

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Construction Mécanique

Thème

MODÉLISATION NUMÉRIQUE DU
PHÉNOMÈNE DE FRETTEMENT-FATIGUE
DES MATÉRIAUX

Préparé par :

LAZREG HANANE
KHEIRAT ASMA

Soutenu publiquement le : 22 / 06 / 2023, devant le jury composé de :

M. MAZARI Djamel	Maître Assistant "A"	(Univ. Ibn Khaldoun) Président
M. ZAGANE Mohammed El Sallah	Maître de Conférences "A"	(Univ. Ibn Khaldoun) Examineur
M. BENARBIA Djamilia	Maître de Conférences "B"	(Univ. Ibn Khaldoun) Examineur
M. BALTACH Abdelghani	Maître de Conférences "A"	(Univ. Ibn Khaldoun) Encadrant

Année universitaire : 2022 – 2023

*R*emerciements

Je tiens à remercier Monsieur BALTACH Abdelghani, qui m'a fait l'honneur de m'encadrer et qui a été d'un support scientifique et humain considérable

J'adresse mes sincères remerciements à tous les professeurs, intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs conseils et leurs critiques ont guidé mes réflexions

Je remercie également toute l'équipe pédagogique de l'université de Ibn khaldoun Sans oublier d'exprimer ma profonde gratitude à mes très chers parents, pour compréhension, tendresse et amour. Je remercie mes sœurs, et mes frère,

Je voudrais exprimer ma reconnaissance envers les amis et collègues qui m'ont apporté leur soutien moral et intellectuel tout au long de ma démarche.

J'aimerais exprimer ma gratitude à tous les chercheurs et spécialistes, qui ont pris le temps de discuter de mon sujet

Enfin, je remercie tous ceux qui ont participé de loin ou de près à la réalisation de ce modeste travail

Table de matière

Remerciements	
Liste de notation	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale	02

Chapitre I:

Critères de fatigue multiaxiale

I.1 Introduction générale	05
I.2 approche initiation des fatigues	05
I.3 Diagrammes d'endurance	06
I.4 Modes de fissuration par fatigue	07
I.5 Procédure d'utilisation d'un critère	08
I.5.1. Formulation générale d'un critère de fatigue	09
I.6 Classification des critères de fatigue multiaxiaux	10
I.6.1 Critères d'approche empirique	11
I.6.1.1 Le critère de Hohenemser & Prager	12
I.6.1.2 Le Critère de Gough & Pollard	12
I.6.1.3 Le critère de Davies	12
I.6.1.4 Le critère de Nishihara & Kawamoto	13
I.6.1.5 Le critère de Lee 1	13
I.6.1.6 Le critère de Lee 2.....	13
I.6.2 Critères d'approche globale	13
I.6.2.1 Désignation	14
I.6.2.2Le Critère de Sines	14
I.6.2.3 Le Critère de Crossland	15
I.6.2.4 Le critère de Marin	15
I.6.2.5 Le Critère de Deitman& Isseler	15
I.6.2.6 Le critère de Kinasoshvili	15
I.6.2.7 Le critère de Kakuno & Kawada.....	16
I.6.2.8 Le Critère de Fogué & Bahuaud	16

I.6.2.9 Le Critère de Grûbisc & Simbiirger	17
I.6.2.10 Le Critère de Papadopoulos	17
I.6.2.11 Le critère de Hashin	18
I.6.3 Critères de type plan critiques	18
I.6.3.1 Le critère de Stulen & Cummings	21
I.6.3.2 Le Critère de Findly.....	21
I.6.3.3 Le critère de Yokobori	22
I.6.3.4 Le Critère de McDiarmid	22
I.6.3.5 le Critère de Dang Van	22
I.6.3.6 Le Critère de Matake (1977).....	23
I.6.3.7 Le Critère de Munday & Mitchell	23
I.6.3.8 Critère de Robert	23
I.6.3.9 Critère de Smith-Watson-Topper (SWT)	24
I.6.3.10 Conclusion	24
I.7 Cumul d'endommagement	25

Chapitre II

Etat de l'art sur le fretting fatigue

II.1 Introduction	28
II.2 Durée de vie :	28
II.3 Rappel sur la fatigue	28
II.4 Les principales étapes de la fatigue.....	28
II.5 Les Types de fatigue :	29
II.6 Types de cycles de contraintes	30
II.7 Fretting	31
II.8 Types de fretting	31
II.9 Les différentes configurations de contact	31
II.10 Contact mécanique	32
II.11 Les différents régimes de contact en présence de fretting- fatigue.....	33
II.12 Types des essais de fretting :	34
II.13 les facteurs affectant phénomène de fretting –fatigue.....	35
II.14 Effets De L'orientation De La Force	35
II.15 Effet du rayon sur les paramètres de contact.....	38
II.16 L'effet de la pression de contact sur la durée de vie en fretting fatigue	40

II.17 L'effet des paramètres (pression de contact et coefficient de frottement)	41
II.18 L'effet de la force de serrage sur la résistance à la fatigue d'un assemblage riveté.....	42
Contact.....	
II.19 L'efficacité de la lubrification dans la réduction des dommages des surfaces de	44

Chapitre III:

Présentation du logiciel ABAQUS

III.1 Introduction :	47
III.2 Généralités sur Abaqus :	47
III.2.1 Définition :	47
III.2.1.1 ABAQUS/Standard :	47
III.2.1.2 ABAQUS/Explicit:	47
III.3 Les avantages d'ABAQUS :	49
III.4 Les principales composantes de la fenêtre d'ABAQUS :	49
III.5 Rappel des actions pour créer un modèle Abaqus CAE : [2]	50
III.5.1 Dessiner le modèle:	51
III.5.2 Affecter les propriétés matériau à l'objet :	51
III.5.3 Assembler le modèle :.....	51
III.5.4 Définir les étapes d'analyse :	51
III.5.5 Créer les interactions entre les instances :.....	51
III.5.6 Appliquer les conditions aux limites et les chargements :	52
III.5.7 Mailler le modèle :	52
III.5.8 Créer et soumettre un calcul :	52
III.5.9 <i>Visualiser les résultats</i> :	52
.....	
III.6 Unités :	53
III.6.1 Descriptif.....	53
III.6.1.1 Type d'analyse :.....	53
III.6.1.2 Problèmes :	53
III.6.1.3 Types de non-linéarités :	54
III.6.1.4 Non-linéarités matérielles :.....	54
III.6.1.5 Non-linéarités géométriques :.....	55
III.6.1.6 Non-linéarités de contact :.....	55
III.6.2 Structure :	55

III.6.2.1 Le fichier d'entrée :	55
III.6.2.2 Modularité :	55
III.7 Abaqus/CAE :	55
III.7.1 Prétraitement (Abaqus/CAE) :	56
III.7.2 Simulation (Abaqus /Standard ou Abaqus /Explicit).	56
III.7.3 Post-traitement (Abaqus CAE)	56
III.7 Conclusion	57

Chapitre – IV –

Résultats et discussions

VI.1 Introduction	59
VI.2 Validation du modèle éléments finis en comportement élastique linéaire	59
VI.2.1 Modèle géométrique	59
VI.2.2 Propriétés Mécaniques	60
VI.3 Modélisation par Elément finis et Maillage :	60
VI.4 Résultats et discussion	62
VI.4 .1. Etats de contraintes :	63
VI.4 .2.Contact uniquement	63
VI.4 3.Fretting	64
VI.4 .4.Fretting fatigue	66
VI.5 Effet du coefficient de frottement	67
Conclusion générale	77
Références bibliographiques	79

Nomenclature

σ_a :	Amplitude de la contrainte de traction
f_a :	Amplitude de la contrainte de flexion
τ_a :	Amplitude de la contrainte de cisaillement (torsion)
σ_m :	Contrainte moyenne de traction
f_m :	Contrainte moyenne de flexion
τ_m :	Contrainte moyenne de cisaillement (torsion)
σ_{-1} :	Limite d'endurance en traction alternée symétrique
f_{-1} :	Limite d'endurance en flexion alternée symétrique
τ_{-1} :	Limite d'endurance en torsion alternée symétrique
R_m :	Résistance maximale de traction
τ_u :	Résistance maximale au cisaillement
I_{1max}/I_{1min} :	Valeur maximale/minimale (au cours du cycle) du premier invariant du tenseur contraintes,
P_{Hm} :	Pression hydrostatique moyenne ($P_{Hm} = \frac{I_1 m}{3}$),
P_{Ha} :	Amplitude de la pression hydrostatique ($P_{Ha} = \frac{I_1 a}{3}$),
J_2 :	Deuxième invariant du tenseur contraint,
J_{2a} :	Amplitude du deuxième invariant du déviateur du tenseur de contrainte
J_{2m} :	Valeur moyenne du deuxième invariant du déviateur des contraintes moyennes.
σ_0 :	La limite de fatigue en traction répétée
τ_{-1} :	La limite de torsion alternée symétrique
σ_0 :	Amplitude de contrainte mesurée à la limite finale
σ_{nm} :	L' amplitude de la contrainte moyenne
σ_{na} :	L' amplitude de la contrainte normale alternée
τ_a :	L' amplitude de la contrainte de cisaillement
T_{ha} :	L' amplitude du cisaillement sur le plan de normale \vec{n}
σ_a :	L' amplitude du cycle de traction-compression dont le rapport de contrainte
τ_{hm} :	Le cisaillement moyen sur le plan de normale \vec{n} .
S :	Surface de la sphère de rayon unité
$\sigma_{hh \min}$:	Contrainte normale minimale

- $\sigma_{hh \max}$** : Contrainte normale maximale
- σ_{hha}** : Amplitude de la contrainte normale
- $\sigma_{hha}(t)$** : Partie alternée de la contrainte normale à l'instant t
- σ_{hhm}** : Contrainte normale moyenne
- τ_{ha}** : Amplitude de la contrainte tangentielle (rayon du plus petit cercle circonscrit au trajet de charge)
- $\tau_{ha}(t)$** : Partie alternée de la contrainte tangentielle à l'instant t
(Définie Vectoriellement par $\tau_{ha}(t) = \tau_h(t) - \tau_{hm}$)
- τ_{hm}** : Contrainte tangentielle moyenne (vecteur PO sur la figure I.4)
- α et β** : Déterminés selon les deux limites de fatigue $\sigma-1$ et $\tau-1$:
- $S_{Ia}, S_{IIa}, S_{IIIa}$** : les valeurs principales du tenseur déviateur alterné.

Liste des figures

Figure I.1: Courbe de Wöhler et définition des différentes zones d'endurance [1].....	7
Figure 1.2: Modes de fissuration [1]	8
Figure I.3: Représentation générale d'un critère en fonction de ses variables [2]	9
Figure I.4: classification du critère empirique	10
Figure I.5: : classification du critère globale	10
Figure I.6: classification du critère critique.....	11
Figure I.7: Décomposition du vecteur contrainte $\phi h(t)$ dans le repère (u, v, h) lié au plan physique de normale h. [29]	19
Figure I.8 : Définition des différents termes liés à la contrainte normale(t). [30]	20
Figure I.9: Définition des différents termes de la contrainte tangentielle $\tau h(t)$. [29].....	20
Figure I.10 : représentation du critère de stulen [31] dans L'espace $(\tau c, n)$	21
Figure II.1 : Grandeurs associées à un cycle sinusoïdal de contraintes [43].....	30
Figure II.2 : Différents types de sollicitations [60].....	30
Figure II.3: configurations géométriques de contact utilisées pour les essais de fretting.	32
Figure II.4 : Contact configuration for Hertz theory, with normal contact	
Pressure distribution [47].....	32
Figure II.5: Régimes de fretting-fatigue [48]	33
Figure II.6 : les deux types des essais de fretting [49].....	34
Figure II.7 : Le fretting sous force oblique [50]	36
Figure II.8: Contraintes de cisaillement sans dimension le long de l'axe x au temps A~F [50].	38
Figure II.9 : Evolution de la pression de contact sous différents rayons de plaquettes [52].....	39
Figure II.10: Évolution de la contrainte de cisaillement sous différents rayons de patins [52] ..	39
Figure II.11 : l'effet de la pression de contact sur la durée de vie en fretting fatigue [53].....	40
Figure II.12: L'évolution de la durée de vie en fretting fatigue en fonction normal [54].....	41
Figure II.13 : Durée de vie en fretting fatigue en fonction de coefficient de frottement [54].....	42
Figure II.14 : Géométrie des éprouvettes de l'essai de fretting. [55]	43
Figure II.15 : Courbes de résistance en fatigue d'un joint simple recouvrement et une éprouvette trouée (épaisseur des plaques=2mm), [55]	43
Figure II.16: Courbes de résistance en fatigue d'un joint double recouvrement et une éprouvette trouée (épaisseur des plaques=2mm). [55]	44
Figure II.17 : Courbe d'endurance d'un assemblage boulonné à double recouvrement pour différents lubrifiant [56]	45

Figure III.1 : les deux produits (solveurs) de ABAQUS [58].	48
Figure III.2 : Présentation de l'interface ABAQUS.	49
Figure III.3 : Réalisation de la mise en données d'un problème.	50
Figure III.4 : Les éléments que utilisé dans ABAQUS [59].	54
Figure III.5 : Les éléments non linéarités de déferent noeuds [59].	54
Figure III.6 . Le fonctionnement d'ABAQUS [58]	57
Figure VI.1 : Modèle géométrique de la configuration de fretting fatigue : a) assemblage ; b) poinçons ; c) plaque [52]. (Dimensions en mm)	60
Figure VI.2 : Modèle EF: a) Modèle et maillage typique de 1/2 de la configuration ; b) Maillage autour de la zone de contact ; c) conditions aux limites et chargement.	61
Figure VI.3 Simulation de condition de chargement en fretting fatigue [52]	62
Figure VI.4 Comparaison entre les résultats numériques et analytiques le long de la ligne de contact pour a) pression de contact ; b) contrainte de cisaillement	63
Figure VI.5 : Distribution de contraintes de : a) von Mises, b) σ_x et c) σ_{xy} (Step1).	64
Figure VI.6 : Distribution de contraintes de :a) von Mises, b) σ_x et c) σ_{xy} (Step2).	65
Figure VI.7 : Distribution de déformations de :a) ϵ_x , b) ϵ_y et c) ϵ_{xy} (Step3).	66
Figure VI.8 : Evolution de la contrainte de cisaillement le long de la zone de contact en fonction du coefficient de frottement.	68
Figure VI. 9 : Evolution de la contrainte de cisaillement le long de la zone de contact en fonction du coefficient de frottement.	69
Figure VI.10 : Répartition des contraintes : a zone de contact.	70
Figure VI. 11 : Répartition des contraintes : a zone de contact.	71
Figure VI.12 : Répartition des contraintes σ_x le long de la zone de contact en fonction du coefficient de frottement	72
Figure VI .13 : Variation de la contrainte tangentielle maximale $\sigma_x(\max)$ en fonction du coefficient de frottement.	73
Figure VI.14 : Répartition des contraintes σ_{xy} le long de la zone	74
Figure VI .15 : Variation de la contrainte τ_{xy} (max) en fonction des coefficients de frottement.	75

Liste des tableaux

Tableau II.1: Propriétés des matériaux et conditions de contact [50].....	37
Tableau III.1: Les unités de ABAQUS [59].	53
Tableau VI.1 : Propriétés des matériaux utilisés [52].....	60
Tableau VI.2 Nombre de noeuds et d'éléments du contact étudié.	61



Introduction générale

Le fretting fatigue est un phénomène mécanique complexe qui se produit lorsque de légers mouvements relatifs se produisent entre deux surfaces en contact partiel. Il s'agit d'une combinaison de deux types de dégradation : la fatigue et le fretting. La fatigue se réfère à la défaillance progressive d'un matériau soumis à des contraintes répétitives, tandis que le fretting fait référence à l'usure, la corrosion ou les dommages locaux qui se produisent à la surface des matériaux en raison de petits mouvements de glissement. Le phénomène de fatigue fretting peut être observé dans de nombreux domaines industriels, tels que l'aérospatiale, l'automobile, l'énergie éolienne, les implants orthopédiques, etc. Il peut se produire dans des composants tels que les joints, les contacts électriques, les paliers, les structures assemblées, etc. La combinaison des contraintes cycliques de la fatigue et des mouvements de glissement entraîne une accumulation de dommages localisés qui peuvent conduire à une défaillance prématurée des composants.

L'effet de différents paramètres sur le fretting fatigue est un sujet d'intérêt majeur dans la recherche. Ces paramètres comprennent la géométrie, le matériau, la surface en contact, les charges appliquées, les conditions d'environnement, la rugosité des surfaces, etc. Chaque paramètre peut influencer les comportements et la vitesse de la dégradation due au fretting fatigue. La compréhension de l'effet de ces paramètres est très importante pour prédire et prévenir les défaillances. Le coefficient de frottement joue un rôle essentiel dans le développement du fretting fatigue. Il représente la résistance au glissement entre deux surfaces en contact et peut varier en fonction de différents facteurs tels que la rugosité, la lubrification, la contamination, les températures élevées, etc.

Le travail que nous présentons ici est une simulation numérique en 2D par la méthode des éléments finis pour analyser l'effet de la variation du coefficient de frottement sur les différents paramètres du fretting fatigue (la distribution des contraintes locales, la formation et la propagation des fissures, et la durée de vie en fatigue.).

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres : le premier chapitre se concentre sur l'étude des critères de fatigue multiaxiaux qui sont largement utilisés dans les méthodes de dimensionnement en fatigue développées au sein du LMSO. Ces critères constituent les principaux outils des approches en contraintes du bureau d'études. L'objectif de ce chapitre est de recenser et de valider un maximum de modèles de prédiction de l'amorçage des fissures macroscopiques en rassemblant 37 critères issus de la littérature. Ces critères sont classés en

trois familles : les critères empiriques basés sur de nombreux résultats expérimentaux, les critères de type plan critique qui considèrent l'endommagement par fatigue sur un plan physique spécifique, et les critères d'approche globale qui utilisent des invariants du tenseur des contraintes ou des quantités liées à l'ensemble des plans physiques autour du point d'étude. Chaque critère est présenté sous forme d'une fonction de fatigue permettant de comparer toutes les expressions. Un ensemble de données regroupant 233 essais de fatigue multiaxiaux à la limite d'endurance provenant de la littérature est utilisé pour valider 24 des 37 critères, certains critères n'étant pas applicables à tous les types de sollicitations.

Ensuite, le deuxième chapitre est état de l'Art sur le phénomène fretting fatigue. Un exposé de différents travaux bibliographiques relatifs au les différent les facteurs affectant phénomène de fretting –fatigue

Le troisième chapitre est une présentation du logiciel Abaqus. L'Abaqus est un outil essentiel pour les professionnels de l'ingénierie et de la recherche, offrant une solution complète pour la modélisation et l'analyse numérique des systèmes complexes. Son utilisation permet d'améliorer la compréhension du comportement des structures et des matériaux, d'optimiser les conceptions et de réduire les coûts liés aux essais physiques.

Dans le quatrième chapitre nous avons utilisé la méthode des éléments finis pour analyser l'effet coefficient de frottement sur les variations des pression de contact, les contraintes de cisaillement, le glissement, et la distribution des contraintes au niveau du contact.

Enfin, Ce travail se termine par une conclusion générale avec les différents résultats obtenus.



Chapitre I:

Critères de fatigue multiaxiale

I.1 Introduction

Les critères de fatigue multiaxiale sont des outils essentiels pour évaluer la durée de vie en fatigue des matériaux soumis à des chargements complexes. Contrairement aux situations uniaxiales où les contraintes sont appliquées selon une seule direction, les sollicitations multiaxiales impliquent des contraintes et des déformations qui agissent simultanément selon plusieurs directions. Cette complexité rend l'analyse de la fatigue multiaxiale plus délicate, car différents mécanismes de défaillance peuvent se produire en fonction de l'interaction entre les différentes contraintes.

L'objectif des critères de fatigue multiaxiale est de prédire la durée de vie en fatigue en prenant en compte ces contraintes complexes. Ces critères sont basés sur des concepts tels que les invariants du tenseur des contraintes, les déviations octaédriques, les critères de ductilité, ou les approches énergétiques. Ils permettent de quantifier l'effet des contraintes multiaxiales sur la propagation des fissures et la dégradation du matériau.

La sélection du critère de fatigue multiaxiale approprié dépend de plusieurs facteurs tels que le type de chargement, la géométrie de l'échantillon, les propriétés du matériau et l'application spécifique. Les chercheurs et les ingénieurs s'efforcent continuellement de développer de nouveaux critères plus précis et de les valider expérimentalement.

Dans cette introduction, nous explorerons les principaux critères de fatigue multiaxiale utilisés dans l'industrie et la recherche, en mettant l'accent sur leur principe de fonctionnement, leurs avantages et leurs limitations. Une meilleure compréhension de ces critères contribue à améliorer la prédiction de la durée de vie en fatigue dans des situations réelles et à assurer la fiabilité et la sécurité des structures et des composants soumis à des chargements multiaxiaux.

I.2 approche initiation des fatigues

L'approche initiation de la fatigue est une méthode couramment utilisée pour prédire la durée de vie en fatigue des matériaux. Cette approche se concentre sur la phase initiale de la propagation des fissures, où la dégradation du matériau se produit principalement au niveau des défauts ou des micro-fissures existantes.

Dans cette approche, on suppose que la durée de vie en fatigue peut être prédite en évaluant la quantité de cycles nécessaires pour que les fissures ou les défauts atteignent une taille critique à partir de laquelle elles peuvent se propager rapidement. Cette taille critique est généralement déterminée expérimentalement en effectuant des essais de propagation des fissures sur des échantillons de matériaux.

Plusieurs modèles et critères ont été développés pour estimer la durée de vie en fatigue dans l'approche initiation. Ces modèles prennent en compte des paramètres tels que les contraintes appliquées, l'amplitude des cycles de chargement, les propriétés du matériau et les caractéristiques des défauts initiaux.

Il est important de noter que l'approche initiation de la fatigue ne tient pas compte de la phase de propagation stable des fissures, où la vitesse de propagation est constante. Elle est principalement utilisée pour prédire la durée de vie dans les premiers stades de la fatigue, où la dégradation du matériau est principalement due à la formation et à la croissance des fissures initiales.

I.3 Diagrammes d'endurance

Le diagramme d'endurance, également connu sous le nom de diagramme de Wöhler ou courbe S-N (contraintes-nombre de cycles à la rupture), permet de représenter la contrainte alternative nécessaire pour provoquer la rupture à un certain nombre de cycles N_f . Il est obtenu expérimentalement en soumettant des éprouvettes à des cycles de contraintes périodiques (généralement sinusoïdaux) d'amplitude σ_a et de fréquence constante, et en enregistrant le nombre de cycles N nécessaire à l'apparition d'une fissure macroscopique (ou la rupture). La figure 1.1 présente la forme générale de la courbe de Wöhler, où l'on distingue trois domaines principaux :

- **Fatigue plastique / oligocyclique sous forte contrainte** : Dans ce domaine, la rupture survient après un très petit nombre de cycles. Les contraintes élevées provoquent une déformation plastique importante, ce qui conduit à une dégradation rapide de la pièce et à une faible durée de vie en fatigue.
- **Endurance limitée** : Ce domaine est caractérisé par une augmentation du nombre de cycles nécessaires à la rupture lorsque la contrainte diminue. Il existe une contrainte spécifique appelée limite d'endurance, au-delà de laquelle la rupture se produit après un nombre fini de cycles, même si cette contrainte est relativement faible. La limite d'endurance dépend du matériau, de la géométrie de la pièce et d'autres facteurs.

Endurance illimitée / zone de sécurité : Sous faible contrainte, la rupture ne se produit pas avant un nombre donné de cycles supérieur à la durée de vie prévue pour la pièce. Dans cette zone, la contrainte appliquée est suffisamment faible pour éviter la propagation rapide de fissures et assurer une durée de vie prolongée.

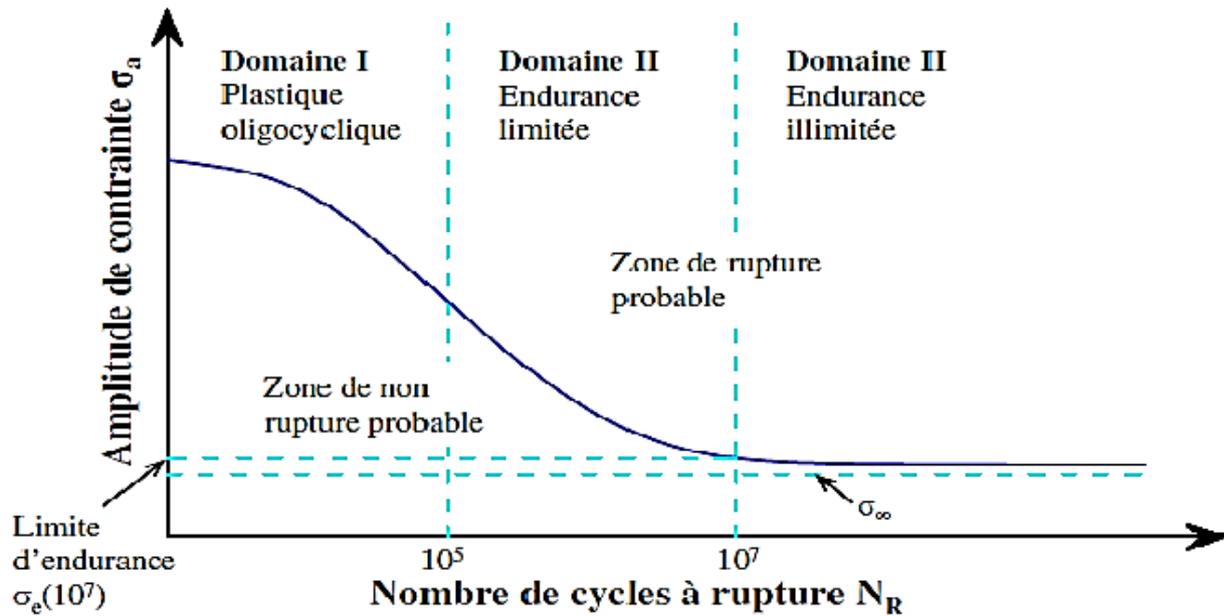


Figure I.1: Courbe de Wöhler et définition des différentes zones d'endurance [1]

Il est important de noter que le diagramme d'endurance peut varier en fonction du matériau, du traitement thermique, de la géométrie de la pièce et des conditions environnementales. Il est largement utilisé dans la conception et l'évaluation des composants soumis à des sollicitations cycliques afin de déterminer la durée de vie attendue et de garantir la sécurité et la fiabilité des structures.

I.4 Modes de fissuration par fatigue

Les trois modes de fissuration ou rupture élémentaires sont les suivants :

- **Mode I :** Fissuration en mode I, également appelée fissuration en ouverture, se produit lorsque les forces de traction agissent perpendiculairement à la direction de propagation de la fissure. Ce mode de fissuration est généralement associé à des charges appliquées de manière axiale ou à des contraintes de traction.
- **Mode II :** Fissuration en mode II, également appelée fissuration en cisaillement, se produit lorsque les forces de cisaillement agissent parallèlement à la direction de propagation de la fissure. Ce mode de fissuration est courant dans les matériaux soumis à des contraintes de cisaillement, telles que les matériaux soumis à des chargements de flexion.
- **Mode III :** Fissuration en mode III, également appelée fissuration en déchirement, se produit lorsque les forces de déchirement agissent perpendiculairement à la direction de propagation de la fissure. Ce mode de fissuration est généralement associé à des contraintes de torsion.

