



HAL
open science

Amorçage de fissures et gradient de contrainte en fretting et en fatigue

Rémi Amargier

► **To cite this version:**

Rémi Amargier. Amorçage de fissures et gradient de contrainte en fretting et en fatigue. Autre. Ecole Centrale de Lyon, 2011. Français. NNT : 2011ECDL0021 . tel-00728236

HAL Id: tel-00728236

<https://theses.hal.science/tel-00728236>

Submitted on 5 Sep 2012

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

N° d'ordre : 2011-21

THESE

Présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

Pour obtenir le **GRADE DE DOCTEUR**

ECOLE DOCTORALE DES MATERIAUX DE LYON

Présentée par **REMI AMARGIER**

Le 7 juillet 2011

**AMORÇAGE DE FISSURES ET
GRADIENT DE CONTRAINTE
EN FRETTEMENT ET EN FATIGUE**

Jury :

- Leo VINCENT, Professeur, Ecole Centrale de Lyon, LTDS, Président du jury
- Sylvie POMMIER, Professeur, ENS Cachan, LMT, Rapporteur
- Franck MOREL, Professeur, Centre des Arts et Métiers Paristech d'Angers, LAMPA, Rapporteur
- Yves NADOT, Professeur, ENSMA, Institut P', Examineur
- Henry PROUDHON, Chargé de Recherche, CNRS, Mines Paristech, Centre des Matériaux, Examineur
- Siegfried FOUVRY, Directeur de recherche, CNRS, Ecole Centrale de Lyon, LTDS, Directeur de thèse
- Cédric POUPON, Ingénieur, Airbus Operations SAS, Laboratoire Matériaux et Procédés, Invité

Encadrement : S. Fouvry (Directeur de thèse), C. Poupon (Airbus), L. Chambon (EADS Innovation Works), C. Schwob (EADS Innovation Works)

LTDS, Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes, 36 avenue Guy de Collongue, 69134 Ecully

AIRBUS OPERATIONS SAS, Laboratoire Matériaux et Procédés, 18 Rue Marius Tercé, 31300 Toulouse

EADS Innovation Works, 18 Rue Marius Tercé, 31025 Toulouse Cedex 03



Liste des personnes Habilitées à Diriger des Recherches en poste à l'Ecole Centrale de Lyon

Nom-Prénom	Corps grade	Laboratoire ou à défaut département ECL	Etablissement
BEROUAL Abderrahmane	professeur	AMPERE	ECL
BURET François	professeur	AMPERE	ECL
JAFFREZIC-RENAULT Nicole	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
KRÄHENBÜHL Laurent	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
NICOLAS Alain	professeur	AMPERE	ECL
NICOLAS Laurent	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
SCORLETTI Gérard	professeur	AMPERE	ECL
SIMONET Pascal	directeur de recherche	AMPERE	CNRS/ECL
VOLLAIRE Christian	professeur	AMPERE	ECL

Nbre Ampère 9

HELLOUIN Yves	maître de conférences	DER EEA	ECL
---------------	-----------------------	---------	-----

Nbre DER EEA 1

GUIRALDENQ Pierre	professeur émérite	DER STMS	ECL
VINCENT Léo	professeur	DER STMS	ECL

Nbre DER STMS 2

LOHEAC Jean-Pierre	maître de conférences	ICJ	ECL
MAITRE Jean-François	professeur émérite	ICJ	ECL
MARION Martine	professeur	ICJ	ECL
MIRONESCU Elisabeth	professeur	ICJ	ECL
MOUSSAOUI Mohand	professeur	ICJ	ECL
MUSY François	maître de conférences	ICJ	ECL
ZINE Abdel-Malek	maître de conférences	ICJ	ECL

Nbre ICJ 7

DAVID Bertrand	professeur	ICTT	ECL
----------------	------------	------	-----

Nbre ICTT 1

CALLARD Anne-Ségolène	professeur	INL	ECL
CLOAREC Jean-Pierre	maître de conférences	INL	ECL
GAFFIOT Frédéric	professeur	INL	ECL
GAGNAIRE Alain	maître de conférences	INL	ECL
GARRIGUES Michel	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
GENDRY Michel	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
GRENET Geneviève	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
HOLLINGER Guy	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
KRAWCZYK Stanislas	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
LETARTRE Xavier	chargé de recherche	INL	CNRS/ECL
O'CONNOR Ian	professeur	INL	ECL
PHANER-GOUTORBE Magali	professeur	INL	ECL
ROBACH Yves	professeur	INL	ECL
SAINT-GIRONS Guillaume	chargé de recherche	INL	CNRS/ECL
SEASSAL Christian	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
SOUTEYRAND Eliane	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
TARDY Jacques	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL
VIKTOROVITCH Pierre	directeur de recherche	INL	CNRS/ECL

Nbre INL 18

CHEN Liming	professeur	LIRIS	ECL
-------------	------------	-------	-----

Nbre LIRIS 1

BAILLY Christophe	professeur	LMFA	ECL
BERTOGLIO Jean-Pierre	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
BLANC-BENON Philippe	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
BOGEY Christophe	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CAMBON Claude	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CARRIERE Philippe	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
CHAMPOUSSIN J-Claude	professeur émérite	LMFA	ECL
COMTE-BELLOT geneviève	professeur émérite	LMFA	ECL
FERRAND Pascal	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
GALLAND Marie-Annick	professeur	LMFA	ECL
GODEFERD Fabien	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
GOROKHOVSKI Mikhail	professeur	LMFA	ECL
HENRY Daniel	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
JEANDEL Denis	professeur	LMFA	ECL
JUVE Daniel	professeur	LMFA	ECL
LE RIBAUT Catherine	chargée de recherche	LMFA	CNRS/ECL
LEBOEUF Francis	professeur	LMFA	ECL
PERKINS Richard	professeur	LMFA	ECL
ROGER Michel	professeur	LMFA	ECL
SCOTT Julian	professeur	LMFA	ECL
SHAO Liang	directeur de recherche	LMFA	CNRS/ECL
SIMOENS Serge	chargé de recherche	LMFA	CNRS/ECL
TREBINJAC Isabelle	maître de conférences	LMFA	ECL

Nbre LMFA 23

BENAYOUN Stéphane	professeur	LTDS	ECL
CAMBOU Bernard	professeur	LTDS	ECL
COQUILLET Bernard	maître de conférences	LTDS	ECL
DANESCU Alexandre	maître de conférences	LTDS	ECL
FOUVRY Siegfried	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL
GEORGES Jean-Marie	professeur émérite	LTDS	ECL
GUERRET Chrystelle	chargé de recherche	LTDS	CNRS/ECL
HERTZ Dominique	past	LTDS	ECL
ICHCHOU Mohamed	professeur	LTDS	ECL
JEZEQUEL Louis	professeur	LTDS	ECL
JUVE Denyse	ingénieur de recherche	LTDS	ECL
KAPSA Philippe	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
LE BOT Alain	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
LOUBET Jean-Luc	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
MARTIN Jean-Michel	professeur	LTDS	ECL
MATHIA Thomas	directeur de recherche	LTDS	CNRS/ECL
MAZUYER Denis	professeur	LTDS	ECL
PERRET-LIAUDET Joël	maître de conférences	LTDS	ECL
SALVIA Michelle	maître de conférences	LTDS	ECL
SIDOROFF François	professeur	LTDS	ECL
SINOUE Jean-Jacques	professeur	LTDS	ECL
STREMSDOERFER Guy	professeur	LTDS	ECL
THOUVEREZ Fabrice	professeur	LTDS	ECL
TREHEUX Daniel	professeur	LTDS	ECL
VINCENS Eric	maître de conférences	LTDS	ECL

Nbre LTDS 25

Total Hdr ECL

91

REMERCIEMENTS

Je remercie très sincèrement mes encadrants, Siegfried Fouvry, Cédric Poupon, Laurent Chambon et Cyrille Schwob pour avoir élaboré ce projet de doctorat passionnant et m'avoir donné l'opportunité d'y participer. Chacun aura contribué à la réalisation de ce travail par son apport scientifique, son implication et sa disponibilité.

Je remercie Denis Mazuyer, directeur du LTDS, qui m'a accueilli dans son laboratoire et Airbus pour avoir financé ce projet de recherche.

Je remercie également tous les membres de l'équipe de recherche de Siegfried Fouvry au LTDS, les permanents, les doctorants et les stagiaires : Jean Michel Vernet, Bruno Berthel, Damien Hérisson, Caroline Mary, Jean Mériaux, Pawel Jedrzejczyk, Jessica Delacroix, Julien Munoz, Jonathan Petit, Stéphane Hérédia, Romain Ferré, Benjamin Van Peteghem. J'ai passé 3 très bonnes années avec eux au LTDS dans une ambiance de travail sérieuse et détendue. Je les remercie pour leurs multiples coups de main et toutes les discussions scientifiques que nous avons eues.

Je remercie également mes collègues du laboratoire Matériaux et Procédés de Airbus à Toulouse et particulièrement l'équipe « Surface Technology » dans laquelle j'ai travaillé. Cette expérience au sein de ce laboratoire d'Airbus m'aura permis de découvrir de nombreuses problématiques du secteur aéronautique liées à la mécanique et aux matériaux. Cela aura été pour moi une source d'enrichissement extraordinaire. Je tiens à remercier Dominique Bergougnan, Benjamin Riegert, et Thomas Billaudeau.

RESUME

Cette étude traite de la prise en compte du gradient de contrainte et du frottement pour calculer l'amorçage de fissures en fatigue. On s'intéresse notamment au dimensionnement d'une manille en Inconel 718 munie de bagues en Inconel 718 montées avec interférence.

Pour cela, on réalise des essais de fretting et de fatigue pour étudier les conditions d'amorçage de fissures en présence de gradient de contrainte et de frottement. Les résultats expérimentaux mettent en évidence l'effet du gradient des contraintes sur l'amorçage de fissures et justifient la prise en compte du gradient pour le dimensionnement en fatigue des structures. A travers ces essais balayant une gamme de gradient de contrainte étendue, on confirme que la présence d'un gradient de contrainte retarde l'amorçage de fissures.

Les avantages et les inconvénients de plusieurs approches de fatigue multiaxiale intégrant le gradient de contrainte sont étudiés. De cette analyse, une proposition est faite permettant de décrire au mieux les résultats expérimentaux de fatigue et de fretting. Cette approche s'appuie sur l'utilisation d'une fonction de poids dépendant du gradient de la pression hydrostatique. Cette approche est similaire à des approches mises en œuvre sur d'autres problématiques de fatigue ce qui permet de dégager quelques points de convergence pour traiter le problème du gradient de contrainte en fatigue.

Un essai de fatigue sur une manille munie d'une bague montée avec interférence est réalisé. L'effet du gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures dans ce système est trop faible pour que l'utilisation d'une approche intégrant l'effet de gradient soit pertinente. Cette observation est cohérente avec les résultats expérimentaux précédents obtenus dans cette étude. L'inconel 718 apparaît donc comme un matériau peu sensible à l'effet de gradient de contrainte. Une approche de fatigue multiaxiale de type Crossland permet une description raisonnable de la durée de vie du système. Une analyse numérique montre que la tenue en fatigue du système est peu sensible au coefficient de frottement alors que l'interférence a un impact beaucoup plus important.

Mots clés : Fretting, Fatigue, Amorçage de fissures, Gradient de contrainte, Inconel 718.

ABSTRACT

This study focuses on the stress gradient effect and the friction to estimate the crack initiation condition in fatigue. The industrial application is a lug in Inconel 718 with shrink fitted rings also in Inconel 718.

Fretting tests and fatigue tests are performed to measure crack initiation conditions with friction and stress gradient. The experimental results confirm the beneficial effect of the stress gradients on the fatigue crack initiation. These results justify the consideration of stress gradients to design structures against fatigue. Through these experiments which sweep over a large range of stress gradients, it is confirmed that stress gradient delays the crack initiation.

The benefits and the drawbacks of several multiaxial fatigue approaches dealing with stress gradients are studied. Then, a proposal is done to describe accurately the experimental results of fatigue and of fretting. The proposal is based on a weight function and on the use of the gradient of hydrostatic pressure. This approach is very similar to some approaches already applied to other fatigue issues. This enables to highlight some similarities to deal with the effect of stress gradient in fatigue.

Fatigue tests are finally performed on a lug with shrink fitted rings. The stress gradient effect on this application is too low to make relevant the use of a fatigue approach dealing with stress gradient. These experimental results are consistent with the previous results of fatigue and fretting. Therefore, the Inconel 718 appears as a low sensitive material to stress gradient. A multiaxial fatigue approach such the Crossland criterion enables to describe correctly the fatigue strength of this system. The numerical analysis shows that the fatigue strength of the system is not very sensitive to the coefficient of friction whereas the interference impacts significantly on the fatigue strength of the system.

Keywords : Fretting, Fatigue, Crack initiation, Stress gradient, Inconel 718.

Table des matières

I.	INTRODUCTION	12
1.	Problématique générale	12
2.	Contexte de l'étude	14
3.	Organisation du document	17
II.	BIBLIOGRAPHIE	19
1.	Fatigue des matériaux	19
1.1.	Mécanisme d'endommagement.....	19
1.2.	Fatigue multiaxiale.....	22
1.2.1.	les approches type « invariants ».....	23
1.2.2.	les approches type « plan critique ».....	24
1.2.3.	les approches mésoscopiques.....	24
1.2.4.	les approches énergétiques.....	26
1.2.5.	conclusion.....	26
1.3.	Effet de taille et effet du gradient de contrainte.....	27
1.3.1.	Généralités.....	27
1.3.2.	Limitations des approches multiaxiales.....	28
1.3.3.	Origines physiques de l'effet du gradient des contraintes.....	28
1.3.4.	Prise en compte de l'effet du gradient des contraintes dans le dimensionnement en fatigue des structures.....	32
2.	Fretting et fretting fatigue	40
2.1.	Problématiques liée au fretting.....	40
2.2.	Caractérisation de l'endommagement.....	41
2.3.	Définition de l'état de contrainte en glissement partiel.....	42
2.4.	Etude de l'amorçage de fissures en glissement partiel.....	44
2.5.	Endommagement par fretting-fatigue.....	47
2.5.1.	Caractérisation de l'endommagement par fretting-fatigue.....	47
2.5.2.	Effet du gradient de contrainte en fretting fatigue.....	51
3.	Comportement en fatigue des chapes	52
4.	Analogie entre l'essai de fretting et les chapes	53
5.	Le superalliage base Nickel Fer Inconel 718	55
6.	Synthèse	56
7.	Démarche	57
III.	AMORÇAGE DE FISSURES ET EFFET DE GRADIENT DE CONTRAINTE : ETUDE EXPERIMENTALE	60
1.	Contact cylindre-plan en glissement partiel	60
1.1.	Dispositifs expérimentaux.....	60

1.1.1.	fretting simple.....	60
1.1.2.	fretting précontraint.....	61
1.2.	Mesure du coefficient de frottement du couple de matériau Inconel 718/ Inconel 718.....	62
1.2.1.	Procédure expérimentale.....	62
1.2.2.	Résultats expérimentaux.....	64
1.3.	Identification des conditions d'amorçage de fissures en glissement partiel et mise en évidence de l'effet de gradient.....	66
1.3.1.	Démarche expérimentale.....	66
1.3.2.	Confrontation des deux moyens d'essais.....	70
1.3.3.	Résultats expérimentaux.....	70
1.4.	Synthèse des résultats expérimentaux.....	73
2.	Essais de fatigue sur éprouvette plate trouée	75
2.1.	Procédure expérimentale.....	75
2.2.	Courbes de Wöhler.....	76
2.3.	Evaluation du nombre de cycles à initiation de fissures.....	77
2.3.1.	Analyse au MEB des faciès de rupture.....	78
2.3.2.	Quantification de la durée de la phase de propagation.....	79
2.4.	Synthèse sur les essais de fatigue sur éprouvette entaillée.....	82
3.	Synthèse de l'étude expérimentale	85
3.1.	Identification des paramètres du critère de Crossland.....	85
3.2.	Application du critère de Crossland aux données expérimentales de fretting et de fatigue.....	86
IV.	DESCRIPTION DE L'EFFET DU GRADIENT DES CONTRAINTES SUR L'AMORÇAGE DE FISSURES EN FRETTING ET EN FATIGUE	91
1.	ANALYSE DES SOLlicitATIONS	91
1.1.	Contact cylindre plan soumis à un effort tangentiel oscillant en glissement partiel.....	91
1.1.1.	Multiaxialité du champ de contraintes.....	91
1.1.2.	Caractéristiques du trajet de chargement.....	94
1.1.3.	A propos des gradients de contraintes.....	98
1.1.4.	Conclusion.....	103
1.2.	Eprouvette plate trouée en traction.....	103
1.2.1.	Multiaxialité des contraintes et trajets de chargement.....	104
1.2.2.	Gradient de contrainte.....	104
2.	CALCULS DES CONDITIONS D'AMORÇAGE DE FISSURES EN FRETTING ET EN FATIGUE	105
2.1.	Approche classique: critère de Crossland.....	105
2.2.	Approches intégrant le gradient de contrainte.....	106
2.2.1.	L'approche « volume constant », [Fouvry, 1996 ; Fouvry, 2000 ; Fouvry, 2004].....	107
2.2.2.	L'approche « volume variable », [Proudhon, 2006].....	110
2.2.3.	Synthèse.....	112
2.3.	Introduction d'une approche phénoménologique pour la prise en compte du gradient de contrainte.....	114
2.3.1.	Introduction et objectifs.....	114
2.3.2.	Formulation.....	115
2.3.3.	Identification de la fonction de poids w	117
2.3.4.	Application au problème du glissement partiel.....	124
2.3.5.	Application à la fatigue sur éprouvette plate trouée.....	126
2.3.6.	Synthèse de l'application de l'approche phénoménologique aux résultats de fretting et de fatigue.....	127
2.3.7.	Identification du paramètre k	128
2.4.	Problème inhérent aux approches de type « distance critique ».....	128
2.5.	Extension au cas de la flexion rotative quatre point.....	131
3.	Synthèse	133

V. AMORÇAGE DE FISSURES DANS LES ALESAGES AVEC BAGUE MONTEE AVEC INTERFERENCE	140
1. Présentation de l'essai technologique	140
2. Analyse du système	141
2.1. Facteur de concentration de contrainte	142
2.2. Distributions des contraintes en surface	143
2.3. Trajet de chargement	144
2.4. Gradient de contrainte	145
3. Résultats expérimentaux	147
3.1. Démarche expérimentale	147
3.2. Résultats	148
3.3. Analyse des résultats expérimentaux	149
4. Confrontation avec les modèles d'amorçage de fissures	152
4.1. Critère de Crossland	152
4.2. Approche « volume constant » [Fouvry, 1998] et « volume variable » [Proudhon, 2006]....	153
4.3. Proposition : introduction d'une fonction de poids	154
4.4. Méthode de calcul en fatigue utilisée par Airbus	155
4.5. Synthèse	156
5. Effet du coefficient de frottement et de l'interférence sur la tenue en fatigue de la manille	159
5.1. Mesure du coefficient de frottement de la configuration Inconel 718 revêtu argent/Inconel 718 nu	159
5.2. Raideur du contact revêtu	160
5.3. Effet du coefficient de frottement sur la tenue en fatigue	161
5.4. Effet de l'interférence	162
6. Conclusion	163
CONCLUSION & PERSPECTIVES	168
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	175
ANNEXE I : SYNTHÈSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET DES CALCULS DE CRITERES DE FATIGUE MULTIAXIALE	181
ANNEXE II : FAITS HISTORIQUES SUR LA FATIGUE ET LE FRETTEING	189

I. INTRODUCTION

1. Problématique générale

Le dimensionnement des structures en fatigue est un enjeu important pour l'industrie aéronautique. En effet, les performances économiques et techniques de l'avion en dépendent. De plus, le dimensionnement d'une structure aéronautique est une tâche complexe pour deux raisons.

