraintes avec les résultats expérimentaux.

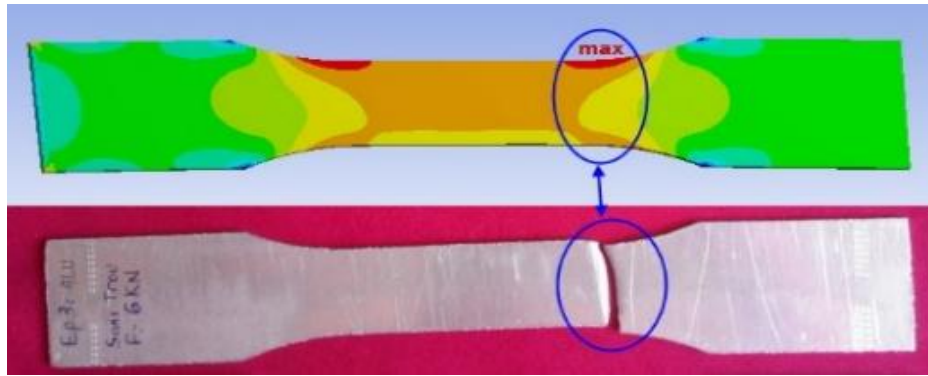


Figure III.15 Résultats de simulation et d'expérimental des éprouvettes sans trou.

Les figures III.14 et III.15 montrent une comparaison entre les résultats de simulation et d'expérimental, D'après ces résultats en remarque que les contraintes maximales situées dans les même zone soit expérimentale ou simulation, aussi les modes de ruptures des éprouvettes de simulation sont les mêmes celles de l'expérimentale.

Dans la figure III.14 On remarque que la concentration des contraintes est située au bord de trou au milieu de l'éprouvette par contre dans la figure III.15 la concentration des contraintes est située au niveau de l'épaulement pour les éprouvettes non trouées .Les discontinuités géométriques (trous ou changement de forme) représentent les zones les plus faibles où se trouvent les concentration de contraintes où il y a risque d'amorçage et de propagation de fissure à un faible nombre de cycle.

III.4.2 simulation des essais de fretting fatigue :

III.4.2.a Modélisation de l'éprouvette

La modélisation de l'éprouvette d'essais de fatigue a été faite à l'aide du code de calcul ANSYS qui nous a permis de réaliser avec une très grande précision du point de vue dimensions et formes géométriques. La figure III.16 montre la forme et la géométrie de ces éprouvettes.

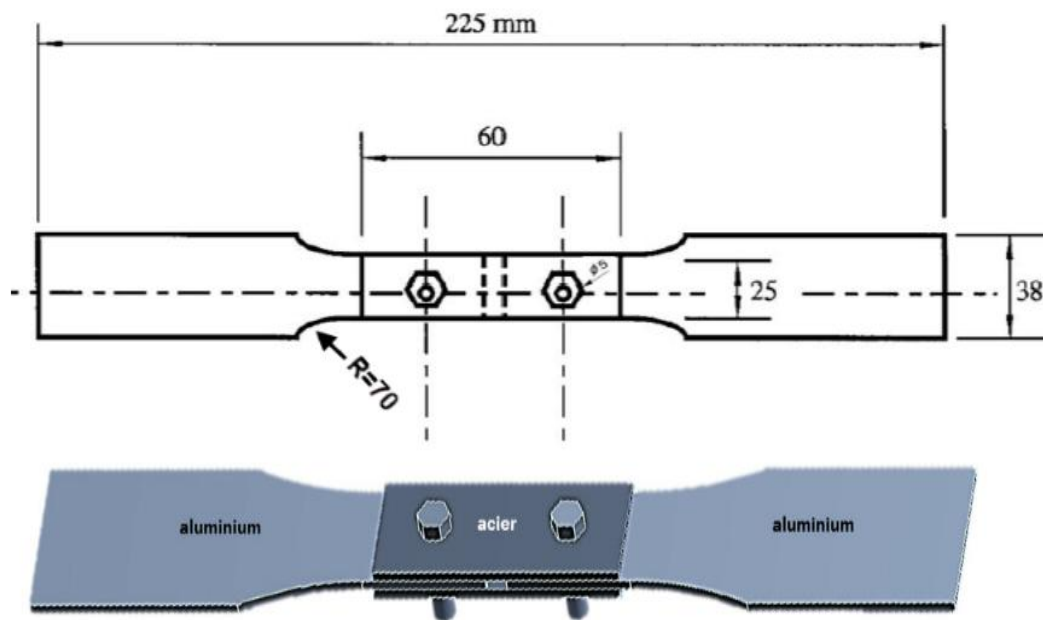


Figure III.16 la modélisation d'éprouvette par ANSYS.

III.4.2.b Maillage de l'éprouvette

Nous avons généré un maillage automatique pour l'éprouvette, puis nous avons fait un raffinement (maillage fin) spécialement dans les zones de contact. La figure III.17 présente le modèle de maillage choisi.



Figure III.17 le maillage d'éprouvette par ANSYS.

III.4.2.c Modélisation de contact

On appelle élément de contact, des éléments d'épaisseur nulle disposés entre les maillages des deux domaines (CONTACT174 et TARGET170). Ils disposent de deux couches de nœuds géométriquement confondues ce qui permet de modéliser les discontinuités de décollement et de glissement.

Six surfaces de contacts sont considérées :

- Contact entre la tête de boulon et acier supérieure.
- Contact entre les plaques acier supérieure et aluminium.
- Contact entre les plaques aluminium intermédiaire et acier inférieure.
- Contact entre l'acier inférieure et la rondelle.
- Contact entre la rondelle et l'écrou.
- Contact entre les plaques acier, aluminium, les rondelles, l'écrou, et la tige du boulon.

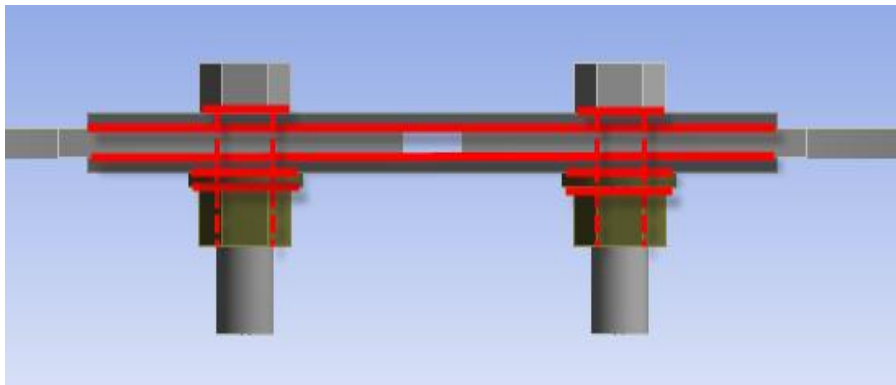


Figure III.18 les surfaces des contacts dans l'assemblage boulonnées.

III.4.2.d chargements de l'éprouvette

Dans cette modélisation les éléments d'assemblage (vis, écrou, et rondelle), sont considérés comme des corps rigides dans le modèle élément finis. La figure III.19 montre les conditions aux limites et les conditions de chargement.

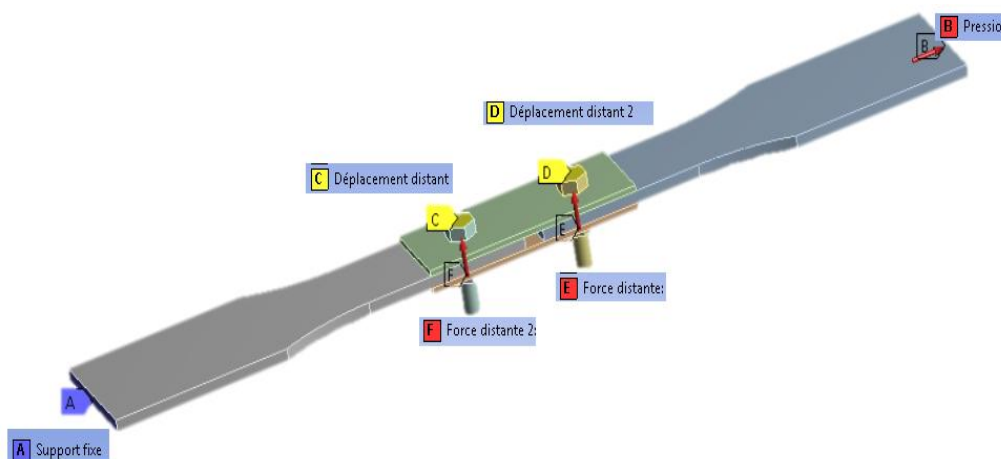


Figure III.19 les conditions de charge d'éprouvette.

III.4.2.e Résultats et discussions

Pour l'analyse du champ de contraintes en fonction de l'épaisseur z , nous considérons :

La plaque intermédiaire avec une épaisseur $t=2\text{mm}$ $0 \leq z \leq 2$ et on définit les valeurs $z=0$ pour l'interface coté supérieur et $z=2\text{mm}$ pour l'interface coté inférieur (coté de couple de serrage). La Figure III.20 montre le schéma descriptif de cette plaque.

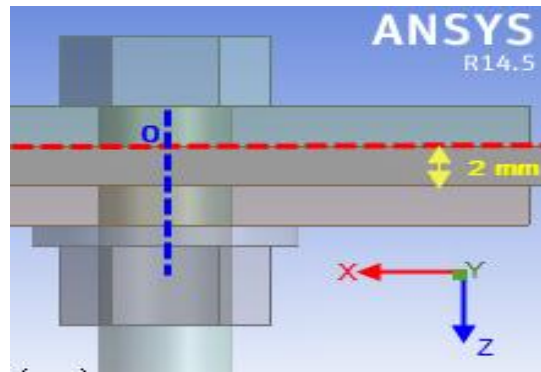
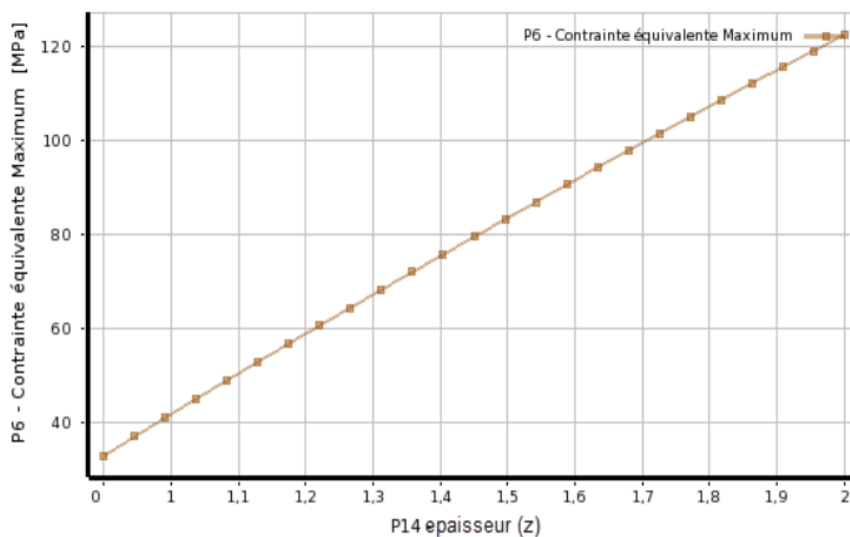