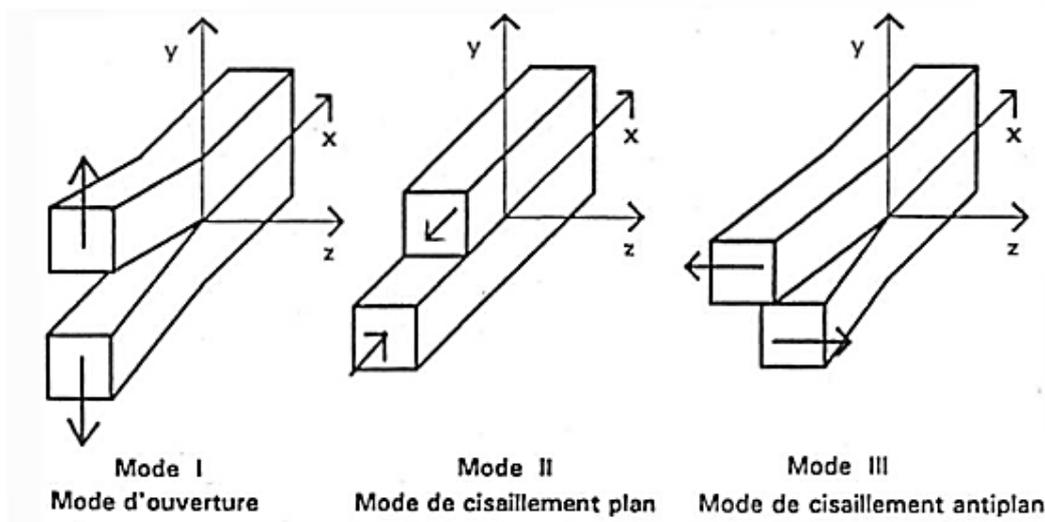


Figure 1.2: Modes de fissuration [1]

Il est important de noter que dans la plupart des cas, la fissuration réelle résulte de la combinaison de plusieurs modes de fissuration. Cette combinaison de modes peut être influencée par divers facteurs tels que la géométrie de la structure, les contraintes appliquées et les conditions environnementales. La compréhension des modes de fissuration est essentielle pour évaluer la durée de vie en fatigue des matériaux et concevoir des structures résistantes aux fissures.

I.5 Procédure d'utilisation d'un critère

Dans le but de dimensionner des pièces soumises à des sollicitations en fatigue, il est courant d'établir un domaine de sécurité qui indique les niveaux de sollicitation pour lesquels la fissuration ne se produit pas avant un certain nombre de cycles N . La plupart des critères sont présentés sous forme de graphique à deux dimensions qui représentent généralement des paramètres homogènes aux contraintes

En pratique :

- Analytiquement, il suffit de déterminer une contrainte équivalente du critère et de la comparer à un seuil critique
- Schématiquement, il faut vérifier que le point ou le trajet se trouve à l'intérieur du domaine de sécurité (Figure I.3)

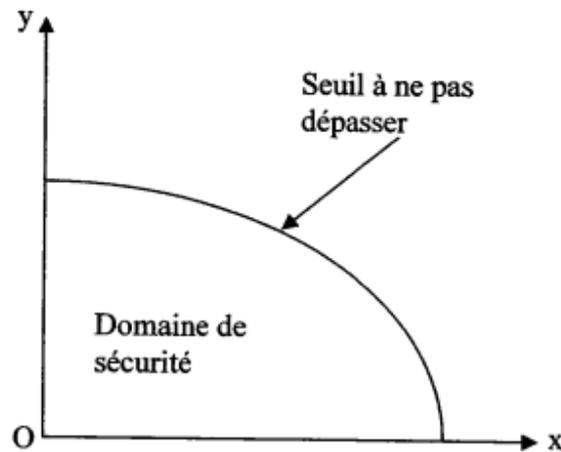


Figure I.3: Représentation générale d'un critère en fonction de ses variables [2]

I.6 Formulation générale d'un critère de fatigue

Un Critère de Fatigue Multiaxiale permet de savoir si la limite d'endurance ou plus généralement la limite de fatigue à N cycles du matériau est atteinte pour une succession d'états de contraintes définissant un cycle multiaxial. Un critère de ce type met en relation des grandeurs issues du cycle multiaxial de contraintes $[\sigma_{ij}]_T$ définies sur la période T (amplitudes, valeurs moyennes, valeurs maximales, parties alternées) et des limites d'endurance ou de fatigue suivant plusieurs modes de sollicitations simples (traction alternée symétrique σ_{-1} , flexion alternée symétrique σ_{-1} , traction répétée σ_0 , flexion répétée f_0 , torsion alternée symétrique τ_{-1} ,).

Un critère de fatigue multiaxiale peut donc être représenté à l'aide d'une fonction de fatigue dans laquelle intervient le cycle multiaxial de contrainte et plusieurs limites d'endurance ou de fatigue du matériau. Cette fonction est prise égale à 1 lorsque la limite d'endurance ou de fatigue est atteinte. La fonction de fatigue dans le cas multiaxial est de la forme :

$$E([\sigma_{ij}(t)]_T, \sigma_{-1}, f_{-1}, \sigma_0, f_0, \tau_{-1}, \dots) = 1 \quad (\text{I.1})$$

Un critère de fatigue, par l'intermédiaire de la valeur de E , situe ainsi tout cycle multiaxial de contraintes $[\sigma_{ij}(t)]_T$ par rapport à la limite d'endurance ou la limite de fatigue du matériau. Il traduit le caractère endommageant du cycle de contrainte appliquée. Les différentes fonctions de fatigue ou indicateur d'endommagement relatif aux multiples formulations sont normalisées de sorte qu'ils atteignent théoriquement la valeur 1 lorsque la limite d'endurance est atteinte

I.6 Classification des critères de fatigue multiaxiaux

Une analyse documentaire a identifié 37 critères de fatigue qui composent la base de données. L'ensemble des critères sont répartis en trois approches distinctes qui se différencient par leur concept

La 1^{ère} approche : dite empirique, regroupe les critères dont le formalisme est issu de résultats expérimentaux obtenus pour un type de sollicitations multiaxiales et un matériau donnés

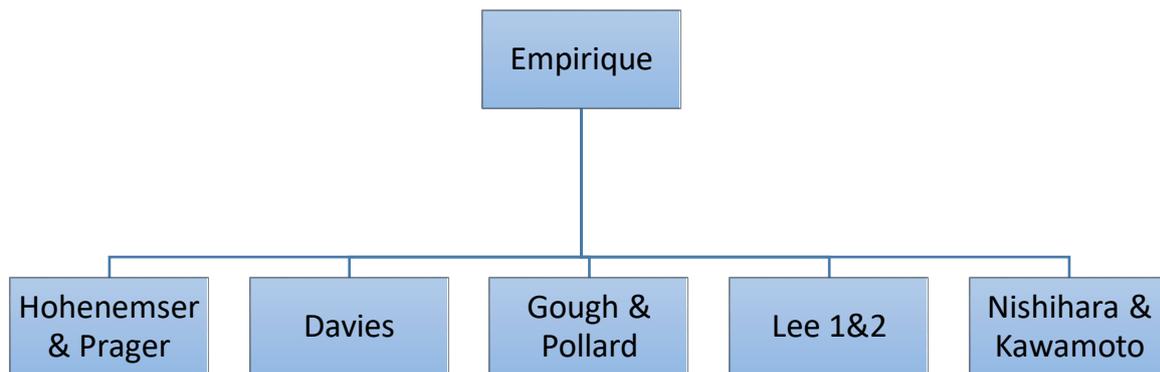


Figure I.4: classification du critère empirique

La 2^{ème} approche, dite globale, réunit les critères où interviennent des invariants du tenseur de contraintes ou de son déviateur.

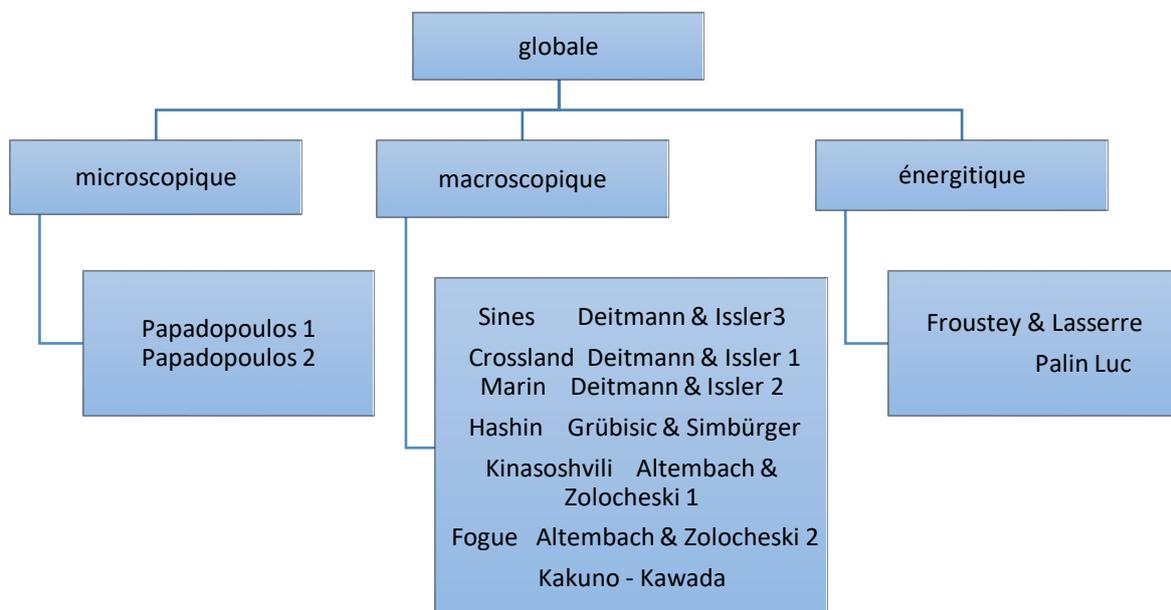


Figure I.5: : classification du critère globale

La 3^{ème} approche, de type plan critique, rassemble les critères dont la formulation est basée sur la recherche d'un plan physique critique. L'endommagement du matériau par fatigue, est lié à leur action sur le plan en question.

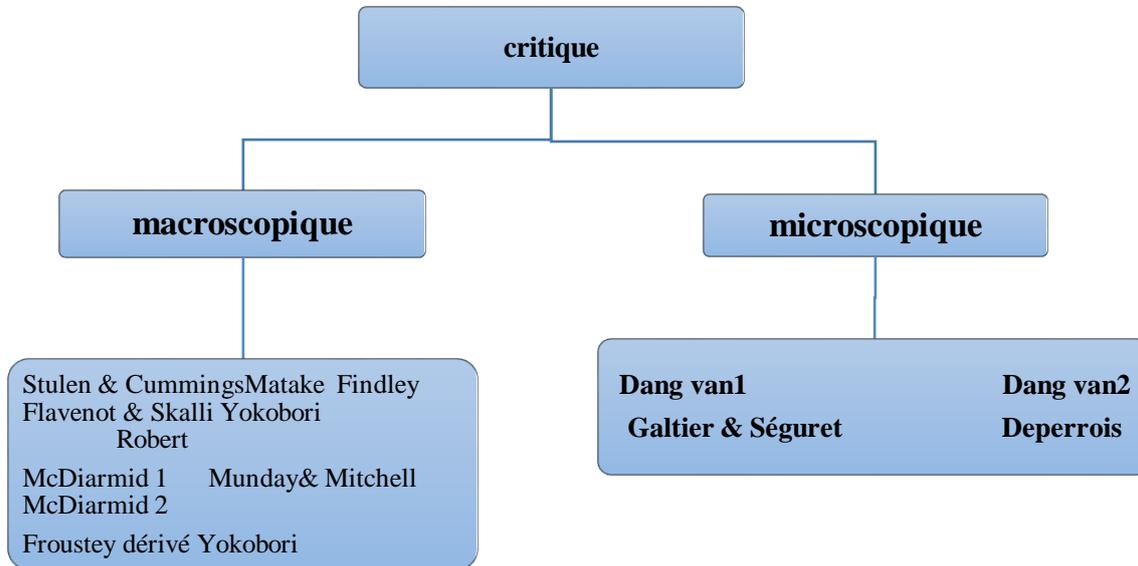


Figure I.6: classification du critère critique

Parmi ces trois approches, des sous-groupes différencient les formalismes des critères. Les critères macroscopiques font appel à des contraintes évaluées à l'échelle macroscopique. Les termes de contraintes utilisés dans la définition de ces critères sont choisis en fonction des justifications fournies par leurs auteurs. D'autres critères, appelés critères microscopiques, sont basés sur le comportement de la matière à l'échelle microscopique. Bien que leur formalisme final utilise des grandeurs macroscopiques, ils intègrent des caractéristiques microscopiques.

I.6.1 Critères d'approche empirique

Les critères basés sur l'approche empirique sont issus de résultats expérimentaux obtenus généralement pour un type de sollicitation multiaxiale bien déterminé. Ils modélisent, ainsi, de façon précise le domaine limite de fatigue associé à des sollicitations multiaxiales particulières pour le (ou les) matériau(x) testé(s). Cependant, ils sont restreints aux modes de sollicitations pour lesquels ils ont été élaborés [3] Pour définir leur fonction de fatigue, on utilise des grandeurs et des valeurs. Les éléments de tenseur de contrainte considérés. Séparément (traction, flexion, torsion), ainsi que les limites de résistance pour différents. Contraintes de traction, de flexion ou de torsion. Certaines formulations utilisent la résistance maximale à la traction ou au cisaillement.

σ_a : amplitude de la contrainte de traction
 f_a : amplitude de la contrainte de flexion
 τ_a : amplitude de la contrainte de cisaillement (torsion)
 σ_m : contrainte moyenne de traction
 f_m : contrainte moyenne de flexion
 τ_m : contrainte moyenne de cisaillement (torsion)
 σ_{-1} : limite d'endurance en traction alternée symétrique
 f_{-1} : limite d'endurance en flexion alternée symétrique
 τ_{-1} : limite d'endurance en torsion alternée symétrique
 R_m : résistance maximale de traction
 τ_u : résistance maximale au cisaillement

I.6.1.1 Le critère de Hohenemser & Prager

Le critère de Hohenemser & Prager est le premier critère recensé. Etabli en 1933, il a été obtenu à partir d'essais de traction-torsion où le cisaillement est variable et la contrainte normale de traction σ_m statique. [4]

$$E_{HP} = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} \right)^2 + \frac{\sigma_m}{R_m} \quad (I.2)$$

I.6.1.2 Le Critère de Gough & Pollard

A partir de nombreux essais de flexion-torsion en phase, les auteurs ont défini deux formulations qui représentent, dans le repère lié aux amplitudes de la contrainte normale de flexion et de la contrainte de cisaillement, des ellipses [5,6]

➤ **Pour les métaux ductiles**

$$E_{GP} = \left(\frac{f_a}{f_{-1}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} \right)^2 \quad (I.3)$$

➤ **Pour les métaux fragiles**

La fonction de fatigue est la suivante :

$$E_{GP} = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} \right)^2 + \left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} - 1 \right) \left(\frac{f_a}{f_{-1}} \right)^2 + \left(2 - \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \right) \left(\frac{f_a}{f_{-1}} \right) \quad (I.4)$$

I.6.1.3 Le critère de Davies

En 1935 L'auteur propose un modèle basé sur l'amplitude de la contrainte normale de flexion admissible en fonction d'une contrainte de cisaillement statique τ_m comme suit[7] :

$$E_{DA} = \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_u}\right)^2 \quad (I.5)$$

I.6.1.4 Le critère de Nishihara & Kawamoto

En 1941, Nishihara & Kawamoto proposent deux modèles issus de leurs constatations expérimentales qui se distinguent par la valeur du ratio f_{-1}/τ_{-1} entre la limite d'endurance en flexion alternée symétrique et la limite d'endurance en torsion alternée symétrique. Les deux modèles s'écrivent [8,9] :

$$E_{NK} = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 \quad \text{si } \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \geq \sqrt{3} \quad (I.6)$$

$$E_{NK} = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 + \frac{1}{2} \left(3 - \left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2\right) \frac{f_a}{f_{-1}} + \frac{1}{2} \left(\left(\frac{f_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 - 1\right) \left(\frac{f_a}{f_{-1}}\right)^2 \quad \text{si } \frac{f_{-1}}{\tau_{-1}} \leq \sqrt{3}$$

(I.7)

I.6.1.5 Le critère de Lee 1

en 1980, Lee a proposé une formulation empirique issue des essais de flexion-torsion hors phase. Il a introduit un exposant α dépendant du déphasage φ entre deux sollicitations défini par: $\alpha = 2(1 + \beta \sin \varphi)$, avec β une constante liée au matériau [10,11].

$$E_{Lee1} = f_a \left[1 + \left(\frac{\tau_a f_{-1}}{f_a \tau_{-1}}\right)^\alpha \right]^{1/\alpha} \quad (I.8)$$

I.6.1.6 Le critère de Lee 2

En 1989 Lee a changé son premier essai empirique pour ajouter l'influence d'un. flexion moyenne. Son dernier critère comporte un exposant n [12,13],

n : constante empirique

$$E_{Lee2} = \frac{E_{Lee1}}{\left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m}\right)^n\right]} \quad (I.9)$$

⚡ Remarque : Tous ces critères modélisent avec précision une série de contraintes multiaxiales.

Particulièrement. Ils offrent une bonne représentation de la limite de domaine pour ces cas de charge.

Résistance ($E=1$) pour plusieurs matériaux.

I.6.2 Critères d'approche globale

Les critères fondés sur l'approche globale sont basés sur les grandeurs qui sont des invariants des tenseurs de contrainte ou de leurs déviants. Ces grandeurs représentent la

contribution de toutes les contraintes sous forme d'un scalaire. Cette famille de critères comprend 17 modèles différents, allant de la plus ancienne formulée en 1955 à la plus récente en 1994.

Ces critères prennent en compte les indicateurs d'endommagement liés à toutes les orientations passant par le point où le cumul est effectué.

I.6.2.1 Désignation

La majorité de ces critères utilisent le 1^{er} invariant $I_1(t)$ du tenseur $[\sigma_{ij}(t)]$ ou le second invariant $J_2(t)$ de son déviateur $[S_{ij}(t)]$. Utilisés par leur valeur moyenne ou leur amplitude, ces invariants représentent la globalité des contraintes de par leur définition. La liste ci-dessous récapitule les termes utilisés relatifs à ces deux invariants : I_{1max}/I_{1min} : valeur maximale/minimale (au cours du cycle) du premier invariant du tenseur contraintes,

$$I_{1m} = \frac{I_{1max} + I_{1min}}{2} : \text{Valeur moyenne du premier invariant du tenseur contraintes,}$$

$$I_{1a} = \frac{I_{1max} - I_{1min}}{2} : \text{Amplitude du premier invariant du tenseur contraintes,}$$

$$P_{Hm} : \text{pression hydrostatique moyenne (} P_{Hm} = \frac{I_{1m}}{3} \text{),}$$

$$P_{Ha} : \text{amplitude de la pression hydrostatique (} P_{Ha} = \frac{I_{1a}}{3} \text{),}$$

J_2 : deuxième invariant du tenseur contraint,

J_{2a} : amplitude du deuxième invariant du déviateur du tenseur de contrainte. Elle correspond généralement à la valeur maximale du deuxième invariant du déviateur des contraintes alternées, soit

$$J_{2a} = \text{Max}_t \left(\sqrt{J_{2a}(t)} \right) \text{ où } J_{2a}(t) = (S_{ija}^2(t) + 2S_{ija}^2(t)) / 2 \quad (\text{I.10})$$

J_{2m} : valeur moyenne du deuxième invariant du déviateur des contraintes moyennes.

I.6.2.2 Le Critère de Sines

Créé en 1955, ce critère a été modifié par son auteur en 1981 afin de l'exprimer selon les invariants du tenseur de contrainte et de son déflateur et non plus en fonction des deux termes des contraintes (contraintes octaédrales normales et tangentielles) [14,15,16]. La formulation du critère est une fonction de J_{2a} et I_{1m}

$$E_{SI} = \frac{\sqrt{J_{2a} + \alpha I_{1m}}}{A} \quad (\text{I.11})$$

σ_0 : la limite de fatigue en traction répétée

τ_{-1} : la limite de torsion alternée symétrique

Avec : α et A sont des constante $A = \tau_{-1}$

$$\alpha = 2 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_0} - \frac{1}{\sqrt{3}}$$

Le critère est valide pour $\alpha > 0$, c'est à dire lorsque la condition : $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_0} > \frac{1}{2\sqrt{3}}$ est vérifiée.

I.6.2.3 Le Critère de Crossland

Ce critère est très proche du précédent, l'auteur en 1956 propose d'utiliser la valeur maximale de la première contrainte invariante $I_{1\max}$ au lieu de la moyenne. La fonction de fatigue est écrite [17,18] :

$$E_{CR} = \frac{\sqrt{J_{2a} + \beta I_{1\max}}}{A} \quad (\text{I.12})$$

Les deux constantes A et β , obtenues par l'étalonnage du critère sur les deux

La fatigue σ_{-1} et τ_{-1} s'exprime comme suit : $A = \tau_{-1}$

$$\beta = \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{1}{\sqrt{3}}$$

Pour $\beta > 0 \longrightarrow \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{\sqrt{3}}$ donc le critère est valide

I.6.2.4 Le critère de Marin

En 1956 Marin [19] utilise la même contrainte que celle définie par Von Mises. Le critère est formulé comme suit :

$$E_{MA} = \left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}}{\sigma_{-1}} \right)^2 + \left(\frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2m}}}{R_m} \right)^2 \quad (\text{I.13})$$

I.6.2.5 Le Critère de Deitman & Isseler

S'appuyant sur les travaux de Gerber, les auteurs [20] ont proposé ce critère en 1974. Le critère est celui-ci :

$$E_{DI} = \left(\frac{3\sqrt{J_{2a}}}{f_{-1}} \right)^2 + \frac{3.P_m}{R_m} \quad (\text{I.14})$$

I.6.2.6 Le critère de Kinasoshvili

L'auteur[21] utilise la contrainte équivalente au sens de Von Mises

Avec : σ_0 : Amplitude de contrainte mesurée à la limite finale

$$E_{KS} = \frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_{-1}\sigma_0} \sqrt{J_{2m}} = \frac{\sqrt{3}\sqrt{J_{2a}}}{\alpha} + \gamma \sqrt{J_{2m}} \quad (\text{I.15})$$

I.6.2.7 Le critère de Kakuno & Kawada

Etabli en 1979, Ces deux auteurs [22] ont introduit les pressions hydrostatiques (alternée et moyenne) et le deuxième invariant du déviateur des contraintes dans leur expression

$$E_{KK} = \frac{\sqrt{J_2 a + \alpha \cdot P_m + \beta \cdot P_a}}{\gamma} \quad (I.16)$$

α, β, γ Sont des constantes $\alpha = 3 \tau_{-1} \left(\frac{2}{\sigma_0} - \frac{1}{\sigma_{-1}} \right)$; $\beta = 3 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \sqrt{3}$; $\gamma = \tau_{-1}$

Le domaine de validité du critère est par :

$$\begin{array}{l} \rightarrow \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} > \frac{1}{2} \\ \rightarrow \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{\sqrt{3}} \end{array}$$

I.6.2.8 Le Critère de Fogué & Bahaud

Ce critère est basé (le travail de [23]) sur le moyen quadratique de l'indicateur d'endommagement E_h [22]

$$E_h = \frac{\alpha \cdot \tau_a + \beta \cdot \sigma_{na} + \gamma \cdot \sigma_{nm}}{\sigma_{-1}} \quad (I.17)$$

σ_{nm} : l' amplitude de la contrainte moyenne

σ_{na} : l' amplitude de la contrainte normale alternée

τ_a : l' amplitude de la contrainte de cisaillement

Les auteurs ont intégré la quantité d'endommagement élémentaire E_h pour toutes les directions d'une sphère de rayon unitaire ($S=4\pi$) pour trouver la moyenne quadratique E_{FG} , la formule écrite comme suit :

$$E_{FG} = \sqrt{\frac{1}{S} \int E_h^2 dS} \quad (I.18)$$

Le critère de Fogue-Bahaud s'applique à une gamme de matériaux dont le rapport des limites de fatigue est : $\frac{1}{\sqrt{3}} < \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} < \frac{\sqrt{3}}{2}$ et $\frac{1}{2} < \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} < 1$

Le calage du critère, effectué avec les trois limites de fatigue τ_{-1} , σ_{-1} et σ_0 , conduit aux constantes et domaine de validité suivants :

$$a = \sqrt{\frac{12 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right)^2 - 21 + b^2}{2}} ; b = \sqrt{\frac{\left(25 - 8 \left[\left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right)^2 - 3 \right]^2 \right)}{2}}$$

$$d = \frac{1}{3} \left\{ -(3b + 2a) + \sqrt{(3b + 2a)^2 + 45 \left(4 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right)^2 - 1 \right)} \right\}$$

I.6.2.9 Le Critère de Gr̆b̆s̆ic & Simbiirger

Établi en 1976, est fondé sur la moyenne carrée d'un indicateur d'endommages par plan E_h .

$$E_h = \frac{\tau_{ha}}{\sigma_a} \quad (I.19)$$

τ_{ha} : est l'amplitude du cisaillement sur le plan de normale \vec{n}

σ_a : est l'amplitude du cycle de traction-compression dont le rapport de contrainte est défini par $R=(1+A)/(1-A)$ avec $A=\tau_{ha}/\tau_{hm}$ calculé à partir d'un diagramme de Haigh établi à l'endurance. Ce dernier est modélisé par une droite passant par les points représentatifs des limites de fatigue σ_{-1} et σ_0 .

τ_{hm} : représente le cisaillement moyen sur le plan de normale \vec{n} .

Ce critère peut être effectué comme une limitation des décisions quadratiques moyennes appliquant sur toutes les facettes d'une sphère d'unité de rayon autour du point Estimé [24,25]

$$E_{GS} = \sqrt{\frac{1}{S} \iint E_n^2 dS} \quad (I.20)$$

S : surface de la sphère de rayon unité

I.6.2.10 Le Critère de Papadopoulos

Institué en 1987[26]. Ce critère s'apparente au critère de conception critique de Dang Van 2. Sa formulation est la suivante : $E_{PA} = \frac{k^* + \alpha \cdot P_{Hmax}}{\beta}$ (I.21)

$$\text{et } k^* = \max_t \sqrt{J_{2a}(t)}$$

Où k^* correspond au rayon de la plus petite hyper sphère contenant le cycle de contrainte multiaxial dans l'espace du déflecteur de contrainte. Dans le cas de charges multiaxiales proportionnelles, ce critère correspond à celui de Crossland depuis. $\max_t \sqrt{J_{2a}(t)} = \sqrt{J_{2a}}$

Les constantes sont déterminées d'après les essais simples de torsion (τ_{-1}) et de traction (σ_{-1}) alternées, et on a :

$$\beta = \tau_{-1} \quad \alpha = 3 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \sqrt{3}$$

Lorsque : $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{\sqrt{3}}$ le critère est validé.