D'une part, la structure doit faire face à des problématiques variées :

- une large variété de matériaux est utilisée dans la structure : métaux, composite, plastique.
- La structure est soumise à des conditions environnementales sévères : atmosphère à 500°C près des moteurs et à -50°C à l'extérieur en altitude de croisière, foudre etc...
- On retrouve des procédés de fabrication variés ayant chacun un impact sur la tenue en fatigue à évaluer (usinage, forgeage, soudage, traitements de surface, assemblages).
- La structure est également soumise à des spectres de chargements complexes.

D'autre part, l'ensemble de ces problématiques se retrouvent concentrées sur une seule structure elle-même complexe.

La réalisation d'une structure en tenant compte de toutes ces contraintes est néanmoins possible grâce :

- à une bonne compréhension des mécanismes physiques en jeu,
- au développement d'outils de calculs,
- et à la réalisation d'une multitude d'essais organisés au sein d'une « pyramide d'essais » (Figure I-1).

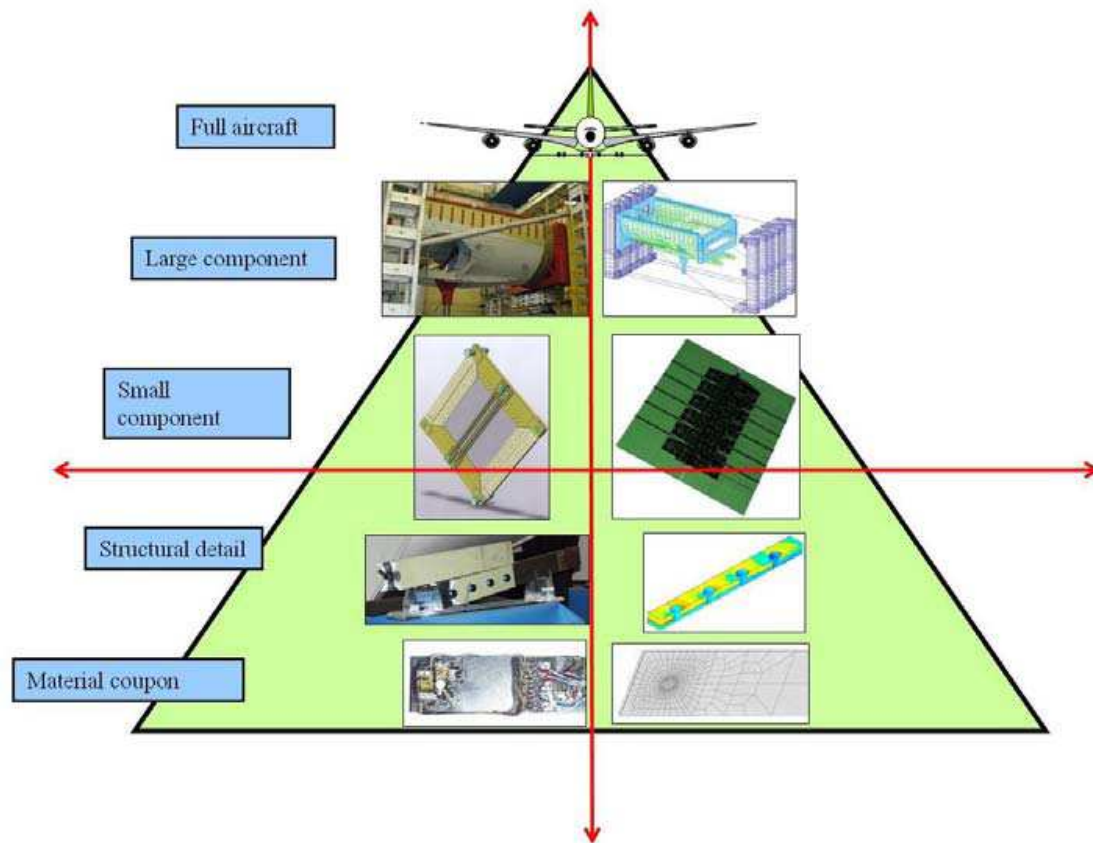


Figure I-1: Pyramide des essais : de l’essai de caractérisation de la matière aux essais structuraux [Schwob, 2007]

La bonne compréhension des phénomènes physiques en jeu et le développement d’outils de calculs sont indispensables à la réalisation d’une aérostructure performante. La pyramide des essais permet de vérifier aux différentes échelles si la compréhension des phénomènes physiques est bonne, si les outils de calculs sont corrects et si ils permettent de décrire correctement la complexité de la structure.

La pyramide des essais comprend aussi bien l’essai de traction que l’essai en vol au cœur d’un cumulonimbus, en passant par un essai de fatigue grandeur nature de la structure complète ou l’essai de foudre. Bien que long et coûteux, ce processus de développement garantit la fiabilité de la structure.

Le problème essentiel dans cette approche est souvent l’incapacité des outils de calcul à réaliser le passage entre deux étages de la pyramide. Alors que le développement d’outils permettant de décrire correctement un seul niveau de la pyramide d’essais est relativement courant, ce n’est pas le cas pour le passage entre deux niveaux. Il devient

souvent nécessaire de réaliser des corrections à partir d'essais réalisés sur le niveau supérieur. On perd donc ici l'intérêt prédictif de l'outil de dimensionnement.

Ce travail s'inscrit dans une démarche générale consistant à optimiser le processus de dimensionnement en fatigue des structures. Plus particulièrement, on cherche à développer une méthode de calcul capable de réaliser le passage entre deux niveaux de la pyramide d'essais. L'intérêt d'une telle approche peut être d'une part la réduction du nombre d'essais constituant la pyramide. D'autre part, ces méthodes permettraient l'évaluation d'une solution technologique à un niveau bas de la pyramide et de ses performances à un niveau plus élevé. Dans les deux cas, on obtient des gains en temps et coût de développement. Ainsi, ces méthodes constitueraient une aide au choix de solutions technologiques adaptées, plus tôt dans le processus de développement. On obtiendrait là aussi des gains en coût de développement car cela permettrait de limiter le nombre d'essais par une évaluation prédictive des performances d'une solution technologique.

La problématique générale peut donc se résumer de la manière suivante :

Peut-on proposer un modèle permettant de décrire les résultats d'essais élémentaires et capable d'être transféré à la description du comportement d'une structure plus complexe ?

2. Contexte de l'étude

Dans ce contexte, on s'intéresse au dimensionnement en fatigue des systèmes de chapes avec bagues frettées. On retrouve ce type de montage à de nombreux endroits sur une structure aéronautique: pour les jonctions voilure/fuselage, empennage/fuselage, saumon d'aile/voilure, moteur/mât moteur, sur les bielles supportant le plancher de la cabine etc... Les matériaux de la chape peuvent être aussi bien métalliques que composites.

Dans cette étude, on s'intéresse uniquement aux configurations métalliques et particulièrement celles en Inconel 718. On retrouve des montages alésage avec bague frettée en Inconel 718 au niveau des attaches reliant le moteur au mât moteur (Figure I-2). Dans ce cas, la bague et la chape sont en Inconel 718.

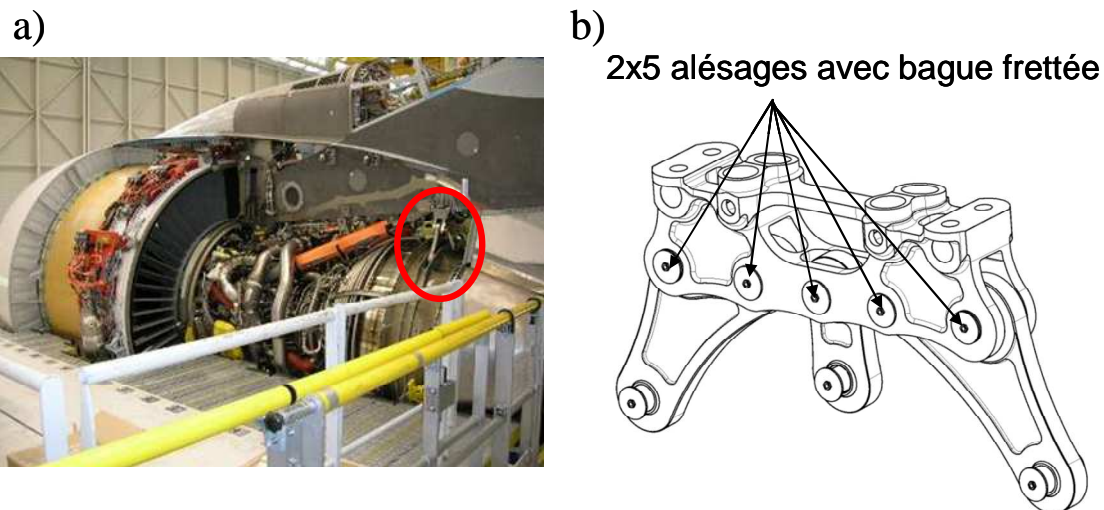


Figure I-2: a) Moteur de l'A380 fixé sur le mat moteur – Attache arrière en Inconel 718 dans le cercle rouge, b) détail de l'attache arrière avec bagues frettées

La tenue en fatigue de ce genre de systèmes peut être influencée par de nombreux paramètres. On s'intéresse ici à la prise en compte du frottement entre la bague et la chape pour le calcul de la tenue en fatigue. La problématique à laquelle on souhaite répondre est la suivante :

Quel est l'impact du frottement entre la bague et la chape sur la tenue en fatigue des systèmes type chape avec bague frettée ?

Derrière cette question se pose la problématique du choix de revêtements. Généralement, on applique un revêtement sur la bague et/ou l'alésage. Ce revêtement peut ou doit avoir plusieurs fonctions :

- protection contre la corrosion,
- prévention du grippage pour faciliter les opérations de maintenance,
- prévention de l'usure,
- amélioration de la tenue en fatigue.

Dans le cadre de cette étude, on s'intéresse particulièrement au calcul de l'amorçage de fissures dans des contacts frottants dans le domaine de l'endurance limitée (10^5 cycles).

On est donc face aux problèmes suivants :

- problème de frottement dans un contact Inconel 718/Inconel 718,
- problème d'amorçage de fissures dû à des sollicitations en fatigue multiaxiale avec gradients de contraintes.

La stratégie adoptée pour cette étude est illustrée sur la Figure I-3. L'objectif consiste à calculer la tenue à la fatigue d'une chape avec bague frettée à partir d'essais de caractérisation des matériaux. La démarche se décompose en 3 étapes :

- quantification expérimentale de l'effet du frottement et des gradients de contraintes sur l'amorçage de fissures à travers la réalisation d'essais de fretting et de fatigue,
- élaboration et évaluation de méthodes de calcul permettant la description des résultats expérimentaux précédents,
- confrontation de ces méthodes à une application représentative d'une application aéronautique.

Cette étude a pour objectif de proposer une méthode permettant de calculer les conditions d'amorçage de fissures dans les chapes avec bague frettée en prenant en compte le frottement et l'effet du gradient des contraintes. L'intérêt d'une telle méthode peut être multiple. Comme évoqué précédemment, ces méthodes permettraient le passage entre deux étages de la pyramide d'essais. Cela peut se traduire par une réduction des essais nécessaires au développement de la structure. D'autre part, les méthodes peuvent aussi constituer un moyen d'évaluation de solutions technologiques pour la conception d'un système, notamment en ce qui concerne le choix d'un revêtement. Dans ce cas, la méthode de dimensionnement permettrait d'évaluer les propriétés du revêtement nécessaires à une augmentation de la durée de vie. Ainsi le processus de développement est raccourci par une meilleure évaluation des potentiels des solutions technologiques envisagées. Dans les deux cas, une bonne analyse des essais de caractérisation des matériaux est nécessaire afin de fournir aux modèles des données fiables permettant d'évaluer le comportement d'une structure complexe.

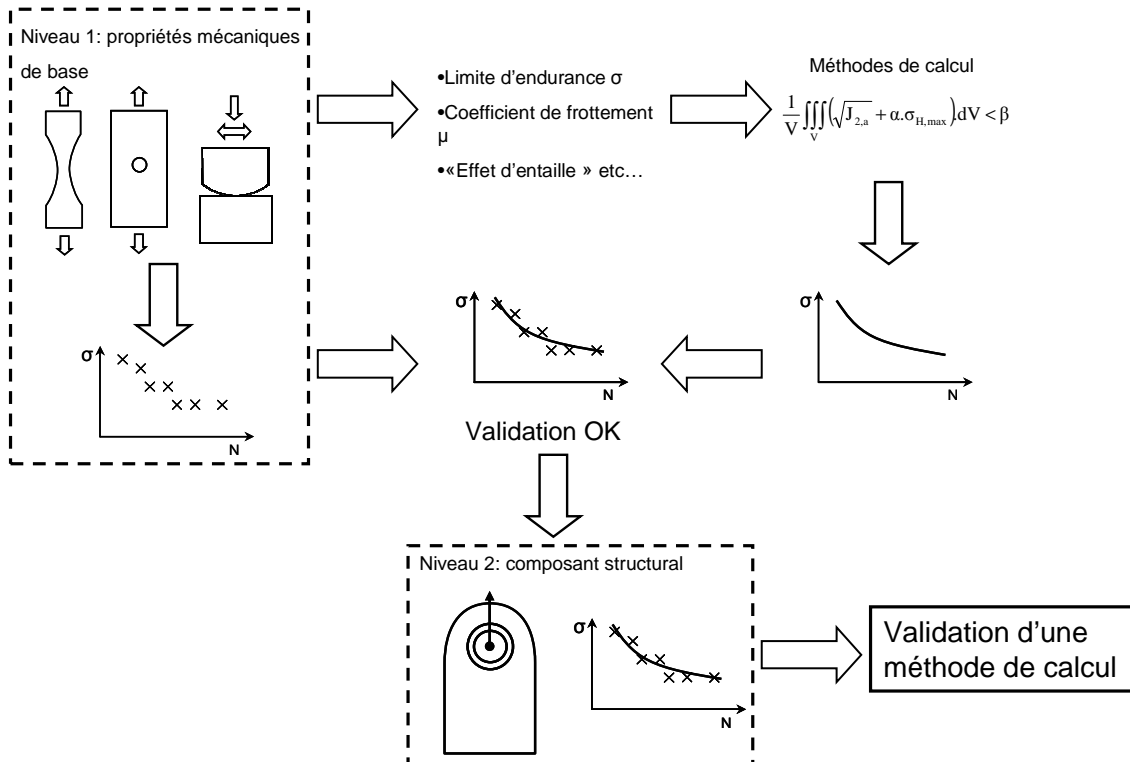


Figure I-3 : Diagramme illustrant la méthodologie adoptée pour le dimensionnement en fatigue des chapes.

3. Organisation du document

Ce document s'organise donc de la manière suivante :

- Le chapitre II de cette étude est consacré à une revue bibliographique des méthodes utilisées en fatigue multiaxiale, pour tenir compte des gradients de contrainte en fatigue et en fretting. On évoquera notamment les limitations de certaines approches déjà étudiées. On présentera également une rapide étude comparative entre les alésages avec bague frettée et l'essai de fretting.
- Le chapitre III est consacré à la présentation des résultats expérimentaux de fretting et de fatigue sur éprouvettes entaillées. On illustrera ainsi l'effet du gradient de contraintes par le biais d'essais de fretting et de fatigue ce qui nous permettra de justifier la prise en compte du gradient de contraintes pour le dimensionnement des structures.
- Le chapitre IV est dédié à la confrontation de différentes approches avec les résultats expérimentaux présentés dans le chapitre précédent. Les limitations de

certaines approches seront davantage étudiées et une proposition sera faite pour décrire les résultats expérimentaux obtenus.

- Le chapitre V clôturera cette étude par la présentation d'un essai technologique permettant de confronter les modèles à un système plus représentatif d'une application aéronautique.

II. BIBLIOGRAPHIE

Le dimensionnement des chapes en fatigue est un problème de fatigue avec présence de gradients de contraintes et de frottement. L'objet de cette partie est donc de présenter l'état de l'art concernant:

- la fatigue: on présente notamment les principales approches de fatigue multiaxiale puisque la complexité des géométries et des chargements rencontrés imposent la prise en compte de la multiaxialité des contraintes,
- les méthodes de prise en compte des gradients de contraintes: on décrit l'effet de gradient de contrainte en fatigue ainsi que les approches récentes mis en œuvre pour en tenir compte,
- le fretting: on présente les problèmes d'amorçage de fissures en fretting et quelques approches développées dans ce cadre.

1. Fatigue des matériaux

On aborde rapidement dans cette partie la description des mécanismes d'amorçage de fissures en fatigue. L'analyse de ces mécanismes est à l'origine des formulations adoptées en fatigue multiaxiale. Ensuite on décrit quelques approches de fatigue multiaxiale en abordant les hypothèses sur lesquelles elles sont développées et en intégrant les problèmes qui en découlent en présence de gradients de contraintes. Enfin, on aborde quelques approches récentes développées pour prendre en compte les gradients de contraintes.