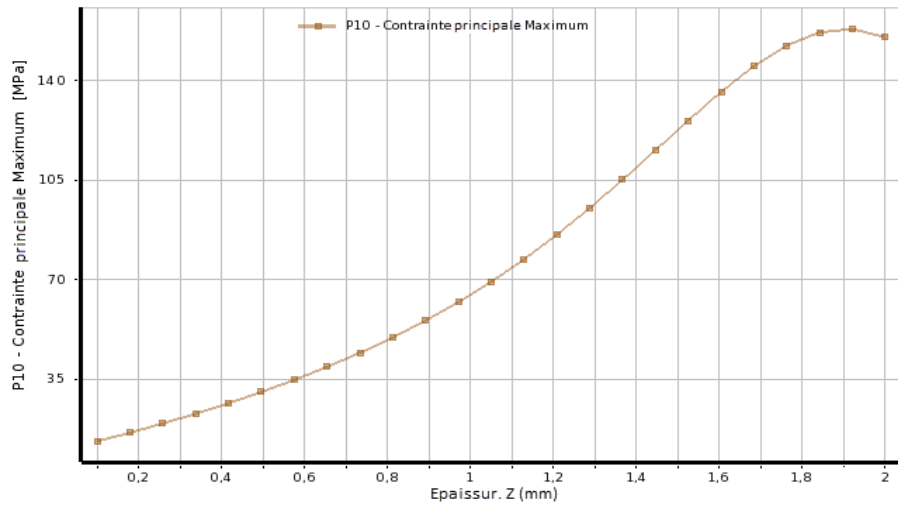
Figure III.20 Schéma descriptif (l'axe Z).

Les figures III.21a à III.21d montrent la variation des contraintes équivalente de Von Mises, principale maximale, de frottement et la pression de contact en fonction de l'épaisseur. Ces contraintes sont minimales au niveau du plan $z=0$ puis elles augmentent pour atteindre leurs valeurs maximales à $z=2$.

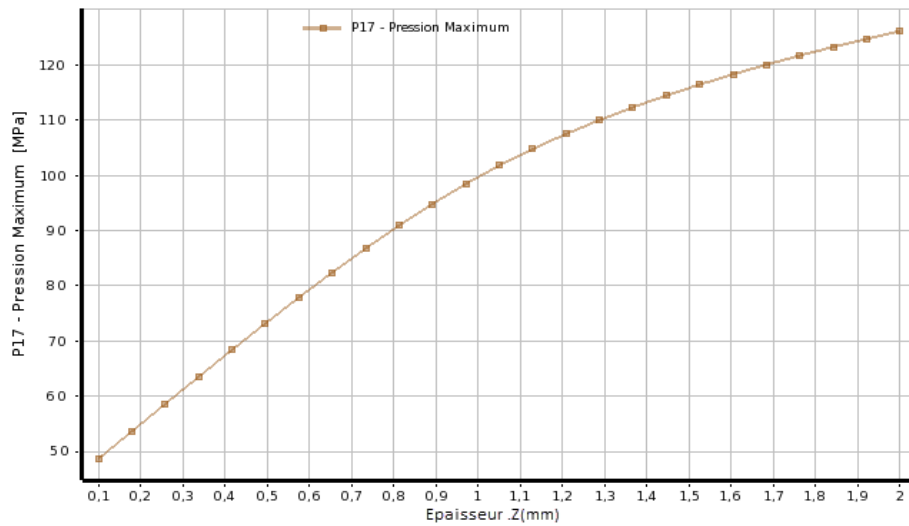
Ces résultats indiquent que l'interface la plus endommagée se trouve du côté inférieur de la plaque d'aluminium (à côté de couple de serrage), donc il y a un risque d'amorçage au niveau de cette zone.



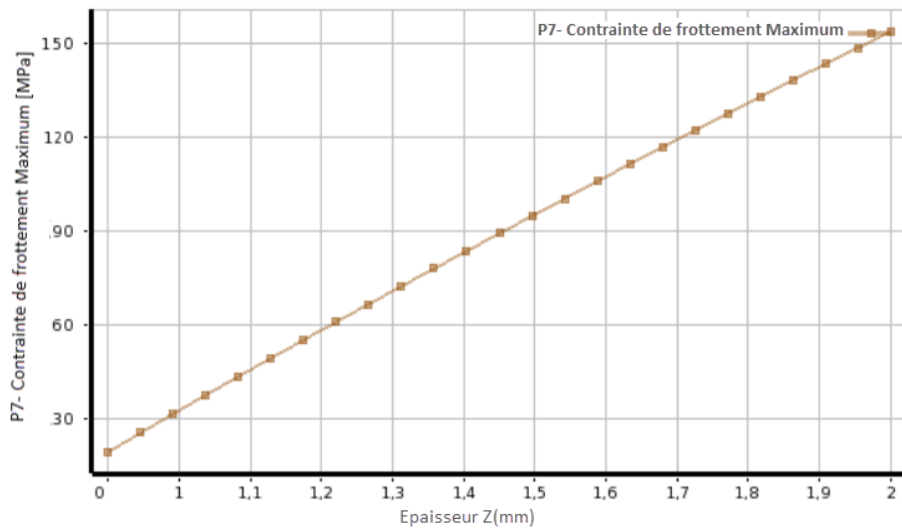
(a) Contrainte de Von-mises $\sigma_{\text{Von Mises}}=f(z)$



(b) Contrainte principale max $\sigma_{\max} = f(z)$



(c) Pression de contact $P_c = f(z)$

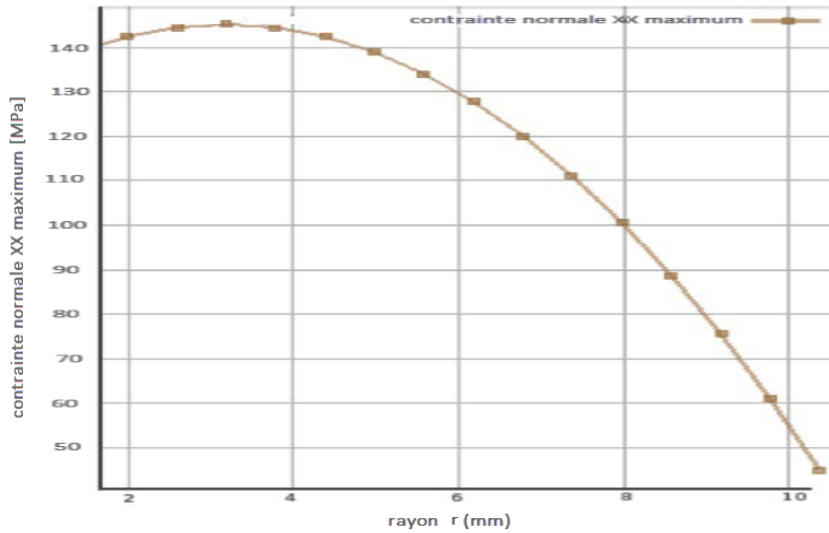


(d) Contrainte de frottement $\sigma_f = f(z)$

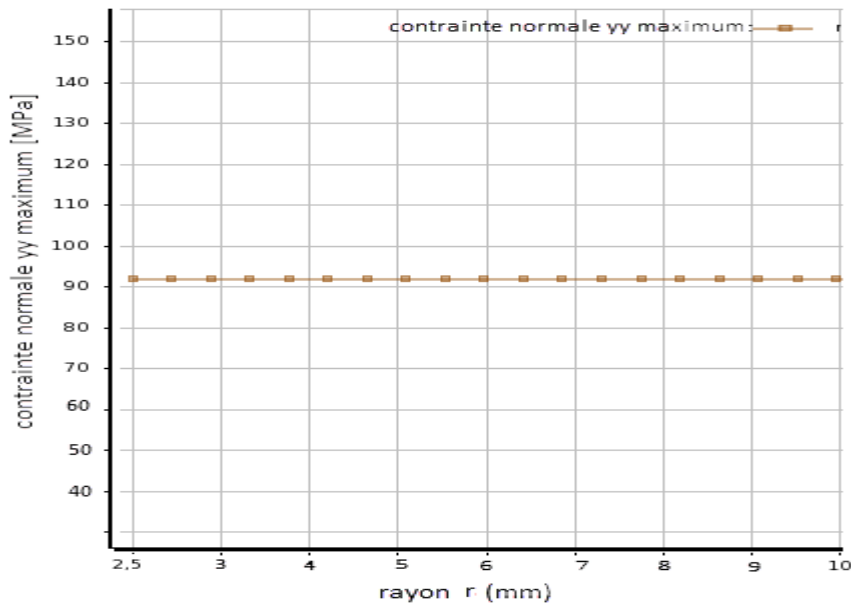
Figure III.21 : Distribution des contraintes (a, b, c, et d) en fonction de l'épaisseur de plaque.

Les Figures III.22a à III.22f montrent l'évolution des contraintes normales (σ_{xx} σ_{yy} σ_{zz}) et de cisaillement (σ_{xy} σ_{yz} σ_{xz}) en fonction du rayon r .

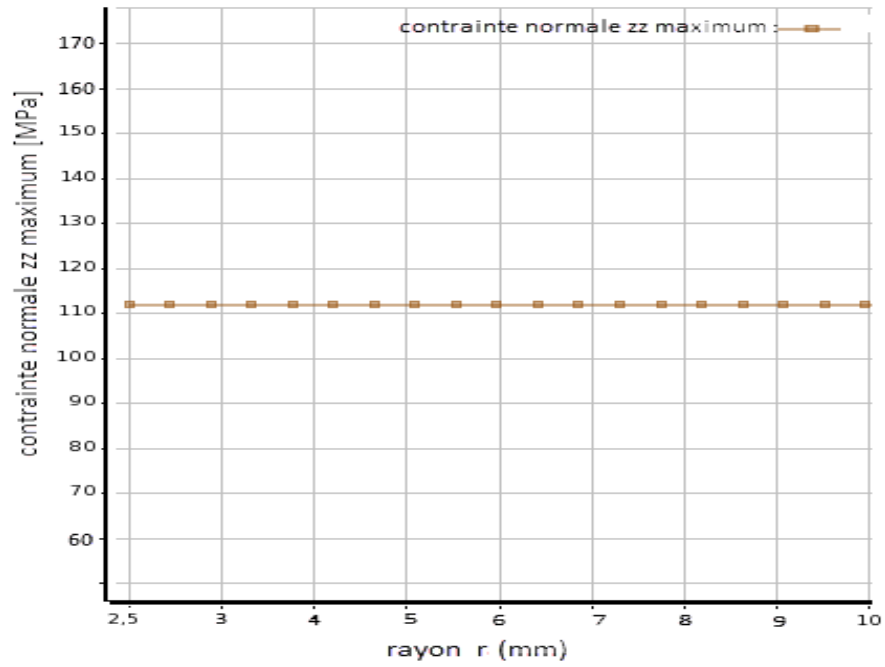
On remarque que la concentration de champ de contrainte appartient à la zone de contact situé sur un rayon $r \leq 10 \text{ mm}$. Pour plus de précision le rayon correspondant à cette zone, l'analyse de la distribution des iso valeurs des contraintes entre le bord du trou et l'extrémité de la zone de contact doit être faite pour un rayon $r \leq 10 \text{ mm}$.