I.6.2.11 Le critère de Hashin

Hashin [27,28] propose en 1981 une formulation Dans le cadre de sollicitations alternées symétriques. (I_1' , I_2') sont des invariant du tenseur de contrainte calculé à partir de l'amplitude de la contrainte de cycle.

$$E_{HA} = \left(\frac{I_1'}{f_{-1}} \right)^2 - \frac{I_2'}{\tau_{-1}^2}$$

Avec: $I_1' = \sigma_{11a} + \sigma_{22a} + \sigma_{33a}$

$$I_2' = \sigma_{11a} \sigma_{22a} - \sigma_{12a}^2 + \sigma_{22a} \sigma_{33a} - \sigma_{23a}^2 + \sigma_{33a} \sigma_{11a} - \sigma_{31a}^2 \quad (I.22)$$

Après la comparaison du Hashin entre ces valeurs des invariants aux limites de fatigue en flexion et en torsion alternées symétriques respectivement la formule devient comme suit :

$$E_{HA} = \frac{2(\sigma_{-1} + \sigma_0)}{\sigma_{-1}\sigma_0} I_1' - \frac{2}{\sigma_{-1}\sigma_0} I_1'^2 - \frac{I_2'}{\tau_{-1}^2} \quad (I.23)$$

I.6.3 Critères de type plan critiques

Cette famille comprend 14 critères de fatigue développés depuis 1954. Les auteurs de ces critères considèrent que le dommage se trouve dans un plan Critique qui repose sur le cycle multiaxial considéré. La définition du plan critique supposé voir apparaître la fissure est fonction de la sélection des paramètres des contraintes appliquées sur ce plan et les paramètres dérivés d'invariants de tenseurs de contrainte. Les conditions des contraintes impliquées dans les critères de plan critiques sont essentiellement les composantes du contraintes normales et tangentielles agissant sur un plan physique normal h durant le cycle de fatigue multiaxiale considéré. Ils sont obtenus par projection des états de contrainte sur le plan et sur sa normale. Au moment t , le tenseur de. La contrainte $[\sigma(t)]$ agit dans le plan normal h grâce au vecteur de contrainte $\varphi_h(t)$ défini par :

$$\varphi_h(t) = [\sigma(t)]h \quad (I.24)$$

Le vecteur $\varphi_h(t)$ se caractérise par un effort normal $\sigma_{hh}(t)$ et un effort tangentiel $\tau_h(t)$ physiquement de la manière suivante :

$$\begin{aligned} \sigma_{hh}(t) &= h.[\sigma(t)].h \\ \tau_h(t) &= \sqrt{\sigma_{uh}^2(t) + \sigma_{vh}^2(t)} \end{aligned} \quad (I.25)$$

Avec : $\sigma_{uh}(t) = u.[\sigma(t)].h$

$$\sigma_{vh}(t) = v.[\sigma(t)].h \quad (I.26)$$

(u, v, h) : est le repère lié au plan physique.

La figure (I.6) donne une représentation de la décomposition du vecteur contrainte $\varphi_h(t)$ sur le plan (π) de normale h passant par le point P à l'instant t . Le repère lié à la matière et dans lequel sont exprimées les contraintes est (1,2,3).

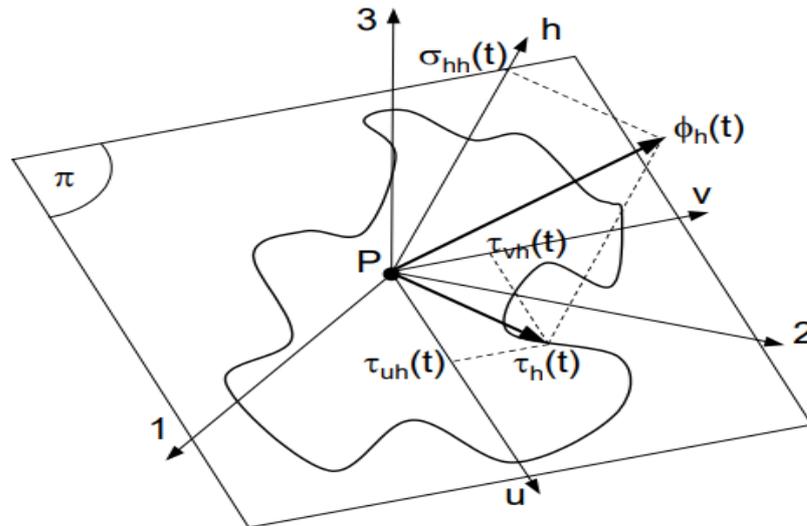


Figure I.7: Décomposition du vecteur contrainte $\phi_h(t)$ dans le repère (u, v, h) lié au plan physique de normale h . [29]

a) Les termes relatifs aux contraintes normales

Les divers critères utilisent plusieurs grandeurs dérivées de l'évolution de la contrainte normale sur le plan physique $\sigma_{hh}(t)$ pendant le cycle :

σ_{hhmin} : contrainte normale minimale

σ_{hhmax} : contrainte normale maximale

σ_{hha} : amplitude de la contrainte normale

$$\sigma_{hha} = \frac{\sigma_{hhmax} - \sigma_{hhmin}}{2} \tag{I.27}$$

$\sigma_{hha}(t)$: partie alternée de la contrainte normale à l'instant t

$$\sigma_{hha}(t) = \sigma_{hh}(t) - \sigma_{hhm} \tag{I.28}$$

σ_{hhm} : contrainte normale moyenne

$$\sigma_{hhm} = \frac{\sigma_{hhmax} + \sigma_{hhmin}}{2} \tag{I.29}$$

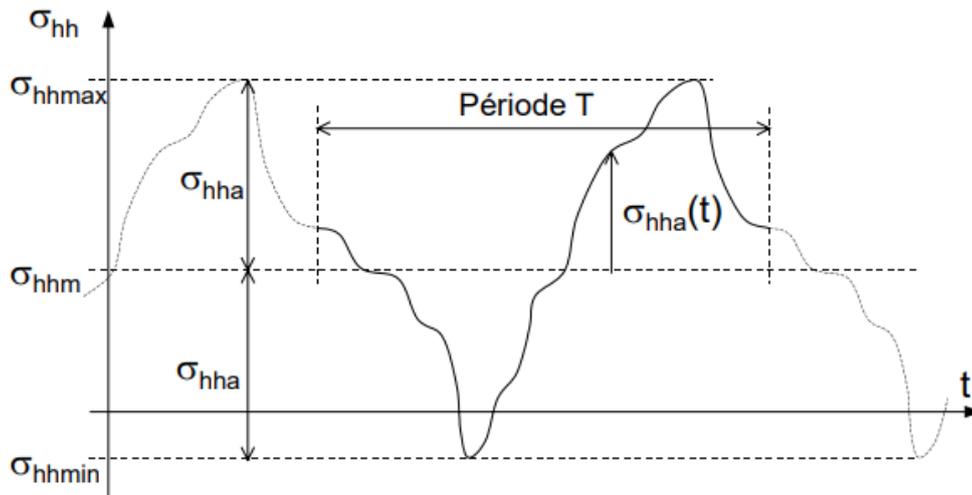


Figure I.8 : Définition des différents termes liés à la contrainte normale(t). [30]

b) Les termes relatifs aux contraintes tangentielles

La contrainte tangentielle a un caractère bidimensionnel. Le calcul de l'amplitude du partie alternée et la valeur moyenne exige la construction du plus petit cercle limité au trajet de charge figure (I.9)

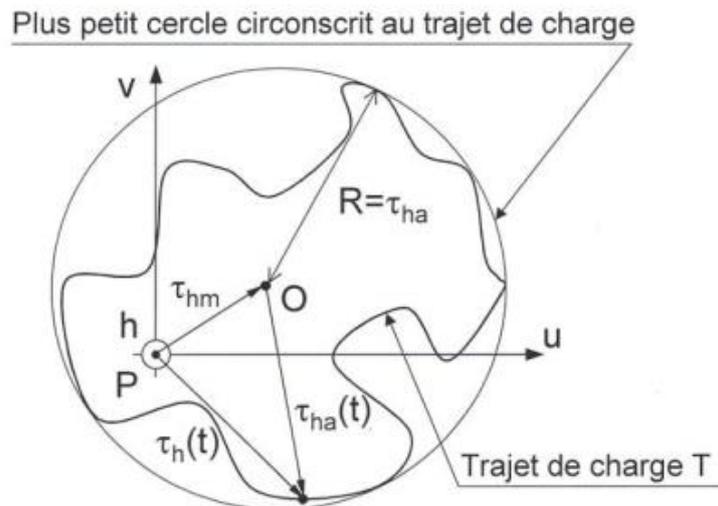


Figure I.9: Définition des différents termes de la contrainte tangentielle $\tau_h(t)$. [29]

Les trois termes résultant des contraintes tangentielles sont définis comme suit :

τ_{ha} : amplitude de la contrainte tangentielle (rayon du plus petit cercle circonscrit au trajet de charge)

$\tau_{ha}(t)$: partie alternée de la contrainte tangentielle à l'instant t

Définie vectoriellement par :

$$\tau_{ha}(t) = \tau_h(t) - \tau_{hm}$$

τ_{hm} : contrainte tangentielle moyenne (vecteur PO sur la figure I.9)

I.6.3.1 Le critère de Stulen & Cummings

Les auteurs [31] ont proposé ce critère en 1954, Ils ont considéré que la limite de dureté d'un matériau dépend linéairement d'une contrainte de cisaillement critique de fatigue (fig.1.5) La contrainte de cisaillement critique (τ_c) est reliée linéairement à la valeur maximale de la charge normale critique (σ_{nmax})

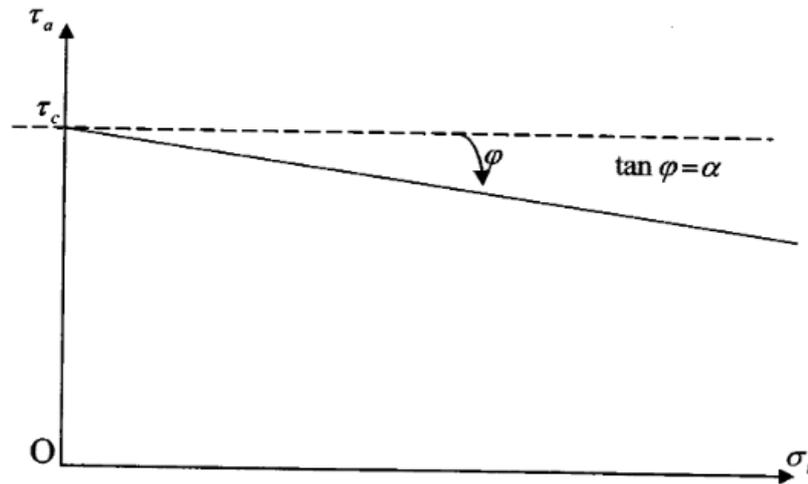


Figure I.10 : représentation du critère de Stulen [31] dans l'espace (τ_c, σ_n)

Le critère s'écrit, sur le plan critique, de la façon suivante :

$$E_{SC} = \frac{\tau_{ha} + \alpha \cdot \sigma_{hhmax}}{\beta} \quad (I.30)$$

α et β sont déterminés selon les deux limites de fatigue σ_{-1} et τ_{-1} :

$$\beta = \tau_{-1} \quad \text{et} \quad \alpha = 2 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - 1$$

La condition d'utilisation du critère est $\alpha > 0$, c'est à dire $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$

I.6.3.2 Le Critère de Findly

Etabli en 1957, Findley [32] utilise le même formalisme du précédent critère, déférent par le choix de son plan critique, obtenu par recherchant le plan où la combinaison linéaire $\tau_{ha} + \alpha \cdot \sigma_{hhmax}$ est maximale

Le critère s'écrit :

$$E_{FD} = \frac{\tau_{ha} + \alpha \cdot \sigma_{hhmax}}{\beta} \quad (I.31)$$

I.6.3.3 Le critère de Yokobori

Yokobori et al [33] ont tenté d'établir une corrélation entre le comportement microscopique et macroscopique du matériau, On définit ensuite un indicateur de dégâts par plan E_h et Maximiser à ses chercher le plan critique E_h , s'écrit :

$$E_h = \frac{\max_t(\tau_h(t)) + \alpha \cdot \sigma_{hhmax}}{\beta}$$

et le critère s'écrit :

$$E_{YK} = \text{Max}_h E_h \quad (\text{I.32})$$

Le calage du critère, à l'aide de deux limites de fatigue (τ_{-1} et σ_{-1} , avec $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$), α et β : des constantes relatives au matériau, identiques à celles des critères de Stulen & Comings et de Findly

I.6.3.4 Le Critère de McDiarmid

L'auteur a proposé deux critères :

a) Le premier critère (1973)

Le plan critique correspond à celui dans lequel l'amplitude de cisaillement τ_{ha} est maximale [34]. La fonction fatigue du critère est exprimée par :

$$E_{MD1} = \frac{\tau_{ha} + B(\sigma_{hha})^{3/2}}{A} \quad (\text{I.33})$$

$$A = \tau_{-1} \text{ et } B = \frac{\tau_{-1} - \frac{\sigma_{-1}}{2}}{(\frac{\sigma_{-1}}{2})^{3/2}}$$

Le critère est valide sous respect de la condition : $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$

b) Le deuxième critère (1974)

Toujours le même plan critique, mais L'auteur [35] a ajouté l'influence de la valeur moyenne de la contrainte normale. La nouvelle formule s'énonce comme suit :

$$E_{MD2} = \frac{\left(1 - \frac{2\sigma_{hnm}}{R_m}\right)^{1/2} \cdot \tau_{ha} + B(\sigma_{hha})^{3/2}}{A} \quad (\text{I.34})$$

Le domaine de validité est $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$ et $\frac{\sigma_{hnm}}{R_m} > \frac{1}{2}$

I.6.3.5 le Critère de Dang Van

Sa 1^{er} version (1973) : Ce critère utilise la composante de cisaillement alternatif et la pression hydrostatique [36]. La fonction de fatigue est une maximisation d'un indicateur de dommage par plan E_h défini par :

$$E_h = \text{Max}_t \left\{ \frac{\tau_{ha}(t) + \alpha P_H(t)}{\beta} \right\} \quad (\text{I.35})$$

$$\text{Avec : } PH(t) = \frac{\sigma_{11}(t) + \sigma_{22}(t) + \sigma_{33}(t)}{3}$$

Alors, la fonction de fatigue rédigé comme suit :

$$EDV1 = \text{Max}_h(Eh) \quad (I.36)$$

$$\alpha = 3 \left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{1}{2} \right) \quad \text{et } \beta = \tau_{-1}$$

Ce genre de critère a validé lorsque la condition $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} > \frac{1}{2}$ est réalisé.

Sa 2^{ème} version : est identique à la première version en ce qui concerne les résultats obtenus Cette diffusion vise à accélérer les calculs en évitant de balayer tous les plans pour établir le plan critique. la fonction de fatigue devient :

$$EDV2 = \text{Max}_t \left\{ \frac{\tau_{pr}(t) + \alpha P_H(t)}{\beta} \right\} \quad (I.37)$$

$$\text{Avec : } \tau_{pr}(t) = \frac{1}{2} \text{Max} (|S_{Ia} - S_{IIa}|, |S_{IIa} - S_{IIIa}|, |S_{IIIa} - S_{Ia}|)$$

Où S_{Ia} , S_{IIa} , S_{IIIa} sont les valeurs principales du tenseur déviateur alterné.

I.6.3.6 Le Critère de Mataka (1977)

Mataka [37,38] établit une norme semblable à celles de Stulen & Cummings et Findley. La seule différence tient au choix d'un plan critique, lorsque l'amplitude du cisaillement τ_{ha} est maximum. la formule de fatigue sur ce plan critique est :

$$EMT = \frac{\tau_{ha} + \alpha \cdot \sigma_{hhmax}}{\beta} \quad (I.38)$$

Les constantes α et β et la condition de validité du critère sont les mêmes de Stulen et Cummings ainsi que de Findley.

I.6.3.7 Le Critère de Munday & Mitchell

Ce critère a été proposé en 1989. Ils identifient le plan critique comme celui dans lequel le cisaillement est maximum, c'est-à-dire : $\text{Max}_t(\tau_h(t))$.

Les grandeurs de contraintes normales et tangentielles sont comparées respectivement aux limites de fatigue en flexion et en torsion alternées symétriques [39]. La fonction de ce critère s'écrit.

$$EMM = \left(\frac{\sigma_{hha}}{f_{-1}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{ha}}{\tau_{-1}} \right)^2 \quad (I.39)$$

Ce critère ne tient pas compte de l'effet de la contrainte normale moyenne.

I.6.3.8 Critère de Robert

Établi en 1992, L'auteur [40] définit un indicateur d'endommagement par plan E_h dans lequel il dissocie l'influence des contraintes $\tau_{ha}(t)$, σ_{hhm} et $\sigma_{hha}(t)$. L'indicateur d'endommagement est une maximisation sur le cycle de ces quantités :

$$E_h = \text{Max}_t \left\{ \frac{\tau_{ha} + \alpha \cdot \sigma_{hmax} + \beta \cdot \sigma_{hhm}}{\beta} \right\} \quad (\text{I.40})$$

La fonction de fatigue repose sur l'identification du plan critique qui présente la valeur maximale de l'indicateur d'endommagement E_h

$$E_{RB} = \text{Max}_h(E_h) \quad (\text{I.41})$$

Avec α, β, θ sont des constantes déterminées à l'aide des trois limites de fatigue : σ_{-1} , σ_0 et τ .

$$\alpha = \frac{\frac{2\tau_{-1}-1}{\sigma_{-1}}}{\sqrt{\frac{2\tau_{-1}-1}{\sigma_{-1}}(2-\frac{2\tau_{-1}}{\sigma_{-1}})}}; \quad \theta = \tau_{-1}\sqrt{\alpha^2 + 1} \quad ; \quad \beta = \frac{2\theta}{\sigma_0} - \frac{\sigma_0}{8\theta} - \alpha$$

Le domaine de validité du critère est donné par : $\frac{1}{2} < \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} < 1$ et $\frac{1}{2} < \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} < 1$

I.6.3.9 Critère de Smith-Watson-Topper (SWT)

Le SWT (Smith-Watson-Topper) est un paramètre qui se base sur les courbes de Manson-Coffin. L'amplitude de déformation totale pour ce paramètre est calculée de la manière suivante :

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_i)^b + \varepsilon'_f (2N_i)^c \quad (\text{I.42})$$

L'équation I.42 pour le calcul du paramètre SWT (Smith-Watson-Topper) tient compte de plusieurs facteurs, notamment l'amplitude de déformation ε_a , le coefficient de tenue en fatigue σ_f , le nombre de cycles à l'amorçage de fissure N_i , le coefficient de ductilité à la fatigue ε_f , l'exposant de déformation de fatigue b et l'exposant de ductilité en fatigue c .

Cependant, Smith et al [41] ont introduit une modification à cette équation pour prendre en compte l'effet de la contrainte normale maximale $\sigma_{max} = \frac{\sigma_f}{E}(2N_i)^b$ dans le plan critique. Ainsi, la formule du paramètre SWT est alors la suivante :

$$SWT = \sigma_{max} \varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_i)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (N_i)^{b+c}$$

Il convient de noter que ce modèle est principalement utilisé pour les modes I de fissuration.

I.6.3.10 Conclusion

En conclusion, les critères de fatigue multiaxiale jouent un rôle crucial dans l'évaluation et la prédiction de la durée de vie en fatigue des matériaux soumis à des contraintes complexes.

Ces critères sont basés sur des modèles et des théories mécaniques avancées, visant à prendre en compte les interactions entre différentes composantes de contrainte.

L'utilisation de critères de fatigue multiaxiale permet de mieux appréhender les effets combinés des contraintes normales et tangentielles sur l'initiation et la propagation des fissures. Ils permettent d'identifier les zones critiques où la concentration de contrainte est maximale et où la fatigue est susceptible de se produire.

Cependant, il convient de noter que la mise en œuvre des critères de fatigue multiaxiale peut être complexe et nécessite des données expérimentales précises ainsi qu'une compréhension approfondie du comportement des matériaux. Des efforts supplémentaires sont nécessaires pour améliorer la calibration et la validation de ces critères, en particulier dans des conditions de chargement réalistes et pour une plus grande variété de matériaux.

Malgré ces défis, les critères de fatigue multiaxiale offrent une approche plus réaliste et précise pour évaluer la durée de vie en fatigue dans des situations où les contraintes sont multiaxiales. Leur utilisation permet de prendre en compte les conditions réelles de chargement et de prendre des décisions plus éclairées en matière de conception et de maintenance des composants mécaniques.

En somme, les critères de fatigue multiaxiale représentent une avancée significative dans la compréhension et la prédiction de la fatigue des matériaux. Leur utilisation continue de se développer et de s'améliorer, contribuant ainsi à assurer la fiabilité et la durabilité des structures et des composants soumis à des contraintes complexes.

I.7 Cumul d'endommagement

Le cumul d'endommagement est un phénomène qui se produit lorsque des matériaux sont soumis à des charges cycliques, entraînant des dommages permanents ou une défaillance. Cela peut être critique pour les structures comme les avions et les ponts, où des types d'endommagement tels que la fatigue et la fissuration peuvent se produire. Des méthodes d'évaluation, telles que la méthode de Palmgren-Miner, permettent de prédire la durée de vie résiduelle d'une structure en fonction des dommages accumulés. Pour assurer la fiabilité et la sécurité des structures, le cumul d'endommagement doit être pris en compte dans la conception et la planification de leur durée de vie.



Chapitre II:

Etat de l'art sur le fretting fatigue

II.1 Introduction

Le fretting fatigue est un processus de dégradation qui se produit lorsqu'il y a un micro-glissement relatif entre deux surfaces en contact. Ce phénomène est caractérisé par des forces tangentielles oscillantes qui provoquent des micro-glissements le long de la surface de contact, entraînant des dommages considérables de surface et une durée de vie réduite en fatigue. Si l'usure des surfaces prédomine, le phénomène est appelé fretting wear, tandis qu'un le fretting fatigue se produit lorsque la durée de vie en fatigue est considérablement réduite. Ce dernier phénomène peut être particulièrement dangereux et a été à l'origine de nombreuses défaillances critiques de composants, qui ont parfois causé des accidents tragiques. Le processus d'endommagement par fretting peut être divisé en trois phases différentes :

- L'élimination de la couche d'oxyde sur les surfaces de contact due à l'usure mécanique,
- Le développement de microsoudures et de débris d'usure,
- La déformation plastique et la formation de microfissures près de la surface.

Les fissures se développent en correspondance avec la concentration de contraintes au bord de contact, c'est-à-dire la frontière avec la zone antidérapante. Le problème du fretting est étroitement lié aux différents types de contact [42] : dans les contacts incomplets, l'aire de contact est liée à la charge normale, tandis que dans les contacts complets, des singularités de contrainte sont introduites en correspondance avec des angles vifs. Il est crucial de comprendre les différentes conditions de contact pour mieux comprendre le phénomène de fretting, et une brève revue des études analytiques de la mécanique de contact est présentée

II.2 Durée de vie : C'est le nombre de cycles au bout duquel l'éprouvette rompt.

II.3 Rappel sur la fatigue

La fatigue est un phénomène au cours duquel les propriétés locales d'un matériau sont altérées en raison de contraintes ou de déformations cycliques, répétitives ou alternées, pouvant entraîner la formation de fissures et éventuellement la défaillance de la structure.

II.4 Les principales étapes de la fatigue

Les étapes de la fatigue SONT les suivantes :

Amorçage des fissures : il s'agit de la formation initiale de microfissures dans le matériau en raison des contraintes cycliques appliquées.

Propagation des fissures : une fois que les fissures ont été initiées, elles peuvent se propager progressivement à travers le matériau sous l'effet des contraintes cycliques, conduisant à une détérioration accrue de la structure

II.5 Les Types de fatigue :

En général, il existe deux types de fatigue sont distingués en fonction du nombre de cycles :

- **La fatigue Oligocyclique** : elle correspond à des durées de vie relativement courtes en termes de nombre de cycles avant la rupture.
- **La fatigue à grand nombre de cycles** : elle concerne un nombre de cycles typiquement supérieur à 10^4 (10 000 cycles). Les conducteurs aériens, par exemple, sont généralement soumis à ce type de fatigue en raison de leur longue durée de vie.

La sollicitation cyclique sinusoïdale est le cas le plus courant de sollicitation dans le temps, et la majorité des études sur la fatigue se basent sur ce scénario. Ainsi, l'évolution de la contrainte en un point donné peut être caractérisée par plusieurs grandeurs au cours d'un cycle (voir Figure 1-8).

La contrainte passe par.

σ_{min} : la contrainte minimale

σ_{max} : la contrainte maximale

σ_a : l'amplitude de contrainte, telle que :

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$$

σ_m : la contrainte moyenne telle que :

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2}$$

R : le rapport de charge défini tel que :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 2 \sigma_a$$

Dans (figure II.1), nous présentons les termes et symboles utilisés pour décrire le cycle de contrainte

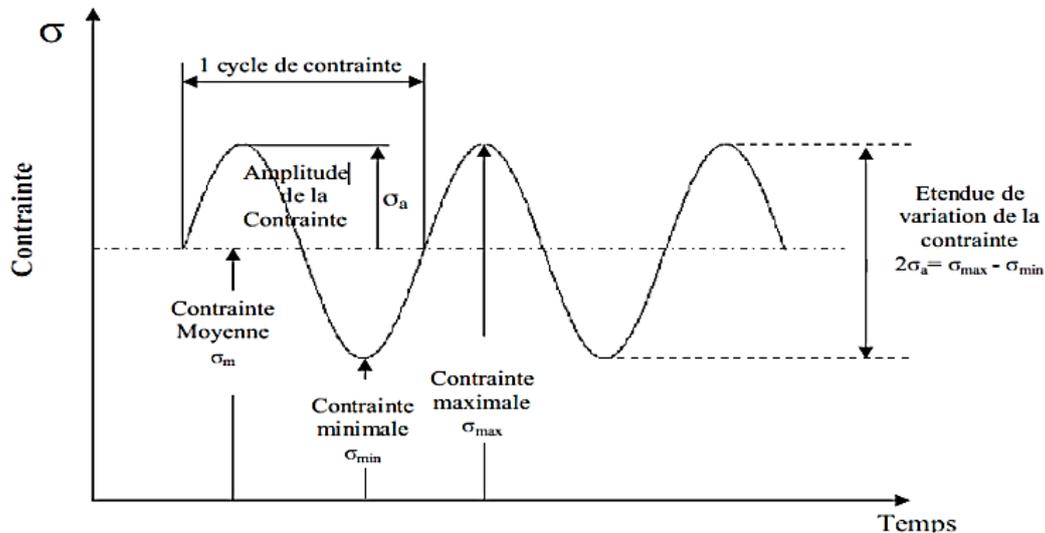


Figure II.1 : Grandeurs associées à un cycle sinusoïdal de contraintes [43]

II.6 Types de cycles de contraintes

Contrainte purement alternée : une contrainte qui varie de manière égale entre des valeurs positives et négatives, tel que mentionné dans la référence.

Contrainte alternée : ($0 < \sigma_m < \sigma_a$) une contrainte qui évolue entre une valeur maximale positive et une valeur minimale négative

Contrainte répétée : ($\sigma_a = \sigma_m$) une contrainte qui varie entre la valeur 0 et une valeur maximale positive, ou entre 0 et une valeur minimale négative

Contrainte ondulée : une contrainte qui varie entre les valeurs maximale et minimale, lesquelles sont de même signe ($\sigma_m > \sigma_a$)

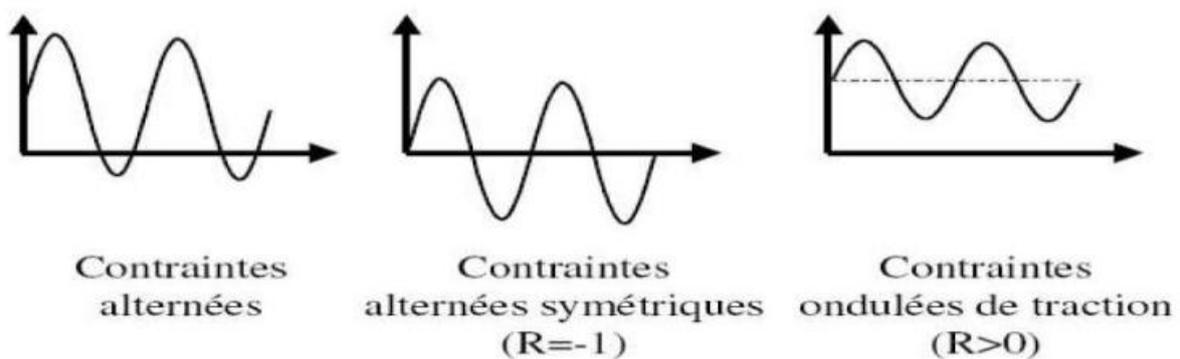


Figure II.2 : Différents types de sollicitations [60]

II.7 Fretting

Le fretting est un mouvement alternatif de faible amplitude qui peut se produire entre deux surfaces en contact. Ce phénomène a été étudié pour la première fois au début du XX^{ème} siècle par Eden [44], qui a découvert des débris d'oxyde de fer entre une éprouvette de fatigue en acier et un mors en acier de la machine. Le fretting a été attribué à tort à des mécanismes de corrosion, ce qui a conduit à la dénomination de « fretting corrosion ». Les travaux de Warlow-Davies ont mis en évidence l'effet du fretting sur les propriétés de fatigue. Plus tard, les travaux de McDowell ont montré que l'oxydation est une conséquence et non la cause du phénomène et que la formation des débris est induite par le frottement des surfaces et non l'effet de l'oxydation. Les sollicitations cycliques de cisaillement imposées en surface de contact ont été décrites par Cattaneo, Mindlin et Johnson, qui ont aidé à mieux comprendre les mécanismes de la propagation de fissures en glissement partiel. Enfin, le fretting accélère grandement le processus d'amorçage des fissures et l'étude de l'action conjointe du fretting et de la fatigue conduit à un facteur d'abattement de 2 à 5 sur la limite d'endurance suivant les conditions de contact.