1.1. Mécanisme d'endommagement

La rupture par fatigue d'une structure métallique est le résultat final d'un lent processus d'endommagement à l'échelle microscopique. En fatigue polycyclique et en endurance illimitée, le comportement macroscopique est purement élastique. A l'inverse, à l'échelle microscopique, des processus irréversibles se produisent à l'origine de la rupture finale. Les déformations cycliques macroscopiques imposées au matériau se répercutent à l'échelle microscopique et certains grains défavorablement orientés se plastifient

[Essmann, 1979]. La structure peut alors rentrer dans plusieurs modes de comportement: l'adaptation, l'accommodation ou l'effet Rochet. Seule l'adaptation permet de garantir l'intégrité de la structure. Dans les deux autres cas, il y aura rupture. Forsyth propose en 1957 une explication du mécanisme à l'origine de l'amorçage de fissures en fatigue à partir de la formation de bandes persistantes de glissement [Forsyth, 1957] (Figure II-1). La formation de ces bandes persistantes de glissement est liée au cisaillement imposé par la sollicitation extérieure aux plans de glissements du grain.

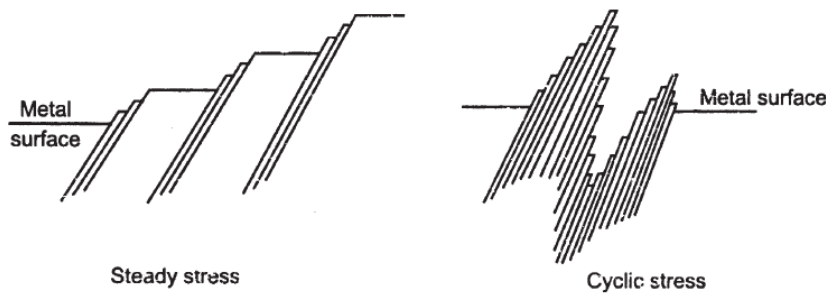


Figure II-1 : Mécanisme de formation d'une fissure de fatigue [Forsyth, 1957]

C'est l'accumulation de déformations plastiques dans le grain qui peut mener à l'amorçage de la première fissure. Cette plastification a lieu sur certains plans de glissement préférentiels. Dans le cas de l'effet Rochet et de l'accommodation, le déplacement des dislocations sur ces plans de glissement abouti à la formation de bandes persistantes de glissement, puis à la rupture des premiers grains [Forsyth, 1957 ; Fine, 1978 ; Papadopoulos, 1987]. La Figure II-2 illustre l'observation de bandes persistantes de glissement dans un échantillon polycristallin de Nickel [Buque, 2001]. Suit alors une phase de coalescence de ces micro-fissures puis une phase de propagation jusqu'à la rupture finale de la pièce.

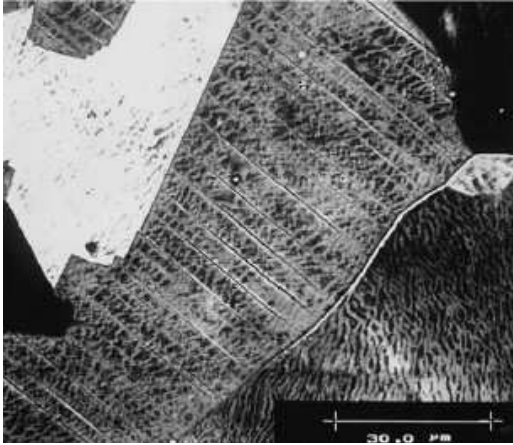


Figure II-2: Observation de bandes persistantes de glissement dans un échantillon de Nickel pur poly-cristallin observé au MEB [Buque, 2001]

La mise en évidence expérimentale des mécanismes d’amorçage de fissures en fatigue est à l’origine des formulations généralement utilisées en fatigue multiaxiale. On retiendra deux points essentiels :

- le rôle primordial du cisaillement engendrant une plastification à l’origine de la formation des bandes persistantes de glissement le long des plans de glissement préférentiels,
- le rôle de la contrainte normale à ces plans qui participe à l’ouverture des fissures.

On retrouvera donc d’une manière générale dans les approches de fatigue multiaxiale, une combinaison linéaire de deux quantités représentant chacune de ces sollicitations. D’autre part, les formulations doivent dissocier l’effet de la contrainte moyenne et de l’amplitude de la contrainte. On retrouve par exemple les quantités suivantes :

- $J_{2,a}$ l’amplitude du second invariant du déviateur du tenseur des contraintes défini par:

$$\sqrt{J_{2,a}} = \frac{1}{2} \max_{t \in T} \left[\max_{t_0 \in T} \left[\sqrt{\frac{1}{2} \text{tr} \left[\left(\bar{s}(t) - \bar{s}(t_0) \right) \left(\bar{\sigma}(t) - \bar{\sigma}(t_0) \right) \right]} \right]} \right] \quad \text{II-1}$$

- τ_a , l’amplitude du cisaillement résolu τ définie à partir du calcul du plus petit cercle circonscrit au trajet de chargement projeté sur le plan Δ défini par les angles θ et φ (Figure II-3) :

$$\tau_a(\varphi, \theta, \chi, t) = \tau(t) - \tau_m \quad \text{II-2}$$

avec τ_m le centre du plus petit cercle circonscrit au trajet de chargement sur le plan Δ avec $\tau(\varphi, \theta, \chi, t) = \bar{n}(\varphi, \theta) \cdot \bar{\sigma}(t) \cdot \bar{m}(\varphi, \theta, \chi)$ (Figure II-3). Le calcul de l'amplitude du cisaillement résolu à un instant t est un problème dans [Bernasconi, 2005]. Plusieurs algorithmes sont décrits. Dans la suite de ce travail, l'algorithme incrémental introduit dans [Bernasconi, 2005] a été implémenté pour la réalisation des calculs.

- $\sigma_{H,max}$ la valeur maximale de la pression hydrostatique au cours d'une période défini par :

$$\sigma_{H,max} = \max_{t \in T} \left(\frac{1}{3} \text{tr}[\sigma(t)] \right) \quad \text{II-3}$$

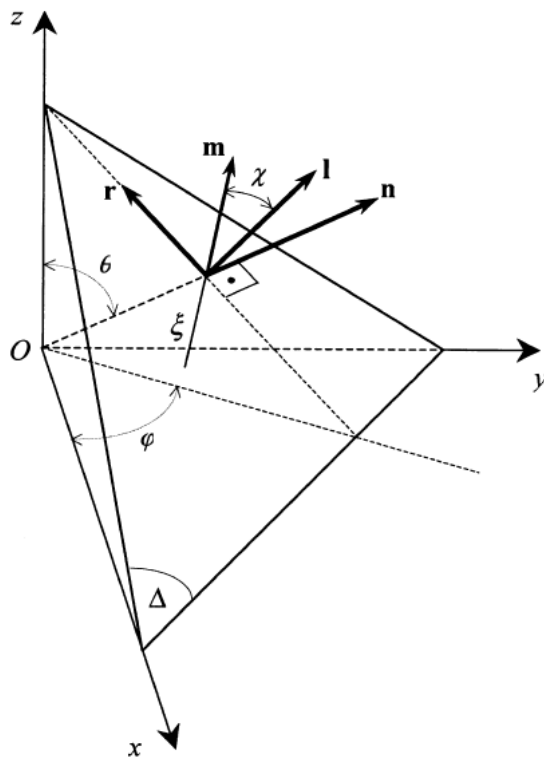


Figure II-3 : Définition des paramètres définissant le plan Δ permettant le calcul du cisaillement résolu τ et la contrainte normale σ_n [Papadopoulos, 2001]

1.2. Fatigue multiaxiale

La tenue en fatigue des matériaux a d'abord été étudiée par la réalisation d'essais de fatigue uniaxiale, principalement des essais de traction ondulée. Ces études ont permis le dimensionnement de systèmes simples soumis principalement à des chargements uniaxiaux. Néanmoins, rapidement, l'approche uniaxiale est apparue limitée car on retrouve des états de contraintes multiaxiaux dans de nombreuses applications. On peut

citer notamment les arbres de transmission qui peuvent être soumis à la fois à de la flexion et de la torsion. Dans ce cas, l'état de contraintes multiaxial est dû au chargement extérieur, mais il peut aussi être dû à la géométrie de la pièce elle-même.

Il est donc apparu indispensable de développer des outils permettant la prise en compte de la multiaxialité des contraintes pour dimensionner les structures. Ces approches ont été validées sur des éprouvettes lisses ($Kt \approx 1$) soumises à des chargements multiaxiaux type traction-torsion (ou flexion-torsion), traction bi-axiale pour des chargements en phase et déphasés [Gough et Pollard, 1935 ; Simbürger, 1975; Mielke, 1980 ; Froustey et Lasserre, 1989].

Parmi les différentes approches, on peut citer celles basées sur les invariants de tenseurs, celles basées sur l'utilisation de plan critique, les approches mésoscopiques et les approches énergétiques.

1.2.1. les approches type « invariants »

Ces approches ont été construites de manière empirique pour tenir compte des effets de l'amplitude de contraintes et de la valeur moyenne. Elles s'appuient sur des invariants de tenseurs des contraintes. On peut citer par exemple le critère de Crossland [Crossland, 1959] défini par :

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max} < \beta \quad \text{II-4}$$

avec: α et β deux paramètres matériaux associés aux limites d'endurance en fatigue déterminés généralement en utilisant un essai de traction-compression et un essai de torsion alternée pour déterminer respectivement σ_{-1} et τ_{-1} . Dans le cas du critère de Crossland, on obtient :

$$\alpha = 3 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \sqrt{3} \quad \text{II-5}$$

$$\beta = \tau_{-1}$$

A partir de cette formulation il est alors possible d'établir le domaine d'endurance au

travers d'un diagramme $\sqrt{J_{2,a}} - \sigma_{H,max}$ (Figure II-4).

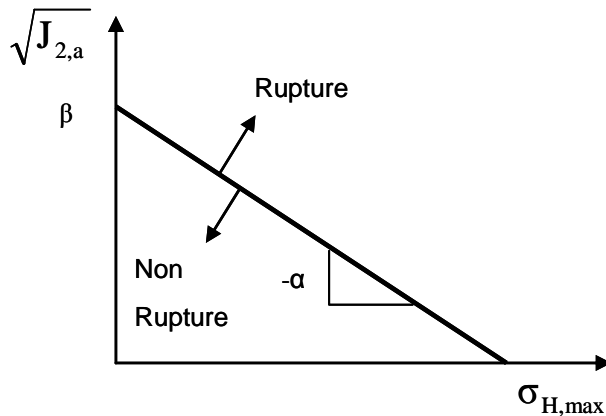


Figure II-4 : Diagramme représentant les domaines de rupture et non-rupture d'après le critère de Crossland

1.2.2. les approches type « plan critique »

Ces approches se basent sur la recherche d'un plan, dit plan critique, sur lequel le critère ou une partie de ce critère, est maximisé. Tout comme les approches de type « invariants », ces approches sont principalement construites à partir de considérations empiriques. Néanmoins, la base physique sur laquelle s'appuient ces critères est plus forte car à travers la notion de plan critique, on trouve la notion de plan de glissement préférentiel. Le plan critique sur lequel est calculé le critère de fatigue multiaxiale est souvent associé au plan sur lequel la fissure est supposée apparaître (plan de glissement préférentiel sur lequel apparaissent les bandes persistantes de glissement). Parmi ces approches, on peut citer le critère de Matake, Findley, Dang Van etc...

1.2.3. les approches mésoscopiques

Parmi les approches de type "plan critique", on peut distinguer l'approche mésoscopique de Dang Van [Dang Van, 1973] qui sera reprise ensuite par Papadopoulos [Papadopoulos, 1987].

Dang Van cherche dans ses travaux à développer un critère de non amorçage de fissures à partir des considérations physiques évoquées dans 1.1, notamment en analysant l'état de contraintes à l'échelle du grain. Cet état de contraintes (mésoscopique) n'étant pas directement accessible, il faut le calculer à partir de l'état de contraintes macroscopique connu. Ensuite, il faut écrire la condition de non amorçage.

Il faut donc :

- réaliser le passage entre contraintes microscopiques et contraintes macroscopiques,
- et postuler une condition de non amorçage.

Dang Van s'appuie sur les travaux de Mandel et Lin-Taylor pour faire le passage entre les contraintes microscopiques et macroscopiques. Ensuite, il postule une condition de non amorçage. En considérant que tant qu'il y a adaptation il n'y a pas d'amorçage de fissures, on peut considérer qu'il n'y a pas d'amorçage tant que qu'il n'y a pas de plastification. Le critère pourrait donc simplement s'écrire tel un critère de plasticité en cisaillement à l'échelle du grain. Mais dans la pratique, nous savons que la partie hydrostatique joue un rôle important sur la tenue à la fatigue (ouverture de fissure). Dang Van suppose dans un premier temps qu'un seul système de glissement est activé pour chacun des grains et que les grains obéissent à un critère de plasticité découlant de la loi de Schmidt. Il postule ensuite une relation linéaire entre cisaillement et pression hydrostatique à l'échelle microscopique et arrive finalement à la relation suivante :

$$\max_n \left[\max_{t \in T} \left[\tau(t, \vec{n}) + \alpha \cdot \sigma_H(t) \right] \right] < \beta \quad \text{II-6}$$

Il s'agit donc de trouver le plan défini par la normale \vec{n} sur lequel la quantité $\max_{t \in T} \left[\tau(t, \vec{n}) + \alpha \cdot \sigma_H(t) \right]$ est maximale.

Une des hypothèses de cette approche est importante pour la suite de notre étude. Dang Van considère que le volume sollicité considéré est suffisamment grand pour qu'il existe au moins un cristal (ou un grain) dont le système de glissement préférentiel (défini par un plan et une direction) corresponde au plan sur lequel la contrainte de cisaillement macroscopique est maximale.

Dans la continuité de ces travaux, Papadopoulos propose de considérer un écrouissage isotrope et cinématique concernant la plasticité cristalline. De plus en considérant un volume moyen, Papadopoulos suggère qu'il est possible de considérer non plus une distribution aléatoire de cristaux gouvernés par un critère de plasticité de Schmidt mais plutôt une distribution de cristaux "moyens" vérifiant un critère de plasticité de type Von Mises. Il en arrive à la conclusion que la déformation plastique cumulée, à l'origine des bandes de glissement persistantes, est proportionnelle à l'amplitude de cisaillement résolu τ_a .

Plus tard, Papadopoulos propose dans [Papadopoulos, 1995] d'introduire la quantité $\sqrt{\langle T_a \rangle^2}$ pour tenir compte de tous les plans de glissement présents dans le volume élémentaire considéré :

$$\sqrt{\langle T_a \rangle^2} = \sqrt{\frac{5}{8\pi^2}} \sqrt{\int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{\pi} \int_{\chi=0}^{2\pi} \tau_a^2(\varphi, \theta, \chi) d\chi \sin \theta d\theta d\varphi} \quad \text{II-7}$$

Papadopoulos arrive finalement à l'expression suivante :

$$\sqrt{\langle T_a \rangle^2} + \alpha \cdot \sigma_{H, \max} < \beta \quad \text{II-8}$$

L'ensemble des calculs réalisés dans le cadre des approches de Dang Van et Papadopoulos est présenté de manière très détaillée dans [Papadopoulos, 1987].

L'intérêt de la proposition de Papadopoulos réside dans une meilleure prise en compte des chargements déphasés. Les approches mésoscopiques de Dang Van et Papadopoulos présentent l'avantage d'être construites sur une base physique forte (contrainte mésoscopique, plasticité cristalline). Néanmoins elles sont également construites à partir d'hypothèses fortes. Notamment le volume élémentaire représentatif doit être suffisamment grand pour que le matériau puisse être considéré comme homogène [Papadopoulos, 1987, 1994, 1995]. Et dans le cas des travaux de Dang Van, le volume sollicité doit être suffisamment grand pour qu'il y ait correspondance entre le plan sur lequel la contrainte de cisaillement macroscopique est maximale et un plan préférentiel de glissement du cristal. On reviendra sur ce point dans le paragraphe 1.3.2 ainsi que sur le problème que cela pose dans le cas du fretting dans le paragraphe 2.3.

1.2.4. les approches énergétiques

Froustey et al. dans [Froustey, 1989] propose une approche énergétique. Cette approche est très proche des approches invariants puisque on utilise des énergies calculées sur la base des invariants des tenseurs. Morel et al. dans [Morel, 2001] montre qu'il existe un lien entre les approches énergétiques et l'approche mésoscopique de Papadopoulos.

1.2.5. conclusion

Dans [Papadopoulos, 1994, 1995 ; Weber, 1999], une large étude comparative est menée pour évaluer la performance de nombreux critères de fatigue multiaxiale. On peut dire que les plus performants d'entre eux permettent des prédictions fiables (+/-

10%) de la résistance à la fatigue dans le cas de chargements multiaxiaux en phase et déphasés sur éprouvettes lisses.

Ces critères requièrent en général deux essais pour identifier les constantes introduites dans les formulations. Ces paramètres sont généralement identifiés à partir d'un essai de traction-compression ($R=-1$) et d'un essai de torsion alternée ($R=-1$). Bien que ces critères aient été développés dans la cadre de l'endurance illimitée (peu de déformations plastiques, accommodation élastique), Papadopoulos dans [Papadopoulos, 2001] montre que ces critères peuvent être étendus au domaine de l'endurance limitée.

Le principal problème de ces approches réside dans leur application aux éprouvettes entaillées et plus généralement aux systèmes avec gradients de contrainte. Or, notre problématique doit répondre au problème du gradient de contrainte qui est sévère en fretting [Nowell, 2003 ; Nowell, 2006 ; Navarro, 2008].

La partie suivante présente les approches développées pour traiter les problèmes avec gradients de contrainte.

1.3. Effet de taille et effet du gradient de contrainte

1.3.1. Généralités

Les effets de taille et de gradient de contrainte réfèrent à l'insuffisance d'un état de contraintes pour décrire des faits expérimentaux. Dans le cadre de la fatigue des matériaux métalliques, l'effet de taille et l'effet de gradient ne peuvent pas être décrit par les approches classiques de fatigue multiaxiale.

L'effet de taille désigne la baisse de la résistance à la fatigue d'un matériau avec l'augmentation de la taille des éprouvettes. Ce phénomène s'explique d'un point de vue statistique par l'augmentation de la probabilité de présence d'un « défaut », c'est-à-dire d'un grain défavorablement orienté, d'une lacune ou d'une particule quelconque, dans une pièce de dimension supérieure [Brand, 1980 ; Makonnen, 2001].