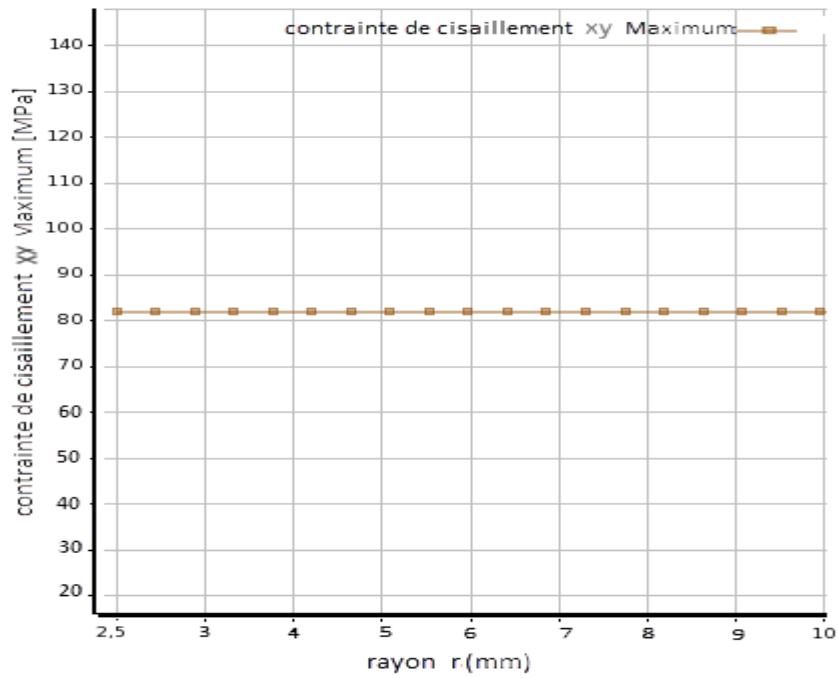
(a) Contrainte normale max (xx) $\sigma_{xx} = f(r)$



(b) Contrainte normale max (yy) $\sigma_{yy} = f(r)$



(c) Contrainte normale max (zz) $\sigma_{zz} = f(r)$



(d) Contrainte de cisaillement max $\sigma_{xy} = f(r)$

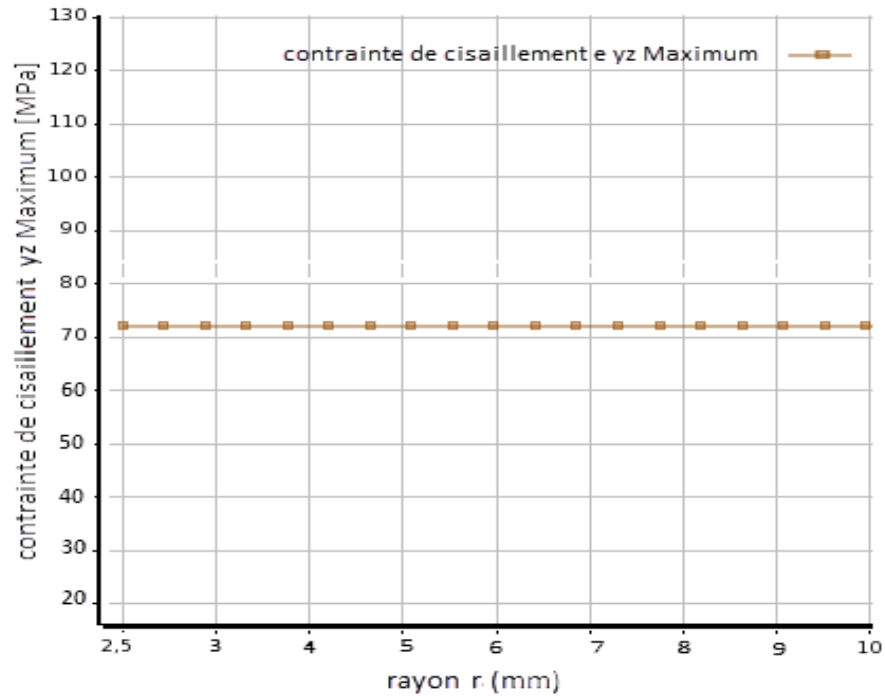
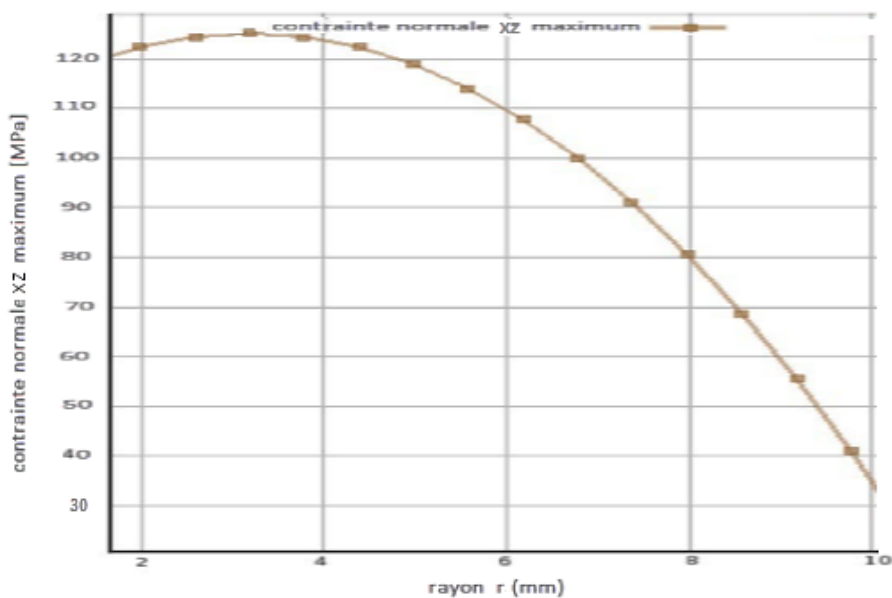
(e) Contrainte de cisaillement max $\sigma_{yz} = f(r)$ (f) Contrainte de cisaillement max $\sigma_{xz} = f(r)$

Figure III.22 : les courbes des contraintes normales et de cisaillements en fonction de rayon.

On note sur les figures III.22a à III.22f que le signe des contraintes (σ_{xx} σ_{yy} σ_{zz} σ_{xy} σ_{yz} σ_{xz}) relevées entre le bord du trou et de la zone de contact est positif.

La contrainte normale σ_{xx} augmente et atteint une valeur maximale $\sigma_{xx} = 148 \text{ Mpa}$ pour $r=3\text{mm}$ pour décroître et atteindre une valeur minimale de 25 MPa, les composantes suivant y et z restent constantes et ce quel que soit le rayon. Les contraintes de cisaillement suivent

la même logique ; la composante σ_{xz} augmente et prend une valeur maximale pour une valeur du rayon $r=3$. Les composantes σ_{yz} , σ_{xy} restent constantes quel que soit la valeur du rayon r .

Pour minimiser le temps de calcul, nous avons considéré que la moitié de l'assemblage en faisant varier l'angle θ entre 0 et 2π . La figure III.23 montre le schéma montrant les coordonnées (z , r , e et l'angle θ).

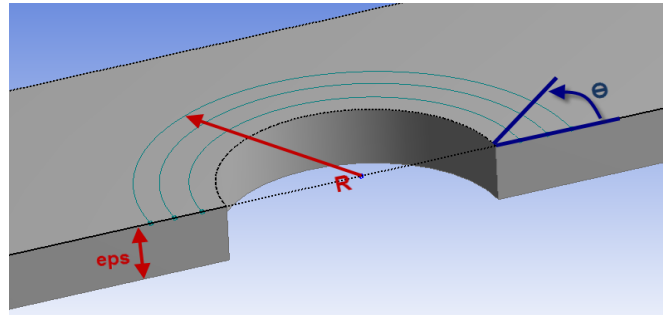
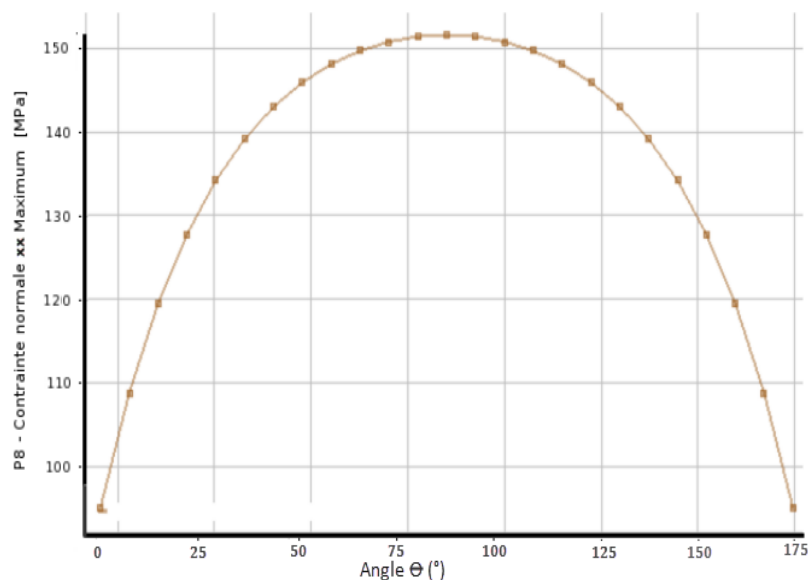
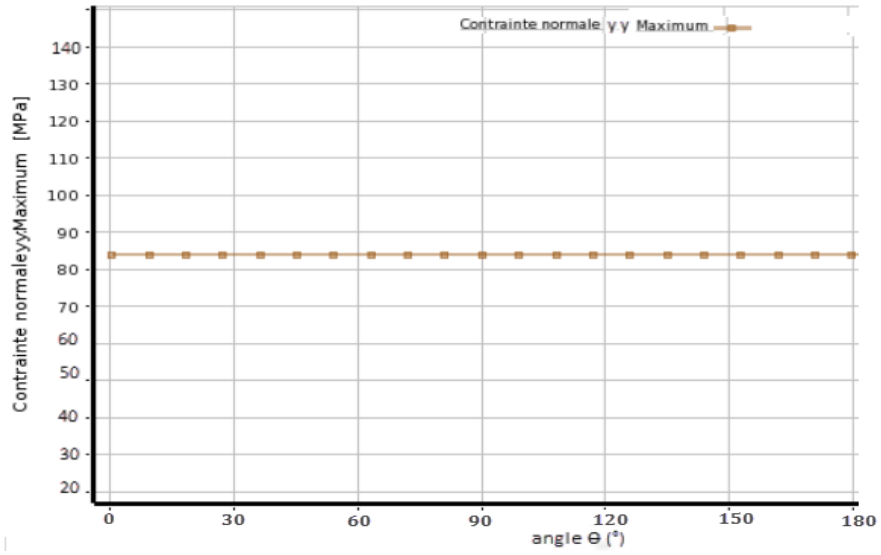


Figure III.23 schéma descriptif des fonctions z , r et θ .