II.8 Types de fretting

Fretting peut causer différents types de dommages selon l'amplitude de glissement. Il est considéré comme l'un des problèmes les plus critiques dans les applications industrielles et se retrouve dans de nombreux systèmes tels que les liaisons, les empilements multiples, les assemblages rivetés, les câbles et les conduits flexibles. Ces problèmes sont présents dans toutes les industries telles que la construction mécanique, l'aéronautique, la biomédicale, l'industrie nucléaire et le génie civil. Les types de fretting comprennent :

- **Fretting-wear** : qui entraîne l'enlèvement de matière au niveau des surfaces de contact.
- **Fretting-fatigue** : qui entraîne l'amorçage de fissures à partir de la zone de contact.
- **Fretting-corrosion** : qui est le résultat d'une oxydation dans la zone de contact.

II.9 Les différentes configurations de contact

L'étude des contacts réels entre deux corps est souvent difficile en raison de la complexité de l'interaction des différents paramètres et de l'évolution constante du contact pendant les essais. Cependant, pour modéliser les mécanismes de dégradation en fretting, les chercheurs ont choisi des géométries simplifiées qui sont faciles à étudier, telles que

- **le contact plan/plan**, qui permet de maintenir la surface de contact constante quel que soit l'usure des échantillons.

- Le **contact sphère/plan** est également privilégié dans l'étude de l'usure en raison de sa facilité de mise en œuvre et de sa comparabilité avec le contact pion-disque.
- le **contact cylindre/plan** est souvent utilisé pour l'étude de la fissuration, car il permet de formaliser le chargement en deux dimensions et de le modéliser par éléments finis.

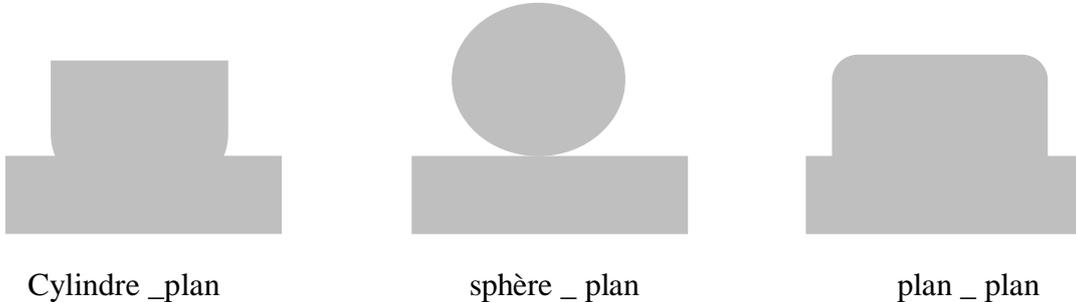


Figure II.3: configurations géométriques de contact utilisées pour les essais de fretting.

II.10 Contact mécanique

La première étude analytique du contact a été menée en 1882 par Hertz [45]. Théoriquement, lorsque deux corps non conformes entrent en contact naturellement, la zone de contact est un point ou une ligne, en fonction de la forme des corps (Figure II.4). Lorsque des forces ou des déplacements externes sont appliqués, les deux corps élastiques se déforment, et par conséquent la zone de contact devient une zone de contact définie dont la forme dépend de l'amplitude de la charge. Hertz a résolu le problème de contact élastique en supposant un contact non conforme sans frottement entre des corps élastiques linéaires pour lesquels la surface de contact est petite par rapport aux dimensions des corps. Différentes géométries ont été étudiées [46], et nous rappellerons ici le cas particulier du contact entre un cylindre et un demi-plan.

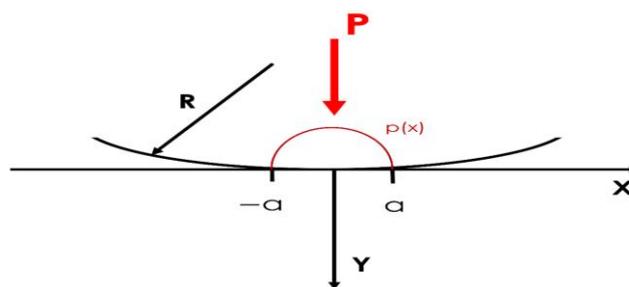


Figure II.4 : Contact configuration for Hertz theory, with normal contact pressure distribution[47]

II.11 Les différents régimes de contact en présence de fretting- fatigue

En présence de fretting-fatigue, on peut observer différents régimes de contact en fonction de la forme des boucles de variation de l'effort tangentiel $Q(t)$ en fonction de l'amplitude du déplacement relatif $\delta(t)$ (voir Figure II.5).

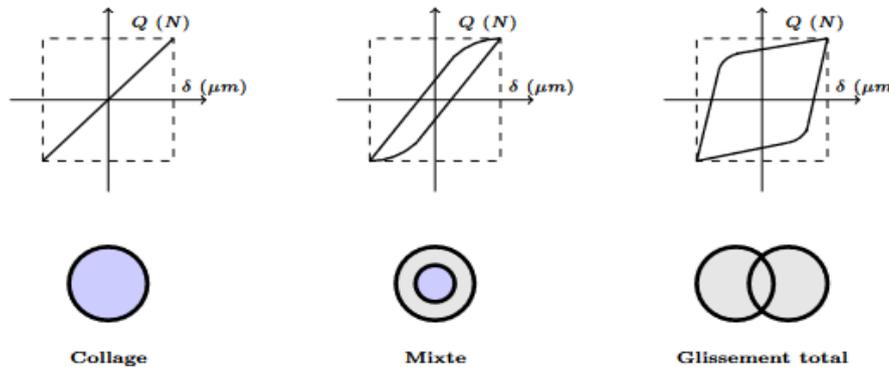


Figure II.5: Régimes de fretting-fatigue [48]

Régime de collage : Dans ce régime, la courbe est quasi-linéaire et la zone de glissement local entre le pion (ou la pièce en contact) et la surface de l'éprouvette est très réduite. L'éprouvette ne subit aucune dégradation significative dans ce régime.

Régime mixte : Dans ce régime, la courbe présente une non-linéarité et une boucle d'hystérésis. La région de glissement local est plus importante par rapport au régime de collage. C'est le régime le plus critique, car il conduit à la rupture de l'éprouvette par fissuration aux bords de la zone de contact. Les contraintes locales élevées et les micro-glissements contribuent à l'amorçage de fissures.

Régime de glissement total : Dans ce régime, la courbe présente une forme de parallélogramme avec un palier de glissement. Le pion glisse totalement sur la surface de l'éprouvette, et la zone de contact subit une usure importante. Ce régime peut entraîner une dégradation rapide de la surface et une perte de résistance de l'éprouvette.

– Il est important de noter que le régime mixte est particulièrement critique, car il conduit à une fissuration aux bords de la zone de contact, ce qui peut entraîner la rupture de l'éprouvette. La connaissance des différents régimes de contact en fretting-fatigue est essentielle pour comprendre les mécanismes d'endommagement et pour concevoir des stratégies de prévention et de prolongement de la durée de vie des pièces soumises à ce phénomène.

II.12 Types des essais de fretting :

Dans la littérature, on trouve deux catégories d'essais couramment utilisées pour étudier le fretting :

– **Fretting-fatigue** : Dans ce type d'essai, le déplacement relatif entre deux surfaces en contact est causé par la déformation cyclique d'au moins l'une des deux structures en contact. Cela génère des sollicitations cycliques qui entraînent l'amorçage de fissures à partir de la zone de contact. Les essais de fretting-fatigue sont généralement réalisés en soumettant des échantillons à des sollicitations de traction répétées tout en maintenant une force normale fixe entre les surfaces de contact. Les fissures apparaissent principalement dans la zone de contact, où le fretting contrôle l'amorçage de fissures tandis que la fatigue contrôle leur propagation. Les courbes de Wöhler sont souvent utilisées pour évaluer l'influence du fretting sur la durée de vie en fatigue et calculer les "coefficients d'abattement".

– **Fretting-wear (usure par fretting)** : Dans ce type d'essai, les micro-glissements entre les surfaces en contact entraînent un enlèvement de matière. Les essais de fretting-wear sont similaires aux essais de frottement linéaire alternatif, mais avec une amplitude de glissement inférieure à la dimension du contact. Généralement, une des deux pièces en contact est mise en mouvement linéaire à l'aide d'un pot vibrant ou d'un vérin hydraulique, tandis que l'autre pièce est fixe et soumise à une charge normale constante. Cela permet de caractériser l'initiation des fissures induites par le contact et de mesurer plus facilement le déplacement relatif entre les surfaces. Ces essais sont souvent utilisés pour étudier l'usure par fretting.

En résumé, les essais de fretting-fatigue se concentrent sur l'amorçage et la propagation des fissures sous sollicitations cycliques, tandis que les essais de fretting-wear se concentrent sur l'enlèvement de matière causé par les micro-glissements entre les surfaces en contact.

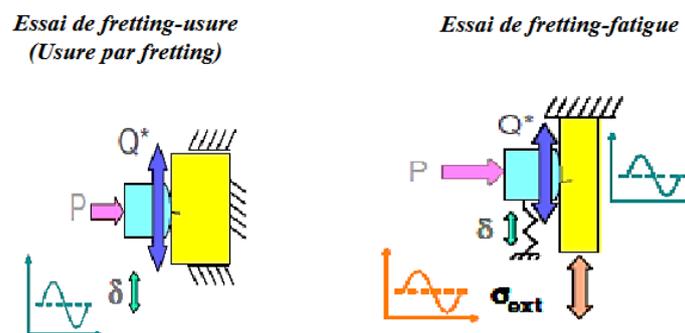


Figure II.6 : les deux types des essais de fretting [49]

II.13 les facteurs affectant phénomène de fretting –fatigue

Le phénomène de fretting-fatigue est une forme d'endommagement qui se produit lorsqu'un mouvement relatif de faible amplitude se produit entre deux surfaces en contact, ce qui peut entraîner des dégâts importants dans certaines conditions. Plusieurs facteurs peuvent affecter ce phénomène. Voici quelques-uns des facteurs clés :

-Charge appliquée : La charge appliquée entre les surfaces en contact joue un rôle crucial dans le phénomène de fretting-fatigue. Des charges élevées peuvent augmenter le niveau de contrainte et accélérer l'endommagement des matériaux.

-Amplitude du mouvement relatif : L'amplitude du mouvement relatif entre les surfaces en contact est également un facteur important. Des mouvements de faible amplitude peuvent générer des contraintes locales élevées, qui favorisent l'amorçage et la propagation de fissures.

-Nature des matériaux : Les matériaux en contact jouent un rôle crucial dans le phénomène de fretting-fatigue. Des combinaisons de matériaux ayant des propriétés différentes peuvent entraîner des niveaux de contrainte dissimilaire, favorisant ainsi la propagation de fissures.

-Rugosité de surface : La rugosité de surface des matériaux en contact peut influencer la distribution des contraintes locales. Des surfaces rugueuses peuvent entraîner une plus grande concentration de contraintes, augmentant ainsi la probabilité d'endommagement par fretting-fatigue.

-Environnement : L'environnement dans lequel le phénomène de fretting-fatigue se produit peut avoir un impact significatif. Par exemple, la présence de liquides corrosifs ou de contaminants peut accélérer l'endommagement des surfaces en contact.

-Fréquence et durée des cycles : Le nombre de cycles et la durée pendant laquelle le phénomène de fretting-fatigue se produit peuvent également affecter l'endommagement. Des cycles répétitifs à haute fréquence peuvent entraîner une accumulation rapide de dommages.

Il convient de noter que ces facteurs ne sont pas indépendants les uns des autres, mais plutôt interconnectés et peuvent interagir de manière complexe pour influencer le phénomène de fretting-fatigue.

II.14 Effets De L'orientation De La Force

Plusieurs recherches ont montré que l'orientation de la force influe directement sur le phénomène de Fretting fatigue.

Par exemple : Rui Niu, Zhang et al ont supposé que la force appliquée est oblique, Le model étudié pour ce travail est représenté dans la figure ci-dessous

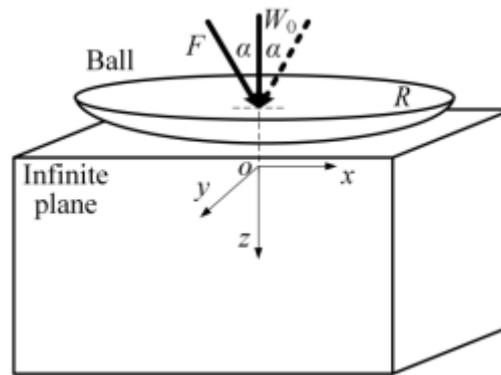


Figure II.7 : Le fretting sous force oblique [50]

La représentation schématique du modèle de contact demi-plan sphère-infinie avec chargement de force oblique est présentée dans la figure (II.7).

Ce modèle est caractérisé par l'absence de gravité. Lorsqu'aucune force n'agit sur la sphère, celle-ci est en contact avec le demi-plan en un point O, où son rayon est R. Une charge normale constante, W_0 , agit dans la direction positive de l'axe z, tandis qu'une force oblique, F, avec un angle α par rapport à W_0 , varie en amplitude et agit simultanément avec W_0 en O. Au cours d'un cycle de force, F passe de 0 à une valeur maximale, diminue à 0 dans la direction d'origine, puis atteint une valeur maximale dans la direction symétrique (ligne pointillée) avant de diminuer à 0.

Contrairement au chargement horizontal, ce mode de chargement est équivalent à une charge tangentielle et à une charge normale croissante selon un incrément proportionnel fixe de $\tan \alpha$.

Le rayon de la zone de contact est modifié par la modification de la composante normale de la force oblique.

Johnson [51] a effectué des recherches fondamentales sur les conditions de glissement de la force oblique et a déterminé que le glissement ne se produirait pas complètement si la tangente de l'angle α était inférieure ou égale au coefficient de frottement de la surface, noté μ . Autrement dit, la condition pour éviter le glissement complet est

$$\tan \alpha \leq \mu \quad (\text{II.1})$$

Pour les propriétés mécaniques utilisé dans cette simulation numérique ; Le tableau ci-dessous regroupe les propriétés mécaniques du matériau utilisé :

Paramètres	Valeur
Rayon, R_1 (mm)	20

Rayon sphérique partiel,	Module élastique, E_1 (GPa)	206
	Rapport de Poisson, ν_1	0,3
Demi-plan infini	Module élastique, E_2 (GPa)	206
(Engrenage planétaire)	Rapport de Poisson, ν_2	0,3
Charge normale initiale, W_0 (N)		20
Coefficient de frottement, μ_f		0,3
Angle entre F et W_0 , α (°)		20
Force oblique maximale, F_{max} (N)		99.813
Force oblique, F (N)		$(-0.6, 0.6) \times F_{max}$
Pression de contact Hertz initiale, p_0 (MPa)		498 ,60
Rayon de contact initial Hertz, a_0 (mm)		0.13839

Tableau II.1: Propriétés des matériaux et conditions de contact [50]

Après la simulation numérique par le code calcul Abaqus, la figure (5) représente les résultats obtenus numériquement.

La figure (5) montre l'évolution des contraintes de cisaillement sans dimension le long de l'axe des x à différents moments (A~F) lors du chargement et du déchargement de la force oblique. La variation de la zone de contact, qui est illustrée dans la courbe de pression, correspond à celle de la courbe de contrainte de cisaillement. Pendant le chargement de la force oblique, la zone de glissement augmente et la zone de manche diminue.

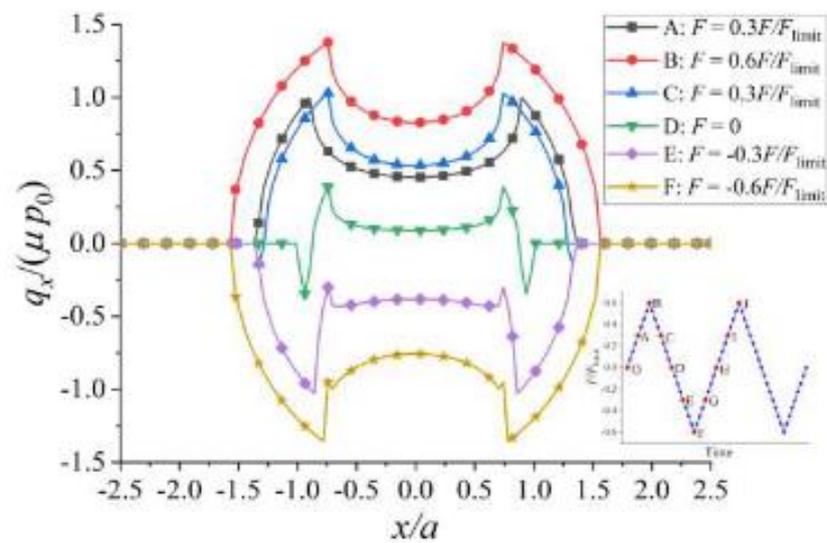


Figure II.8: Contraintes de cisaillement sans dimension le long de l'axe x au temps A~F [50].

Pendant le déchargement de la force oblique, la zone de glissement diminue fortement, tandis que la zone de manche augmente fortement. Lorsque la force oblique atteint 0, la proportion de la zone de glissement augmente [50].

II.15 Effet du rayon sur les paramètres de contact

Les effets du rayon du patin sur le niveau de pression de contact et de traction de cisaillement le long de la ligne de contact sont représentés sur les figures 14 et 15, respectivement. Six valeurs de rayon de patin ont été prises dans la modélisation numérique ($R = 50, 60, 70, 200, 500$ et 1000 mm). Ces résultats (Figure II.9) montrent que la forme de toute pression de contact ou contrainte de cisaillement le long de la ligne de contact est similaire par rapport à la taille du rayon du patin. On peut noter que le pic de la pression de contact diminue avec l'augmentation du rayon du patin tandis que la largeur de contact diminue, indiquant que la pression de contact maximale est au rayon de contact minimal. Ce comportement peut s'expliquer par le fait que la diminution du rayon du patin conduit à une ligne de contact étroite, et par conséquent, ce qui conduit également à un niveau de contrainte plus élevé au niveau de la zone de contact. En d'autres termes, un transfert d'un niveau de pression de contact plus élevé du tampon à l'échantillon via le contact phénomène, conduit à une diminution de la rigidité de l'éprouvette et, par conséquent, à la rupture de la durée de vie en fatigue par frottement des composants mécaniques en service [52].

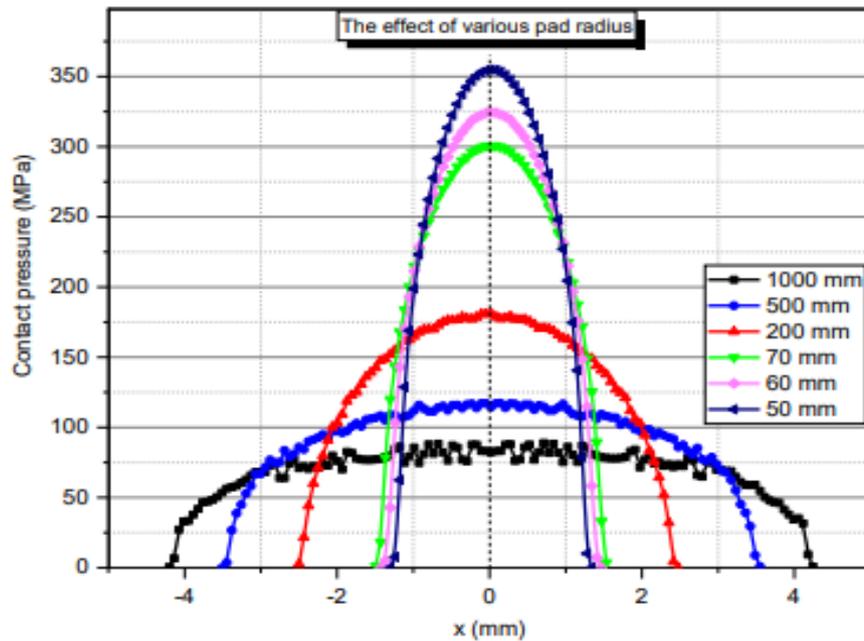


Figure II.9 : Evolution de la pression de contact sous différents rayons de plaquettes [52]

La figure II.10 montre l'évolution de la contrainte de cisaillement $q(x)$ le long de la ligne de contact à différentes valeurs du rayon du patin mentionnées ci-dessus. On remarque que la zone de glissement évolue en fonction du rayon du patin tandis que la valeur crête de la contrainte de cisaillement diminue. La même conclusion a été trouvée précédemment (Figure II.9).

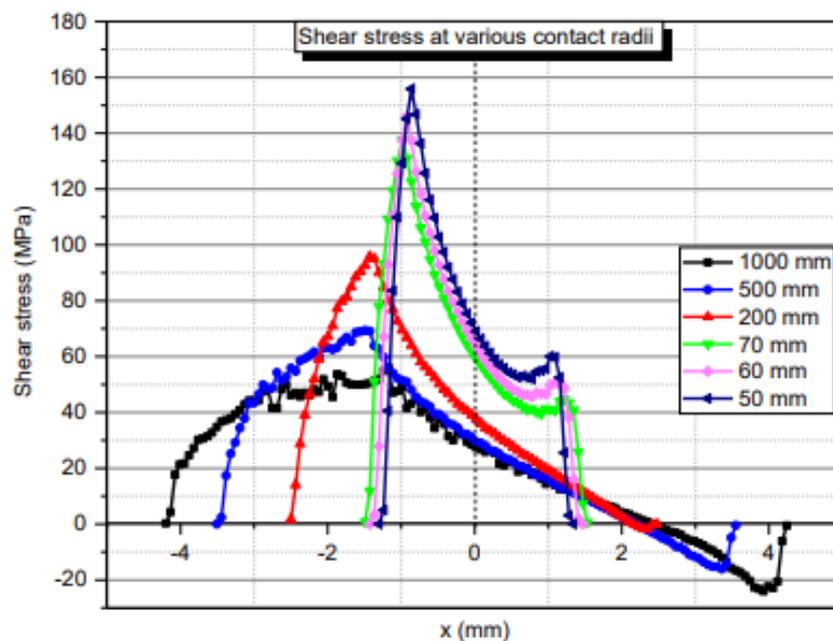


Figure II.10: Évolution de la contrainte de cisaillement sous différents rayons de patins [52]

Mécaniquement, un rayon de patin plus petit produit moins de surface de contact ainsi qu'un contact plus élevé pressions pour le même chargement normal. Ceci est en accord avec l'hypothèse précédente selon laquelle plus Les pressions de contact entraînent des valeurs de contrainte de cisaillement plus élevées et une taille de zone de contact plus faible. Cela peut être expliqué par le fait que le rayon inférieur impose une pression de contact et une contrainte de cisaillement plus élevées, ce qui réduit la taille de la zone de contact. Les contraintes de cisaillement de contact deviennent nulles dans région où le contact entre la pastille et l'éprouvette ne se produit pas, mais où la fatigue par frottement

Se produit lorsque des composants mécaniques en contact subissent un mouvement oscillatoire relatif entre les surfaces de contact en raison du chargement cyclique [52]

II.16 L'effet de la pression de contact sur la durée de vie en fretting fatigue

Selon une étude réalisée par Naïdu et al. En 2005 [53], l'effet de la pression de contact sur la durée de vie en fretting fatigue a été examiné sur des éprouvettes en alliage d'aluminium 6061-T6. Leur approche expérimentale consistait d'abord à soumettre certaines éprouvettes à des essais de fatigue simple, puis à les tester en fretting fatigue en utilisant le même matériau et la même configuration géométrique des plaques. L'objectif était de comprendre l'impact du phénomène de fretting sur la durée de vie des pièces mécaniques en service. Les deux types d'essais ont été réalisés avec un chargement à amplitude constante et un rapport de charge R égal à 0,1. La fréquence des essais de fatigue simple était de 30 Hz, tandis que celle des essais de fretting fatigue était de 10 Hz. Quatre niveaux de pression de contact (50, 100, 150 et 200 MPa) ont été appliqués lors des essais de fretting fatigue.

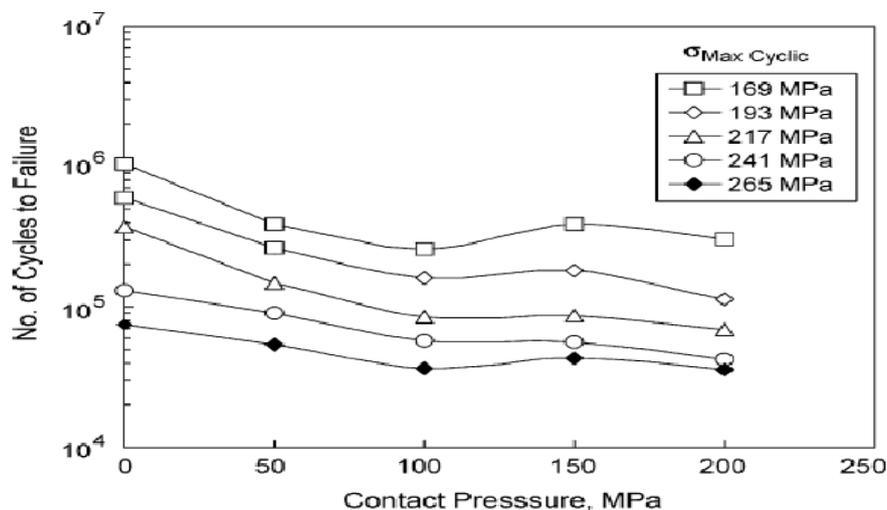


Figure II.11 : l'effet de la pression de contact sur la durée de vie en fretting fatigue [53]

(La figure II.11) illustre l'effet de la pression de contact sur la durée de vie en fretting fatigue à différents niveaux de contrainte cyclique. La pression de contact égale à zéro ($P = 0$ MPa) correspond aux résultats des essais de fatigue simple. En fretting fatigue, à tous les niveaux de contrainte, on observe une diminution initiale de la durée de vie avec l'augmentation de la pression de contact, atteignant un minimum à une pression de contact de 100 MPa. Ensuite, la durée de vie augmente légèrement jusqu'à atteindre un maximum à une pression de contact intermédiaire de 150 MPa, puis diminue à nouveau légèrement jusqu'à un minimum à une pression de contact de 200 MPa. Ce comportement variable peut être expliqué par les variations de contrainte de friction et d'amplitude de glissement à l'interface des surfaces de contact.