L'effet d'entaille ou effet de gradient de contrainte désigne l'augmentation de la résistance à la fatigue avec l'augmentation de la sévérité de l'entaille, c'est-à-dire du gradient de contrainte [Neuber, 1958 ; Waryoba, 1994 ; Papadopoulos, 1996 ; Fouvry, 1996 ; Schwob, 2007 ; Morel, 2009]. En d'autres termes, pour un même état de contraintes en fond d'entaille, l'éprouvette ayant le facteur de concentration de contraintes K_t le plus élevé aura la plus grande durée de vie.

Dans [Papadopoulos, 1996], il est montré que l'effet de gradient est prépondérant par rapport à l'effet de taille ce qui explique qu'on s'attache davantage à la prise en compte de cet effet plutôt qu'à celui de l'effet de taille. De plus, dans le cadre de cette étude, les volumes sollicités sont du même ordre de grandeur d'une application à une autre.

1.3.2. Limitations des approches multiaxiales

D'une manière générale, ces deux effets s'expliquent par la nature polycristalline des matériaux métalliques dont on ne tient habituellement pas compte pour le calcul de l'état de contraintes. En effet, le calcul de l'état de contraintes d'un matériau repose sur une hypothèse d'homogénéité du matériau. Or ces hypothèses ne correspondent pas à la nature polycristalline des matériaux métalliques. Les approches de Dang Van et Papadopoulos abordent cette problématique puisqu'elles s'appuient sur l'hypothèse que le volume sollicité est suffisamment grand pour que l'état de contraintes macroscopique soit représentatif de l'état de contraintes mésoscopique. Dang Van et Papadopoulos font l'hypothèse que le volume sollicité est suffisamment grand pour tous les systèmes de glissement soient présent dans le volume élémentaire V [Papadopoulos, 1987]. Dans le cas d'un état de contraintes macroscopique uniforme (cas d'étude classique des critères de fatigue multiaxiale), cette hypothèse basée sur la taille du volume sollicitée s'explique, mais dans le cas de gradient de contrainte, il faudrait la compléter en ajoutant une hypothèse sur le gradient de contrainte maximal admissible garantissant que la contrainte macroscopique soit en moyenne représentative de la contrainte mésoscopique.

Dans certains cas, l'effet d'entaille en fatigue peut également s'expliquer par une plastification en fond d'entaille. Généralement, les approches de dimensionnement s'appuient sur une description élastique du comportement du matériau. Ceci entraîne une surestimation de l'état de contrainte en fond d'entaille.

Par la suite, on s'attachera uniquement à l'étude de l'effet de gradient.

1.3.3. Origines physiques de l'effet du gradient des contraintes

L'effet du gradient des contraintes est aussi appelé effet d'entaille. Néanmoins, parler de gradient est plus approprié car on peut observer des gradients de contraintes sans nécessairement qu'il y ait d'entaille (cas de la flexion ou problème de contact).

Papadopoulos et Panoskaltis dans [Papadopoulos, 1996] présentent des résultats de Massonnet, Moore et Pogoretskii de flexion rotative sur différents aciers. Ces résultats montrent que la limite d'endurance mesurée décroît avec l'augmentation du diamètre de l'éprouvette. Or, le gradient de contrainte est directement lié au diamètre de l'éprouvette :

$$\|\nabla\sigma_{H,\max}\| = \frac{\sigma_a}{3R} \quad \text{II-9}$$

On observe le même phénomène dans le cas d'éprouvettes entaillées : plus l'entaille est sévère, plus le gradient de contrainte est élevé, plus la tenue à la fatigue est élevée lorsque l'on compare la contrainte locale en fond d'entaille [Neuber, 1958; Miller, 1993; Waryoba, 1994; Papadopoulos, 1996; Eichlseder, 2002; Makonnen, 2003].

Plusieurs explications sont avancées pour expliquer ce phénomène. Globalement, on distingue trois groupes :

- Neuber [Neuber, 1958] avance l'hypothèse d'un écart entre la contrainte calculée en fond d'entaille et la contrainte réellement supportée par la matière à cause d'une plastification en fond d'entaille. Bertolino montre qu'on peut observer un écart entre dans la contrainte macroscopique et la contrainte mésoscopique en présence de gradient de contrainte dans [Bertolino, 2007] même dans si l'état de contrainte macroscopique est élastique.
- Miller [Miller, 1993] introduit le concept de barrières microstructurales qui retarderait l'amorçage d'une macro-fissure et donc la rupture. Cette hypothèse est reprise dans les travaux de Vallellano et al. [Vallellano, 1999] pour calculer les seuils de non propagation de fissures dans des éprouvettes entaillées.
- Waryoba [Waryoba and Mshana, 1994] suggère que l'écart entre le nombre de cycles à rupture observé sur des éprouvettes de Kt différents mais soumises à la même contrainte en fond d'entaille s'explique par des vitesses de propagation de fissures différentes induites par les différentes distributions de contraintes.

On détaille dans la suite ces hypothèses.

1.3.3.1. Ecart entre la contrainte macroscopique et la contrainte mesoscopique

Neuber dans [Neuber, 1958] suggère que l'état des contraintes calculé en fond d'entaille sous les hypothèses de la mécanique des milieux continus est sur-estimé par rapport à celui que subit réellement le matériau. Neuber propose donc de calculer un état de contraintes moyen sur une zone caractéristique du matériau. Cette idée est à l'origine des approches de type "distance critique" et sera ensuite reprise par Peterson [Peterson, 1959] qui propose de considérer une valeur locale de contraintes à une certaine distance de l'entaille [Susmel, 2007]. Neuber et Peterson pense donc que l'effet de gradient se situe principalement sur la phase d'amorçage de fissures.

Bertolino et al. dans [Bertolino, 2007] compare deux modèles : un modèle éléments finis d'une structure poly cristalline et un modèle considérant un matériau homogène. Dans les deux cas, il applique un gradient de contrainte et calcule le critère de Dang Van en considérant soit l'état de contrainte macroscopique, soit l'état de contrainte mésoscopique calculée à partir du modèle poly cristallin. Il montre ainsi que l'introduction d'un gradient de contrainte couplé à un modèle homogène produit une sur-estimation de la sollicitation comparé à un modèle poly cristallin. De plus, il montre que plus le gradient est élevé, et plus l'écart entre le modèle homogène et poly cristallin augmente (Figure II-5). Ces résultats confirment l'hypothèse de Neuber supposant que l'état de contraintes imposé en fond d'entaille est moins élevé que celui calculé à partir d'une hypothèse d'élasticité associée à une description homogène du matériau

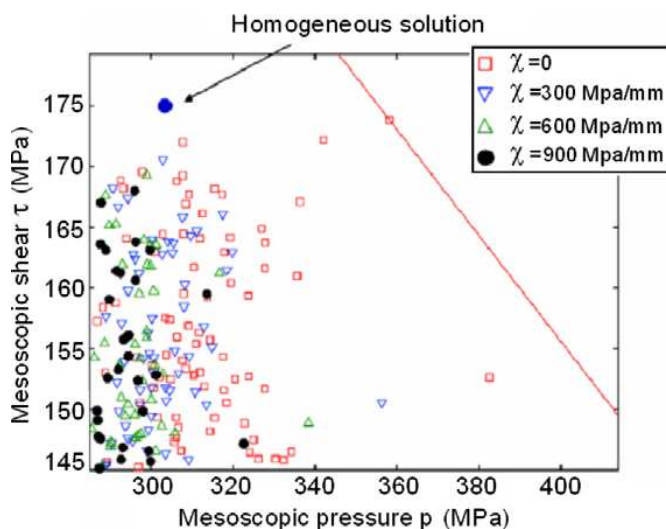


Figure II-5 : Illustration de l'effet du gradient des contraintes sur la distribution de l'état de contrainte mésoscopique [Bertolino, 2007]

1.3.3.2. Barrières microstructurales

Miller dans [Miller, 1993] propose comme explication l'hypothèse des barrières microstructurales (joint de grains, précipités etc...) que franchit la fissure au cours de sa croissance (Figure II-6). Ainsi pour qu'une fissure significative apparaisse, il faut que l'état de contrainte soit suffisamment élevé pour que les fissures puissent franchir ces barrières microstructurales. L'effet des barrières microstructurales en fatigue multiaxiale a également été mis en évidence par Morel et al. dans [Morel, 2008].

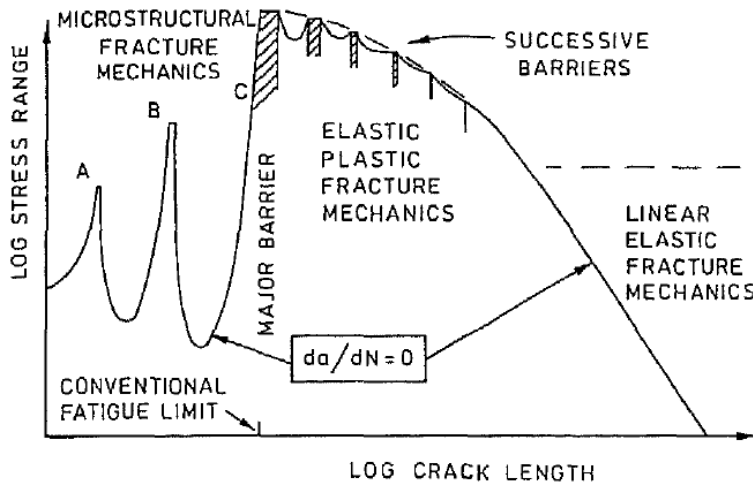


Figure II-6 : Illustration de la limite de fatigue des matériaux polycristallins en termes de non propagation de fissures [Miller, 1993]

1.3.3.3. Variation de vitesses de propagation de fissures

Waryoba et al. [Waryoba and Mshana, 1994] proposent une autre hypothèse en s'appuyant sur des calculs de mécanique de la rupture. Ils suggèrent que l'effet d'entaille observé à la rupture s'explique par la variation de durée de la phase de propagation de fissure qu'engendre la distribution de contrainte dans l'éprouvette. Ils réalisent une série de calculs de propagation de fissures basés sur la mécanique linéaire de la rupture sur différentes géométries d'éprouvettes et montrent qu'on observe le même effet : une entaille sévère (K_t élevé) engendre une propagation plus lente et une rupture plus tardive. Tout comme Brand et al. [Brand, 1980], Waryabo et al. utilisent la grandeur suivante pour quantifier l'effet de gradient de contrainte (Figure II-7) :

$$q = \frac{1}{\sigma_N} \left(\frac{d\sigma}{dx} \right)_{x=0} \quad \text{II-10}$$

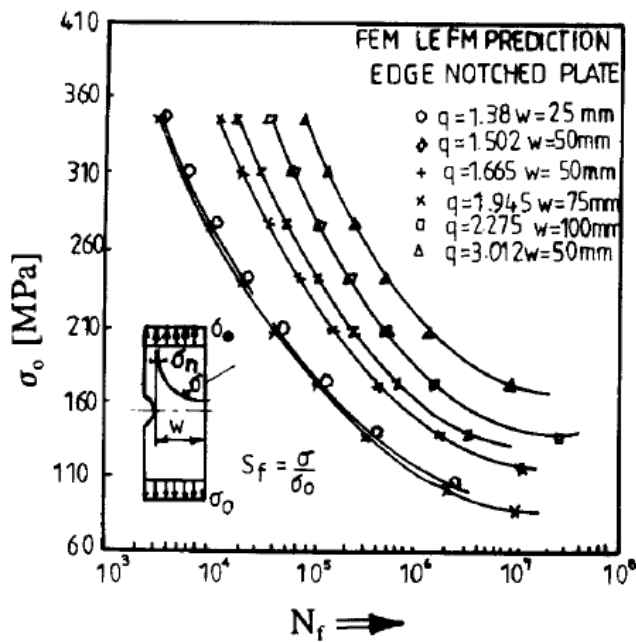


Figure II-7 : Illustration de l'impact des entailles sur la propagation de fissures [Waryoba, 1994].

1.3.3.4.Synthèse

Il paraît néanmoins raisonnable de penser que la « solution au problème » soit un mélange des trois hypothèses. Il apparaît clairement que la notion de volume élémentaire représentatif n'est plus valable en présence d'un gradient de contrainte. D'où un effet de gradient de contrainte introduit par une valeur ponctuelle de contrainte non représentative mais utilisée pour calculer les conditions d'amorçage [Bertolino, 2007].

Il semble aussi que la phase de propagation joue un rôle dans l'effet d'entaille. En effet, des fissures peuvent s'initier sans pour autant propager jusqu'à rupture [Palin-Luc, 1998]. Il s'agit donc bien là aussi d'un problème de propagation. De plus, la part de la phase de propagation de fissures sur la durée de vie augmente avec la diminution de la durée de vie. L'effet du champ de contrainte engendré par une entaille, modifiant les vitesses de propagation de fissures, aura donc un rôle plus important en endurance limité qu'en endurance illimité.

1.3.4. Prise en compte de l'effet du gradient des contraintes dans le dimensionnement en fatigue des structures

Les premières approches traitant l'effet du gradient de contrainte concernaient les éprouvettes entaillées sous chargements uniaxiaux. Deux paramètres sont utilisés : K_t , le facteur de concentration de contrainte et K_f , le facteur effectif de concentration de contrainte. Le ratio $q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$ est utilisé par plusieurs auteurs. Puisque K_t peut

facilement être obtenu soit par des méthodes expérimentales ou numériquement, il reste à déterminer q . Neuber propose une formulation pour q dépendant du rayon en fond d'entaille. Ces approches restent très empiriques et traitent de cas particuliers.

De nouvelles approches plus générales ont été proposées, basées uniquement sur l'analyse de l'évolution temporelle et spatiale des distributions des contraintes à la place de données de type géométrique. Ces approches prennent souvent comme point d'appui les approches de fatigue multiaxiale développées pour les éprouvettes lisses. On peut classer ces approches de la manière suivante :

- approche type distance critique : introduction d'une distance permettant de considérer soit une contrainte ponctuelle mais délocalisée, soit une contrainte moyenne calculée sur une forme géométrique définie par une longueur caractéristique (ligne, surface, volume),
- notion de volume endommagé : utilisation d'une contrainte équivalente moyenne calculée sur un volume défini par une contrainte seuil,
- pondération d'un critère de fatigue multiaxiale : introduction d'une fonction de pondération par une valeur de gradient de contrainte d'un critère de fatigue multiaxial,
- couplage entre critère mesoscopique et un critère macroscopique : calcul d'une contrainte équivalente moyenne à partir d'un critère locale sur un volume défini par un second critère introduisant la notion de gradient de contrainte.

On détaille à présent chacune de ces approches.

1.3.4.1. notion de distance critique

La théorie des distances critiques est une autre approche pour la prise en compte des entailles en fatigue. Cette théorie est soutenue actuellement par Susmel [Susmel, 2008] et Taylor [Taylor, 2008]. Cette théorie s'inspire des travaux de Neuber [Neuber, 1958] et Peterson [Peterson, 1959]. Neuber avait déjà suggéré que la prise en compte des

contraintes en fond d'entaille n'était pas adaptée au dimensionnement en fatigue et qu'il serait plus pertinent de calculer des valeurs moyennes calculées sur des volumes finis. Cette approche présente différentes variantes dans lesquelles on considère soit un état de contrainte ponctuel à une certaine distance du point le plus sollicité, soit l'état de contrainte moyen calculé le long d'une distance critique, soit sur une surface (car les problèmes sont souvent plan). Ces approches ont été appliquées à des problèmes de fatigue sur éprouvettes entaillées [Susmel, 2008 ; Taylor, 2008] et à des problèmes de fretting également [Fouvry, 1996 ; 1998 ; 2000 ; Araujo, 2001 ; Araujo, 2007 ; Araujo, 2008]. La Figure II-8 illustre l'application de la méthode type point dans le cas d'éprouvettes entaillées [Susmel, 2008]. On note que cette approche « distance critique » permet de calculer les conditions de rupture d'éprouvettes entaillées dans une fourchette d'erreur tout de même assez large de 30% pour 3 types d'entailles différentes.

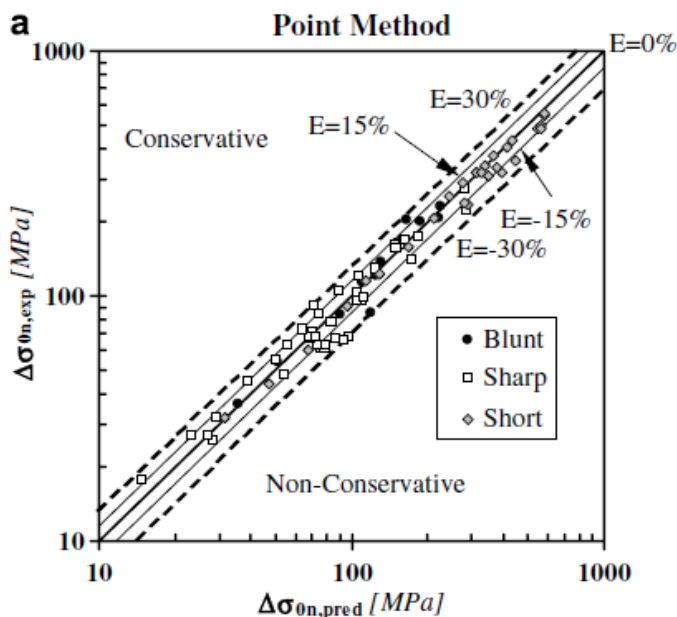


Figure II-8 : Application de la méthode des « distances critiques » pour des éprouvettes entaillées [Susmel, 2008]

1.3.4.2. notion de volume endommagé

Palin Luc et al. dans [Palin-Luc, 1998] proposent une nouvelle approche basée sur un volume élémentaire. Ils montrent que des fissures apparaissent sur des éprouvettes testées en fatigue à des niveaux de contraintes inférieurs à la limite d'endurance σ_D du

matériau. La limite d'endurance classique n'est pas un seuil de non amorçage mais plutôt un seuil de non propagation de fissures. Il existe donc un seuil plus bas de non amorçage de fissures. Ce seuil est identifié en réalisant des essais de fatigue composés de blocs haut et bas. Ainsi, un seuil bas est identifié pour lequel la limite d'endurance n'est pas affectée. Ce nouveau seuil bas de contraintes σ^* est considéré comme étant le seuil de non amorçage (Figure II-9).