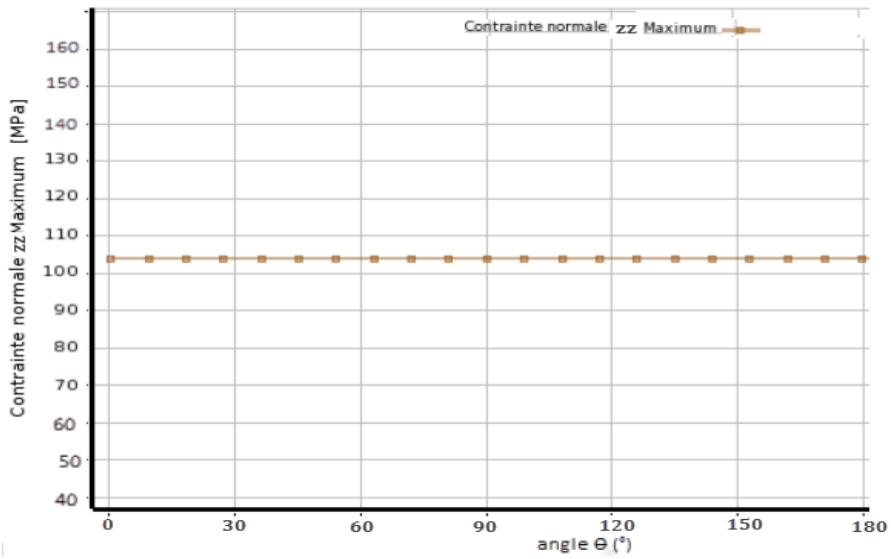
Les figures III-24a à III-24f montrent la variation des contraintes normales et de cisaillement en fonction de l'angle θ . On note que les contraintes (σ_{yy} , σ_{zz} , σ_{xy} , σ_{yz}) sont constantes et ce quel que soit la valeur de l'angle θ . Les composantes des contraintes normale σ_{xx} et de cisaillement σ_{xz} augmentent avec l'augmentation de l'angle pour atteindre des valeurs maximales pour une valeur de l'angle $\theta=90^\circ$ puis diminuent pour atteindre une valeur minimale.



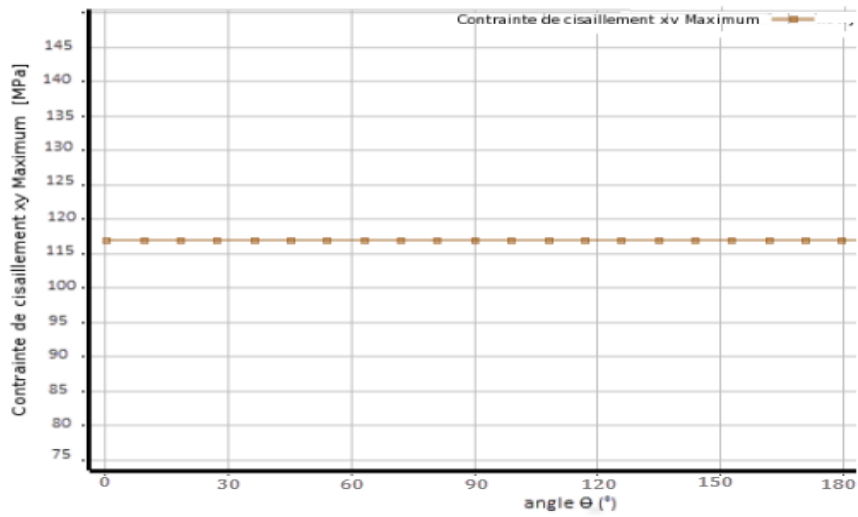
(a) Contrainte normale max $\sigma_{xx} = f(\theta)$



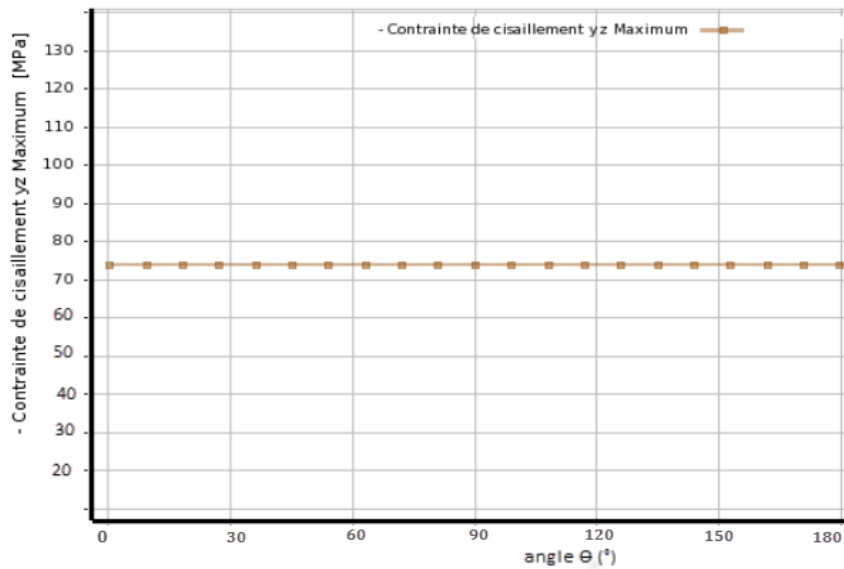
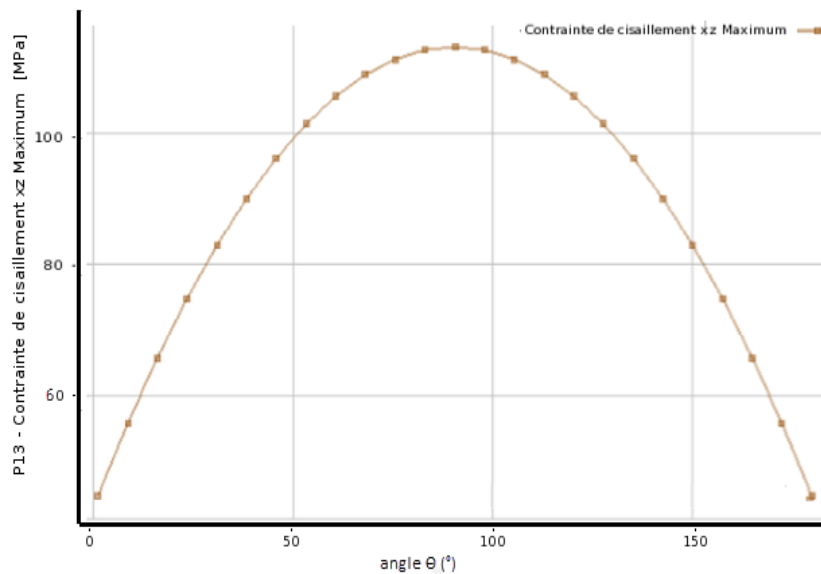
(b) Contrainte normale max $\sigma_{yy} = f(\theta)$



(c) Contrainte normale max $\sigma_{zz} = f(\theta)$



(d) Contrainte de cisaillement max $\sigma_{xy} = f(\theta)$.

(e) Contrainte de cisaillement max $\sigma_{yz} = f(\theta)$.(f) Contrainte de cisaillement max $\sigma_{xz} = f(\theta)$.**Figure III.24** les courbe des contraintes normale et de cisaillement en fonction de l'angle θ .

Nous constatons que le champ de contraintes suivant la direction de l'application de la charge cyclique prend une valeur importante, on peut dire que le risque d'amorçage et de propagation de la fissure est gouvernée par la composante de la contrainte suivant l'application de la charge cyclique. Selon ces résultats on peut dire que le risque d'amorçage aura lieu dans un plan incliné d'un angle de $\theta = 90^\circ$ par rapport au plan d'application de la charge cyclique au bord du trou

Du point de vue du phénomène de concentration en mécanique, le nœud qui correspond à cette position définie par l'angle $\theta \cong 180^\circ$ (par symétrie à l'angle 90°) est le plus dangereux

dans la zone de contact, car la composante de la contrainte qui déclenche l'amorçage et la propagation de la fissure de fatigue dans la plaque atteint une valeur maximale. Ce point sera le premier à se rompre si une charge critique est atteinte.

Alors que le nœud qui correspond à une position définie par un rayon de $r=3\text{ mm}$ est le plus dangereux dans la zone de contact, cette position correspond aussi à la précédente position définie par $\theta \cong 180^\circ$. Par projection avec la géométrie utilisée, on trouve une position correspondant à un plan incliné d'un angle 90° par rapport au plan d'application de la charge cyclique définissant un mode de rupture en mode I (figure III.25).

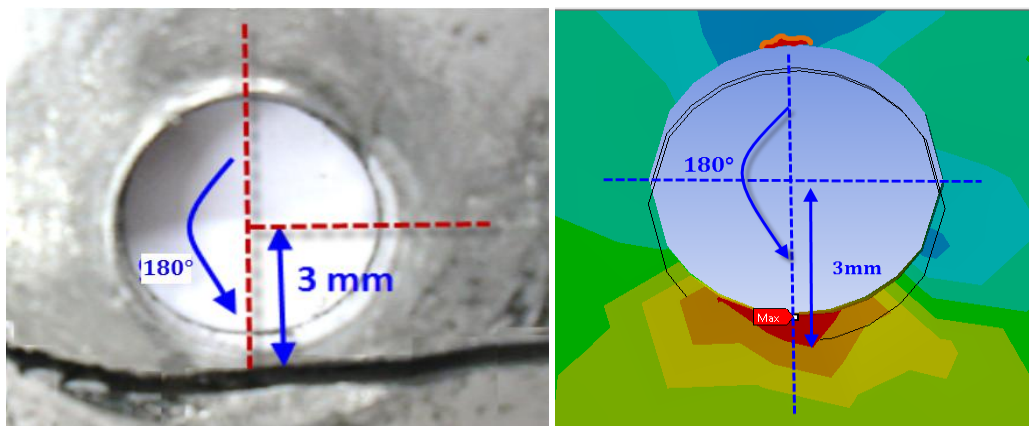


Figure III.25 : comparaison entre les résultats de simulation et d'expérimental

Il était nécessaire de déterminer la distribution de la pression de contact, la contrainte de friction et le glissement dans la zone de contact, dans le but de localiser approximativement les emplacements d'initiation des fissures dans la zone de contact et pour confirmer notre résultat.