II.17 L'effet des paramètres (pression de contact et coefficient de frottement)

Ruichun (2006) [54] a mené une étude sur l'effet des paramètres tels que la pression de contact et le coefficient de frottement sur la durée de vie des structures boulonnées, spécifiquement entre l'aluminium et l'acier. L'objectif de ces expériences de fretting-fatigue était d'évaluer la résistance à la fatigue des assemblages boulonnés soumis à des conditions de frottement.

Les essais ont été réalisés en appliquant différentes charges normales et en variant les coefficients de frottement. L'objectif était de déterminer comment ces paramètres influencent la durée de vie des structures boulonnées soumises à des cycles de fretting-fatigue.

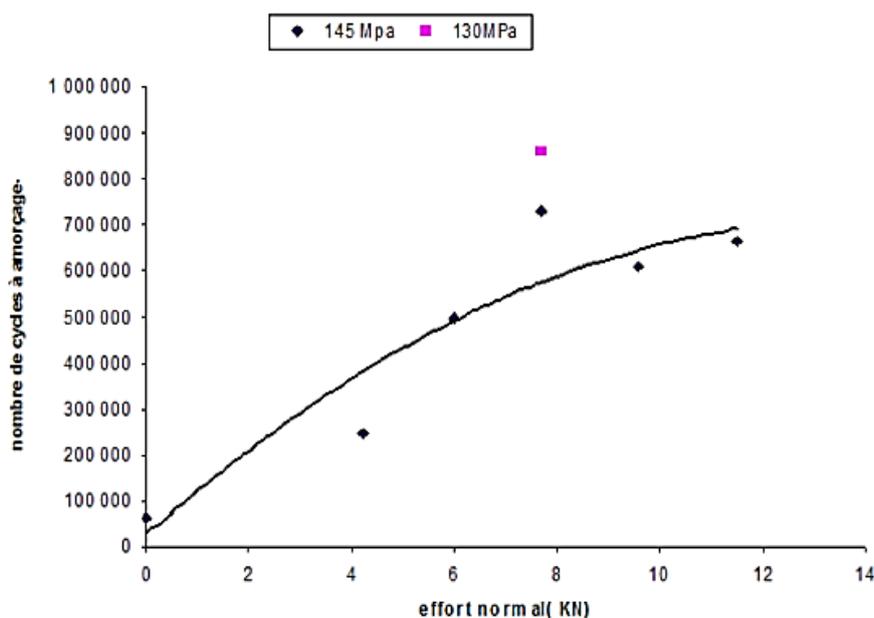


Figure II.12: L'évolution de la durée de vie en fretting fatigue en fonction normal [54]

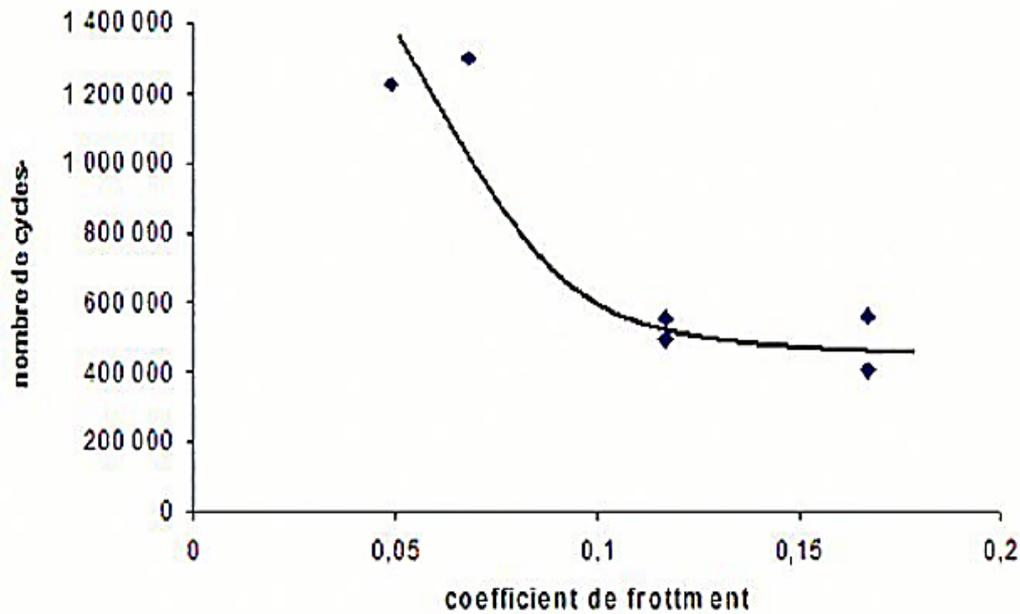


Figure II.13 : Durée de vie en fretting fatigue en fonction de coefficient de frottement [54]

Les résultats obtenus ont montré que la pression de contact et le coefficient de frottement ont un impact significatif sur la durée de vie des assemblages boulonnés. Une pression de contact plus élevée et un coefficient de frottement plus faible ont généralement conduit à une durée de vie plus longue, tandis qu'une pression de contact plus faible et un coefficient de frottement plus élevé ont entraîné une durée de vie plus courte.

Ces observations mettent en évidence l'importance de sélectionner et de contrôler de manière appropriée les paramètres de pression de contact et de coefficient de frottement lors de la conception et de l'assemblage de structures boulonnées, afin d'optimiser leur durée de vie en conditions de fretting-fatigue.

II.18 L'effet de la force de serrage sur la résistance à la fatigue d'un assemblage riveté

En 2006, Minguez et al [55] ont évalué l'effet de la force de serrage sur la résistance à la fatigue d'un assemblage riveté en aluminium, à la fois en configuration de simple recouvrement et de double recouvrement. Les plaques en aluminium utilisées dans les essais ont été assemblées en utilisant ces deux types de joints (Figure II.14b pour le joint simple recouvrement et Figure II.14c pour le joint double recouvrement).

Les essais de fatigue ont été réalisés en appliquant une charge à amplitude constante avec une fréquence de 20 Hz. Les rapports de charge, proches de zéro ($R \rightarrow 0$), étaient maintenus positifs

pour éviter toute compression pendant les cycles de chargement sur les éprouvettes et les joints. Les échantillons ont été soumis à un régime de contrainte cyclique jusqu'à la rupture.

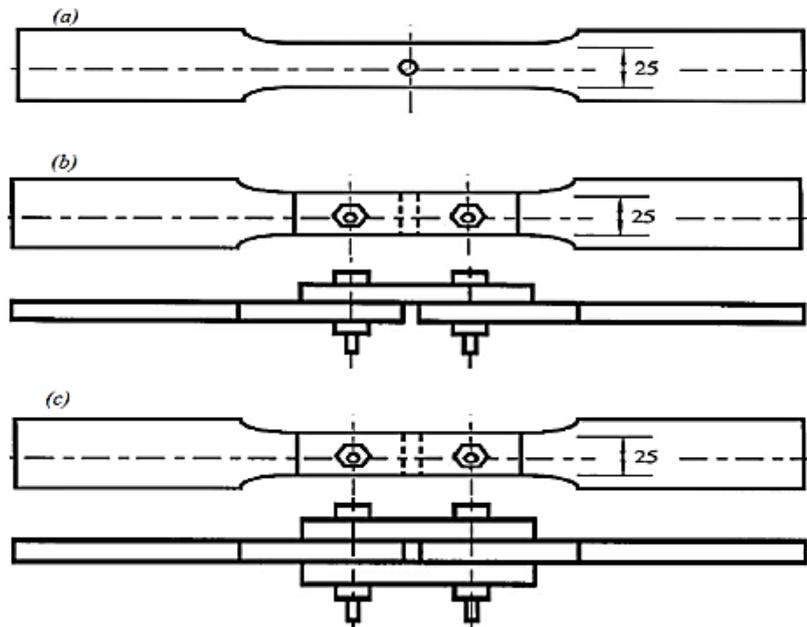


Figure II.14 : Géométrie des éprouvettes de l'essai de fretting. a) éprouvette trouée de fatigue, b) éprouvette boulonnée d'un simple recouvrement et c) éprouvette boulonnée de double recouvrement [55]

L'objectif principal de cette étude était d'évaluer la résistance à la fatigue des assemblages rivetés en fonction de la force de serrage.

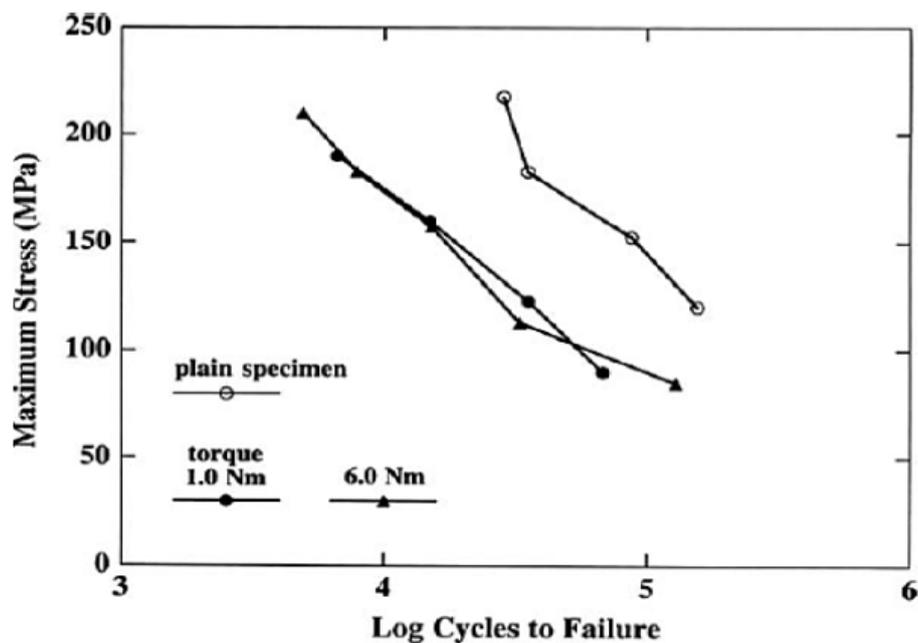


Figure II.15 : Courbes de résistance en fatigue d'un joint simple recouvrement et une éprouvette trouée (épaisseur des plaques=2mm), [55]

Les résultats obtenus ont permis de déterminer l'influence de la force de serrage sur la durée de vie de ces assemblages, ainsi que de fournir des informations sur le mode de défaillance et les paramètres opératoires associés à chaque type de joint. Pour illustrer ces résultats, les figures II.15 et II.16 présentent les courbes d'endurance respectives pour les assemblages à simple recouvrement et à double recouvrement, mettant en évidence le comportement en fatigue des plaques percées.

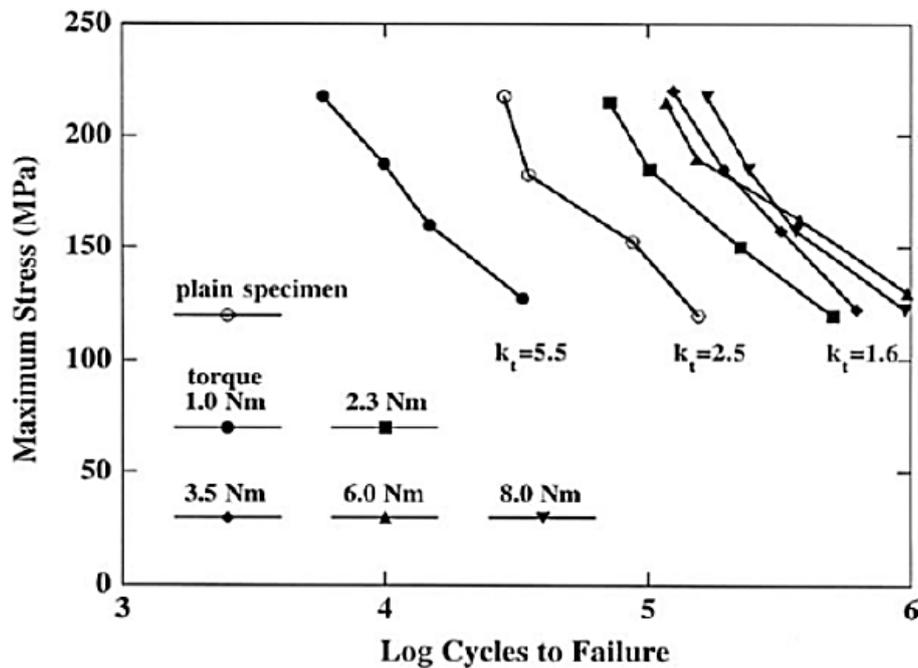


Figure II.16: Courbes de résistance en fatigue d'un joint double recouvrement et une éprouvette trouée (épaisseur des plaques=2mm). [55]

II.19 L'efficacité de la lubrification dans la réduction des dommages des surfaces de contact

L'étude menée par Chakherlou et al [56] en 2009 visait à évaluer l'efficacité de la lubrification dans la réduction des dommages des surfaces de contact et l'amélioration de la durée de vie en fretting fatigue des assemblages boulonnés en aluminium. Les résultats ont montré que la lubrification avait un effet significatif sur la durée de vie en fatigue de ces assemblages.

Les chercheurs ont observé que sans lubrification, la durée de vie en fatigue était considérablement réduite. En revanche, avec une lubrification appropriée, la durée de vie en fatigue était améliorée. Ils ont souligné l'importance du coefficient de frottement dans la durée

de vie de ces assemblages. Différents lubrifiants ont été testés, et il a été constaté que l'huile 2 avec un coefficient de frottement de 0,12 avait des effets bénéfiques sur la durée de vie en fatigue par rapport à l'huile 1 avec un coefficient de frottement de 0,08 (Figure II.17)

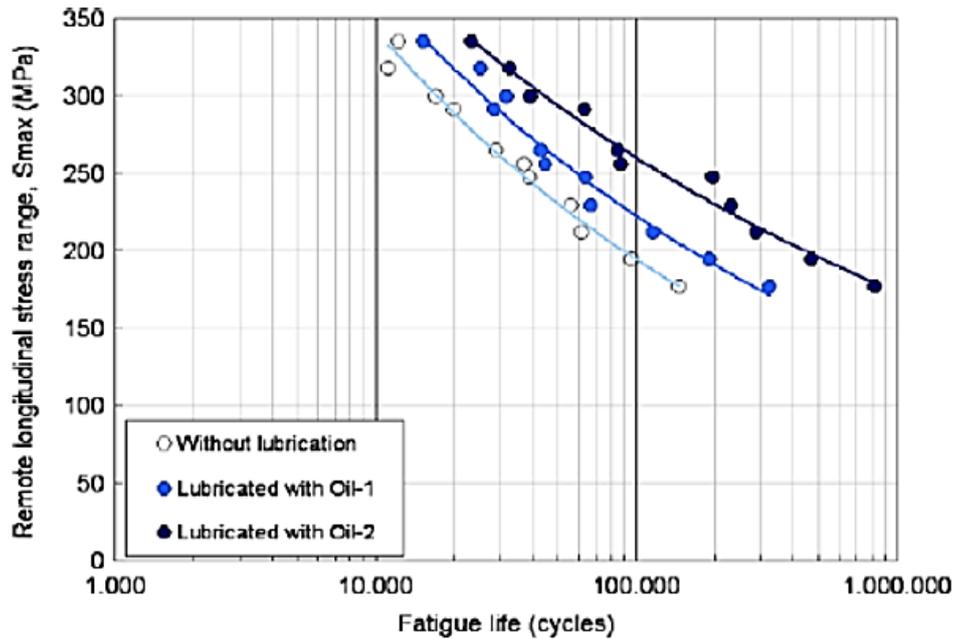


Figure II.17 : Courbe d'endurance d'un assemblage boulonné à double recouvrement pour différents lubrifiant [56]

Les observations microscopiques ont permis de localiser les zones à risque de fissuration. Dans le cas des assemblages non lubrifiés et lubrifiés avec l'huile 1, des fissures elliptiques ont été initiées au milieu de la plaque le long de la direction de l'épaisseur. En revanche, dans le cas des assemblages lubrifiés avec l'huile 2, des fissures de coin semi-elliptiques ont été initiées en surface près du trou de fixation.

Les analyses au microscope électronique à balayage ont confirmé les résultats et ont montré que l'utilisation d'un lubrifiant pouvait améliorer la durée de vie en fatigue en réduisant les contraintes de cisaillement et en améliorant les caractéristiques de surface. La présence de surfaces de contact lisses et la réduction de la contrainte de cisaillement ont contribué à retarder la nucléation et la propagation des fissures, ce qui a prolongé la durée de vie des assemblages.

En conclusion, cette étude souligne l'importance de la lubrification dans les assemblages boulonnés en aluminium soumis à la fatigue due au fretting. Elle démontre que l'utilisation d'un lubrifiant approprié peut réduire les dommages des surfaces de contact, améliorer les

caractéristiques de surface et prolonger la durée de vie des assemblages en réduisant les contraintes de cisaillement et en retardant la propagation des fissures.



Chapitre III:

Présentation du logiciel ABAQUS

III.1 Introduction :

ABAQUS est un programme d'analyse par éléments finis. Fournit un environnement de prétraitement et de post-traitement pour l'analyse du modèle. Il est utilisé dans un large éventail d'industries telles que les voitures, l'espace, etc., et est également largement utilisé dans les établissements universitaires et de recherche en raison de sa capacité à résoudre les problèmes. Ce logiciel contient beaucoup de relations dans sa base de données, et il nous permet de calculer facilement en peu de temps.

III.2 Généralités sur Abaqus :

III.2.1 Définition :

ABAQUS est un code de calcul par éléments finis (MEF) créé en 1978 par Hibbit, Karlsson et Sorensen (HKS). Il est utilisé pour simuler la réponse physique des pièces ou des structures soumises à des chargements mécaniques, thermiques, du contact, de l'impact ou d'autres conditions.

C'est un logiciel très complet permettant de faire des analyses linéaires ou non linéaires, statiques ou dynamiques. Le module ABAQUS/CAE est une interface dans laquelle l'utilisateur peut définir toutes les propriétés de son analyse (géométrie des différentes pièces, propriétés mécaniques, choix des éléments, choix de l'intégration de la matrice de rigidité, choix du mode de résolution). Pour la résolution des analyses, il existe deux modules ABAQUS/Standard et ABAQUS/Explicit. [57]

Il se compose de deux solveurs principaux :

III.2.1.1 ABAQUS/Standard : algorithme implicite

- Code général d'analyse par éléments finis (discrétisation spatiale)
- Résolution basée sur l'algorithme de Newton-Raphson et la méthode de Riks
 - Problèmes linéaires et non linéaires
 - Géométrie 2D, 3D et Axisymétrique
 - Nombreuses procédures d'analyse dans le domaine temporel et fréquentiel.

III.2.1.2 ABAQUS/Explicit: algorithme « dynamique » explicite

- Analyse non linéaire (discrétisation spatiale et temporelle)
- Problème transitoire et dynamique des structures
- Résolution basée sur la méthode explicite d'intégration en temps
 - Mais possibilité d'analyses quasi-statiques où il existe un comportement Non linéaire important [58].

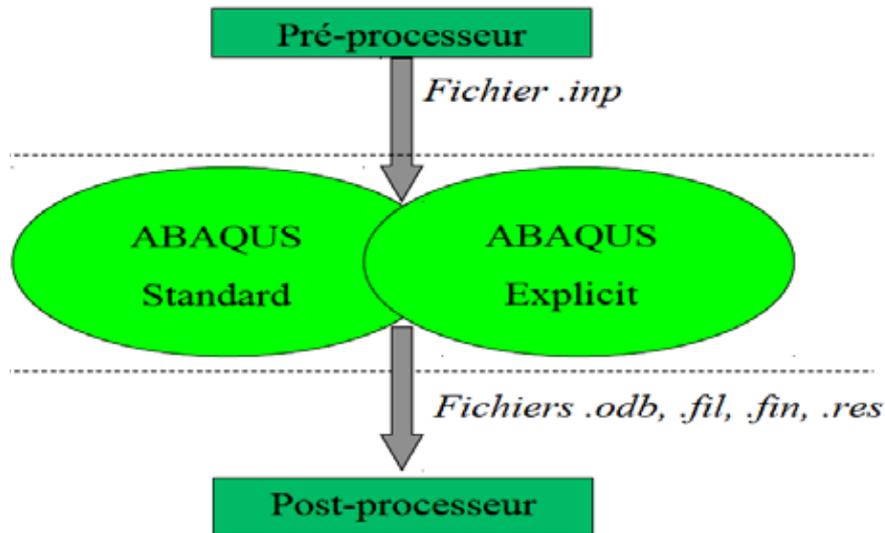


Figure III.1. Les deux produits (solveurs) de ABAQUS [58].

Pré-processeur:

- Choisir le type d'éléments
- Entrer les propriétés géométriques
- Entrer les paramètres physiques
- Créer le modèle géométrique
- Créer le maillage : définir les nœuds et les éléments
- Appliquer les sollicitations
- Imposer les conditions aux limites

Solveur:

- Choisir le type d'analyse (statique, dynamique,...)
- Construire la matrice et le vecteur élémentaire $[k^e]$, $\{f^e\}$
- Assembler $[k^e]$ et $\{f^e\}$ dans $[K]$ et $\{F\}$
- Prendre en compte les conditions aux limites
- Résoudre le système d'équations $[K] \{U\} = \{F\}$
- Calculer les variations additionnelles (gradients, réactions, σ , ε ...)

Post-processeur:

- Présenter les résultats de façon intelligible et synthétique :
 - sous forme numérique
 - sous forme graphique
- Effectuer des fonctions complémentaires : combinaisons, interprétations, interpolations, animation, ...

III.3 Les avantages d'ABAQUS :

- 1- Vous pouvez importer la géométrie à partir d'un grand nombre de logiciels de CAO différents.
- 2- Vous pouvez effectuer statique ainsi que l'analyse dynamique (voir à la fois Abaqus / Standard et Abaqus / Explicit) .
- 3- Abaqus peut être utilisée pour étudier plus de seulement structurelles(contrainte / Déplacement et déformation) problèmes.
- 4- Abaqus contient une vaste bibliothèque d'éléments qui peuvent modéliser pratiquement toute la géométrie.
- 5- En utilisant Abaqus, vous devriez être en mesure d'utiliser divers modèles de matériaux différents pour simuler le comportement de la plupart des matériaux d'ingénierie typiques tels que les métaux, le caoutchouc, polymères, composites.
- 6- Abaqus propose une large gamme de capacités de simulation des applications linéaire et non linéaire. Problèmes avec plusieurs composants sont modélisés en associant la géométrie définissant chaque composant avec les modèles de matériaux appropriés et en spécifiant interactions de composants.

III.4 Les principales composantes de la fenêtre d'ABAQUS :

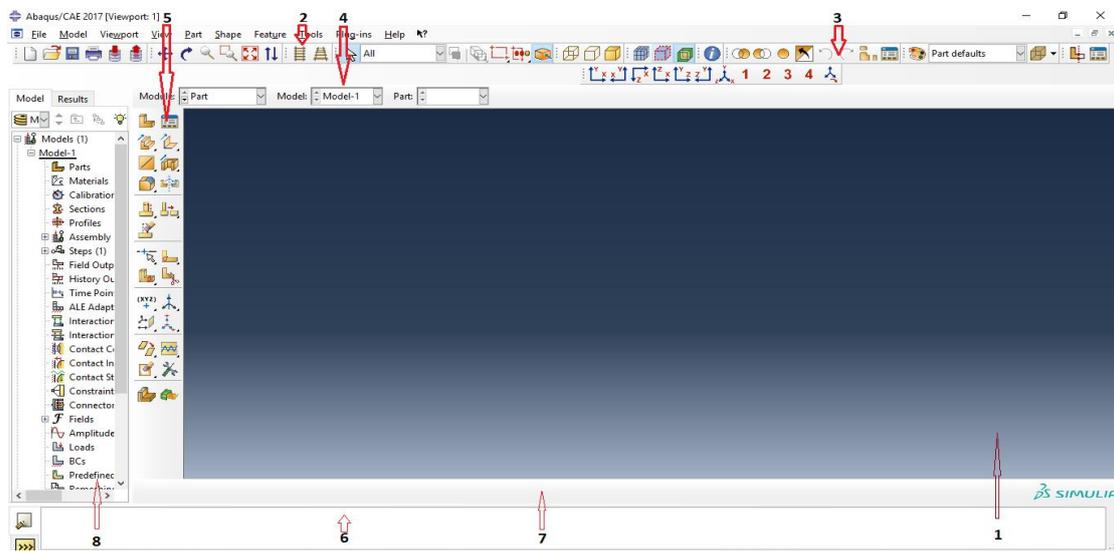


Figure III.2: Présentation de l'interface ABAQUS.

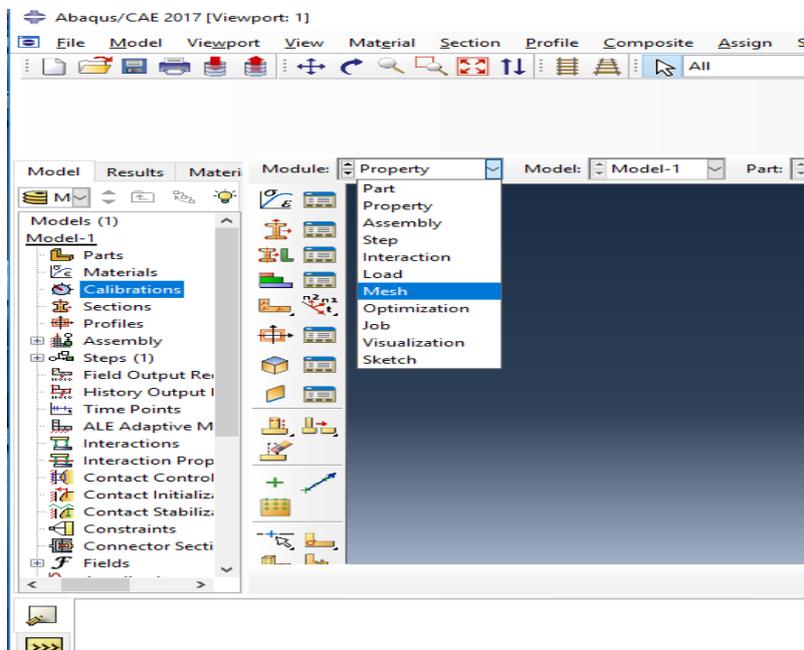
1. Fenêtre d'affichage graphique.
2. Barre de menu en haut, ces menus sont relatifs au module correspondant.
3. Barre horizontale d'outil, y sont disposées les icônes correspondant aux commandes les plus courantes, c'est-à-dire les commandes d'ouvertures et de sauvegarde de fichiers, et les commandes réglant l'affichage des vues (perspective, ombrage, zoom,

etc.).

4. Barre de menus déroulant permettant d'accéder aux autres modules, ou de sélectionner le modèle ou la pièce sur lesquels on souhaite travailler.
5. On dispose à gauche d'une colonne d'icone permettant d'accéder aux outils disponibles à l'intérieur du module dans lequel on se trouve
6. L'espace juste sous la fenêtre d'affichage graphique correspond aux messages affichés par ABAQUS lors de la modélisation ; ils permettent d'être mieux guider dans les actions entreprises.
7. Une fenêtre en dessous sur fond blanc est utilisée pour afficher des messages informatifs : réponses à des questions posées, avertissements liés à des problèmes rencontrés, etc....
8. Arbre du modèle et résultats.

III.5 Rappel des actions pour créer un modèle Abaqus CAE : [2]

La réalisation complète d'un jeu de données s'effectue après un passage successif dans les modules, figure III.5.



- * **Module Part .**
- * **Module Property .**
- * **Module Assembly .**
- * **Module step .**
- * **Module Interaction .**
- * **Module Load .**
- * **Module Mesh .**
- * **Module Optimization .**
- * **Module Job .**
- * **Module Visualization .**
- * **Module Sketch .**

Figure III.3: Réalisation de la mise en données d'un problème.