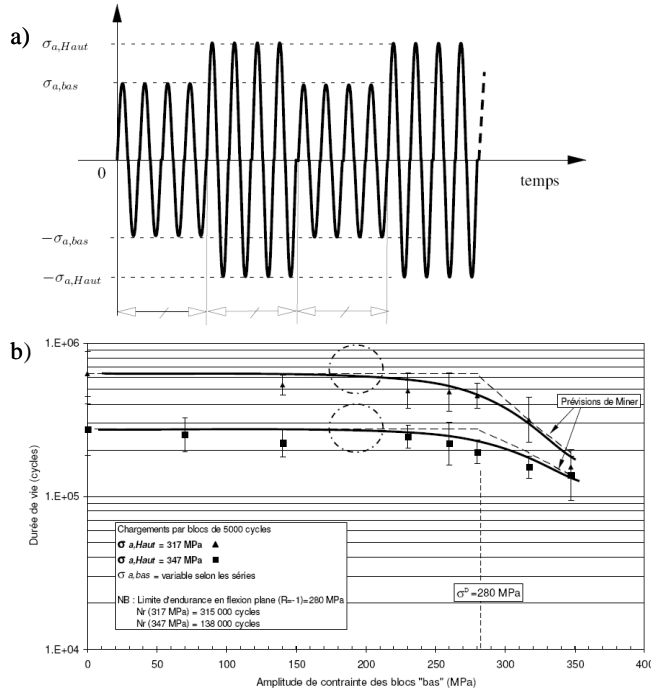


Figure II-9 : a) Alternance de blocs haut et bas, b) Identification d'un seuil pour le bloc bas [Palin-Luc, 2004]

Morel et Palin Luc dans [Morel and Palin-Luc, 2002] proposent donc de calculer la valeur moyenne d'un critère de fatigue multiaxiale sur le volume pour lequel le niveau de contrainte est supérieur à σ^* . La proposition est définie par :

$$T_a^* + \alpha \cdot \sigma_{H,max}^* < \beta \tag{II-11}$$

avec :

$$T_a^* = \frac{1}{V} \iiint_V T_a \cdot dV \tag{II-12}$$

et

$$\sigma_H^* = \frac{1}{V} \iiint_V \sigma_H \cdot dV \tag{II-13}$$

et

$$V = \{M, \sigma(M) > \sigma^*\} \quad \text{II-14}$$

Le volume V représente donc le volume dans lequel des fissures peuvent initier. L'approche consiste donc à dire que le niveau moyen des contraintes dans ce volume doit être inférieur à un seuil de contraintes. Morel et Palin Luc applique ce modèle avec succès à plusieurs aciers soumis à des chargements combinés (flexion plane, flexion plane et torsion, flexion rotative et torsion). Néanmoins, ce modèle n'a jamais été validé sur des éprouvettes entaillées et son champ d'application est limité aux gradients faibles (flexion). De plus, Schwob et al. dans [Schwob, 2007] montrent que le critère ne peut pas s'appliquer à des éprouvettes plates trouées.

1.3.4.3. critère de fatigue multiaxiale pondéré par un gradient de contrainte

Papadopoulos et Panoskaltis dans [Papadopoulos, 1996] abordent le cas de la flexion. L'expérience montre que la résistance à la fatigue d'une éprouvette en flexion dépend de son diamètre. Partant du constat que le gradient de contrainte est directement lié au diamètre de l'éprouvette (Figure II-10), Papadopoulos et Panoskaltis proposent d'intégrer dans le critère de Crossland une fonction de poids intégrant le gradient de la pression hydrostatique :

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max} \times \left(1 - k \left\langle \frac{\|\nabla \sigma_{H,\max}(M_C)\|}{\sigma_{H,\max}(M_C)} \right\rangle^n \right) < \beta \quad \text{II-15}$$

avec M_C le point où le Crossland est maximum.

$\|\nabla \sigma_{H,\max}(M_C)\|$ est défini par:

$$\|\nabla \sigma_{H,\max}(M_C)\| = \sqrt{\left(\frac{\partial \sigma_{H,\max}(M_C)}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{H,\max}(M_C)}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{H,\max}(M_C)}{\partial z}\right)^2} \quad \text{II-16}$$

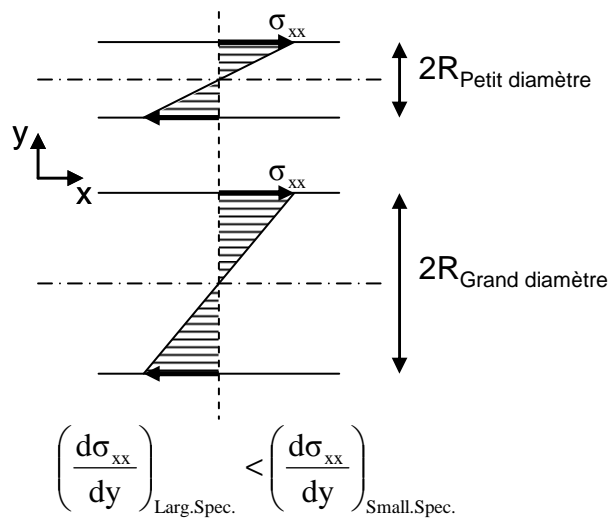


Figure II-10 : Relation entre le gradient de contrainte et le diamètre de l'éprouvette en flexion.

Cette approche permet de décrire correctement l'évolution de la limite d'endurance en flexion pour différents aciers (Figure II-11). Il faut noter que cette approche est basée sur des valeurs de contraintes et de gradients de contrainte ponctuelles. Nous verrons plus loin que ce point est important dans le cas du fretting.

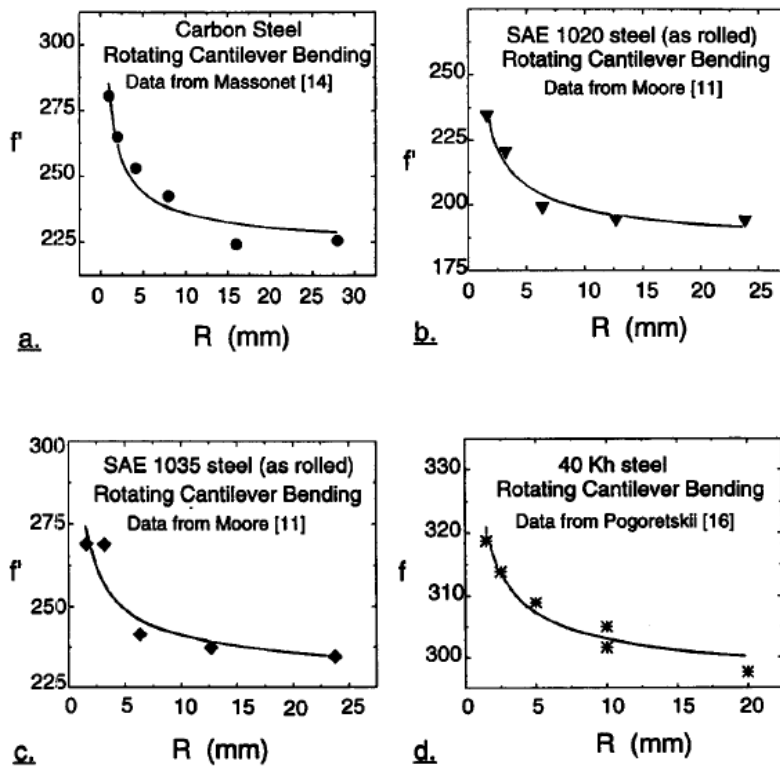


Figure II-11 : Application de la proposition de Papadopoulos et Panoskaltsis dans [Papadopoulos, 1996] pour la flexion.

L'approche de Papadopoulos et Panosklatsis a été reprise par Billaudeau [Billaudeau, 2002], par Nadot et al. dans [Nadot, 2006] et par Morel et al. dans [Morel, 2009] pour la prise en compte des défauts pour le dimensionnement en fatigue des pièces moulées. Les travaux de Billaudeau montrent que la taille du défaut n'est pas le seul critère pertinent et que le gradient de la partie déviatorique du tenseur des contraintes a peu d'influence sur la tenue en fatigue devant le gradient de la partie sphérique du tenseur des contraintes. Cette fois, les auteurs n'utilisent plus la valeur ponctuelle du gradient de la pression hydrostatique au point le plus sollicité. Les auteurs utilisent une distance caractéristique pour calculer la valeur moyenne du gradient le long d'une ligne. Ils couplent donc l'utilisation d'une fonction de poids et d'une distance critique. Les calculs prennent en compte la plastification autour du défaut. Le modèle est validé sur des éprouvettes dans lesquelles sont usinées des micro-défauts de formes différentes. Les éprouvettes sont testées en traction et torsion. La prise en compte d'un gradient moyen au lieu d'un gradient ponctuel permet une très bonne corrélation entre calculs et expériences (Figure II-12).

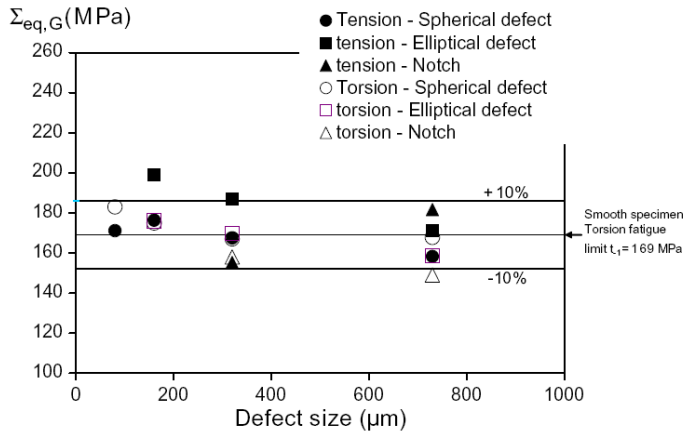


Figure II-12 : Application d’une approche intégrant le gradient de contrainte pour la prise en compte des défauts dans les pièces moulées [Morel, 2009].

1.3.4.4. couplage critère macroscopique et mesoscopique

Schwob et al. dans [Schwob, 2007] proposent de coupler l’utilisation d’un critère de fatigue multiaxiale à un critère « macroscopique » utilisé pour définir une zone d’influence dans laquelle la moyenne du critère est calculée. La proposition s’appuie donc sur la moyenne d’un critère de fatigue multiaxiale, celui de Papadopoulos :

$$\frac{1}{V} \iiint_V \sqrt{\langle T_a \rangle^2} + \alpha \cdot \sigma_{H,max} \cdot dV = \beta \quad \text{II-17}$$

Calculé sur un volume V défini par :

$$V = \left\{ M, T_a(M) \frac{\|\nabla T_a\|(M)}{\|\nabla T_a\|(M_C)} > G \right\} \quad \text{II-18}$$

avec G un paramètre matériau homogène à une contrainte et M_C le point où le critère de Papadopoulos est maximal.

Schwob et al. arrivent ainsi à décrire l’effet du gradient de contrainte observé sur des éprouvettes plates trouées en aluminium pour différents ratio de forme.

L’intérêt de cette approche réside dans la définition claire du volume sur lequel on calcule la moyenne du critère de fatigue multiaxiale. En effet un des problèmes des approches « distance critique » classiques [Susmel, 2008 ; Taylor, 2008] est que, dans le cadre d’applications complexes, la notion de « distance critique » est ambiguë. La définition de la distance critique est souvent dépendante de la géométrie à laquelle on l’applique et nécessite souvent des hypothèses supplémentaires aux hypothèses de base

introduites. Dans [Morel et Palin-Luc, 2002], la proposition des auteurs permet aussi de palier à ces problèmes puisque qu'une définition claire du volume est proposée. Néanmoins, nous verrons que l'application de ces approches au problème du fretting pose aussi quelques problèmes.

2. Fretting et fretting fatigue

On introduit dans cette partie la description des mécanismes d'endommagement en fretting. On détaille particulièrement la problématique du glissement partiel et de l'amorçage de fissures car il s'agit du phénomène qui nous intéresse dans la suite de ce document. L'ensemble des équations nécessaires pour calculer l'état de contraintes en glissement partiel dans une configuration cylindre plan sont données. On présente les résultats obtenus concernant l'amorçage de fissures en fretting en détaillant la problématique du gradient de contrainte pour cette application.

2.1. Problématiques liée au fretting

On attribue la première mise en évidence du phénomène de fretting à Eden et al. [Eden, 1911] qui observent la présence de débris entre une éprouvette de fatigue et les mors de la machine. Plus tard, McDowell et al. travaillent sur l'effet de fretting sur la tenue en fatigue des matériaux métalliques et montrent qu'un contact oscillant sur une éprouvette de fatigue peut amener à une rupture prématurée [McDowell, 1953].

Le fretting est un processus endommageant lié aux oscillations entre deux pièces en contact [Waterhouse, 1981]. Ces oscillations peuvent être dues à des vibrations ou bien à des déformations d'une des deux pièces en contact soumises à un chargement extérieur cyclique. Les phénomènes de fretting sont souvent négligés dans la phase de dimensionnement des structures pour plusieurs raisons :

- d'une part il est difficile à anticiper dans la phase de conception car il est souvent lié à des phénomènes vibratoires mal connus,
- et d'autre part son impact sur la tenue à la fatigue est difficile à caractériser car plusieurs phénomènes sont souvent mêlés (cumul de dommage lié à des spectres de chargements, transformations physico-chimiques à l'interface).

Pour contourner ces difficultés, une solution pratique pour palier au fretting consiste à trouver des interfaces ayant un faible coefficient de frottement μ limitant ainsi les efforts transmis d'une pièce à l'autre. Pour une même pression, le cisaillement à l'interface est plus faible ce qui limite la sollicitation du matériau. La limitation des efforts transmis entre deux pièces peut se faire soit avec une interface très peu frottante et avec une interface souple qui va accommoder les déformations sans les transmettre au massif. De plus, les revêtements doivent souvent avoir d'autres fonctions : protection contre la corrosion par exemple.

2.2. Caractérisation de l'endommagement

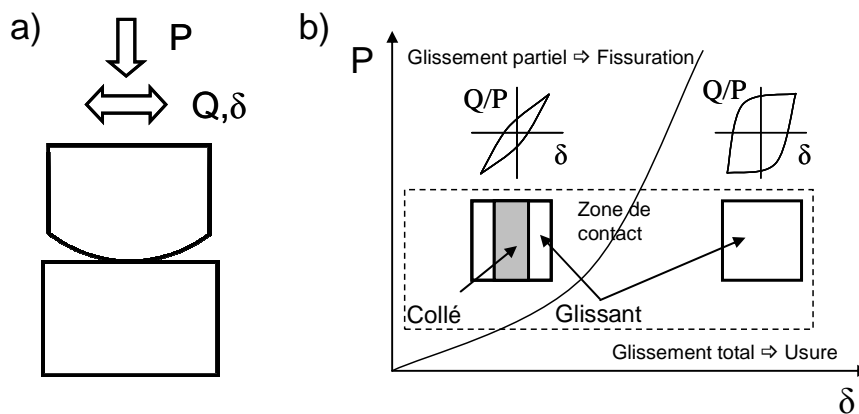


Figure II-13 : a) schéma d'un essai de fretting, b) définition des différents régimes de glissement selon une « fretting map »

Les mécanismes d'endommagement par fretting sont souvent étudiés par l'intermédiaire de configurations géométriques simples: cylindre/plan, sphère/plan, plan/plan. Dans cette étude, on utilise une configuration cylindre plan (Figure II-13).

Selon l'amplitude des oscillations δ entre les deux pièces, on distingue deux modes d'endommagements. Les deux modes d'endommagement sont chacun associés à un mode de glissement dans la zone de contact (Figure II-13). On distingue donc [Vingsbo, 1988 ; Vincent, 1992] :

- Le « fretting cracking » (parfois appelé « fretting fatigue ») correspond à l'apparition de fissures observées dans le cas de petits débattements. Dans ce cas le mode de glissement est appelé « glissement partiel ».

- Le « fretting wear » correspond à l'usure associée à la formation de débris observés dans le cas de grandes amplitudes δ . Dans ce cas, le mode de glissement est appelé « glissement total ».

Considérons un contact cylindre-plan soumis à des efforts macroscopiques P et Q tels qu'illustrés sur la Figure II-13. Dans le cas où $Q < \mu P$, le régime de glissement est appelé glissement partiel car l'aire de contact est scindée en une zone centrale collée et deux zones périphériques glissantes. Le mode d'endommagement observée dans ce régime de glissement est l'apparition de fissures (Figure II-14). Dans le cas où l'effort tangentiel Q atteint la valeur $\mu.P$, le régime de glissement est appelé glissement total. Toute l'aire de contact est glissante et il y a génération de débris et donc de l'usure (fretting wear). Il convient néanmoins de nuancer ces propos puisque les travaux de Madge et al. dans [Madge, 2007] et les travaux de Zhu et al. dans [Zhu, 2001] montrent que l'on peut observer des traces d'usure en glissement partiel et que cela peut impacter sur la distribution de pression dans le contact. Néanmoins, on considère souvent que l'usure est négligeable en glissement partiel [Navarro, 2008 ; Fouvry, 2000 ; 2002 ; Proudhon, 2006]. Dans ce document, on ne traitera pas de l'aspect usure en fretting, mais uniquement de la fissuration.

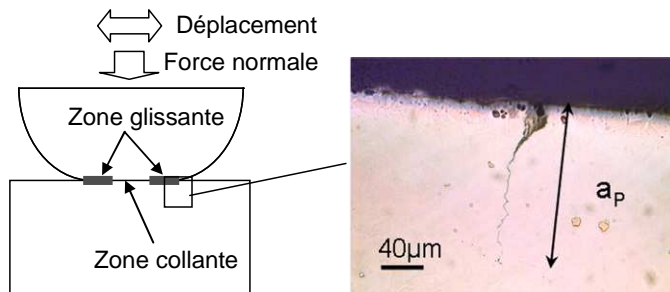


Figure II-14 : Mode d'endommagement en glissement partiel : amorçage de fissures dans un alliage base Nickel.