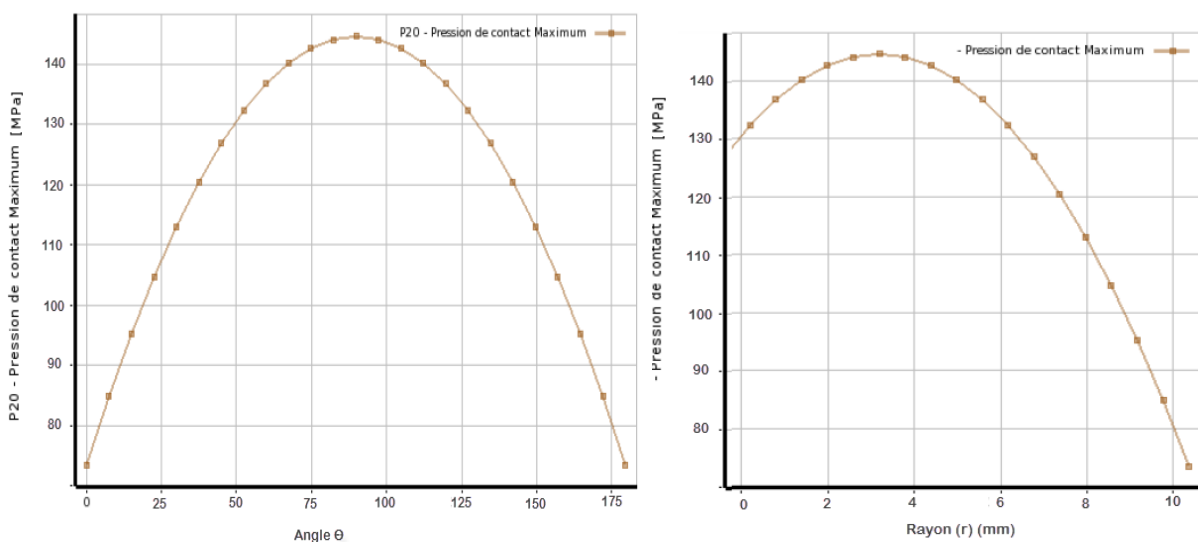


Figure III.26 : Pression de contact en fonction (r, θ) .

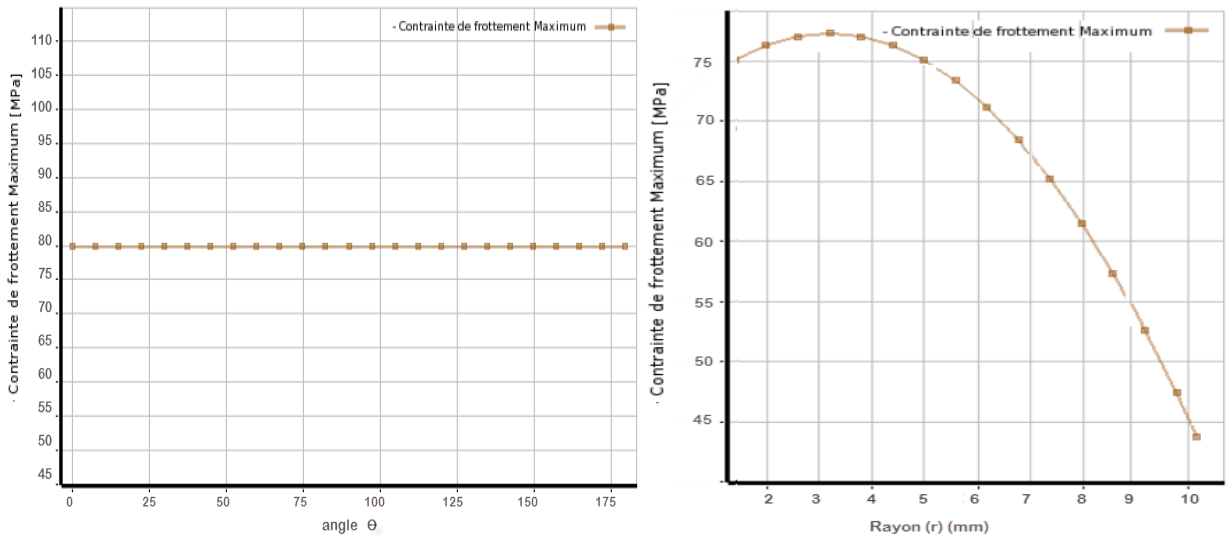


Figure III.27 : Contraite de frottement en fonction (r, θ).

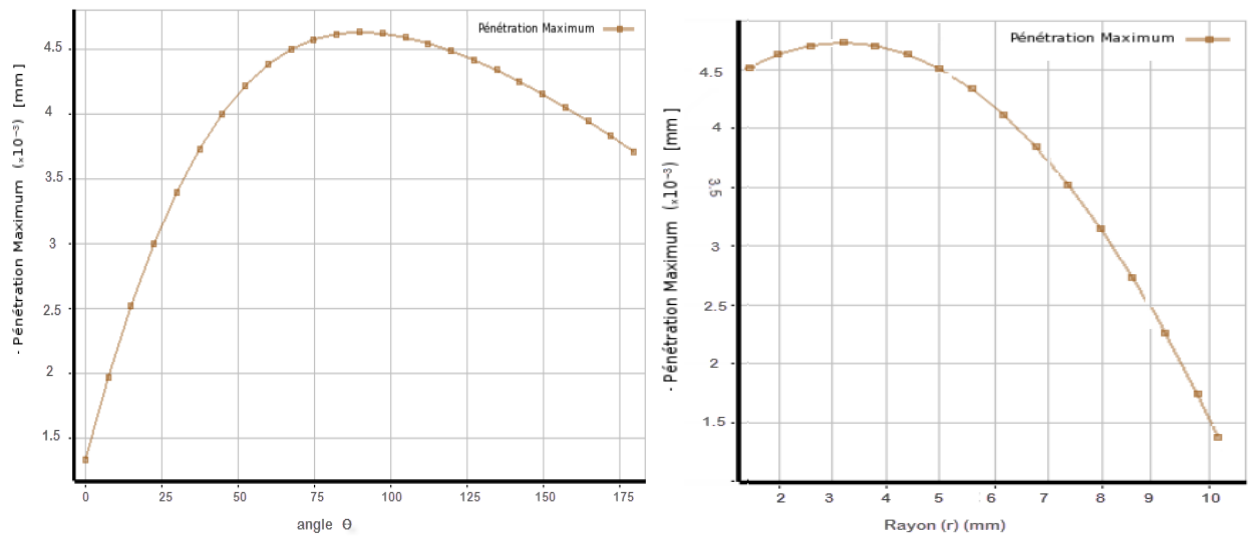


Figure III.28 : Pénétration en fonction (r, θ)

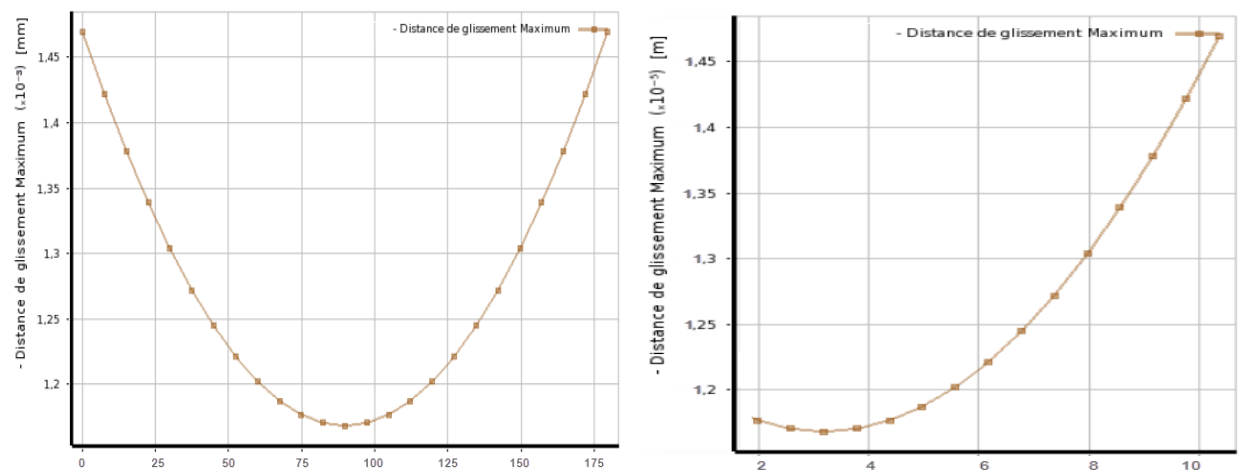


Figure III.29 : Glissement en fonction (r, θ).

Les figures III.26 à III.29 montrent que les de la pression de contact ($P= 145 \text{ MPa}$), de la contrainte de frottement ($\sigma_{\text{frottement}}= 80 \text{ MPa}$) et de la pénétration ($Pé=0.0047\text{mm}$) sont maximale pour une position définie par $\theta = 90^\circ$ et $R=3\text{mm}$ par contre le glissement prend une valeur minimale pour cette position. On peut dire que la position définie par $R=3\text{mm}$ et $\theta = 180^\circ$ (par symétrie à l'angle $\theta = 90^\circ$) représente un domaine de forte adhérence correspondant au domaine critique dans la zone de contact où il y a risque d'amorçage de fissure sous fretting-fatigue.

III.4.3 L'effet de fretting fatigue sur la durée de vie

Dans cette partie l'effet de fretting-fatigue sur la durée de vie des assemblages boulonnés est étudié. La simulation a été faite sur des éprouvettes boulonnées en fatigue pure et en fretting-Fatigue. La figure III.30 montre les résultats expérimentaux obtenus en fretting-fatigue et ceux obtenus par simulation sur des éprouvettes boulonnées avec un couple de serrage de $T= 2\text{N.m}$ et pour des contrainte appliquées variables. On remarque que les courbes ont les mêmes allures avec un écart qui diminue avec l'augmentation de contrainte appliquée sur l'éprouvette.

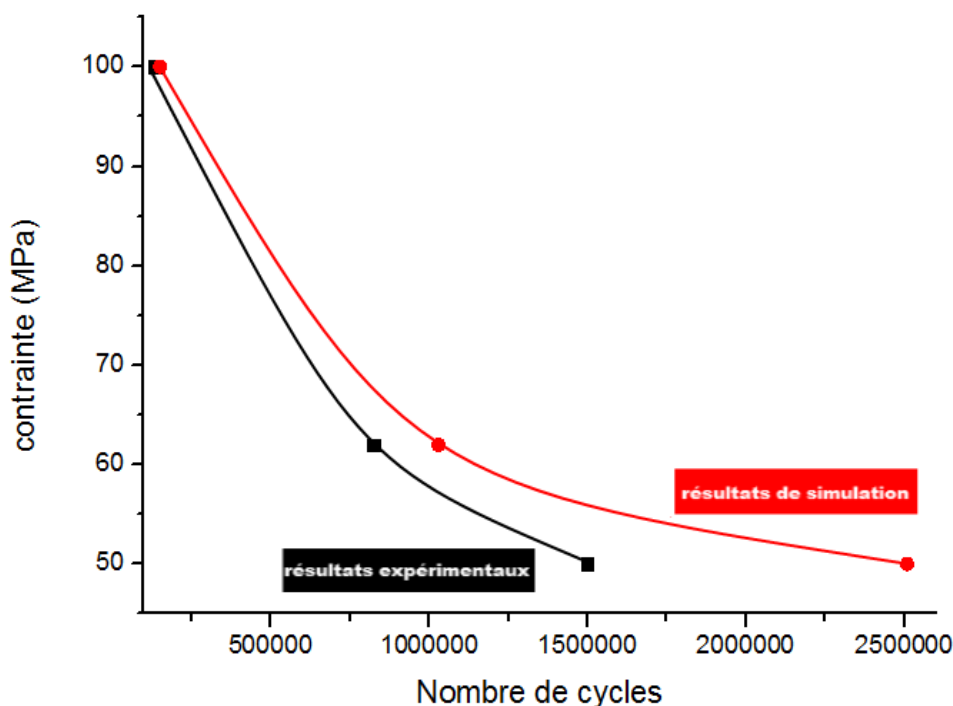


Figure III.30 Etude comparative entre des essais d'expérimentale et de simulation de fretting fatigue.