III.5.1 Dessiner le modèle:

Le module **PART** permet de créer tous les objets géométriques nécessaires au problème, soit en les dessinant dans Abaqus Cae, soit en les important d'un autre logiciel de dessin. Dans le cas d'une modélisation tridimensionnelle :

- Dessiner le profil 2D (l'esquisse) de la forme voulue.
- Le développer en 3D.
- Rajouter les détails manquants (chanfreins...).

III.5.2 Affecter les propriétés matériau à l'objet :

Le module **PROPERTY** permet, comme son nom l'indique, de définir toutes les propriétés matérielles d'un objet géométrique ou d'une partie de ces objets.

- Créer le matériau
- Créer les sections sur lesquelles appliquer ces matériaux
- Affecter les matériaux aux sections correspondantes

III.5.3 Assembler le modèle :

Le module **ASSEMBLY** permet d'assembler les différents objets géométriques créés dans un même repère de coordonnées global. Un modèle Abaqus contient un seul assemblage.

- créer les instances
- les positionner dans le repère général

III.5.4 Définir les étapes d'analyse :

Le module **STEP** permet aussi de définir toutes les requêtes pour le post traitement on peut par exemple créer un STEP pendant lequel des forces ou des conditions aux limites sont appliquées ; et un STEP pendant lequel ces forces et/ou conditions aux limites ne sont pas appliquées.

III.5.5 Créer les interactions entre les instances :

Le module **INTERACTION** permet de spécifier toutes les interactions entre les différentes parties et régions du modèle, elles peuvent être de différentes natures mécaniques, thermiques ou autres. Il faut savoir qu'Abaqus ne prend en compte que les interactions explicitement définies, la proximité géométrique n'étant pas suffisantes, la procédure de spécification des interactions est la suivante :

- Créer les surfaces
- Définir les types de contacts
- Associer des surfaces avec des types de contact

III.5.6 Appliquer les conditions aux limites et les chargements :

Le module **LOAD** permet de spécifier tous les chargements, conditions aux limites et champs. Il faut que les chargements et les conditions limites soient dépendants des Steps, par exemple une force est appliquée au Step 1 mais inactive au Step 2.

- Définir les étapes d'application
- Définir les types de CL et/ou chargement

III.5.7 Mailler le modèle :

Le module **MESH** contient tous les outils nécessaires pour générer un maillage éléments finis sur un assemblage

- Partitionner le modèle.
- Choisir les techniques de maillage.
- Choisir les types d'éléments.
- Discrétiser le modèle.
- Mailler le modèle

III.5.8 Créer et soumettre un calcul :

Une fois que toutes les tâches de définition du modèle ont été réalisées, il faut utiliser le module **JOB** pour analyser ce modèle. Abaqus va alors réaliser tous les calculs nécessaires et post-trait et les résultats demandés.

III.5.9 Visualiser les résultats :

Le module **VISUALIZATION** permet de visualiser le modèle et les résultats, les courbes de charges, les déformations...

Le module « **SKETCH** » : ce module permet de créer des formes bidimensionnelles qui ne sont pas associées à un objet. Il peut être utilisé pour des extrusions par exemple.

III.6 Unités :

ABAQUS ne gère pas les unités : c'est à l'utilisateur d'utiliser un système d'unités cohérent[59].

Quantity	SI	SI(mm)	SI	US Unit(ft)	US Unit(inch)
Longueur	M	Mm	M	Ft	In
Force	N	N	kN	Lbf	Lbf
Masse	Kg	tonne(10^3 kg)	tonne	Slug	lbf s^2 /in
Temps	S	S	S	S	s
Contrainte	Pa(N / m^2)	Mpa(N / mm^2)	kpa	Lbf/ ft^2	psi(lbf/ in^2)
Energie	J	mJ(10^{-3})	kj	ft lbf	in lbf
Masse volumique	Kg/ m^3	tonne/ mm^2	tonne/ m^3	Slug/ ft^3	lbf s^2 / in^4

Tableau III.1: Les unités de ABAQUS [59].

III.6.1 Descriptif :

Description succincte des possibilités d'ABAQUS:

- Analyses
- Éléments
- Non-linéarités

III.6.1.1 Type d'analyse :

Domaines physiques:

- Mécanique
- Thermique
- Électrique (piézo et thermique)
- Problèmes couplés

III.6.1.2 Problèmes :

- Statique et dynamique
- Linéaires et non linéaires

Dynamique des corps rigides : depuis version 6.1

Un très large choix d'éléments (plus de 100)

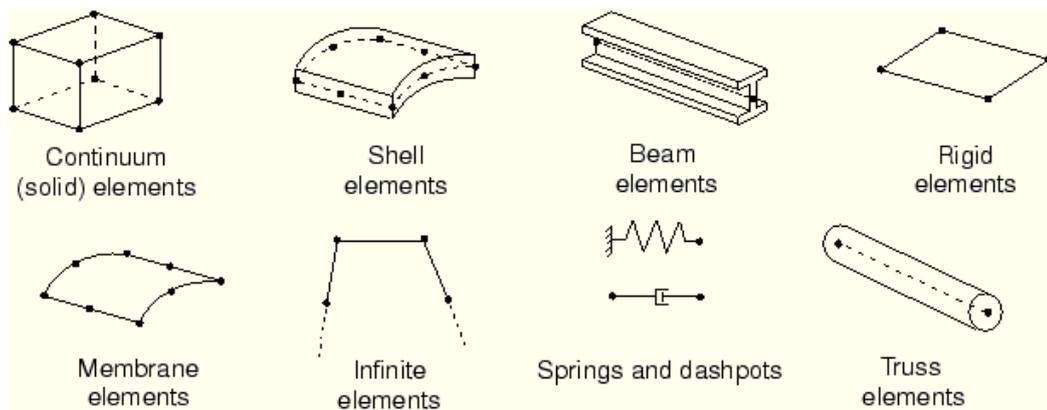


Figure III.4 : Les éléments que utilisé dans ABAQUS [59].

III.6.1.3 Types de non-linéarités :

- Matériaux
- Géométriques
- Contact

Algorithmes robustes et paramétrables (Newton- Raphson standard à pas adaptatifs et méthode RIKS)

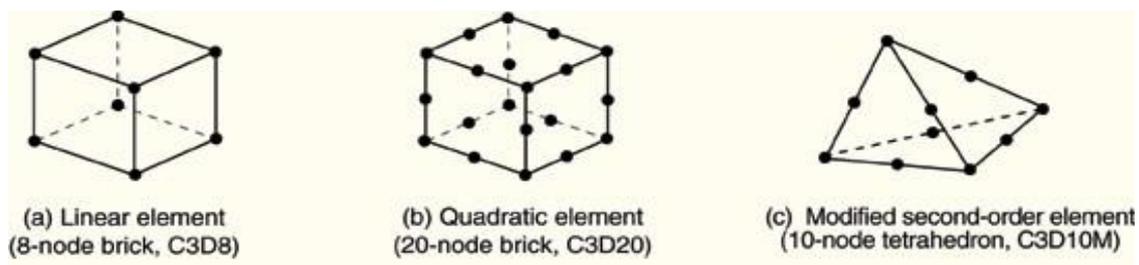


Figure III.5 : Les éléments non linéarités de différent nœuds [59].

III.6.1.4 Non-linéarités matérielles :

- Hyper-élastique
- Plasticité
- Visco-plasticité
- Endommagement
- Non-isotrope (y compris *laminâtes* = composites) Possibilités de programmer de nouvelles lois de comportement (en FORTRAN)

III.6.1.5 Non-linéarités géométriques :

- Grandes déformations.
- Grands déplacements.
- Grandes rotations.
- Instabilités (bifurcations, points-limites).

Possibilités de remaillage automatique (type r) sur ABAQUS/Explicit.

III.6.1.6 Non-linéarités de contact :

- Grands déplacements.
- Contact 2D et 3D.
- Rigide/Rigide, Rigide/Déformable, Déform. /Déform.
- Lois de frottement diverses et complexes Possibilités de programmer de nouvelles lois d'interaction (en FORTRAN) [59].

III.6.2 Structure :

Description de la structure d'ABAQUS:

- Structure et fonctionnement du logiciel.
- Syntaxe du fichier d'entrée.
- Fichiers produits par ABAQUS.

III.6.2.1 Le fichier d'entrée :

Méthodes pour générer un fichier d'entrée (.inp):

- À la main (fichier texte)
- Avec ABAQUS/CAE
- Avec un logiciel annexe (I-DEAS, NASTRAN,...)

III.6.2.2 Modularité :

La modularité d'ABAQUS :

- Génération automatique de modèle.
- L'analyse multi-étapes.
- Utilisation de CAE.

III.7 Abaqus/CAE :

Une analyse complète d'Abaqus se compose habituellement de trois étapes distinctes : prétraitement, simulation et post-traitement. Ces trois étapes se sont liées ensemble par des dossiers comme montré ci-dessous [58] :

III.7.1 Prétraitement (Abaqus/CAE) :

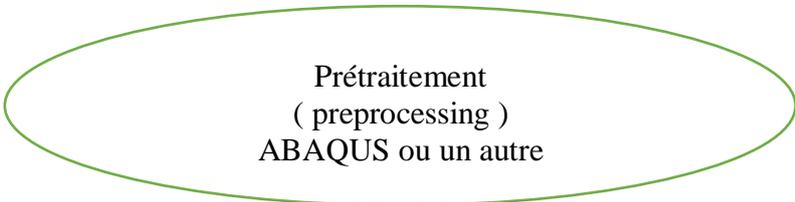
Dans cette étape vous devez définir le modèle du problème physique et créer un dossier d'entrée d'Abaqus. Le modèle est habituellement créé graphiquement en utilisant Abaqus/CAE ou un préprocesseur différent, bien que le dossier d'entrée d'Abaqus pour une analyse simple puisse être créé directement en utilisant un éditeur de texte.

III.7.2 Simulation (Abaqus /Standard ou Abaqus /Explicit).

La simulation, qui normalement est courue comme processus en arrière-plan, est l'étape dans laquelle Abaqus/norme ou Abaqus/explicite résout le problème numérique défini dans le modèle. Les exemples du rendement d'une anal/yse des contraintes incluent les déplacements et les efforts qui sont stockés dans les dossiers binaires prêts pour le post-traitement. Selon la complexité du problème étant analysé et de la puissance de l'ordinateur étant employé, il peut prendre n'importe où des secondes ou des jours pour accomplir une course d'analyse.

III.7.3 Post-traitement (Abaqus CAE)

Vous pouvez évaluer les résultats une fois que la simulation a été accomplie et les déplacements, des efforts, ou d'autres variables fondamentales ont été calculés. L'évaluation est généralement faite interactivement en utilisant le module de visualisation du logiciel Abaqus/CAE ou d'un post processeur différent. Le module de visualisation, qui indique la base de données binaire neutre de rendement, a une série d'options pour montrer les résultats, y compris la découpe de couleur trace, des animations, la forme déformée trace, et les parcelles de terrain DE X/Y.



Prétraitement
(preprocessing)
ABAQUS ou un autre

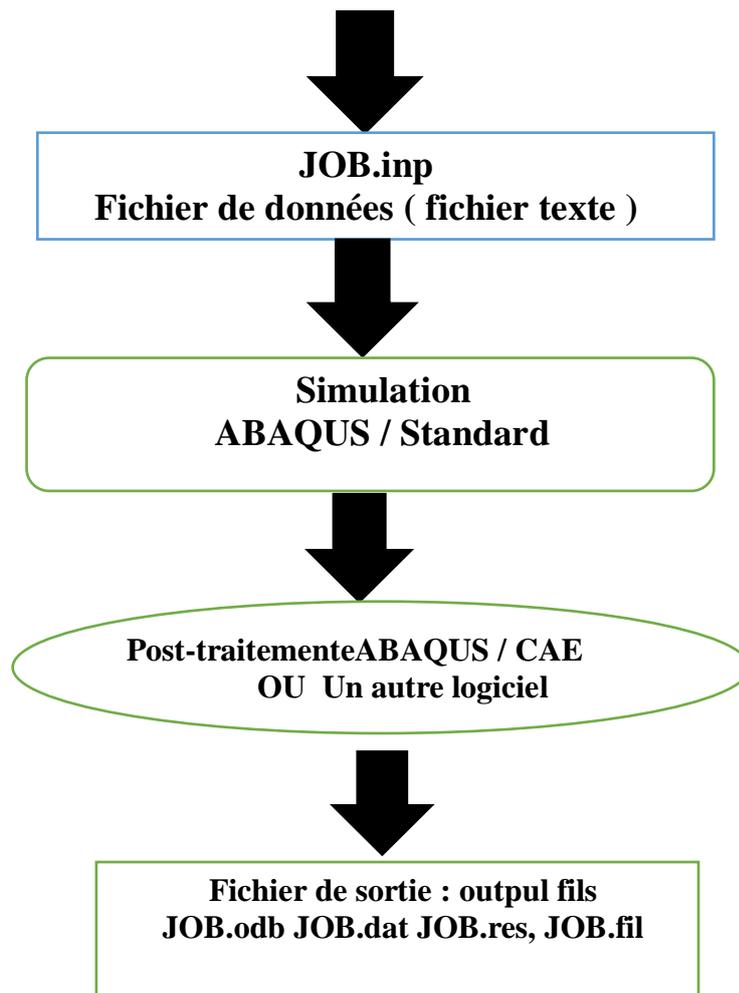


Figure III.6. Le fonctionnement d'ABAQUS [58]

III.7 Conclusion

Nous dérivons du système ABAQUS qui est utile pour les structures complexes qui prennent beaucoup de temps à traiter et nous aide à comprendre les contraintes, les déformations et les déplacements plus précisément et plus facilement.



Chapitre IV:

Résultats et discussions

VI.1 Introduction

L'étude des phénomènes mécaniques complexes par des modèles mathématiques et numériques est un développement très important pour l'ingénierie. Ainsi, parmi les méthodes numériques existantes, la méthode des éléments finis (MEF) qui est la plus utilisée dans l'analyse des structures et des composants mécaniques.

Dans ce chapitre, nous nous intéressons en premier lieu à la validation du modèle élément fins par la comparaison des résultats numérique avec les résultats analytiques, et en deuxième lieu nous présentons l'effet du frottement par une simulation numérique des deux structures en contact soumises à une sollicitation cyclique. L'effet du frottement mis en évidence

VI.2 Validation du modèle éléments finis en comportement élastique linéaire

Dans les systèmes industriels, les configurations réelles des contacts sont la plupart du temps complexes. Donc, il est très difficile de travailler sur ces configurations et pour faciliter la modélisation des mécanismes du phénomène fretting, les chercheurs ont choisi des géométries simplifiées et plus faciles à étudier. Pour notre étude, nous avons choisi le modèle représenté dans la figure VI.1.

VI.2.1 Modèle géométrique

Tout d'abord, il est important de valider notre modèle élément fins d'une configuration cylindre-plan. Cette étude nous permet de comparer les valeurs de la contrainte de pression au niveau du contact obtenues par la méthode des éléments finis avec celles déterminées analytiquement par [30]. Pour ce faire, considérons un assemblage entre un poinçon et une éprouvette en aluminium 2024-T3 représenté dans la figure VI.1.

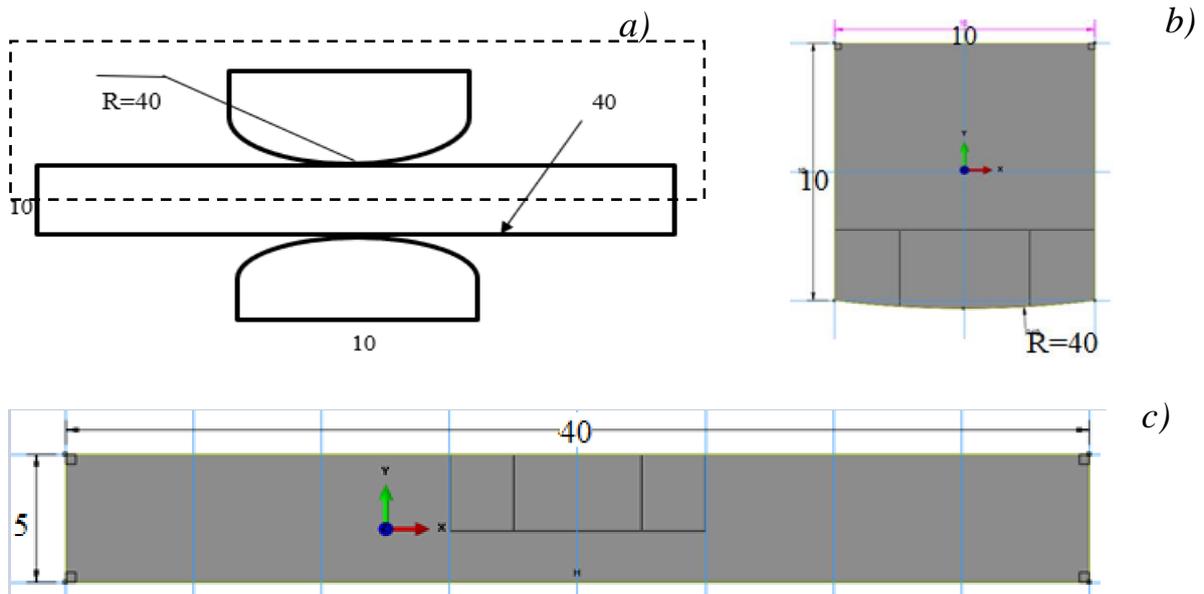


Figure VI.1 : Modèle géométrique de la configuration de fretting fatigue : a) assemblage ; b) poinçons ; c) plaque [52]. (Dimensions en mm)

VI.2.2 Propriétés Mécaniques

Une analyse par la méthode des éléments finis bidimensionnels est présentée pour déterminer la distribution des contraintes dans le contact d'une plaque en Aluminium 2024T3 avec un poinçon de même nature du matériau. En raison de ses bonnes caractéristiques de fatigue et de corrosion, Ce type de matériau est largement utilisé dans l'industrie aéronautique

Les propriétés mécaniques du matériau utilisé dans cette étude sont comme suit [52]:

Matériau	Module de Young E (GPa)	Coefficient de poisson ν
Aluminium 2024T3	72,1	0.33

Tableau VI.1 : Propriétés des matériaux utilisés [52]

VI.3 Modélisation par Elément finis et Maillage :

Un modèle par éléments finis bidimensionnel a été généré à l'aide du code des éléments finis commercial Abaqus 6.14 pour analyser les champs de déplacement, de déformation et de contrainte dans la zone de contact. Vu la symétrie de la géométrie et les conditions de chargement du modèle étudié suivant l'axe X-X, on se limite à étudier la moitié (1/2) de l'assemblage afin de minimiser le temps de calcul. Le contact a été modélisé par le type surface à surface. Le frottement entre les surfaces de poinçon et la plaque au niveau de contact est fixé

à 0,65 (utilisation d'un lubrifiant). La figure VI.2 présente le modèle EF, les conditions aux limites, et le chargement. Alors, un maillage raffiné a été utilisé à la région de contact (la région la plus importante) de dimension typique 5 μm pour obtenir des résultats (a) précis et améliorer la représentation de champs de contraintes.

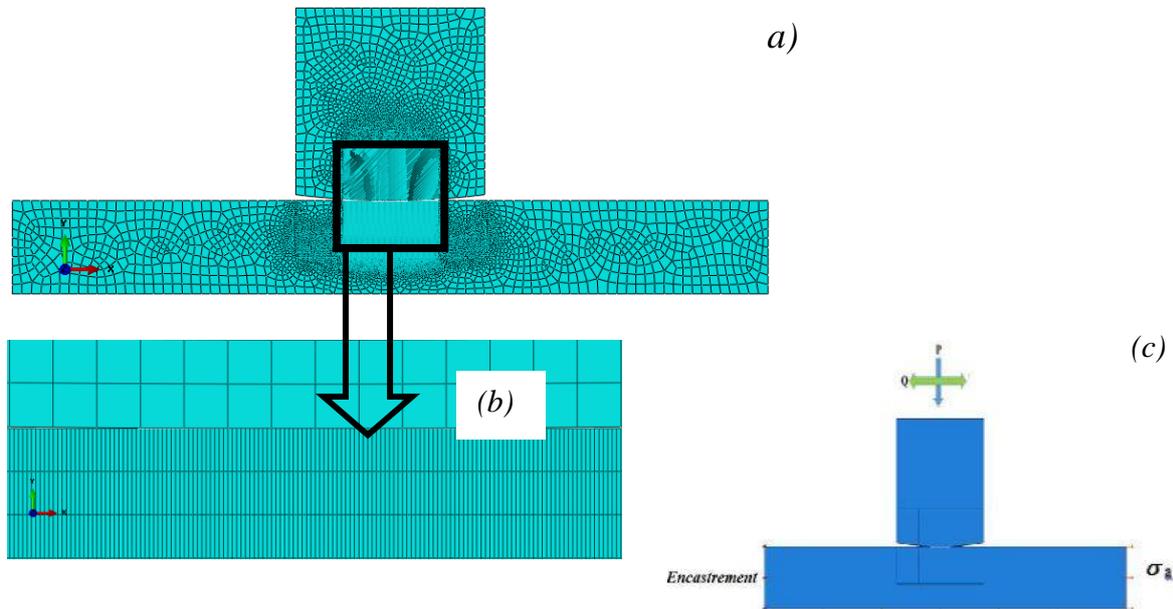


Figure VI.2 : Modèle EF: a) Modèle et maillage typique de 1/2 de la configuration ; b) Maillage autour de la zone de contact ; c) conditions aux limites et chargement.

Le maillage devient progressivement plus grossier pour la zone reste avec des éléments de déformation plane à quatre nœuds (CPE4R). Ce type d'élément est utilisé pour les modèles 2D [61]. Différentes tailles de mailles ont été testées pour parvenir à la convergence. Le nombre de nœuds et d'éléments est répertorié dans le tableau VI.2.

Pièces	Taille de l'élément	Nombre d'éléments	Nombre de nœuds	Type d'éléments
Poinçon	0,005~0,5	8.210	8.248	éléments de déformation plane à quatre nœuds (CPE4R)
Plaque		75.788	75.999	

Tableau VI.2 Nombre de nœuds et d'éléments du contact étudié.

Le modèle optimisé comporte 84.247 nœuds et 83.998 éléments. Le modèle de maillage avec les conditions aux limites et de charge est illustré à la figure VI.2 VI.3.

Pour simuler une condition de chargement de fretting fatigue, la charge est appliquée en deux étapes (figure 3). Tout d'abord, la pression normale P est appliquée jusqu'à la valeur maximale qui est maintenue constante. Par la suite, une traction tangentielle cyclique $\sigma(t)$ est appliquée à la plaque combinée à un déplacement cyclique du poinçons.

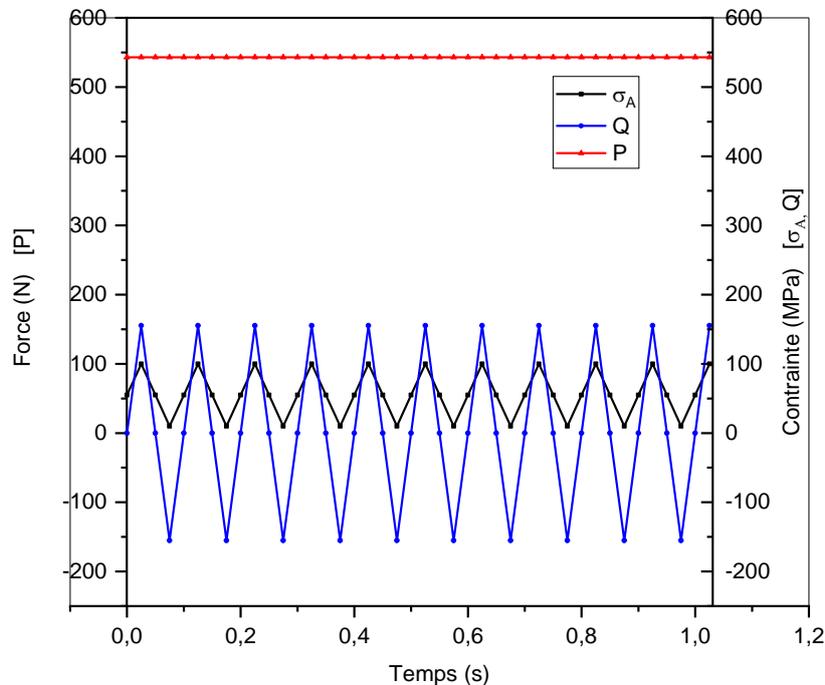


Figure VI.3 Simulation de condition de chargement en fretting fatigue [52]

VI.4 Résultats et discussion

L'objectif de cette simulation est de comparer les résultats obtenus avec la simulation numérique et la solution analytique d'Hertz. Cette étape de validation est essentielle pour s'assurer que le modèle FEM utilisé représente correctement le comportement réel du système étudié.

Les résultats obtenus par la simulation numérique sont représentés dans la figure VI.4.

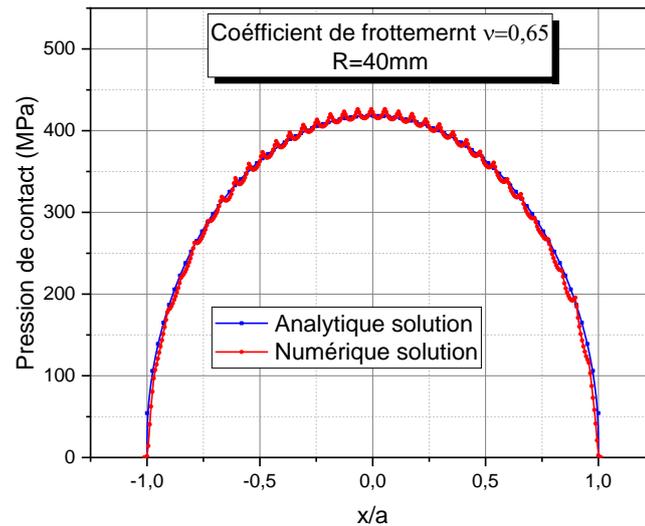


Figure VI.4 Comparaison entre les résultats numériques et analytiques le long de la ligne de contact pour la pression de contact

D'après cette dernière figure, on peut constater qu'il y a un bon accord entre les résultats analytiques et numériques et que pour une taille d'élément de $5\ \mu\text{m}$ dans la zone de contact, les valeurs de pression de contact obtenues à partir de la méthode analytique et de la simulation numérique sont très proches. Plus précisément, le pic de pression de contact calculé analytiquement est de $418,21\ \text{MPa}$, tandis que le pic de pression calculé numériquement est de $426,65\ \text{MPa}$ à la même position. Cette différence correspond à une erreur relative d'environ $1,80\ \%$, ce qui est considéré comme une approximation raisonnablement acceptable.

Dans l'ensemble, les résultats obtenus semblent être en accord satisfaisant avec les solutions analytiques, ce qui confirme la validité du modèle numérique utilisé pour l'analyse du comportement de contact et de frottement.

2 - Etats de contraintes :

1-Contact uniquement

La figure VI.5 représente les distributions de contraintes de von Mises et les contraintes normales σ_x ainsi que la contrainte de cisaillement σ_{xy} lors de l'étape 1 (step1) où une force normale de $543\ \text{N}$ est appliquée uniquement. Ce phénomène est connu sous le nom de contact de Hertz ou contact hertzien.