2.3. Définition de l'état de contrainte en glissement partiel

Le champ de contraintes induit sous la surface par un contact est complètement défini par les distributions de pression et de cisaillement p et q appliquées en surface. Le problème d'un contact cylindre plan soumis à un effort tangentiel oscillant Q

d'amplitude Q_0 défini par $Q=Q_0.\sin(\omega.t)$ (de fréquence f et de pulsation $\omega=2\pi f$) a été résolu par Mindlin [Mindlin, 1953] et Cattaneo [Cattaneo, 1938] qui ont calculé la distribution de cisaillement q en surface. Les distributions de surface p et q sont illustrées sur la Figure II-15 et sont définies par (avec c la demi largeur de la zone collée) :

$$p(x) = -p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad \text{II-19}$$

Le cisaillement maximal q_{\max} pour $Q=Q_0$ est donné par :

$$\frac{q_{\max}(x)}{\mu p_0} = \begin{cases} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} - \frac{c}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c}\right)^2} & \left|\frac{x}{c}\right| < 1 \\ -\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} & \text{sinon} \end{cases} \quad \text{II-20}$$

$$c = a \cdot \sqrt{1 - \frac{|Q_0|}{\mu \cdot P}} \quad \text{II-21}$$

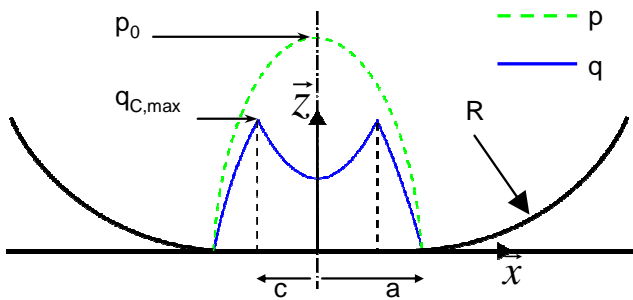


Figure II-15 : Distribution de la pression p et du cisaillement q à la surface d'un contact cylindre plan en glissement partiel

On peut également calculer l'évolution du cisaillement q au cours d'une demi-période de l'effort tangentiel Q ($0 < t < T/2$) (Figure II-16) [Hills, 1994]:

$$\frac{q(x)}{\mu p_0} = \begin{cases} -\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} & c' < |x| < a \\ -\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} + 2 \frac{c'}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c'}\right)^2} & c < |x| < c' \\ -\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} + 2 \frac{c'}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c'}\right)^2} - \frac{c}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c}\right)^2} & |x| < c \end{cases} \quad \text{II-22}$$

avec:

$$c' = a \sqrt{1 - \frac{Q_0 - Q'}{2\mu P}} \quad \text{II-23}$$

et

$$Q' = Q_0 \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad \text{II-24}$$

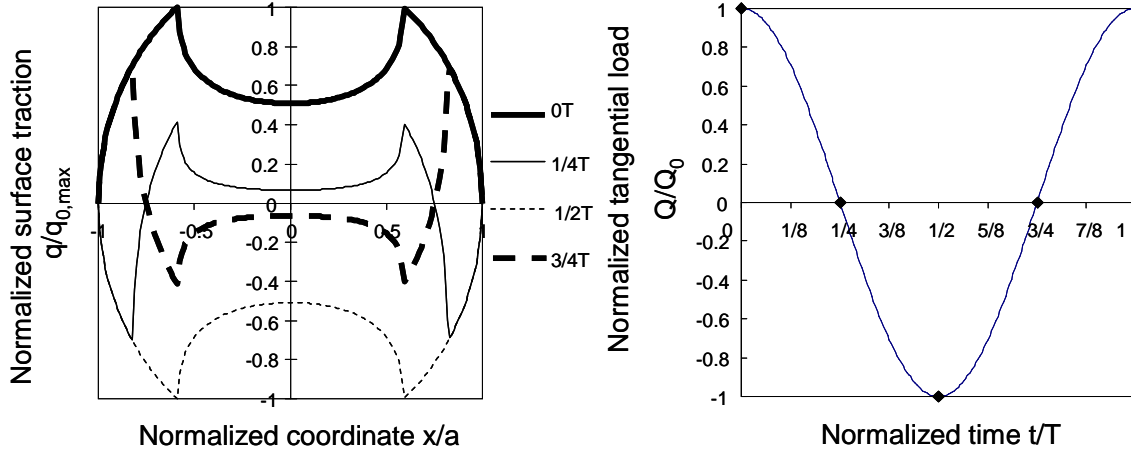


Figure II-16 : Evolution de la distribution de cisaillement q selon l’effort tangential périodique Q

Une fois que la pression et le cisaillement sont connus en surface, on peut calculer l’état de contraintes sous la surface [Johnson, 1985] par les relations suivantes :

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}(x, z) &= -\frac{2z}{\pi} \int_{-a}^a \frac{p(s)(x-s)^2 ds}{((x-s)^2 + z^2)^2} - \frac{2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{q(s)(x-s)^3 ds}{((x-s)^2 + z^2)^2} \\ \sigma_{zz}(x, z) &= -\frac{2z^3}{\pi} \int_{-a}^a \frac{p(s)ds}{((x-s)^2 + z^2)^2} - \frac{2z^2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{q(s)(x-s)ds}{((x-s)^2 + z^2)^2} \\ \sigma_{xz}(x, z) &= -\frac{2z^2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{p(s)(x-s)ds}{((x-s)^2 + z^2)^2} - \frac{2z}{\pi} \int_{-a}^a \frac{q(s)(x-s)^2 ds}{((x-s)^2 + z^2)^2} \end{aligned} \quad \text{II-25}$$

2.4. Etude de l’amorçage de fissures en glissement partiel

L’amorçage de fissures en fretting a été étudié par exemple dans [Fouvry, 1996 ; 2004 Proudhon, 2006]. La frontière d’amorçage de fissures est tracée classiquement dans un diagramme P-Q (effort normal – effort tangential). La tendance générale montre une assez faible dépendance du seuil d’amorçage à l’effort normal P. Il est cependant nécessaire d’appliquer un effort normal P suffisant pour transmettre l’effort tangential Q

permettant l'amorçage de fissures. Une fois l'effort normal P suffisant, l'effort tangentiel Q seuil varie relativement peu (Figure II-17).

Tout comme en fatigue multiaxiale, l'effet du gradient de contrainte a été abordé à travers des essais de fretting. Notamment, l'aspect conservatif des prédictions obtenues avec des critères classiques de fatigue multiaxiale est confirmé dans [Fouvry, 1996 ; 2000, 2004].

Dans [Fouvry, 2004], Fouvry et al. proposent de calculer une valeur moyenne du critère de Crossland pour tenir compte du gradient de contrainte. La moyenne du critère de Crossland est calculée sur un carré de taille supposé constante. La dimension caractéristique du carré, c'est-à-dire la longueur de son côté, est supposé être un paramètre matériau relié à la microstructure (taille d'un grain). Pour des raisons de simplicité des calculs, Fouvry et al. travaillent sur un volume de forme carré, centré sur la valeur maximale du critère ponctuel, qui se situe en bord de contact, $x=a$ (Figure II-17).

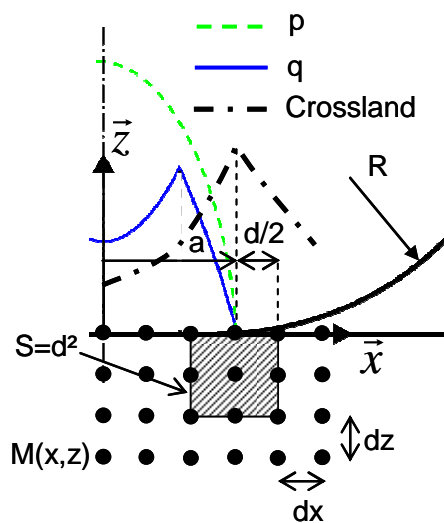


Figure II-17 : définition de la zone sur laquelle la moyenne du critère est calculée

Cette approche permet de décrire l'évolution du seuil d'amorçage pour une configuration de contact contrairement au critère classique de Crossland (Figure II-18). Fouvry et al. proposent une approche similaire à partir du critère de Dang Van dans [Fouvry, 1996 ; 1998 ; 2000].

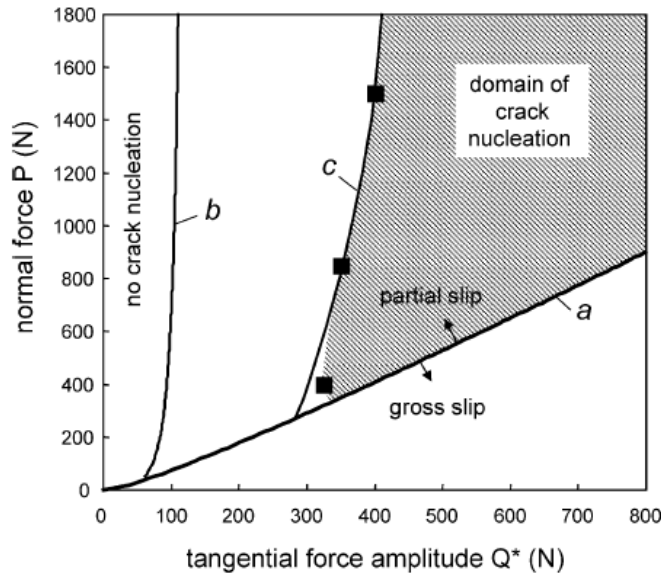


Figure II-18 : Comparaison entre le seuil d’amorçage expérimental, calculé avec le critère de Crossland (b) et calculé par l’approche intégrant le gradient (c) [Fouvry, 2004]

Dans [Proudhon, 2006], Proudhon et al. appliquent le critère de Smith-Watson-Topper (SWT) relié à une loi de Manson-Coffin pour décrire la frontière d’amorçage de fissures dans un diagramme P-Q. Le critère SWT est un critère de type plan critique. Le plan critique est celui maximisant le produit $\sigma_{\max} \cdot \varepsilon_a$, avec σ_{\max} la contrainte maximale au cours d’une période et normale au plan critique et ε_a l’amplitude de contrainte normale au plan critique. Le critère s’écrit donc :

$$\sigma_{\max} \cdot \varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N)^{2b'} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N)^{b'+c'} \quad \text{II-26}$$

avec σ'_f , b' , ε'_f et c' des coefficients correspondants aux modèles de Basquin et de Manson- utilisés pour décrire une courbe de Wöhler de la fatigue oligocyclique à l’endurance illimitée.

Là encore, les prédictions conservatives du critère de fatigue multiaxiale obligent les auteurs à utiliser une approche intégrant le gradient de contrainte. Une approche similaire à celle décrite dans [Fouvry, 1996, 2000 ; 2004] est adoptée. Mais, ils montrent que les résultats peuvent être améliorés en introduisant un volume variable fonction du gradient de contrainte pour le calcul de la moyenne du critère (Figure II-19). La moyenne du critère de SWT est calculée sur un carré dont le côté d est défini par :

$$k = \frac{d}{a-c}$$

avec k une constante et $a-c$ la largeur de la zone glissante.

L'introduction de la largeur de la zone glissante permet la prise en compte indirecte du gradient de contrainte car la largeur de la zone glissante reflète le gradient du cisaillement q en surface [Proudhon, 2006]. Néanmoins, la validité de cette approche n'est pas complètement démontrée car une seule configuration de contact est étudiée.

Cette approche est également uniquement applicable à un problème de contact.

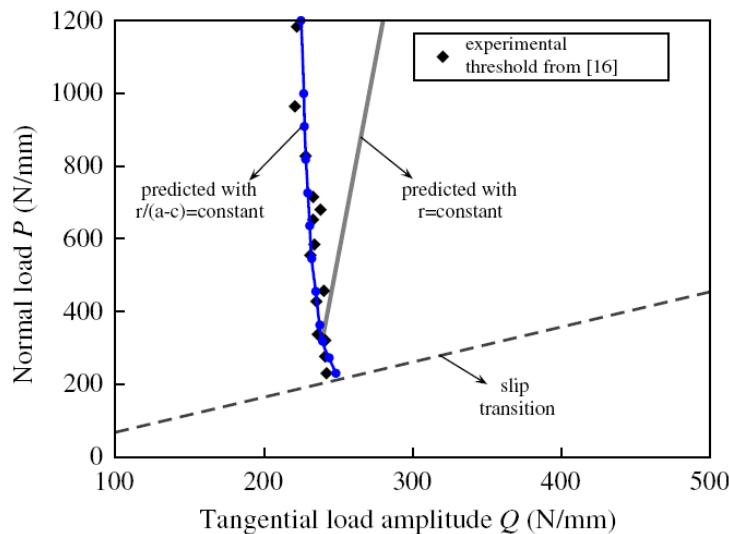


Figure II-19 : Prise en compte du gradient des contraintes en fretting par l'introduction du volume fonction de la taille de la zone glissante [Proudhon, 2006]

2.5. Endommagement par fretting-fatigue

2.5.1. Caractérisation de l'endommagement par fretting-fatigue

Les problèmes de fretting étant souvent liés à des problèmes de fatigue, les études se sont orientées peu à peu vers l'étude de l'endommagement d'éprouvettes soumises aux deux chargements.

On désigne par fretting fatigue le mode de sollicitation couplant du fretting tel que présenté dans la partie précédente et un chargement de fatigue appliquée à la structure (Figure II-20). Il convient de préciser que parfois le terme fretting-fatigue désigne également une sollicitation de fretting simple (Figure II-14) en glissement partiel dans lequel des fissures sont activées. De ce fait, il apparaît plus pertinent de dissocier l'endommagement de la condition de sollicitation. Pour caractériser l'endommagement,

on parlera de « fretting fissuration » ou de « fretting usure » alors que pour décrire le chargement on parlera de fretting simple, ou de fretting sur éprouvette précontrainte ou encore de fretting-fatigue.

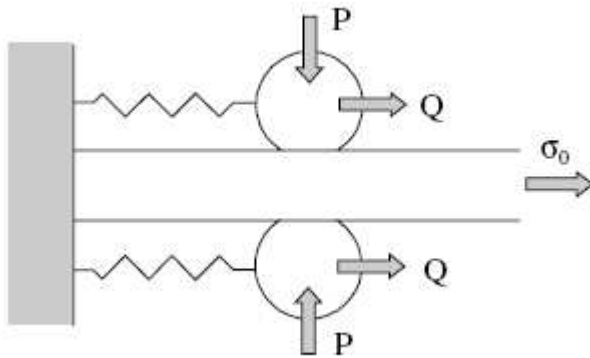


Figure II-20 : Schéma de principe de l'essai de fretting-fatigue [Nowell, 2006]

Alors qu'en fretting simple la rupture complète n'est jamais atteinte, la superposition d'un chargement de fatigue permet la propagation de la fissure initiée jusqu'à la rupture. Les montages expérimentaux nécessaires à ce genre d'essais deviennent relativement complexes comparés à ceux dédiés aux essais de fretting [Hills, 1988 ; Szolwinski 1998 ; Mugadu, 2002 ; Jin, 2002 ; Matlik, 2006 ; Madge, 2008 ; Araujo, 2009 ; Meriaux, 2010]. L'essai de fretting-fatigue conventionnel consiste à appliquer un chargement de fatigue sur une éprouvette lisse, sur laquelle, un pion vient frotter (Figure II-20). Ces essais ne permettent pas une maîtrise complète du chargement de fretting appliqué puisqu'il n'y a pas d'actionneur dédié au déplacement du pion. Des ajustements sur le montage d'essai sont nécessaires pour modifier la raideur du montage et par conséquent l'effort tangentiel Q appliqué sur l'éprouvette via le contact. Deux actionneurs sont nécessaires pour piloter indépendamment le déplacement de pion frottant et le chargement de fatigue appliqué à l'éprouvette. Ces moyens d'essais, dit « double-vérin » ont été développés plus tard par [Mugadu, 2002] puis par [Araujo, 2009 ; Meriaux, 2010] (Figure II-21). Un exemple de moyen d'essai « double-vérin » développé par Araujo et al. est illustré sur la Figure II-21

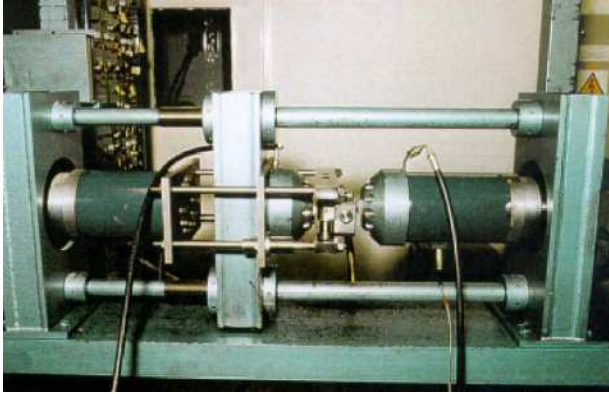


Figure II-21 : Illustration d'un montage dédié fretting-fatigue [Araujo, 2009]

Ces moyens d'essais permettent d'étudier la combinaison d'un chargement de fatigue avec du fretting soit en glissement partiel soit en glissement total. En traçant une courbe de durée de vie en fonction de l'amplitude de débattement [Vingsbo, 1988], on observe que l'augmentation de l'effort tangentiel en glissement partiel produit une baisse sensible de la durée de vie, puis la durée de vie augmente à nouveau à partir d'une valeur seuil d'amplitude de débattements (Figure II-22). La transition correspond approximativement à la transition entre le glissement partiel et le glissement total, c'est-à-dire à la transition entre l'endommagement par fissuration et usure. Ces résultats traduisent que l'endommagement en glissement partiel générant des fissures est plus sévère que le régime d'usure en glissement total [Nowell, 2003 ;2006; Madge, 2008]. Madge et al. dans [Madge, 2008] montrent la faisabilité d'un modèle éléments finis permettant la prise en compte de l'usure pour le calcul de la durée de vie d'essais de fretting fatigue.

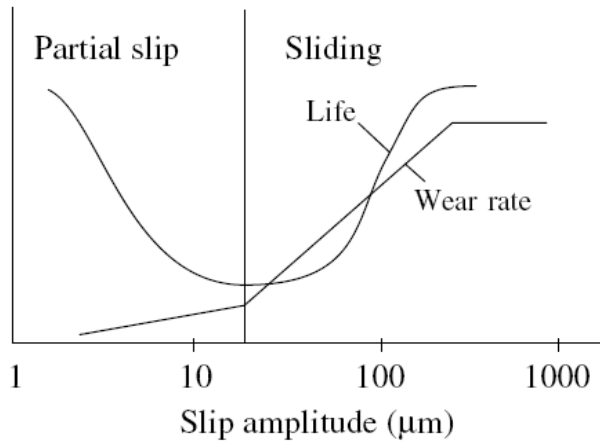


Figure II-22 : Evolution de la durée de vie et du taux d'usure en fonction de l'amplitude de débattement [Nowell, 2006]

La première application d'une approche de fatigue multiaxiale sur un essai de fretting fatigue a été réalisée par Petiot et al. [Petiot, 1995]. Les auteurs réalisent des essais de fretting fatigue sur des éprouvettes en 32CDV13 avec des pions cylindriques en 100C6. Les auteurs tracent des courbes de Wöhler en fretting fatigue et quantifient l'abattement en fretting fatigue par rapport à de la fatigue pure. Les auteurs appliquent le critère mésoscopique de Dang Van pour calculer les conditions de rupture.