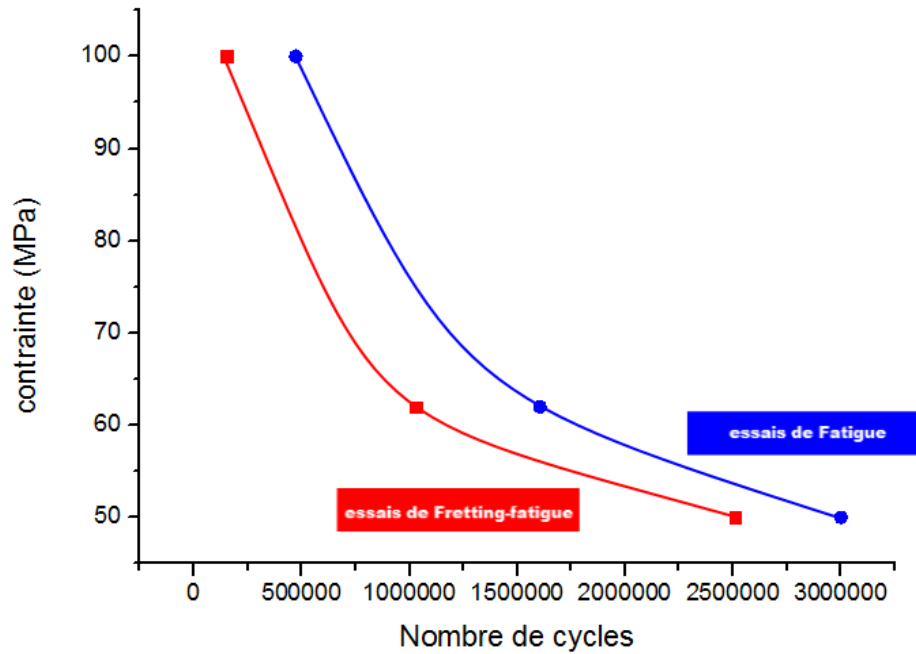


Figure III.31 Etude comparative entre des simulations de fatigue de fretting fatigue.

La figure III.31 montre la variation de la contrainte en fonction de la durée de vie exprimée en nombre de cycles pour des essais de fatigue pure et en fretting-fatigue. Dans le cas, des éprouvettes qui sont sollicitées en fatigue, les effets de frottement entre les plaques et du couple de serrage sont éliminés. Les résultats montrent que les éprouvettes sollicitées en fatigue ont une durée de vie plus importante que celles sollicitées seulement en fretting-fatigue.

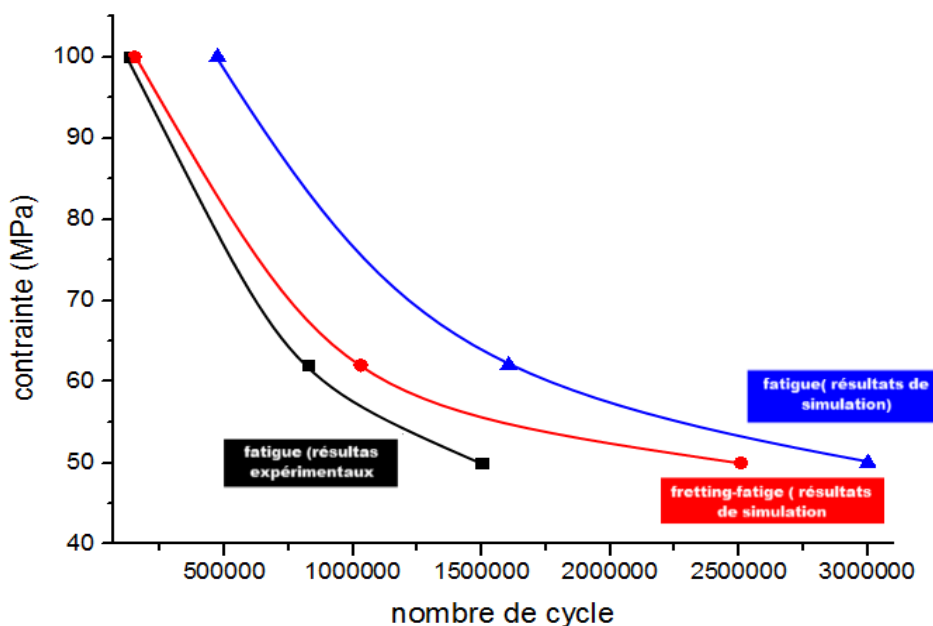


Figure III.32 Etude comparative entre des essais de fatigue et de fretting fatigue (simulation et expérimentale)

La figure III.32 montre la variation de la contrainte en fonction de la durée de vie exprimée en nombre de cycles pour des essais de simulation en fatigue pure et en fretting-fatigue comparés aux résultats expérimentaux pour des essais de fatigue. Les écarts entre les différents résultats diminuent au fur à mesure que la contrainte appliquée augmente.

III.4.4 L'effet de couple de serrage sur la durée de vie en fretting fatigue.

La Figure III.33 montre l'évolution de la durée de vie exprimée en nombre de cycles en fonction du couple de serrage. Afin d'étudier l'effet du couple de serrage sur le comportement en fretting-fatigue des plaques boulonnées les essais de fatigue ont été réalisés pour un chargement à amplitude constante et un couple de serrage variant de 2 N.m à 4 N.m. On remarque que le couple de serrage a une grande influence sur la durée de vie. Pour des faibles couples de serrage égal à 2 N.m, la durée de vie est maximale. Au-delà de 3 N.m, on remarque une diminution rapide de la durée de vie. L'augmentation du couple de serrage est néfaste pour la tenue des assemblages en fatigue.

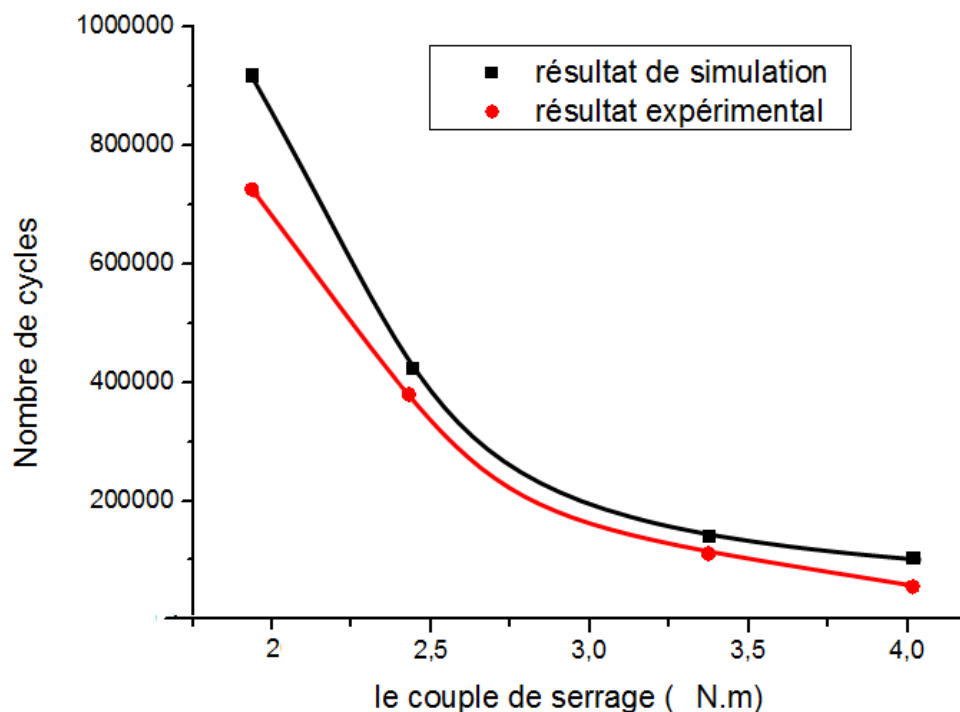


Figure III.33 la durée de vie en fonction de couple de serrage.

III.5 Discussion des résultats :

Les résultats expérimentaux en fretting fatigue montrent que le couple de serrage a un effet important sur la durée de vie en fretting fatigue des plaques boulonnées (Figure III. 33). Avec une augmentation du couple de serrage la durée de vie en fretting fatigue (N_r) diminue brusquement de 71 579 cycles pour un couple de serrage $T = 2 \text{ N.m}$ à 9850 cycles pour $T = 4 \text{ N.m}$. La raison principale de ce comportement peut être expliquée par des modifications survenant dans la zone de contact sous l'effet de changement de la force de contact (couple de serrage) en fonction de l'amplitude de la charge cyclique selon Aragon et al [49]. Même il est impossible d'expliquer cette forte diminution de durée de vie directement par la pression de contact. Parce que, le serrage par boulon d'un trou de fixation génère généralement des contraintes de compression importante dans la zone de contact en particulier autour du trou. Ces contraintes de compression réduisent considérablement le niveau des contraintes appliquées en service au bord de la discontinuité géométrique (trou). Elles peuvent aussi éviter ou retarder considérablement, le problème d'amorçage de la fissure de fatigue au bord du trou. La diminution dans la durée de vie à des pressions de contact élevées est probablement affectée plutôt par la concentration des contraintes au bord de la zone de contact. Pour justifier ces phénomènes dans les plaques boulonnées en fatigue, un calcul numérique a été mené pour simuler l'effet du couple de serrage sur la distribution de champ de contraintes et de déformations dans la zone de contact, puisque cette information n'est pas facilement accessible à partir de l'expérience.

Les résultats numériques montrent que le champ de contrainte globale est en traction au bord de la zone de contact et en compression au voisinage au bord du trou dans la zone de contact. Nous rappelons que toutes les surfaces de contact expertisées, présentent une morphologie similaire en termes de dégradation. Une dégradation importante au bord de la zone de contact, tandis que au bord du trou une zone peu dégradée. Les fissures apparaissent au bord du contact dans un angle compris entre 40° et 90° incliné par rapport à la direction de glissement (direction de la charge cyclique).

Pour un couple de serrage très élevés, une pression de contact important qui conduit à une adhérence importante dans la zone de contact favorise une concentration de contrainte au bord de la zone de contact sous l'action du chargement cyclique. Par conséquent la présence de ce gradient de contrainte très élevé à proximité des surfaces de contact en particulier dans une direction inclinée d'angle compris entre 40° et 90° ($40^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$) peuvent favoriser la

formation et la croissance initiale, de petites fissures, dont la propagation ultérieure peut être accélérée par la présence de charges cycliques externes qui conduisent à la rupture finale de l'éprouvette par fretting fatigue.

Le fretting est causé par un mouvement oscillatoire de faible amplitude qui se produit entre deux surfaces en contact soumises à des vibrations. Le fretting provoque le phénomène d'usure des surfaces de contact et produit une forte contrainte locale dans la zone de contact, qui à leur tour, peuvent entraîner une nucléation des fissures et une réduction de la durée de vie en fatigue.