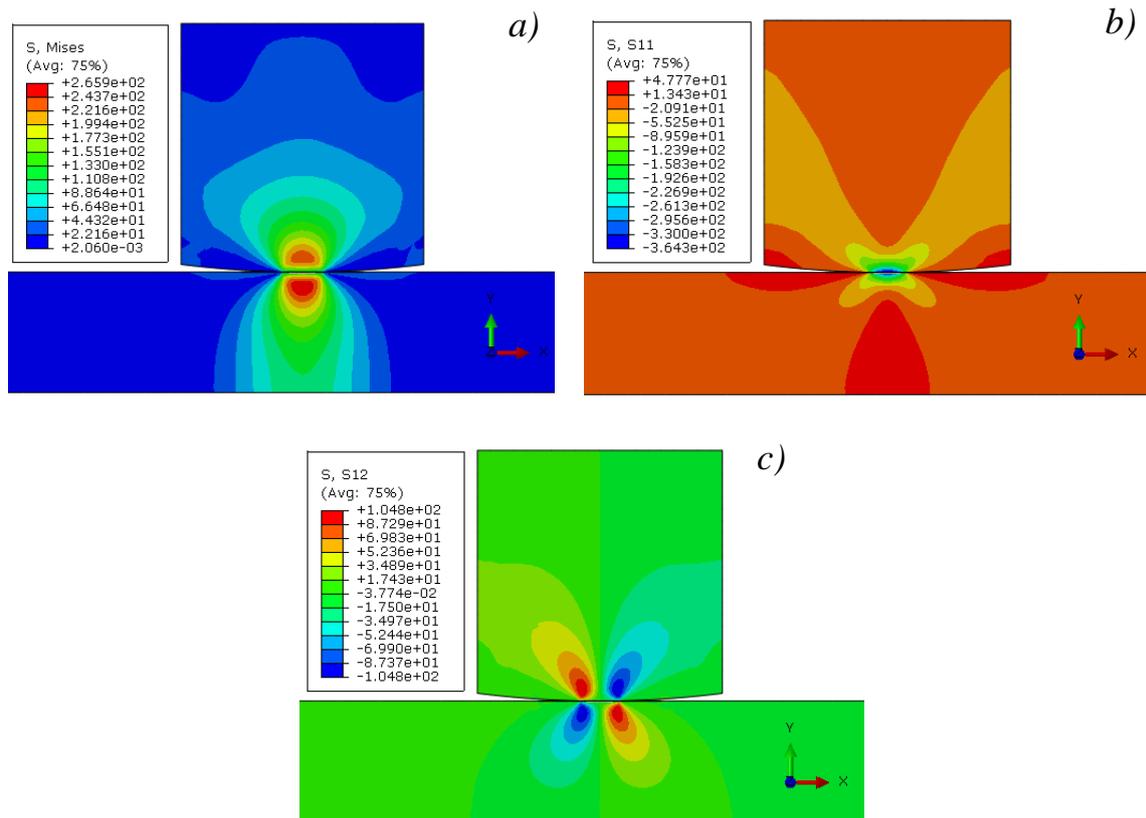


Figure VI.5 : Distribution de contraintes de : a) von Mises, b) σ_x et c) σ_{xy} (Step1).

La figure VI.5.a présente la distribution de contraintes de von Mises, qui est constante au centre du contact. Cela est dû à la seule force de compression créée par la charge normale appliquée. En ce qui concerne les contraintes σ_x (fig. VI.5b), on observe une zone de compression au milieu du contact avec une contrainte maximale de 364 MPa. En ce qui concerne les contraintes de cisaillement (fig. VI.5c), on observe une distribution de contraintes en traction et en compression, mais dans un intervalle symétrique allant de -104,8 MPa à 104,8 MPa. Cette observation implique l'absence de cisaillement pour l'étape 1.

2-Fretting

La figure VI.6 représente les distributions de contraintes de von Mises et les contraintes normales σ_x ainsi que la contrainte de cisaillement σ_{xy} lors de l'étape 2 (step2) où, une force tangentielle cyclique de 155 N est appliquée.

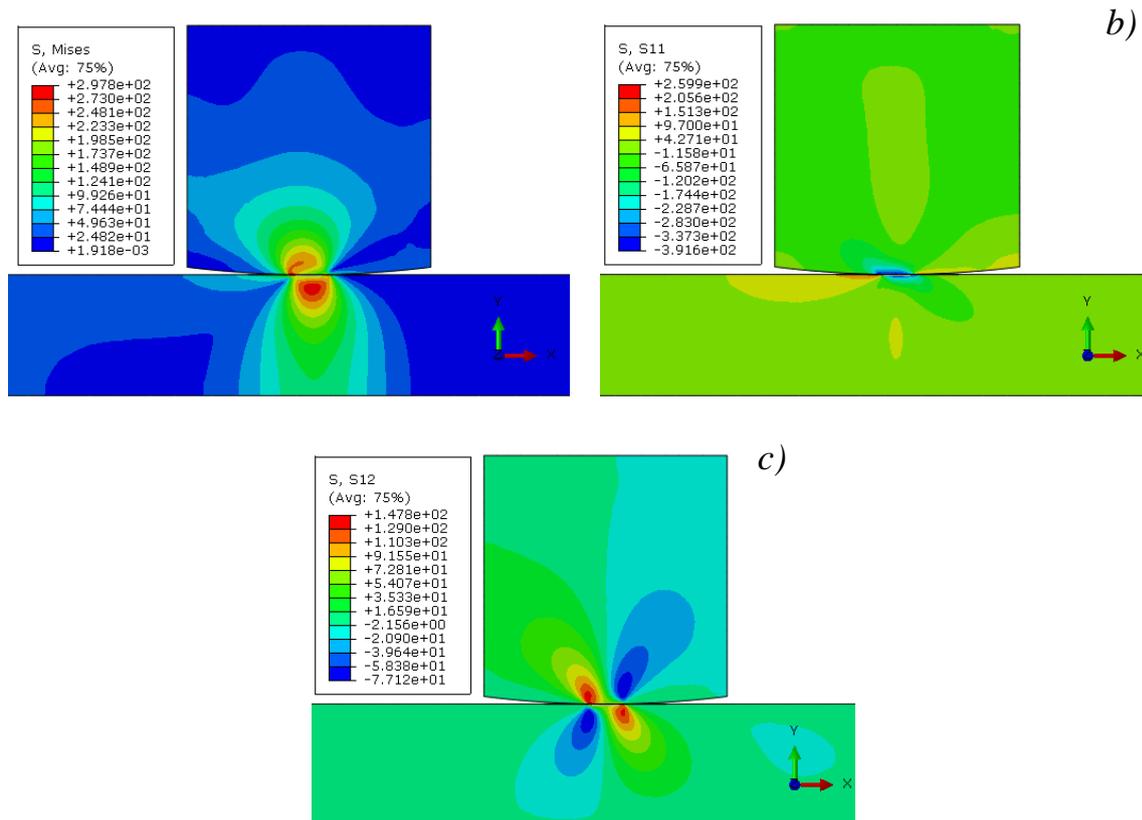


Figure VI.6 : Distribution de contraintes de :a) von Mises, b) σ_x et c) σ_{xy} (Step2).

Les contraintes de von Mises (figure VI.6.a) montrent la transition du milieu de contact de l'étape 1 vers l'extrémité du contact, créant ainsi une zone de glissement. On peut observer une augmentation de ces contraintes par rapport à l'étape 1, passant de 265 MPa à 297 MPa. Cette augmentation des contraintes est due à l'effet de la force tangentielle cyclique. La figure VI.2.b et VI.2.c représentent respectivement les distributions de σ_x et σ_{xy} . On peut observer l'effet de la force tangentielle cyclique, qui crée des zones de collage et des zones de glissement. La variation des contraintes de cisaillement est plus prononcée dans ce cas, allant de -771 MPa à 147 MPa. Ces résultats justifient l'influence de la force tangentielle cyclique sur les contraintes dans l'étape 2. La transition vers l'extrémité du contact et la création d'une zone de glissement conduisent à une augmentation des contraintes de von Mises par rapport à l'étape 1. De plus, l'effet de la force tangentielle cyclique se manifeste clairement dans les distributions de contraintes σ_x et σ_{xy} , où l'on peut observer des variations significatives dans les zones de collage et de glissement. La transition du milieu de contact vers l'extrémité du contact crée une zone de glissement, ce qui se traduit par une augmentation des contraintes de von Mises.

3-Fretting fatigue

La Figure VI.4 illustre les différentes déformations normales et de cisaillement associé au phénomène de fretting fatigue

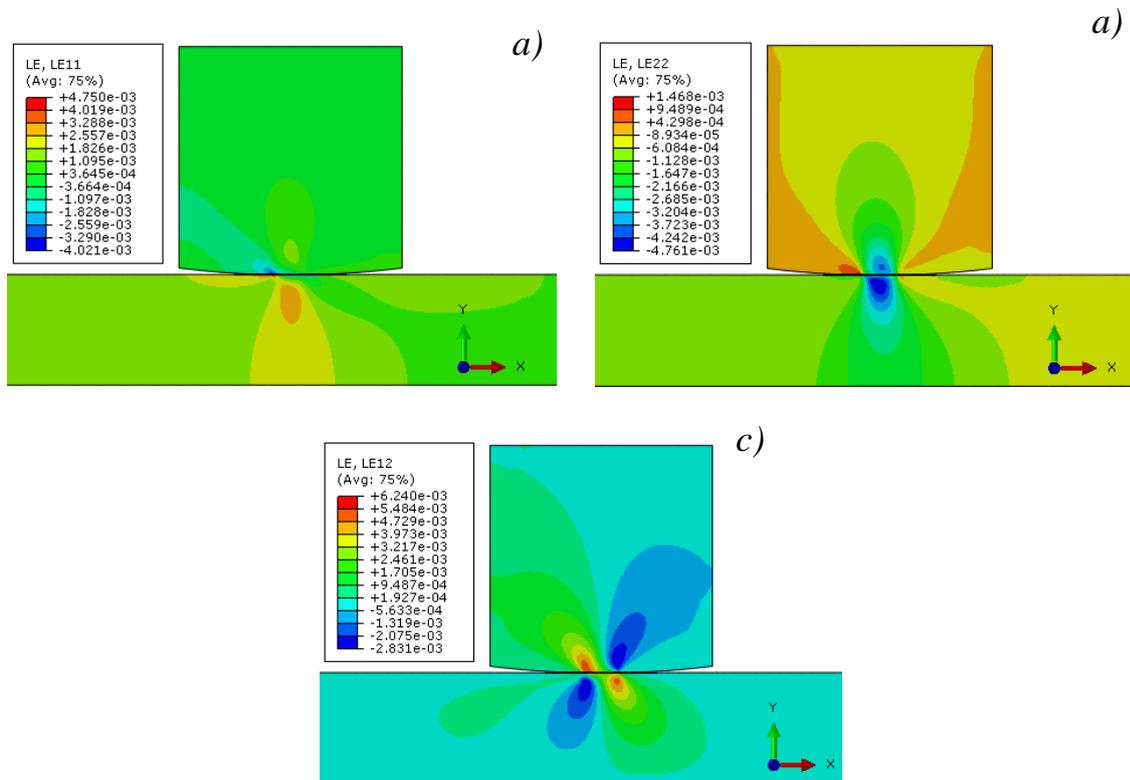


Figure VI.7 : Distribution de déformations de : a) ϵ_x , b) ϵ_y et c) ϵ_{xy} (Step3).

Cette discussion vise à décrire et à expliquer les observations faites dans chaque sous-figure pour mieux comprendre les mécanismes en jeu. Dans la Figure VI.4a, nous pouvons observer une déformation plastique générée par la contrainte axiale (ϵ_x) au niveau de la surface de contact. Cela signifie que la contrainte exercée dans cette direction entraîne une déformation permanente du matériau. Cependant, une petite couche de déformation plastique est également présente à une certaine distance de la zone de contact. Cette observation suggère que les contraintes appliquées dans cette région sont suffisamment élevées pour causer une déformation plastique, même si elles sont moins importantes que celles au niveau de la surface de contact. Dans la Figure VI.4b, nous nous intéressons à la distribution de la déformation normale (ϵ_y). On remarque que la contrainte de traction ne se produit pas en raison de la pression de contact élevée. Cette situation crée une zone dite "collée/glissante" dans la direction normale. Cela signifie que le matériau reste en contact étroit, empêchant la formation de contraintes de traction significatives. Cette zone collée/glissante est souvent associée à une friction élevée et à une dégradation accrue de la surface, ce qui peut contribuer à la fatigue du matériau. En se référant

à la Figure 4c, on constate que l'éprouvette est soumise à des contraintes de traction et de compression dans la zone de contact. Cela signifie que la surface subit à la fois des forces d'extension et de compression, ce qui peut entraîner une déformation complexe du matériau. Le champ de contraintes est particulièrement important à proximité de la zone de contact, et plus spécifiquement au bord de cette zone (ε_{xy}). Cette observation suggère que les contraintes maximales se trouvent près du bord de la zone de contact, ce qui peut être crucial pour la compréhension des mécanismes de propagation des fissures dans le phénomène de fretting fatigue. Les observations faites dans chaque sous-figure fournissent des informations précieuses sur les contraintes et les déformations subies par le matériau, ce qui contribue à une meilleure compréhension des mécanismes de fatigue dans ce phénomène.

VI.5 Effet du coefficient de frottement

Dans cette partie, nous proposons de modéliser la même configuration précédente et d'étudier l'effet de la rugosité de la zone de contact caractérisée par le coefficient de frottement.

Afin d'analyser l'effet du coefficient de frottement sous charge de fretting-fatigue sur la distribution des contraintes sur les surfaces de contact, Nous proposons d'appliquer les valeurs de coefficient de frottement suivantes : $\mu = 0,5 ; 0,7 ; 0,9 ; 1,1$ et $1,3$. Une comparaison entre les différents coefficients sera faite.

1- Contrainte de cisaillement :

La contrainte de cisaillement est influencée par le coefficient de frottement, comme illustré dans les figures VI.8. Dans cette figure, on observe en général une augmentation de la contrainte de cisaillement en fonction de la largeur de contact. Cependant, cette augmentation est plus prononcée dans la figure VI.8a, où l'on peut noter une augmentation significative de la contrainte maximale en fonction de l'augmentation du coefficient de frottement, passant de 197 MPa pour un coefficient de frottement de 0,5 à 290,7 MPa pour un coefficient de frottement de 1,3. Cette augmentation de la contrainte de cisaillement s'explique par le fait que l'augmentation du coefficient de frottement favorise une meilleure adhérence entre les surfaces en contact. Lorsque le coefficient de frottement est élevé, les surfaces ont tendance à rester en contact étroit sans glissement significatif. Cette stabilité accrue de la zone de contact signifie que lorsque les surfaces sont soumises à des forces externes, une plus grande partie de ces forces est transférée sous forme de contraintes de cisaillement dans la zone de contact.

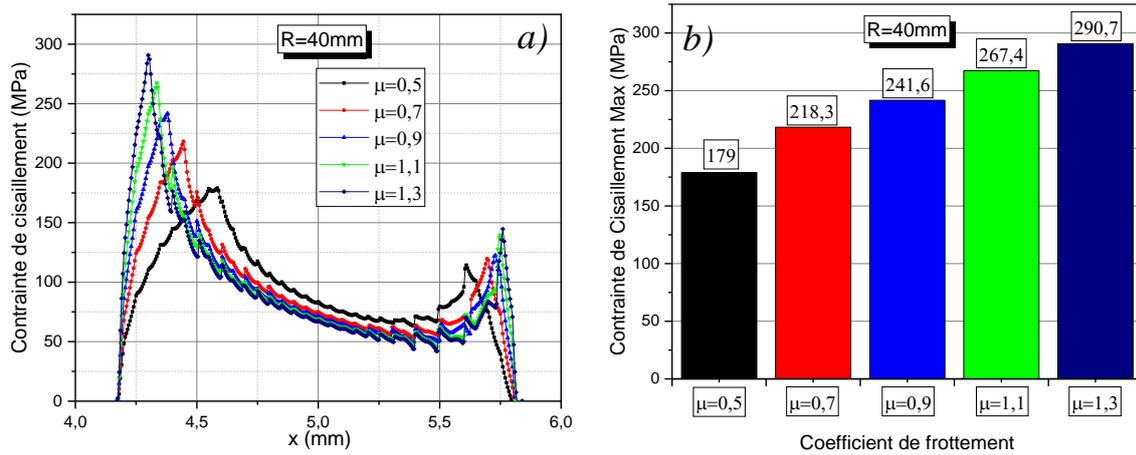


Figure VI.8 : Evolution de la contrainte de cisaillement le long de la zone de contact en fonction du coefficient de frottement.

En d'autres termes, un coefficient de frottement plus élevé entraîne une plus grande résistance au glissement entre les surfaces, ce qui nécessite l'application de forces de cisaillement plus élevées pour provoquer le mouvement relatif des surfaces. Par conséquent, une plus grande quantité de forces externes est convertie en contraintes de cisaillement dans la zone de contact, ce qui se traduit par une augmentation de la contrainte de cisaillement mesurée. Ainsi, l'augmentation du coefficient de frottement contribue à une augmentation de la contrainte de cisaillement, car elle favorise une meilleure adhérence entre les surfaces en contact et une plus grande stabilité de la zone de contact. Ces facteurs conduisent à une plus grande transmission des forces externes sous forme de contraintes de cisaillement, ce qui se reflète par une augmentation des valeurs mesurées de contrainte de cisaillement.

2- Zone de glissement :

Dans la simulation de fretting fatigue, une augmentation du coefficient de frottement entraîne généralement une diminution du glissement de contact (voir Figure VI 9b) et du glissement maximal (voir Figure VI.9a) de $2,7\ \mu\text{m}$ en cas de $\mu=0,5$ jusqu'à $1,5\ \mu\text{m}$ en cas de $\mu=1,3$. Permettez-moi d'expliquer davantage cette relation :

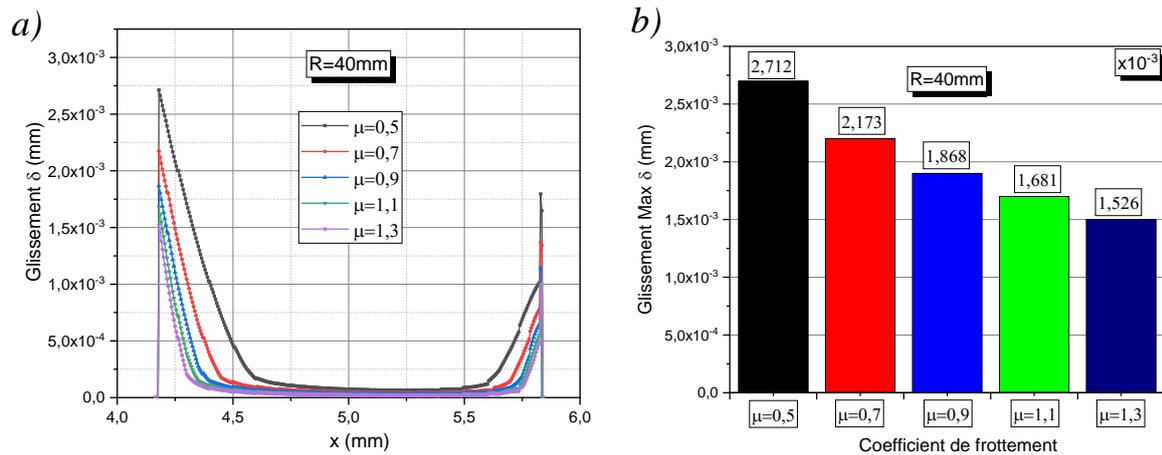


Figure VI. 9 : Evolution de la contrainte de cisaillement le long de la zone de contact en fonction du coefficient de frottement.

Le coefficient de frottement est un paramètre qui décrit l'intensité de l'interaction entre les surfaces en contact. Lorsque le coefficient de frottement est élevé, cela indique une résistance accrue au mouvement relatif entre les surfaces. En d'autres termes, les surfaces tendent à rester plus solidaires et à glisser moins les unes par rapport aux autres.

3- Répartition des contraintes :

La figure VI.10 présente une comparaison des répartitions des contraintes entre deux modèles avec différents coefficients de frottement, $\mu=0,5$ et $\mu=1,3$. Cette comparaison permet d'analyser comment les contraintes évoluent en fonction du coefficient de frottement. En examinant les contours des contraintes, nous pouvons observer que les contraintes de von Mises ainsi que les contraintes normales σ_x et σ_{xy} augmentent globalement avec l'augmentation du coefficient de frottement. Cela suggère que les forces de frottement entre les surfaces en contact provoquent une augmentation des contraintes.

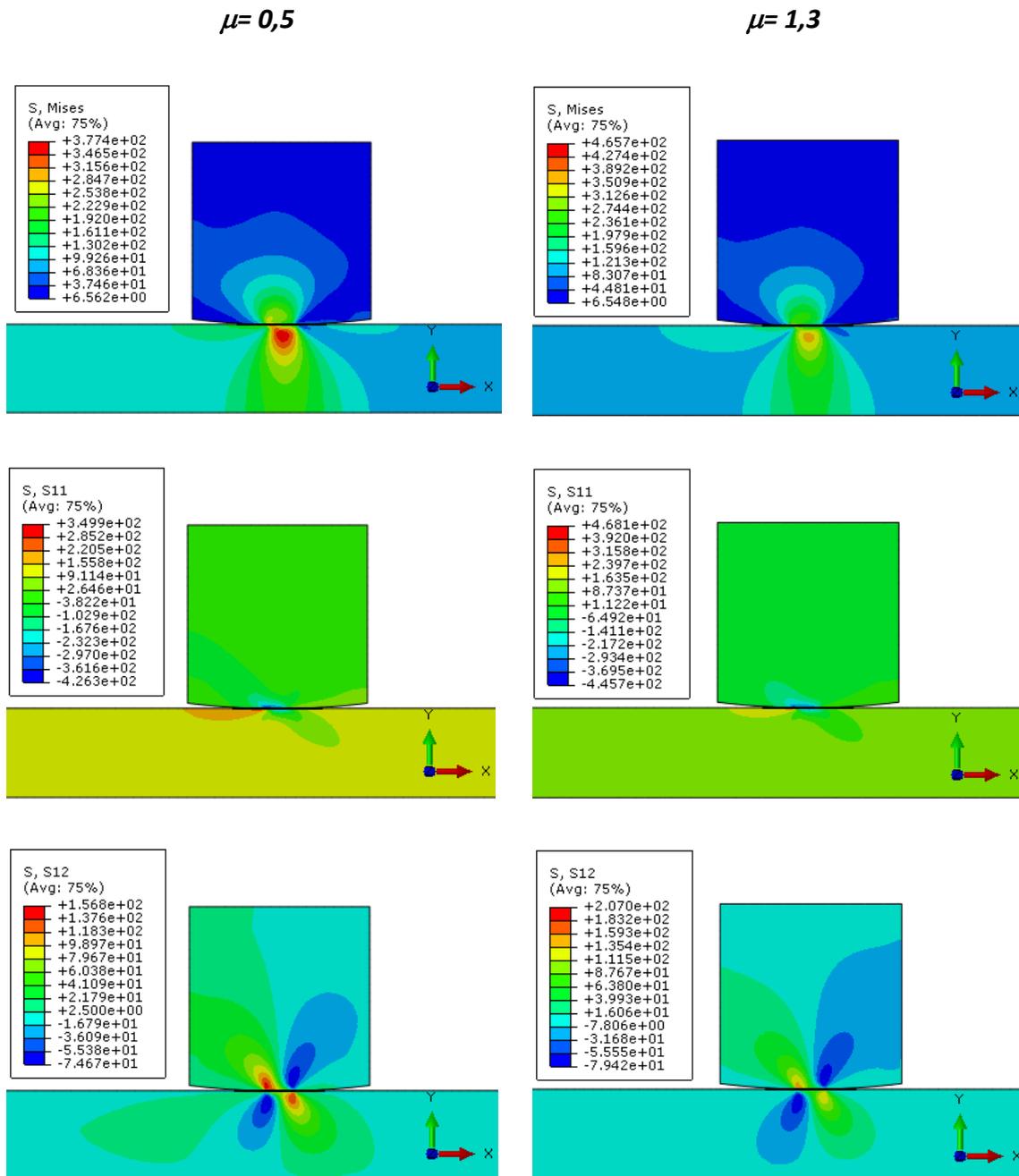


Figure VI.10 : Répartition des contraintes : a zone de contact en fonction du coefficient de frottement

Cependant, la variation des contraintes est plus marquée dans le cas de la contrainte normale maximale $\sigma_x(\max)$ Nous constatons que, pour un coefficient de frottement de $\mu=0.5$, la contrainte normale maximale $\sigma_x(\max)$ atteint une valeur de 349 MPa. En revanche, pour un coefficient de frottement de $\mu=1.3$, cette valeur augmente considérablement à 468 MPa. Cette augmentation significative de $\sigma_x(\max)$ peut être attribuée à l'effet considérable de la force

tangentielle. L'effet de la force tangentielle, qui est proportionnelle au coefficient de frottement, agit comme un facteur contribuant à une plus grande résistance au glissement entre les surfaces en contact. Par conséquent, l'augmentation du coefficient de frottement favorise une plus grande force tangentielle.

L'augmentation du coefficient de frottement entre deux surfaces en contact peut avoir une influence sur les contraintes de von Mises. La contrainte de von Mises est une mesure de la contrainte équivalente qui prend en compte les contraintes normales et tangentes dans un matériau. Elle est utilisée pour évaluer la résistance d'un matériau. La figure VI.11 montre la distribution de la contrainte de von mises pour les différent coefficient de frottement de 0.5 à 1.3.

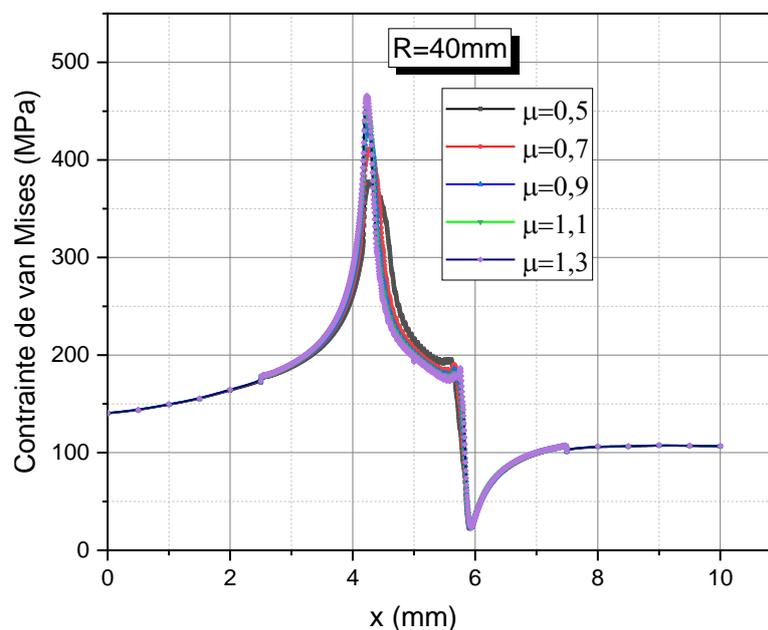


Figure VI. 11 : Répartition des contraintes : a zone de contact en fonction du coefficient de frottement

Une tendance similaire a été remarquée pour tous les coefficients de frottement. Cependant, On peut constater que cette contrainte augmente avec l'augmentation de coefficient de frottement car lorsque le coefficient de frottement augmente, la résistance au glissement entre les surfaces en contact augmente également. Cela peut entraîner une augmentation des contraintes de von Mises dans le matériau. Les contraintes tangentes, générées par les forces de frottement, s'ajoutent aux contraintes normales existantes, ce qui augmente la contrainte équivalente.

La figure VI.12 présente la variation de la contrainte tangentielle σ_x en fonction de la position x du phénomène de fretting fatigue pour différents coefficients de frottement (0.5, 0.7, 0.9, 1.1, 1.3). Cette variation nous permet de comprendre l'influence du coefficient de frottement sur la répartition des contraintes tangentielles le long de la surface de contact. L'analyse de la figure révèle des observations importantes concernant les différentes valeurs de coefficient de frottement. On constate généralement que plus le coefficient de frottement augmente, plus les contraintes tangentielles σ_x augmentent en terme tendance.