Le fretting étant souvent une problématique liée à des phénomènes vibratoires, le chargement de fretting (définis par les efforts P et Q) et le chargement de fatigue ne sont pas nécessairement en phase et de même fréquence. C'est le cas des sollicitations rencontrées sur le pied d'aube en queue d'aronde d'une turbine. On retrouve la combinaison d'un chargement de fatigue dû à la force centrifuge et d'un chargement de fretting lié aux vibrations (Figure II-23). Ce mode de sollicitations peut être étudié par des essais de fretting fatigue en reproduisant des cycles de fretting superposés à un cycle de fatigue [Szolwinski, 1999 ; Araujo, 2009 ; Meriaux, 2010]. La problématique du cumul de dommage est étudiée grâce à l'essai de fretting fatigue permettant de piloter séparément la sollicitation de fatigue et de fretting. Araujo et al dans [Araujo, 2009] montrent la pertinence de l'essai et la capacité d'une loi de cumul de dommage type Miner à décrire la durée de vie d'une éprouvette de fretting-fatigue soumise à ce type de sollicitations.

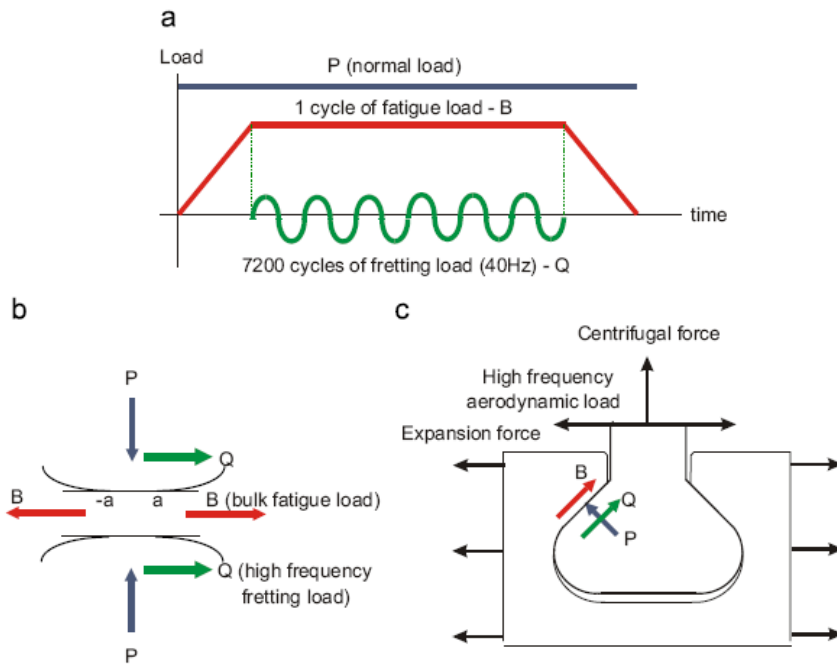


Figure II-23 : essai de fretting fatigue simulant les chargements dans un pied d'aube de turbine. a) description des chargements, b) essai de fretting, c) analogie avec le pied d'aube [Araujo, 2009].

2.5.2. Effet du gradient de contrainte en fretting fatigue

Généralement, des approches de fatigue multiaxiale sont adoptées pour traiter le problème de dimensionnement de structures en fretting-fatigue. L'une des caractéristiques des problèmes de fretting-fatigue est le gradient de contrainte extrêmement sévère. Ce problème a été traité pour la première fois par Bramhall [Bramhall, 1973] qui étudie la résistance en fretting fatigue pour différentes tailles de contact dans une configuration cylindre plan. Une étude similaire est ensuite réalisée par Nowell sur des alliages d'aluminium-cuivre [Nowell, 1988] dont les résultats sont partiellement présentés Figure II-24. Les résultats de Nowell confirment ceux de Bramhall. On observe qu'il existe pour une même pression maximale, une taille critique de contact au dessus de laquelle la durée de vie chute subitement. Ces résultats sont repris ensuite dans [Araujo, 1999 ;2002; Nowell, 2003 ;2006]. Ces résultats illustrent qu'en dessous d'une certaine taille de contact, l'influence du contact n'est pas assez étendue pour générer une fissure suffisamment longue que le chargement de fatigue peut propager jusqu'à rupture finale. Des méthodes similaires à celles utilisées pour les éprouvettes entaillées sont utilisées pour calculer les durées de vie des éprouvettes. Par

exemple dans [Araujo, 2007] Araujo et al. appliquent une approche de type « distance critique » pour calculer la durée de vie d'éprouvettes en contact avec un pion cylindrique.

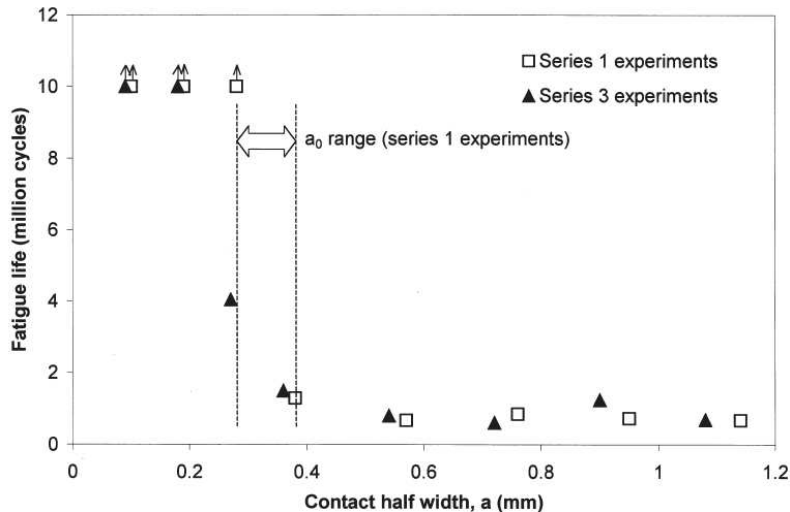


Figure II-24 : Résultats d'essais de fretting fatigue avec différentes tailles de contact [Nowell, 1988].

3. Comportement en fatigue des chapes

Cette partie présente une rapide synthèse des résultats présentés dans [Buch, 1976 ;1988] concernant le comportement en fatigue des chapes et les méthodes de dimensionnement. Ces études concernent des chapes en aluminium avec des bagues en acier. Il est notamment montré que la durée de vie d'une chape avec bague sans interférence est plus faible que celle d'une plaque trouée de même Kt. La durée de vie d'une chape peut être 4 fois inférieure à celle d'une plaque trouée de même Kt d'après Kiddle [Kiddle, 1974]. Ce résultat est expliqué par le phénomène de fretting et notamment la formation de débris d'oxyde d'aluminium dur qui détériorent la surface de contact entre la bague et la chape et favorise l'amorçage de fissures. Pour palier à ce problème l'auteur discute le rôle de l'interférence et montre que la durée de vie peut être augmentée 8 à 10 fois pour une faible amplitude de sollicitations. L'effet bénéfique de l'interférence est expliqué de deux manières :

- d'une part la mise en place de l'interférence réduit l'amplitude de contrainte pour un même chargement extérieur,

- et d'autre part l'interférence réduit les glissements à l'interface bague-chape.

Néanmoins, l'auteur précise que les gains liés à l'interférence sont intéressants jusqu'à un certain niveau de sollicitation au dessus duquel l'effet de l'interférence devient négligeable. De plus l'augmentation de l'interférence doit se faire avec précaution car l'auteur précise qu'une interférence trop élevée peut également accentuer les phénomènes de fretting. Mais l'auteur n'apporte pas davantage d'explications.

Les méthodes de dimensionnement proposées pour le dimensionnement de chapes avec bagues montées avec interférence sont très empiriques. Elles se basent sur les méthodes introduites par Neuber recherchant des relations entre les rapports K_t et K_f . De plus, ces méthodes ne tiennent pas compte du coefficient de frottement entre la bague et l'alésage. Une étude plus récente [Wogwell and Minguez, 1995] propose une approche éléments finis d'une chape. Les auteurs montrent l'intérêt de l'interférence pour réduire les contraintes dans le système. Dans [Antoni, 2010], les auteurs proposent cette fois de valider une approche analytique pour la description de l'état de contraintes dans une chape avec bague montée soit avec interférence soit avec expansion à froid. Les auteurs valident leur approche avec un modèle EF. Néanmoins, dans [Wogwell and Minguez, 1995] et [Antoni, 2010], les auteurs n'introduisent pas de frottement dans leur modèle.

4. Analogie entre l'essai de fretting et les chapes

Cette partie a pour objectif d'illustrer les similitudes existantes entre l'essai de fretting simple type cylindre-plan et les chapes avec bagues frettées. On réalise des calculs EF (Figure II-25.a) sur une chape avec une bague montée avec interférence et des calculs analytiques dans le cadre d'un contact cylindre-plan (Figure II-25.b). On compare les distributions de pression, cisaillement et du critère de fatigue multiaxiale de Crossland à l'interface bague-chape et à l'interface cylindre-plan. Dans les deux cas, une loi de Coulomb est utilisée pour la loi de frottement. On choisit pour ce calcul un coefficient de frottement μ est égal 1.

L'analyse des deux systèmes montre les similitudes et différences suivantes.

- Similitudes:
 - pression p et cisaillement q : présence d'une zone collée ($q < \mu \cdot p$) encadrée par deux zones glissantes ($q = \mu \cdot p$),

- localisation de la valeur maximale du critère de fatigue multiaxiale de Crossland en bord de contact ($x=a$).
- Différences:
 - contact ouvert pour l'essai cylindre-plan; contact fermé pour la chape,
 - distribution de pression constante dans le temps pour l'essai cylindre-plan alors qu'elle varie temporellement dans le cas de la manille,
 - superposition d'un chargement de fatigue dans la manille capable de propager jusqu'à la rupture la fissure amorcée (similitude avec un chargement de fretting-fatigue).

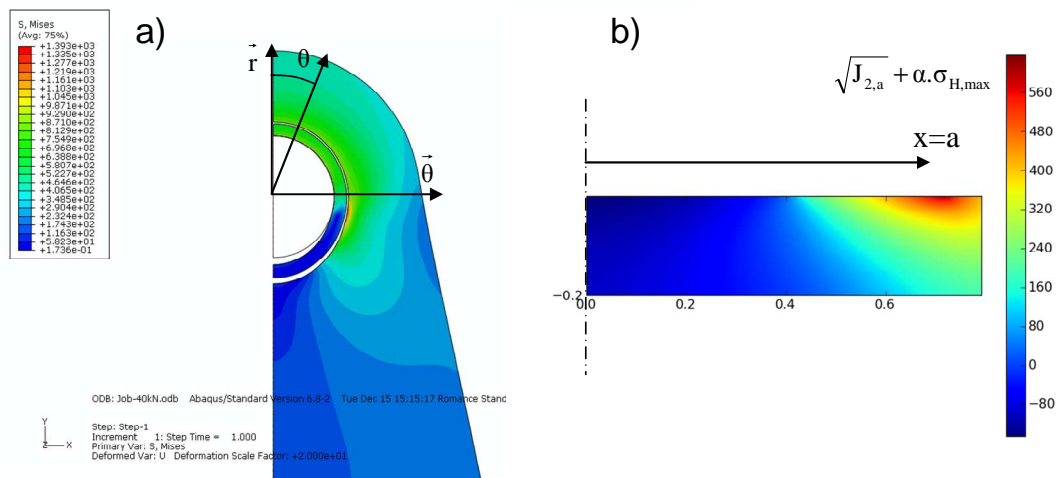


Figure II-25 : a) Calcul éléments finis sur la manille – Définition du repère cylindre, b) Calcul analytique pour un contact cylindre plan en glissement partiel.

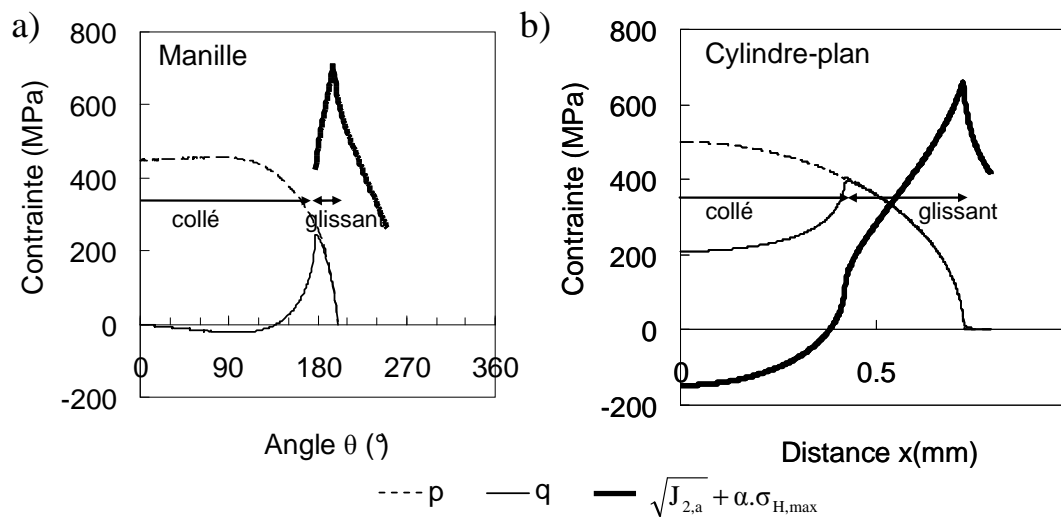


Figure II-26 : Comparaison entre la pression p , le cisaillement q et le critère de fatigue multiaxiale de Crossland à l'interface entre une manille et une bague (a) et à l'interface entre un cylindre et un plan (b).

5. Le superalliage base Nickel Fer Inconel 718

Notre étude portant sur le superalliage Inconel 718, on donne ici quelques éléments concernant cet alliage.

L'Inconel 718 est un superalliage base Nickel Fer dont les premiers développements datent des années 1950. Le développement des superalliances a débuté dans les années 30. Il a été étroitement lié à celui des turbines à gaz utilisées pour les turboréacteurs dont le développement a engendré le fonctionnement à des températures de plus en plus élevées. De nouveaux matériaux offrant des caractéristiques mécaniques élevées à hautes températures et une bonne résistance à la corrosion étaient donc nécessaires [Sims, 1987].

Parmi les superalliances, on distingue :

- les bases Nickel,
- les bases Cobalt,
- et les bases Fer composé d'un groupe dont fait partie l'Inconel 718 : les bases Nickel-Fer.

Ces matériaux sont très utilisés pour les turboréacteurs d'avions, mais on les utilise aussi pour les moteurs de fusées, dans les réacteurs nucléaires et dans la pétrochimie. Ils se

caractérisent par une bonne tenue en fatigue, en fluage, en corrosion sur une large plage de températures (d'environ -200°C à 900°C).

Les principaux composants et leur teneur pour l'Inconel 718 sont indiqués dans le Tableau II-1.

Nickel	Chrome	Fer	Niobium	Molybdène	Titane	Aluminium
50-55	17-21	Bal.	4.75-5.5	2.8-3.3	0.65-1.15	0.2-0.8

Tableau II-1 : Principaux composants et pourcentage de masse du superalliage Inconel 718

Les superalliages Nickel Fer présentent différents modes de durcissement. Le durcissement par solution solide correspond à la formation de précipités cohérents avec la matrice austénitique γ . Le Chrome et le Molybdène jouent ce rôle. Le Chrome permet également une meilleure résistance à la corrosion. Le durcissement structural permet la formation de deux types principaux de précipités γ' et γ'' . Les précipités γ' se forment dans les alliages dont les principaux éléments d'addition sont l'aluminium et le titane. Dans le cas de l'Inconel 718, les précipités γ'' sont les précipités qui participent le plus au durcissement. Ces précipités se forment avec le Niobium [Sims, 1987].

Le principal traitement thermique auquel est soumis l'Inconel 718 se compose d'une mise en solution à environ de 1000°C suivi d'une trempe à l'eau. Le vieillissement au cours duquel les précipités γ' et γ'' se forment se déroule en deux étapes: maintien à 720°C pendant 8h puis maintien à 620°C pendant 10h avant un refroidissement à l'air. Ce traitement thermique est considéré comme idéal pour obtenir un bon compromis entre tenue en fatigue, résistance aux effets d'entaille et ductilité. La limite d'élasticité R_e et la résistance ultime à la rupture R_m à température ambiante sont également les plus élevées dans cette configuration (AMS 5596, 5662, 5663).

	E (GPa)	ν	R_e 0.2% (MPa)	R_m (MPa)
Température ambiante	203	0.29	1230	1450
650°C	163	0.28	827	965

Table II-1 : Propriétés mécaniques de l'Inconel 718 mis en solution à 1000°C et vieilli.

6. Synthèse

Nous avons vu dans cette étude bibliographique que les problèmes de la fatigue multiaxiale et de l'amorçage de fissures en fretting ont déjà été largement étudiés. Les

études de fatigue multiaxiale ont permis la mise en place de critères de fatigue multiaxiale performants. Ces critères permettent une bonne description de la tenue en fatigue d'éprouvettes lisses soumises à des sollicitations multiaxiales variées.

Les travaux se heurtent actuellement au problème du gradient de contrainte :

- plusieurs explications physiques du phénomène sont avancées [Neuber, 1958 ; Miller, 1993 ; Waryoba, 1994]
- plusieurs méthodes de calculs sont proposées [Papadopoulos et Panoskaltsis, 1996 ; Fouvry, 1996 ; Palin-Luc, 1998 ; Araujo, 2002 ; Nadot, 2006 ; Schwob, 2007 ; Susmel, 2008 ; Morel, 2009].

On note donc que l'explication physique du phénomène n'est pas évidente et d'autre part qu'une grande variété d'approches a déjà été proposée. Les auteurs valident généralement leur méthode sur une application particulière :

- soit en flexion plane ou flexion rotative, par exemple [Papadopoulos et Panoskaltsis, 1996 ; Palin-Luc, 1998],
- soit en fatigue sur éprouvette entaillée, par exemple [Nadot, 2006 ; Schwob, 2007 ; Susmel, 2007, Morel, 2009]
- soit en fretting, par exemple [Fouvry, 1996],
- soit en fretting fatigue, par exemple [Petiot, 1995 ; Szolwinski, 1996 ; Araujo, 2002].