Les résultats antérieurs ont confirmé que le couple de serrage peut diminuer la concentration de contraintes au bord du trou, et donc augmenter la résistance à la traction ou à la fatigue de l'assemblage de façon significative. En service et sous chargement cyclique, le déplacement relatif à l'interface est inévitable pour les assemblages boulonnés, en plus l'effet de la force de serrage sur la distribution du champ de contraintes près au trou d'assemblage, le coefficient de frottement ainsi la contrainte de friction dans la zone de contact ne sont pas pleinement compris et représentent une recherche très active dans ce domaine. La force de contact (couple de serrage) et l'amplitude de déplacement relatif (amplitude de la charge cyclique) sont deux variables clés qui contrôlent la durée de vie en fretting fatigue dans tel assemblage boulonné.

Une relation entre le couple de serrage et la durée de vie en fretting fatigue de l'assemblage a été obtenue, une augmentation du couple de serrage conduit à une diminution importante en durée de vie (Figure III.33).

La connaissance de la distribution du champ de contraintes responsable à l'amorçage et la propagation de fissure en particulier au bord de la zone de contact est importante pour savoir le mode de défaillance de tel assemblage boulonné en fretting fatigue. C'est pour cela que nous allons effectuer une simulation à l'aide du modèle réalisé en utilisant le logiciel ANSYS pour prendre en compte l'effet du frottement, contrainte de friction, pression de contact sur la distribution du champ de contrainte qui déclenche l'amorçage de la fissure dans la zone de contact. Autour de la zone de contact que les contraintes qui déclenche l'amorçage de la fissure sont les plus élevées en particulier au bord de la zone de contact à l'interface acier aluminium, ce qui a été observé par ailleurs dans les observations expérimentales (Figure II.18).

Le lieu d'amorçage se trouve dans ces conditions de chargement au bord de contact dans un plan incliné d'un angle à peu près égal à 45° par rapport à la direction du glissement. Il apparaît que la contrainte σ_y est en traction dans la zone de contact pour des orientations caractérisées par un angle θ moins de 90° ($\theta \leq 90^\circ$), et en compression pour des angles θ supérieurs à 90° ($\theta > 90^\circ$). Ceci est en bon accord avec les résultats expérimentaux, pour lequel l'amorçage et la propagation de la fissure aura lieu pour des positions dans la zone de contact caractérisée par l'angle θ moins de 90° .

La comparaison entre les résultats expérimentaux et le numérique (Figure III. 34) permet de justifier ces conclusions. Les différentes zones (adhérence, glissement et non contact) sont très marquées et facilement discernables. L'apparition d'une adhérence dans la zone de contact près du trou, c'est un signe d'existence d'une contrainte importante normale à la surface de contact qui conduit à une déconcentration de contrainte au bord du trou et par conséquent élimination ou retarder le risque d'amorçage de fissure à cet endroit. Tandis que, le système de glissement est activé dans d'autres positions dans la zone de contact.

Nous observons que la zone de contact à l'interface acier aluminium près du trou est sous l'effet d'un glissement avec frottement et comme le mécanisme de fissuration selon la bibliographie est observé dans le glissement. En conclusion, sous une condition d'essai de fretting fatigue, il existe une zone d'adhérence (stick) centrale entourée par une zone de glissement (slip) dans la zone de contact [31,32].

La zone d'adhérence est trop étroite quand la pression de contact est faible. Lorsque la pression de contact est très faible, toute la zone de contact est occupée presque par la zone de glissement.

L'accroissement du couple de serrage (pression de contact) conduit à une diminution de la zone de glissement et donc une augmentation de la zone d'adhérence, ce qui réduit considérablement l'amplitude du glissement relatif à l'interface des surfaces de contact dans l'assemblage boulonné. Nous notons que l'initiation et la propagation des fissures prise naissance à une position favorable à l'interface entre la zone d'adhérence (Stick) et la zone de glissement (Slip) dans la zone de contact.

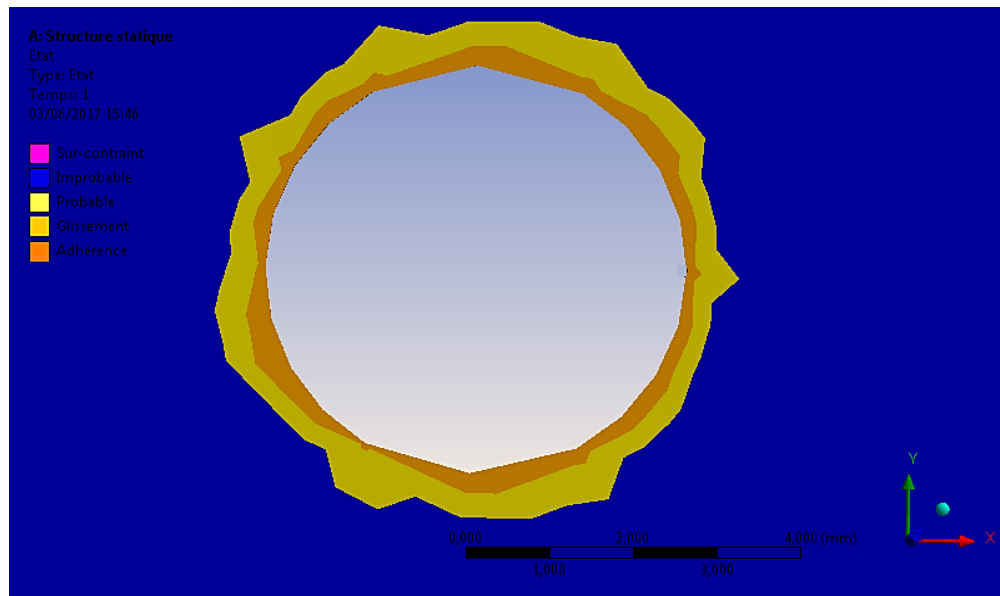
Nous pouvons donc conclure, que la position d'amorçage de fissures est liée principalement sur le changement de la taille et les dimensions de la zone d'adhérence. Celle-ci est variée en fonction du niveau du couple de serrage pour un chargement cyclique donné.

En d'autres termes, à un couple très élevé, une grande zone d'adhérence large conduite à une zone de glissement très étroit, l'initiation et la propagation de la fissure se produit à la frontière de la zone de contact même à l'extérieure de la zone de contact à cause de la concentration de contrainte à cet endroit. Pour un couple de serrage moyen, qui conduit à réduire la taille de la zone d'adhérence et d'augmenter la taille de zone de glissement, par conséquent, l'initiation et la propagation des fissures est situé dans la zone de contact à l'interface entre la zone d'adhérence et la zone de glissement.

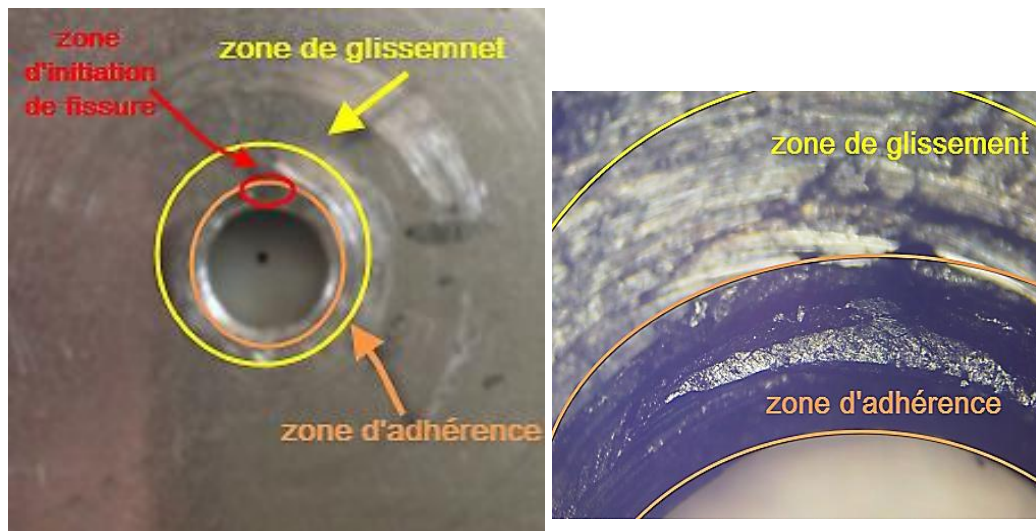
Ce phénomène peut s'expliquer par le fait du changement de la pression nette agissant sur chacune de ces zones (zones d'adhérence et de glissement) dans la zone de contact. C'est-à-dire, dans la zone d'adhérence, la pression de contact nette était probablement plus élevée que la pression de contact moyenne en raison d'une diminution de la surface de contact réelle dans la zone de contact, d'où une contrainte de friction nette agissant dans la zone d'adhérence plus élevé, et que, dans la zone du glissement est inférieure à la valeur moyenne. Par conséquent, une concentration de contrainte est survenue à l'interface entre la zone d'adhérence et la zone de glissement dans la zone de contact, ce qui favorisait le risque d'amorçage des fissures dans des orientations favorables, dont la propagation ultérieurs en mode mixte, ce mode mixte est dû à l'effet combiné entre la force de contact (couple de serrage) et le chargement cyclique.

Un autre paramètre à un effet déterminant sur le mécanisme de dégradation des surfaces de contact qui n'est pas pris en considération dans cette étude, c'est le phénomène thermique. Puisque la génération de forces résistantes de frottement à l'interface de deux solides en glissement produise un mécanisme de dissipation d'énergie. Cette énergie se transforme en chaleur au niveau de l'interface et s'évacue de différentes :

- dans les solides en contact par conduction.
- dans le milieu environnant par convection ou rayonnement, provoquant éventuellement des transformations (vaporisation locale) ou des réactions chimiques (oxydation).



(a)



(b)

Figure III.34 (a) distribution du contact STATUS de la surface de contact interface acier-aluminium et (b) l'observation expérimentale, ($T = 2 \text{ N.m}$ et $F_{\text{max}} = 3.36 \text{ KN}$)

Conclusion

Conclusion

Les travaux présentés dans ce mémoire sont consacrés à l'étude du comportement en fretting fatigue des assemblages boulonnés. Cette étude a été réalisée avec une investigation expérimentale sur de éprouvettes boulonnées bimatériaux (acier-aluminium), qui nous ont permis de traiter le comportement des assemblages boulonnés sous l'effet de fretting fatigue. L'examen des marques de frottement à l'interface des surfaces de contact sont analysées par un microscope optique (MO).

Afin de prédire le comportement d'un assemblage boulonné en fretting fatigue, et pour déterminer les champs des contraintes et des déformations ainsi que des déplacements pour identifier leur influence sur les sites d'amorçage de fissure, On a Utilisé de la méthode des éléments finis avec le code ANSYS. Cette simulation a été effectuée en 3D, Toutes les conditions de contact ont été introduites. Le couple de serrage a été correctement introduit par l'application d'une compression locale sur les plaques et par une extension du boulon, le frottement entre les éléments de contact a été pris en considération.