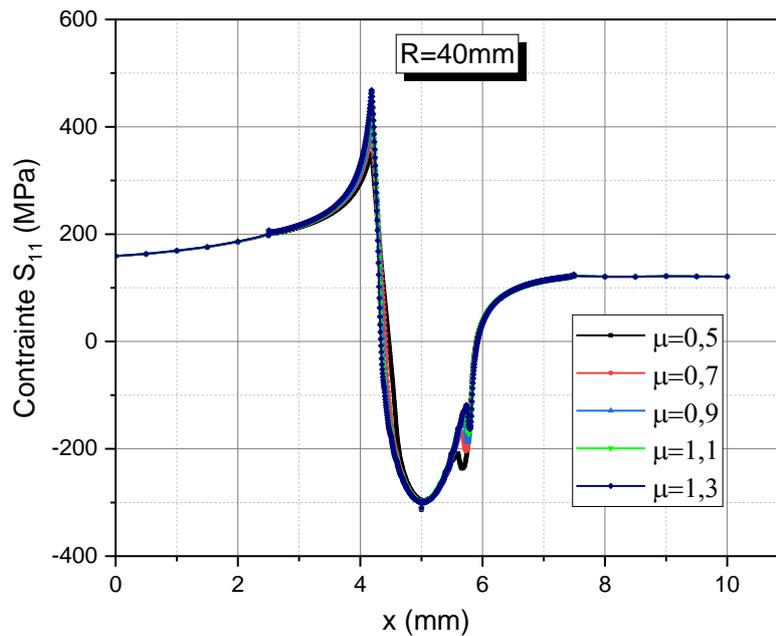


Figure VI.12 : Répartition des contraintes σ_x le long de la zone de contact en fonction du coefficient de frottement

Pour les coefficients de frottement plus faibles, comme 0.5 et 0.7, la figure montre des contraintes tangentielles σ_x relativement faibles sur la surface de contact. Cela peut être dû à une réduction de l'adhérence entre les surfaces en contact, ce qui entraîne des forces de frottement moins importantes. Cependant, à mesure que le coefficient de frottement augmente, par exemple à 0.9, 1.1 et 1.3, la figure révèle une augmentation progressive des contraintes tangentielles σ_x . Cela s'explique par l'augmentation des forces de frottement résultant d'une meilleure adhérence entre les surfaces en contact.

La figure VI.13 présente la variation de la contrainte tangentielle maximale $\sigma_x(\max)$ en fonction de les coefficients de frottement (0.5, 0.7, 0.9, 1.1, 1.3). Cette variation nous permet d'analyser l'impact du coefficient de frottement sur les valeurs maximales de contrainte tangentielle le long de la surface de contact. L'examen de la figure 13 révèle des informations

essentielles sur les contraintes tangentielles maximales pour chaque coefficient de frottement. Nous constatons que les valeurs de $\sigma_x(\max)$ augmentent quand le coefficient de frottement augmente.

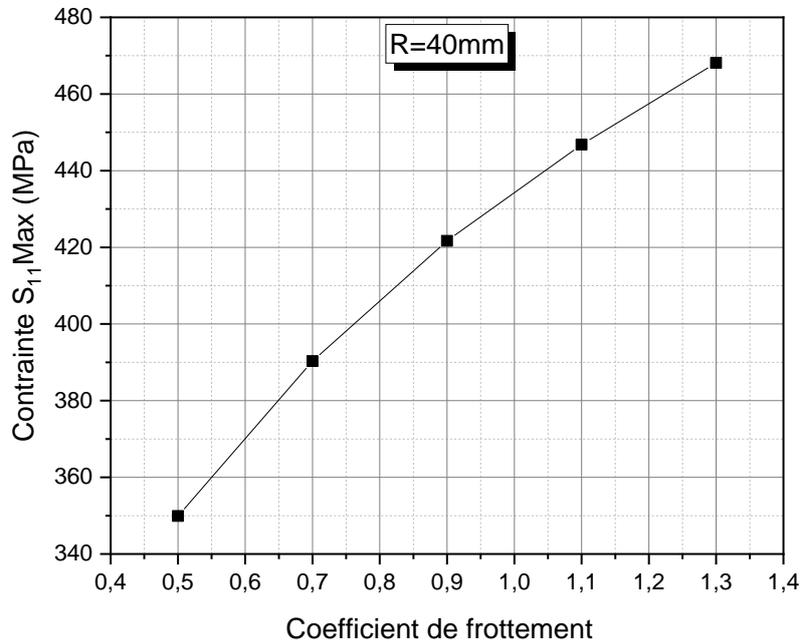


Figure VI .13 : Variation de la contrainte tangentielle maximale $\sigma_x(\max)$ en fonction du coefficient de frottement

Dans le cas du coefficient de frottement de 0.5, la figure montre que la contrainte tangentielle maximale $\sigma_{x(\max)}$ atteint environ 350 MPa. Cela suggère que les forces de frottement dans cette configuration spécifique génèrent des contraintes tangentielles élevées, mais restent dans cette gamme de valeurs. En revanche, pour le coefficient de frottement de 1.3, la figure indique que la contrainte tangentielle maximale $\sigma_{x(\max)}$ est d'environ 470 MPa. Cela démontre une augmentation significative des contraintes tangentielles maximales par rapport au coefficient de frottement de 0.5. L'augmentation du coefficient de frottement favorise une meilleure adhérence entre les surfaces en contact, ce qui entraîne une augmentation des forces de frottement et, par conséquent, des contraintes tangentielles maximales plus élevées.

La figure VI.14 présente la variation de la contrainte de cisaillement τ_{xy} en fonction de la position x pour différents coefficients de frottement (0.5, 0.7, 0.9, 1.1, 1.3). Cette figure nous permet de comprendre comment le coefficient de frottement affecte la répartition de la contrainte de cisaillement le long de la surface de contact. En examinant le graphique, nous

pouvons observer deux zones distinctes : une zone d'adhérence au milieu du contact et une zone de glissement sur les bords. Ces zones sont le résultat des variations locales des forces de frottement et des contraintes associées.

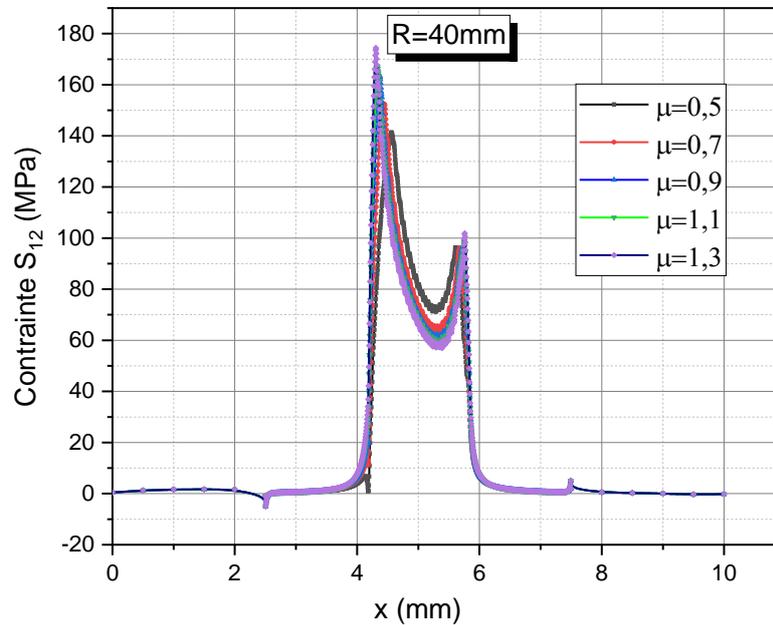


Figure VI.14 : Répartition des contraintes σ_{xy} le long de la zone de contact en fonction du coefficient de frottement

Dans la zone d'adhérence, généralement située au centre du contact, la contrainte de cisaillement τ_{xy} est relativement faible et stable. Cela est dû à une bonne adhérence entre les surfaces en contact, ce qui limite les mouvements de glissement et réduit la contrainte de cisaillement. Les valeurs de contrainte de cisaillement dans cette zone peuvent varier légèrement en fonction du coefficient de frottement, mais elles restent généralement faibles. En revanche, dans la zone de glissement située le long des bords du graphique, la contrainte de cisaillement τ_{xy} est plus élevée. Cette zone est caractérisée par des forces de frottement plus intenses et des mouvements de glissement plus importants entre les surfaces en contact. Par conséquent, les contraintes de cisaillement sont plus élevées dans cette région. Les valeurs de contrainte de cisaillement peuvent augmenter quand le coefficient de frottement augmente, car une meilleure adhérence favorise une plus grande résistance au glissement.

Le figure VI.15 présente la variation de la contrainte de cisaillement maximale $\tau_{xy(\max)}$ en fonction des coefficients de frottement (0.5, 0.7, 0.9, 1.1, 1.3). Cette représentation nous permet de comprendre comment les différents coefficients de frottement influencent les valeurs maximales de contrainte de cisaillement le long de la surface de contact.

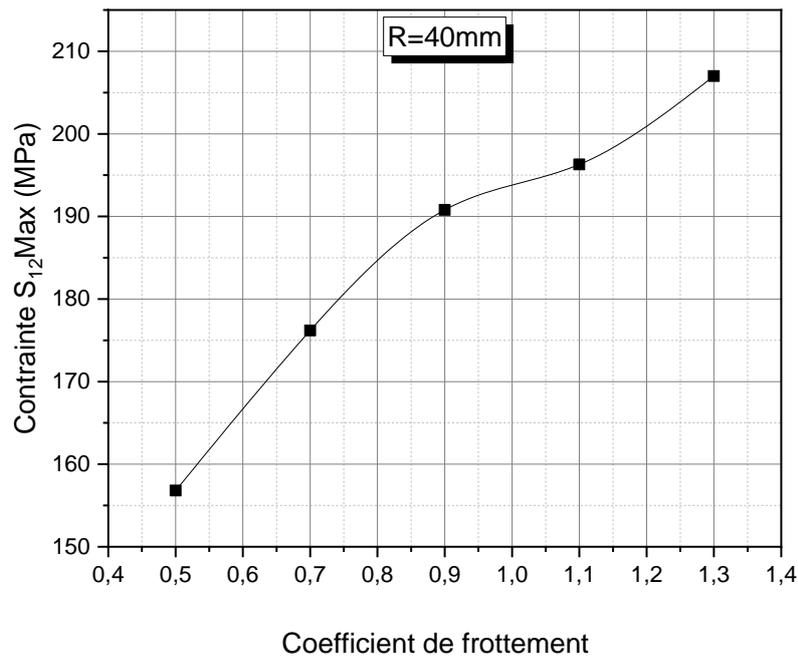


Figure VI .15 : Variation de la contrainte τ_{xy} (max) en fonction des coefficients de frottement

L'analyse du graphique révèle que $\tau_{xy(max)}$ augmente progressivement avec l'augmentation du coefficient de frottement. Pour un coefficient de frottement de 0.5, la contrainte de cisaillement maximale $\tau_{xy(max)}$ est d'environ 152 MPa, tandis que pour un coefficient de frottement de 1.3, elle atteint environ 206 MPa. Cette augmentation de la contrainte de cisaillement maximale peut être attribuée à une meilleure adhérence entre les surfaces en contact à mesure que le coefficient de frottement augmente. Un coefficient de frottement plus élevé entraîne une plus grande résistance au glissement, ce qui augmente les forces de frottement et, par conséquent, les contraintes de cisaillement maximales. Les valeurs de $\tau_{xy(max)}$ dans le graphique montrent clairement cette tendance.



Conclusion générale

Ce mémoire se concentre sur l'étude du phénomène de fretting fatigue, qui survient lors de mouvements relatifs entre deux surfaces en contact partiel. Le fretting fatigue est défini comme une combinaison de dégradations localisées pouvant conduire à des défaillances prématurées des composants. La modélisation numérique du comportement des matériaux soumis à des conditions de fretting a été réalisée à l'aide du logiciel Abaqus. Afin de garantir la précision de notre modèle, une étape de validation a été effectuée en comparant les résultats numériques par des données analytiques.

L'effet de la variation du coefficient de frottement sur les contraintes de Von Mises, les contraintes de cisaillement et les contraintes normales selon les axes x et y a été étudié. Il a été constaté que :

- Le coefficient de frottement joue un rôle significatif dans la distribution des contraintes.
- L'évolution des contraintes de cisaillement dans la ligne de contact augment varie avec la variation du coefficient de frottement, avec la même remarque pour les contraintes de cisaillement maximales.
- Une augmentation du coefficient de frottement entraîne généralement une augmentation des contraintes tangentielles, tandis qu'une diminution du coefficient de frottement les réduit.
- La zone de glissement augmente avec l'augmentation du coefficient de frottement.
- En général, lorsque le coefficient de frottement entre deux surfaces augmente, toutes les contraintes maximales augmentent.



Références bibliographiques

- [1] **DAO, Ngoc Ha.** Modélisation de la fatigue des systèmes de forage de puits à trajectoire complexe. Paris : l'École nationale supérieure des mines de Paris, 13 février 2014
- [2] **Abderrahim Chamat.** Préviation de la durée de vie en fatigue des roues ferroviaires sous sollicitations multiaxiale proportionnelle et non-proportionnelle. Autre. Université Paul Verlaine - Metz, 2005.
- [3] **you Bong-Ryul et lee Soon-Bok.** « A critical review on multiaxial fatigue assesments of metals ». In: International Journal of Fatigue 18 (1996), p. 235–244.
- [4] **Hohenemser K., Prager W.,** The problem of fatigue strength under complex stresses. Metallwirt-schaft, June 1933, Bd. XII, Heft 24, pp. 342-343
- [5] **Gough H.J., Pollard H.V,** The strength of metals under combined alternating stresses. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, London, November 1935, Vol. 131, N° 3, pp.1-103.
- [6] **Gough H.J., Pollard H.V., Clenshaw W.J.,** Some experiments on the resistance of metals to fatigue under combined stresses. Aeronautical Research Council, Report and Memoranda N° 2522, London : HMSO, 1951, 141 p.
- [7] **Davies V.C.,** Discussion of "The strength of metals under combined alternating stresses" by Gough H.J. and Pollard H.V. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1935, Vol. 131, N° 3
- [8] **Nishihara T., Kawamoto M.,** The strength of metals under combined alternating bending and torsion. Memoirs of the College of Engineering, Kyoto Imperial University, 1941, Vol. 10, N° 6, pp.177-201.
- [9] **Nishihara T., Kawamoto M.,** The strength of metals under combined alternating bending and torsion with phase difference. Memoirs of College of Engineering, Kyoto Imperial University, 1945, Vol. 11, N° 5, pp. 85-112
- [10] **Lee S.B.,** Evaluation of Theories on Multiaxial Fatigue with Discriminating Specimens. Ph.D. Thesis, Stanford University, 1980, 174 p.
- [11] **Lee S.B.,** A criterion for fully reversed out of phase torsion and bending. ASTM STP 853, K.J. Miller and M.W. Brown Eds., Philadelphia: American Society for Testing and Materials, 1985, pp. 553-568.
- [12] **Lee S.B.,** Biaxial and multiaxial fatigue. London: Mechanical Engineering Publication, 1989, pp. 621.
- [13] **You B.R. and Lee S.B.,** A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals. Int. J. Fatigue, 1996, Vol. 18, N° 4, pp. 235-244

- [14] **Sines G.**, Behavior of metals under complex static and alternating stresses. Metal Fatigue - New-York : Mac Graw-Hill, Book Company, 1959, pp. 145-169.
- [15] **Sines G.**, Behavior of metals under complex static and alternating stresses. Metal Fatigue - New-York : Mac Graw-Hill, Book Company, 1959, pp. 145-169.
- [16] **Sines G.**, Ohgi G., Fatigue criteria under combined stresses or strains. Journal of Engineering Materials and Technology, 1981, Vol.103, pp. 82-90.
- [17] **Crossland B.**, Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel. Institution of Mechanical Engineers, International Conference on Fatigue on Metals, London, 1956, pp. 138-149
- [18] **Crossland B.**, The effect of pressure on the fatigue of metals. In Mechanical Behaviour of Materials under Pressure, Pugh H.L.I.D. (ed), Amsterdam : Elsevier, 1970, pp. 299-354
- [19] **Marin J.**, Interpretation of fatigue strengths for combined stresses. Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals, Institution of Mechanical Engineers, London, 1956, pp. 184-194.
- [20] **H. DEITMAN et L. ISSLER**, Strength calculation under multiaxial out-of phase fatigue loading. Proceedings of the international Conference on Fatigue of Metals, Institution of Mechanical Engineers, London, 1956
- [21] **Altenbach H., Zolochovski A.**, A unified model of low cycle fatigue damage. Fourth International Conference on Biaxial / Multiaxial Fatigue, Paris, May 31-June 3, 1994, Vol. 2, pp. 117-128.
- [22] **H. kakuno, Y.kawada**, A new criterion of fatigue strength of a round bar subjected to combined static and repeated bending and torsion. Fatigue of Engineering Materials and Structures, 1979, vol. 2, pp. 229-236
- [23]. **FOGUE, M.** Critère de fatigue à longue durée de vie pour les états multiaxiaux de contraintes sinusoïdales en phase ou hors phase. PhD thésis, INSA, Lyon, 1987. (189 p.).
- [24] **simbürger A.**, Festigkeitsverhalten zäher werkstoffe bei einer mehrachsigen phasenverschobenen schwingbeanspruchung mit körperfesten und veränderlichen hauptspannungen
simbürger A., Festigkeitsverhalten zäher werkstoffe bei einer mehrachsigen phasenverschobenen schwingbeanspruchung mit körperfesten und veränderlichen hauptspannungsrichtungen. L.B.F., Darmstadt, Bericht, 1975, Nr.FB-121, 247 p.
- [25] **Grübisic V., Simbürger A.**, Fatigue under combined out-of-phase multiaxial stresses. Proceedings of the International Conference on Fatigue Testing and Design, Society of Environmental Engineers, London, April 1976, Vol. 2, pp. 27.1-27.28.

- [26]. **Y.V. Papadopoulos**, fatigue limit of metals under multiaxial stress conditions: the microscopic approach. Technical Note N°I.93.101, Commission of the European Communities, Joint Research Center, ISEI/IE 2495/93,1993.
- [27] **Hashin Z.**, Fatigue failure criteria for combined cyclic stress. *Int. J. Fracture*, 1981, Vol. 17, N° 2, pp. 101-109.
- [28] **Yuan-Sheng Cheng**, Physical interpretation of Hashin's criterion of fatigue failure under
- [29] **Bastien Weber** . Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque .
- [30] **Hertz, H.** Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92 (1882) 156-171.
- [31] **F. STULEN et H. CUMMINGS**, A failure criterion for Multiaxial Stresses. *Proceedings of American Society for Testing and Materials. Philadelphia 1954*, vol. 54, PP.822-83 multiaxial stress. *Engng. Fracture Mechanics*, 1986, Vol. 24, N° 2, pp. 165-167
- [32] **Findley W.N.**, Fatigue of metals under combinations of stresses. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 1957, Vol. 79, pp. 1337-1348
- [33] **Yokobori T., Yoshimura T.**, A criterion for fatigue fracture under multiaxial alternating stress state. Institute for Strength and Fracture of Materials, Tohoku University, Sendai, Japan, 1966, Report of Research.
- [34] **McDiarmid D.L.**, A general criterion of fatigue failure under multiaxial stress. *Proceedings of Second International Conference on Pressure Vessel Technology*, American Society of Mechanical Engineers, San Antonio, Texas, U.S.A, 1973, Vol. II61, pp. 851-862.
- [35] **McDiarmid D.L.**, A new analysis of fatigue under combined bending and twisting. *The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society*, 1974, Vol. 78, N° 763, pp. 325- 329.
- [36]. **DANG-VAN, K., CAILLETAUD, G., FLAVENOT, J.-F., DOUARON, L., AND LIEURADE, H.-P.** Criterion for high-cycle fatigue failure under multiaxial loading. In *Biaxial and Multiaxial Fatigue* (Sheffield, 1989), M. Brown and K. Miller, Eds., pp. 459–478.
- [37] **Matake T.**, An explanation on fatigue limit under combined stress. *Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 1977, Vol. 20, N° 141, pp. 257-263.
- [38] **Matake T.**, Fatigue strength of notched specimen under combined stress. *Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers*. 1980, Vol. 23, N° 179, pp. 623-629.
- [39]. **Munday E.G., & Mitchell L.D.**, The maximum distortion energy ellipse as a biaxial fatigue criterion in view of gradient effects. *Experimental Mechanics*, 1989, vol.29, pp.12-15
- [40]. **J. L. Robert**, Contribution à l'étude de la fatigue multiaxiale sous sollicitations périodiques ou aléatoires. Thèse de doctorat d'état, I.N.S.A de Lyon (1992)

- [41] **N. Smith K., P. Watson et H. Topper T.** « A stress–strain function for the fatigue of metals ». In : Journal of materials JLSMA 15 (1970), p. 767–778
- [42] **Sunde, S.L.; Berto, F.; Haugen, B.** Predicting Fretting Fatigue in Engineering Design. Int. J. Fatigue 2018, 117, 314–326. [Google Scholar] [CrossRef]
- [43] **Julien Said.** Etude expérimentale et modélisation de la durée de vie en fretting-fatigue des conducteurs aériens pour le transport d'énergie. Autre. Université de Lyon, 2020.
- [44] **M. Eden E., N. Rose W.** et L. CUNNIGHAM F. « The endurance of metals ». In : Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. T. 4. 1911, p. 839–974
- [45] **Hertz, H.** Über Die Berührung Fester Elastischer Körper. J. Für Die Reine Und Angew. Math. 1881, 171, 156–171. [Google Scholar]
- [46] **Johnson, K.L.** Contact Mechanics; Cambridge University Press: Cambridge, UK, 1989; Volume 37, pp. 29–43. [Google Scholar] [CrossRef]
- [47] **F.D. Fischer, M. Wiest.** Approximate analysis model for Hertzian Elliptical wheel/rail or wheel/crossing contact problems. ASME J. Tribol. **130**, 1–3 (2008)
- [48] **Belloula Amar.** Contribution à l'étude de la prédiction de la durée de vie en fretting-fatigue: application à un contact acier-alliage d'aluminium.. 2013]
- [49] **CHERIET Nour El Houda.** Etude du comportement mécanique des assemblages multi matériaux . 2017
- [50] **Rui Niu, Jing Wei*, Aiqiang Zhang, Huaming Qian** . A Three-Dimensional Fretting Contact Model under Oblique Forces in Planetary Gear System . January 11th, 2023
- [51] **Johnson K L.** Contact Mechanics. London: Cambridge University Press 1985.Thèse docteur . Soutenue le 7 juillet 1999
- [52] **Mohamed Ikhlef Chaouch1*, Abdelghani Baltach1,2 , Ali Benhamena1.** numerical analysis of geometrical parameters effect on contact zone under fretting fatigue loading. , December 2022
- [53] **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
- [54] **Ruichun, D.** "Etude de l'endommagement en fretting-fatigue : Application aux structures boulonnées". PhD Thesis, Lille,2006
- [55] **Minguez J.M., Vogwell J.,** Effect of torque tightening on the fatigue strength of bolted joints, Engineering Failure Analysis, 2006, 13, 1410–1421
- [56] **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.

- [57] **KHELOUI. Fatma** . Simulation numérique des cylindres en béton à base des déchets de verre confinés. Université Mouloud MAMMERI de Tizi-Ouzou 2018-2019
- [58] **ILLILTEN Fares** . La simulation de l'usinage en coupe orthogonale avec le logiciel ABAQUS Université Abderrahmane Mira de Bejaia 29/06/2015.
- [59] **Stéphane Bochard**. Introduction au logiciel abaqus Mécatro 2-ENSIBS.
- [60] Berrehili, Abdelmoutalib. Comportement cyclique et tenue en fatigue sous. s.l. : Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, 16 juin 2010
- [61] **Bentahar, M., Benzaama, H., & Nouredin, M.** Numerical modeling of the contact effect on the parameters of cracking in a 2D Fatigue Fretting Model. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 15(57), 182-194. (2021).

Abstract:

Fretting fatigue is a complex phenomenon that can lead to premature failure of components subjected to cyclic loads and small sliding movements. Identification of critical fretting fatigue localization areas highlights the initiation and propagation of fatigue cracks caused by high stresses. Different parameters, such as geometry, nature of materials and loading conditions, play a significant role in fatigue life and crack propagation. The effect of the coefficient of friction on the 2D numerical modeling of fretting fatigue is analyzed, revealing that variations in the coefficient of friction can influence the durability and strength of components. It is observed that an increase in the coefficient of friction generally leads to an increase in the maximum stresses. Understanding these influences is crucial to preventing premature failures. The findings of this research provide essential information for engineers and researchers involved in component design and optimization. Advanced numerical simulations demonstrate a satisfactory correlation with existing analytical solutions, thus validating the reliability of the proposed modeling.

Keywords: fretting fatigue, cyclic loads, friction, fatigue life, crack initiation.

Résumé :

Le fretting fatigue est un phénomène complexe qui peut entraîner des défaillances prématurées des composants soumis à des charges cycliques et à de faibles mouvements de glissement. L'identification des zones critiques de localisation du fretting fatigue met en évidence l'amorçage et la propagation des fissures de fatigue causées par des contraintes élevées. Les différents paramètres, tels que la géométrie, la nature des matériaux et les conditions de chargement, jouent un rôle significatif dans la durée de vie en fatigue et la propagation des fissures. L'effet du coefficient de frottement sur la modélisation numérique 2D du fretting fatigue est analysé, révélant que les variations du coefficient de frottement peuvent influencer la durabilité et la résistance des composants. Il est observé qu'une augmentation du coefficient de frottement entraîne généralement une augmentation des contraintes maximales. Comprendre ces influences est crucial pour prévenir les défaillances prématurées. Les conclusions de cette recherche fournissent des informations essentielles aux ingénieurs et chercheurs impliqués dans la conception et l'optimisation des composants. Les simulations

numériques avancées démontrent une corrélation satisfaisante avec les solutions analytiques existantes, validant ainsi la fiabilité de la modélisation proposée.

Mots clés : fretting fatigue, chargement cycliques, frottement, la durée de vie en fatigue, la nucléation des fissures.

ملخص:

التعب المزعج هو ظاهرة معقدة يمكن أن تؤدي إلى فشل سابق لأوانه للمكونات المعرضة لأحمال دورية وحركات انزلاق صغيرة. إن تحديد مناطق توطين التعب الحرج يسلط الضوء على بدء وانتشار شقوق التعب الناتجة عن الضغوط العالية. تلعب المعلمات المختلفة، مثل الهندسة وطبيعة المواد وظروف التحميل، دورًا مهمًا في حياة الكلال وانتشار الشقوق. تم تحليل تأثير معامل الاحتكاك على النمذجة العددية ثنائية الأبعاد لتعب الاحتكاك، وكشف أن الاختلافات في معامل الاحتكاك يمكن أن تؤثر على متانة وقوة المكونات. ويلاحظ أن زيادة معامل الاحتكاك تؤدي عمومًا إلى زيادة الضغوط القصوى. إن فهم هذه التأثيرات أمر بالغ الأهمية لمنع حالات الفشل المبكرة. توفر نتائج هذا البحث معلومات أساسية للمهندسين والباحثين المشاركين في تصميم المكونات وتحسينها. تظهر عمليات المحاكاة العددية المتقدمة وجود علاقة مرضية مع الحلول التحليلية الحالية، وبالتالي التحقق من موثوقية النمذجة المقترحة.

الكلمات المفتاحية: تعب القلق، الأحمال الدورية، الاحتكاك، حياة الكلال، بداية تشكل الشقوق.