L'ensemble de ce travail nous emmène à apporter les conclusions suivantes :

- La force de contact (couple de serrage) et l'amplitude de déplacement relatif (amplitude de la charge cyclique) sont deux variables clés qui contrôlent la durée de vie en fretting fatigue dans tel assemblage boulonné.
- La durée de vie des plaques boulonnées en fretting fatigue (N_r) diminue avec l'augmentation du couple de serrage. La résistance à la rupture d'un assemblage boulonné dépend de l'importance du couple de serrage T (force de contact) et le niveau de la charge cyclique F_{max} .
- Le contact entre les pièces, qui peut introduit un phénomène de fretting. Celui-ci est capable de générer rapidement de petites fissures susceptibles de mener à une rupture catastrophique. Les sites d'amorçage sont situés sur une zone proche de la frontière de contact qui est localisée avec un angle entre 40° et 90° par rapport à l'axe horizontal du trou. Ceci est dû à la combinaison de l'effet de contraintes et des déplacements.

- Le mécanisme de dégradation des surfaces de contact est plus important à l'interface acier-aluminium.
- La taille de la zone d'adhérence ainsi que la taille de la zone de glissement dans la zone de contact est très influencés par le niveau du couple de serrage et aussi le niveau du chargement cyclique, puisque ces deux zones (adhérence et glissement) sont les responsables au mécanisme de fissuration et de dégradation des surfaces de contact par usure.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] MUZEAU J.P. Constructions métalliques, Assemblages par procédés mécaniques 2005, Techniques de l'ingénieur, C2 521, pp 1-22.
- [2] Norme européenne, norme française des éléments de fixation. Caractéristiques mécaniques des éléments de fixation. NF EN 20898-1 et NF EN 20898-2 ; AFNOR Décembre 1991.
- [3] GUILLOT J. Assemblages par éléments filetés - Calculs. Techniques de l'ingénieur - Tome 1 - B5560 à B5562. 21 rue cassette - 75006 Paris Août 1988.
- [4] BESSET B. Comportement de boulonnerie au Bore dans des assemblages dits nobles de type bride hautement sollicités. CETIM - Etude n° 102230 - Rapport partiel n°2 - Juin 1987.
- [5] BESSET B. - BRAND A. Comportement de boulonnerie au Bore dans des assemblages dits nobles de type bride hautement sollicités. CETIM - Etude n° 102230 - Rapport partiel n°3 - Février 1988.
- [6] BRAND A. - BESSET B. La rupture différée et la tenue en fatigue d'assemblages avec boulonnerie en aciers au Bore et pour traitements thermiques de classe 8-8 et 12-9. CETIM - Etude n° 102230 - Rapport final - Juin 1988.
- [7] GLAIN R. La rupture en service des assemblages vissés. CETIM informations n°107 - Octobre 1988.
- [8] TANAKA M. - HONGO K. Stress analysis of threaded connections by finite element method. Bull. of JSME, Vol 24, n° 194, August 1981, Paper n°194 - 21, p.1454 - 1461.
- [9] MARUYAMA K. Analysis of the deformation in bolted joints - Solution by finite element method as a contact problem among three elastic bodies. Bull. Japan Soc. of Prec. Engg, Vol n° 14, N° 1, Mar. 1980.
- [10] SOREL M. - AUBERT J. - BRAND A. Assemblages boulonnés - Mesure de la tension de serrage par méthode ultrasonore. CETIM informations n°78 - Décembre 1982.

- [11] KELLERMANN R. - KLEIN H. Chr. Berücksichtigung des reibungszustades bei der bemessung hochwertiger schraubenverbindungen. Konstruktion 8. Heft 6n - 1956.
- [12] ALEMANY B. - ALBERT B. Boulons précontraints pour assemblages à haute rigidité. DUNOD - 1967.
- [13] T. DANG HOANG, C. HERBELOT, A. IMAD, Rupture et mécanismes d'endommagement dans le cas des assemblages boulonnés. Université des Sciences et Technologies de Lille/Polytech'Lille, Laboratoire de Mécanique de Lille, CNRS UMR 8107, Cité Scientifique, Avenue Paul Langevin, 59653 Villeneuve d'Ascq, France.
- [14] A.D.CROCOMBE , R.WANG,G.RICHARDSON, C.I UNDERWOOD, Estimating the energy dissipated in a bolted spacecraft et resonance, 2006, computers structures,84, pp 340-350.
- [15] C. BLEUZEN, Evaluation de la susceptibilité au fretting d'alliages aéronautique, le fretting corrosion, Senlis, pp. 39-57, 1988.
- [16] MOHRBACHER H., CELIS J. P., ROOS J. R.Laboratory testing of displacement and load induced fretting. Tribology International, vol. 28, 1995, p. 269–278.
- [17] S.FOUVRY,P.KAPSA et L.VINCIENT. Quantification of fretting damage .Wear 200,1996 , p.186-205.
- [18] Lemaitee J. et Chaboche J-L.Mécanique des matériaux solides, Dunod 2° édition, 2004.
- [19] Forsyth P.J.E. A two-stage fatigue fracture mechanism, Proc. Cranfield Symposium on Fatigue, Crack propagation 1, 1961, p.76.
- [20] Nakasawa K., Sumita M., Maruyaman N.Effect of the contact pressure on fretting fatigue high strength steel and titanium alloy, Standardization of fretting fatigue test methods and equipment, ASTM STP, 1159, M. Helmi Attia and R. B. Waterhouse Eds., ASTM, Philadelphia, 1992.
- [21] Buckley D. Surface effects in adhesion, friction, wear and lubrication, Trib. Ser. 05, Elsevier, Amsterdam.1985.

- [22] Kuno M., Waterhouse R. B., Nowell D., Hills D. A. Initiation and Growth of fretting Fatigue Cracks in the partial Slip Regime *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.* 1989, vol. 12, p. 387-398.
- [23] Smith K.N., Watson P., Topper T.H. A stress-strain function for the fatigue of metals *J. Mater.* 1970, vol. 5 p. 767-778.
- [24] Crossland B. Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel *Proc. Int. Conf. On Fatigue of Metals, Inst. Mech. Engrs*, 1956, pp. 138-149.
- [25] Dang Van, K. Macro-micro approach in high-cycle multiaxial fatigue *Advances in Multiaxial Fatigue, ASTM STP 1191*, 1993, p. 120-130.
- [26] Papadopoulos I.V. A new criterion of fatigue strength for out-of-phase bending and torsion of hard metals *International Journal of Fatigue* vol. 1994, 16, p. 377-384.
- [27] Petiot, C. Développement d'une méthodologie prévisionnelle du comportement en fretting-fatigue couplant les approches expérimentales et théoriques, Thèse Ecole Centrale de Lyon, 1994.
- [28] Szolwinski M. P., Farris T. N. Mechanics of fretting fatigue crack formation, *Wear*, vol. 198, 1996, p. 93-107.
- [29] Naboulsi S., Mall S. Fretting fatigue crack initiation behavior using process volume approach and finite element analysis, *Tribology International*, 2003, vol. 36, p. 121-131.
- [30] Proudhon H. Identification des mécanismes de fissuration dans un alliage d'aluminium sollicité en fretting et en fatigue Thèse de doctorat de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2005.
- [31] Mindlin, R.D., "Compliance of elastic bodies in contact", *ASME journal of Applied Mechanics*, 1949, 16, page. 259-268.
- [32] C. Cattaneo, Sul contatto di due corpi elastici: distribuzione locale degli sforzi, *Accademia Nazionale. Rend. Accad. Lincei.* 6 (27) (1938) 342-348, 434-436, 474-478.

- [33] Odfalk M., Vingsbo O. Influence of normal force and frequency in fretting. *Tribology Transaction*, 1990, vol. 33, pp. 604-610.
- [34] Fouvry, S., Kapsa, E, and Vincent, L., "Fretting-Wear and Fretting-Fatigue: Relation Through a Mapping Concept," *Fretting Fatigue: Current Technology and Practices*, ASTM STP 1367, D. W. Hoepfner, V. Chandrasekaran, and C. B. Elliott, Eds., American Society for Testing and Materials, West Conshohocken, PA, 2000.
- [35] Fouvry, S., D. Nowell, K. Kubiak, D.A. Hills. Prediction of fretting crack propagation based on a short crack methodology. *Engineering Fracture Mechanics* 2008 (75) 1605–1622.
- [36] Zhou ZR, Pellerin V, Vincent L. Wear mechanisms in fretting of aluminium alloys, In: *Proceedings of the second international conference on aluminium alloys*, 1990, Beijing, China, p. 642–647.
- [37] Zhou ZR, Fayeulle S, Vincent L. Cracking behaviour of various aluminium alloys during fretting wear. *Wear* 1992;155:317–30.
- [38] Zhou ZR, Vincent L. Mixed fretting regime. *Wear* 1995; 181–183: 531–536.
- [39] Nakazawa K, Sumita M, Maruyama N. Effect of relative slip amplitude on fretting fatigue of high strength steel. *Fatigue Fract. Eng. Mater Struct.* 1994;17:751–759.
- [40] Nakazawa K, Maruyama N and Hanawa T. Effect of contact pressure on fretting fatigue of austenitic stainless steel. *Tribol Int* 2003;36:79–85.
- [41] Naidu R.N.K., Raman S.G.S. Effect of contact pressure on fretting fatigue behavior of Al–Mg–Si alloy AA6061, *International Journal of Fatigue* 27 (2005) 283–291.
- [42] Ruichun, D. "Etude de l'endommagement en fretting-fatigue : Application aux structures boulonnées". PhD Thesis, Lille,2006.
- [43] Minguez J.M., Vogwell J., Effect of torque tightening on the fatigue strength of bolted joints, *Engineering Failure Analysis*, 2006, 13, 1410–1421

- [44] Chakherlou, T.N. R.H. Oskouei, J. Vogwell. Experimental and numerical Investigation of the effect of clamping force on the fatigue behavior of bolted plates. *Engineering Failure Analysis* 15 (2008) 563–574.
- [45] Sanat,W. Hiroshi,K. Ultrasonic detection of fretting fatigue damage at bolt joints of aluminum alloy plates. *International Journal of Fatigue* 31 (2009) 1378-1385.
- [46] Chakherlou, T.N. M. Mirzajanzadeh, J. Vogwell. Effect of hole lubrication on the fretting fatigue life of double shear lap joints: An experimental and numerical study. *Engineering Failure Analysis* 16 (2009) 2388–2399.
- [47] Benhamena, A. "Contribution à l'étude De l'endommagement En Fretting Fatigue des assemblages par fixation: Cas Des Assemblages Rivetés ". (Contribution to the Fretting Fatigue Damage Study of assemblies by fixation: Rivet Assemblies Case.) PhD Thesis, Sidi Bel Abbes, Algeria, 2010.
- [48] R.N. Ibrahim, R.H. Oskouei , Improving fretting fatigue behaviour of Al 7075-T6 bolted plates using electroless Ni–P coatings. *International Journal of Fatigue* 44 (2012) 157–167.
- [49] Aragon A, Alegre JM, Gutiérrez-Solana F. Effect of clamping force on the fatigue behaviour of punched plates subjected to axial loading. *Engineering Failure Analysis* 2006; 271–281