Mais ces recherches valident rarement les différentes approches sur des applications variées. De plus, les approches de type distance critique ne permettent pas d'identifier clairement de paramètres matériaux [Araujo, 2002]. Enfin les formulations peuvent parfois présenter des définitions ambiguës lorsqu'elles sont appliquées à une géométrie complexe [Schwob, 2007].

7. Démarche

Dans cette étude, on décide d'aborder le problème du dimensionnement de la chape avec bague frettée en considérant l'amorçage de fissures dans ce type de système. L'étude s'organise autour de deux axes : l'amorçage de fissures en fretting et l'amorçage de fissures en fatigue sur éprouvette entaillée. On cherche à mettre en œuvre un outil de dimensionnement en fatigue pour le calcul de l'amorçage de fissures permettant de tenir

compte du frottement et du gradient de contrainte. On porte un intérêt particulier sur la capacité de la méthode à décrire correctement la tenue en fatigue de divers applications en tenant compte des gradients de contraintes.

L'étude de l'amorçage des fissures en fretting à travers des essais de fretting simple en considérant une configuration de contact cylindre-plan permet de répondre à la problématique du frottement et du gradient de contrainte. Les similitudes entre l'essai de fretting et la manille ont déjà été abordées.

Ensuite, on travaillera sur l'étude de l'amorçage de fissures en fatigue sur des éprouvettes entaillées. On aborde dans ce cas la problématique du gradient de contrainte et on étudie la capacité des méthodes de calculs à prendre en compte les gradients de contraintes pour différentes configurations de chargement.

Enfin, on évaluera la capacité des méthodes de dimensionnement étudiées à quantifier la durée de vie d'un système de manille avec bague frettée, représentatif d'une application aéronautique.

Résumé :

- **Des critères de fatigue multiaxiale permettent une bonne description de la durée de vie d'éprouvettes lisses sous sollicitations multiaxiales.**
- **Ces critères ne permettent pas de décrire correctement la durée de vie d'éprouvettes entaillées. Des résultats conservatifs sont obtenus.**
- **Ces résultats s'expliquent par les hypothèses sur lesquelles sont construites ces formulations. Les hypothèses liées au volume élémentaire représentatif deviennent caduques en présence de gradient de contraintes.**
- **Différentes approches ont été proposées pour décrire l'effet de gradient de contrainte mais elles se heurtent à une justification physique et sont souvent limitées à un champ d'applications restreint.**
- **Le calcul des conditions d'amorçage en fretting est confronté à la même problématique du gradient de contrainte et les mêmes approches que celles utilisées pour des éprouvettes entaillées sont appliquées.**
- **On retrouve les mêmes limitations concernant le calcul d'amorçage de fissures en fretting que pour la fatigue sur éprouvettes entaillées.**
- **Le système manille avec bague frettée présente des caractéristiques similaires à l'essai classique de fretting.**
- **Les méthodes de dimensionnement en fatigue pour les manilles avec bague montée avec interférence sont généralement très empiriques et ne tiennent pas compte du frottement.**

III. AMORÇAGE DE FISSURES ET EFFET DE GRADIENT DE CONTRAINTE : ETUDE EXPERIMENTALE

Cette partie a pour objectif de présenter les résultats expérimentaux obtenus et mettant en évidence l'effet du gradient des contraintes sur l'amorçage des fissures. On présentera d'abord les résultats des essais de fretting, puis les résultats des essais de fatigue sur éprouvette plate trouée.

1. Contact cylindre-plan en glissement partiel

1.1. Dispositifs expérimentaux

Les essais de fretting simple et de fretting précontraint ont été réalisés sur deux machines d'essais différentes. On présente brièvement dans cette partie le principe de fonctionnement de ces deux machines.

1.1.1. fretting simple

Le montage d'essais de fretting simple développé au LTDS (Figure III-1) a été conçu pour s'adapter sur une machine de fatigue de 100 kN. Le montage est constitué d'une partie mobile et d'une partie fixe. La partie mobile est fixée sur la tige du vérin. L'échantillon plan est fixé sur cette partie du montage. L'échantillon cylindrique est fixé sur la partie fixe du montage. Le vérin permet de générer l'effort tangentiel sinusoïdal Q . L'effort normal constant P est appliqué grâce à une vis permettant de presser le cylindre contre le plan. Le système est dimensionné pour fonctionner jusqu'à une force tangentielle Q de 10 kN.

Les échantillons pour ce montage sont :

- un échantillon plan parallélépipédique de 10x10x20 mm,
- un échantillon parallélépipédique 10x10x14 mm avec une face cylindrique de rayon 80 mm,
- un cylindre complet avec un épaulement de rayon 40 mm,

- un cylindre complet avec un épaulement de rayon 20 mm.

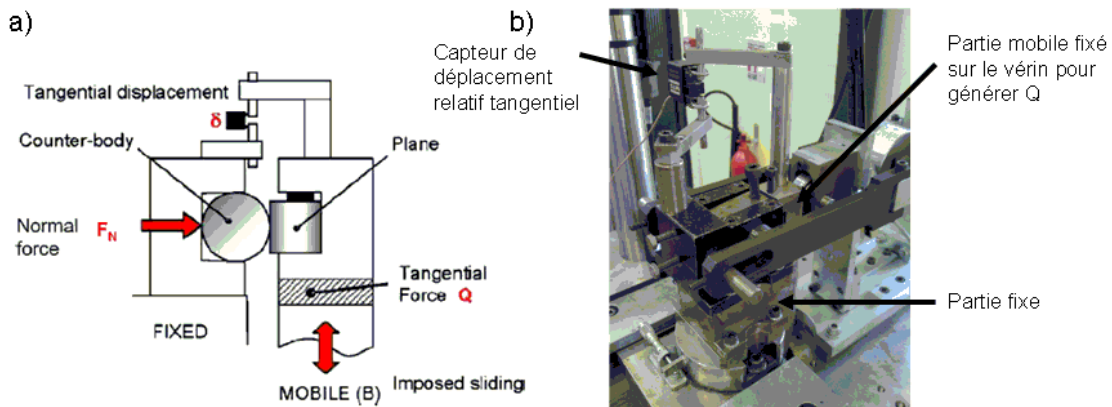


Figure III-1 : a) Schéma du montage d'essai de fretting non précontraint [Mériaux, 2010], b) photo du montage (Ecole Centrale de Lyon – LTDS)

1.1.2. fretting précontraint

Le montage d'essais de fretting précontraint est présenté sur la Figure III-2. L'échantillon plan précontraint est monté sur un support mobile relié à un premier vérin destiné à appliquer la charge normale P . Un deuxième vérin est solidaire de ce support mobile et permet d'appliquer la force de traction F sur l'échantillon plan. Enfin un troisième vérin permet de mettre en mouvement l'échantillon mobile et d'appliquer le chargement tangential Q . Le système est dimensionné pour fonctionner jusqu'à 4 kN et jusqu'à 600 Hz.

Les échantillons pour ce système sont plus complexes que pour le premier :

- le pion ressemble à un cube avec un épaulement de rayon 20 mm ou 80 mm sur une des faces.
- l'éprouvette plane a une forme d'altère d'épaisseur 2.5 mm.

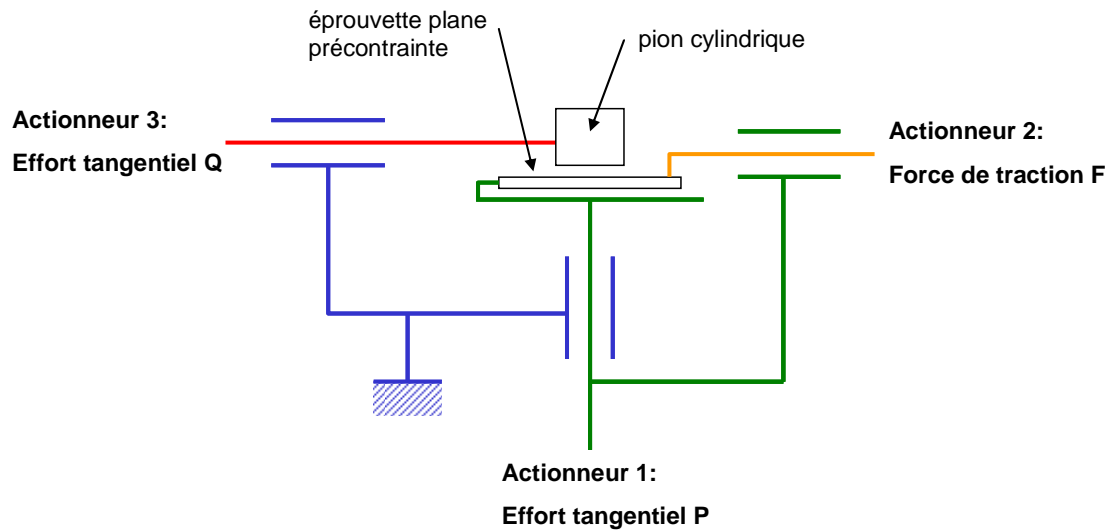


Figure III-2 : Schéma de principe de l'essai de fretting précontraint (Laboratoire Matériaux et Procédés de Airbus à Toulouse)

Les essais de fretting précontraint sont réalisés sur des éprouvettes planes de 2.5 mm d'épaisseur. Les effets géométriques en fretting ont déjà été étudiés dans [Nowell and Hills, 1988 ; Fellows, 1995 ; Bartha, 2006]. D'après ces travaux, l'épaisseur de l'éprouvette a peu d'influence sur la précision et le cisaillement par contre elle peut avoir une influence significative sur la composante du tenseur des contraintes normale à parallèle à la surface (σ_{xx}) si $t/a < 5$ avec t l'épaisseur de l'éprouvette et a la demi largeur du contact. Une analyse éléments finis montre que pour la configuration testée la plus critique (configuration $R=80$ mm et effort normal P maximal) montre que l'écart final entre les valeurs maximales du critère de Crossland est inférieur à 5% à $10 \mu\text{m}$ sous la surface.

1.2. Mesure du coefficient de frottement du couple de matériau Inconel 718/ Inconel 718

1.2.1. Procédure expérimentale

On réalise des essais afin de mesurer le coefficient de frottement du couple de matériau Inconel 718/Inconel 718. Pour cela, on utilise la méthode des débattements variables. Les essais sont réalisés à température ambiante. La méthode des débattements variables consiste à réaliser un essai de fretting au cours duquel on augmente progressivement

l'amplitude de débattement δ . On mesure simultanément au cours de l'essai le ratio Q/P et l'amplitude δ . Le principe de cet essai est illustré sur la Figure III-3. Cette méthode permet en principe la mesure du coefficient de frottement en glissement partiel et en glissement total. Le coefficient de frottement en glissement partiel est mesuré à la transition entre le glissement partiel et le glissement total. On le désigne par μ_t et il correspond à la valeur maximale mesurée du ratio Q/P . Proudhon et al. montrent que la valeur μ_t est représentative de la valeur du coefficient de frottement opérant dans les zones glissantes du contact en glissement partiel [Proudhon, 2005]. On peut donc poser $\mu_t = \mu_{PS}$.

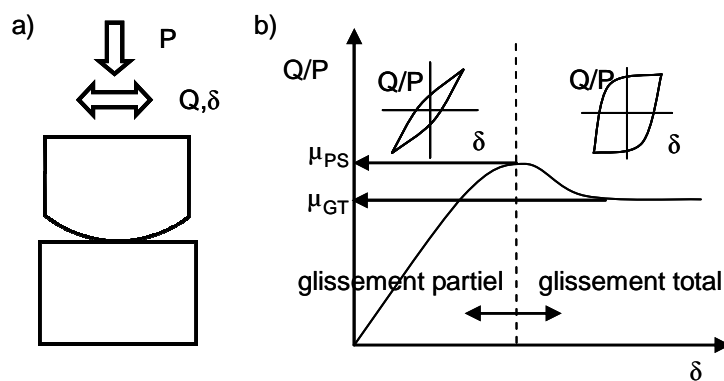


Figure III-3: Principe de l'essai de débattement variable pour la mesure du coefficient de frottement statique et dynamique.

Le coefficient de frottement en glissement total correspond à la valeur stabilisée vers laquelle tend le ratio Q/P pour les grandes amplitudes de débattement. Dans la pratique, il faut néanmoins considérer avec prudence cette valeur car une fois en glissement total, la dégradation de l'interface peut être rapide (création de débris et modification de la géométrie du contact). La valeur du coefficient de frottement μ_{GS} est alors plus représentative de la nature de l'interface et en particulier de la formation d'un lit de débris issu de l'usure du contact. Ainsi le ratio Q/P peut être soit sous-estimer si un lit de débris s'immisce dans le contact (interface accommodante), soit surestimé si le pion frotte dans un « trou creusé » au cours de l'essai. La force tangentielle Q mesurée résulte alors d'un effet d'interaction avec les bords de la trace de fretting.

On rappelle que l'application visée est un système de chape avec bague montée avec interférence. On est donc face à un système en glissement partiel sur lequel l'usure est

négligeable. Le coefficient de frottement qui nous intéresse dans ce cas est le coefficient de frottement en glissement partiel opérant dans les zones glissantes du contact.

On réalise des mesures de coefficients de frottement en utilisant une configuration de contact cylindre plan avec un rayon de 20 mm et 80 mm. L'objectif est de vérifier la stabilité de la mesure en fonction de la configuration de contact. Deux types de consignes ont été appliqués. Une première consigne (consigne 1 sur la Figure III-4) où l'amplitude de débattement augmente de manière incrémentale et une autre (consigne 2 sur la Figure III-4) où l'amplitude de débattement augmente de manière continue. Dans les deux situations l'évolution de l'amplitude en fonction du nombre de cycles est de l'ordre de 0.5-1 μm par 500-1000 cycles. Aucune dépendance à la consigne appliquée n'a été mesurée.

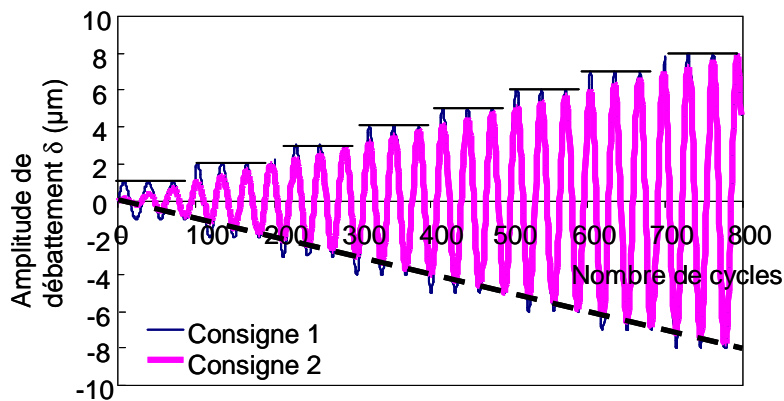


Figure III-4 : Illustration des consignes appliquées sur la position pour mesurer le coefficient de frottement par la méthode des débattements variables

1.2.2. Résultats expérimentaux

Les résultats des essais de débattement variable sont donnés Figure III-5. On mesure le coefficient de frottement pour trois niveaux de pression différents et deux géométries différentes. On observe sur la Figure III-5 a) les enregistrements au cours des essais et sur la Figure III-5 b) le coefficient de frottement μ_{PS} identifié à la transition glissement partiel/glissement total. On note une bonne stabilité de la mesure dans la gamme des pressions étudiées. On conclue sur une valeur du coefficient de frottement μ_{PS} que l'on utilise dans la suite de cette étude :

$$\mu_{\text{Inconel 718/ Inconel 718, PS=1}}.$$

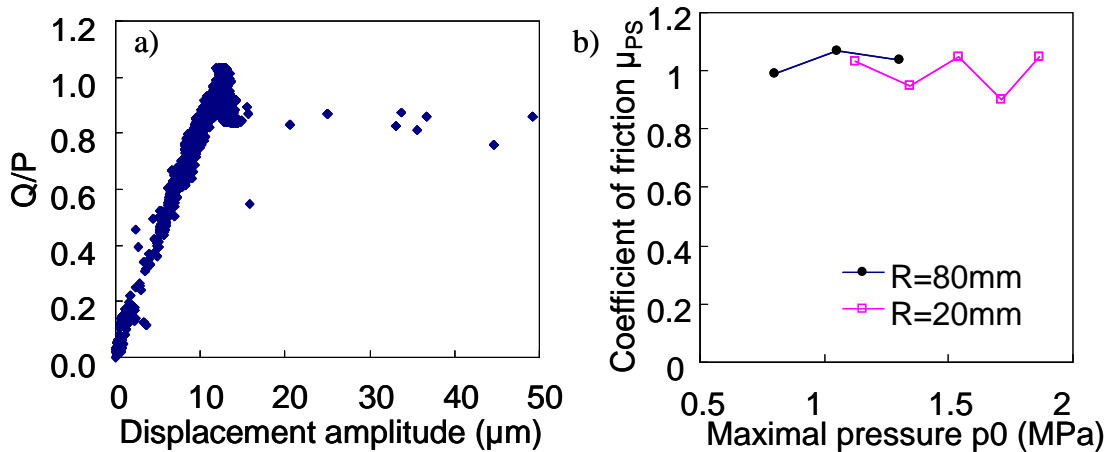


Figure III-5 : Résultats expérimentaux pour la mesure du coefficient de frottement en glissement partiel μ_{PS} a) courbe brute Q/P en fonction de δ , $p_0/p_{0,ref}=1.125$, $R=20$ mm b) coefficient de frottement μ_{PS} pour un contact Inconel 718/ Inconel 718.

– Commentaire sur la variabilité de la mesure

Il semble que la variabilité de la mesure augmente avec l'augmentation de la pression. Nous n'avons pas suffisamment d'éléments pour conclure sur ce point, mais nous pouvons avancer quelques pistes. Il est important de préciser que la transition entre le glissement partiel et le glissement total se fait souvent par le passage par un régime mixte au cours duquel il y a alternance entre glissement partiel et glissement total. Ce phénomène est lié à l'apparition des premiers débris d'usure. La création et l'évacuation des débris du contact ne sont pas encore des phénomènes bien établis car l'amplitude de débattement est trop faible. Ce phénomène est probablement amplifié par l'augmentation du niveau de pression qui facilite la création de débris et donc l'apparition de phénomènes instables. On suppose donc que ce régime transitoire instable peut être à l'origine de l'augmentation de la variation de la mesure du coefficient de frottement en glissement partiel μ_{PS} avec l'augmentation du niveau de pression. Expérimentalement, on observe une transition glissement partiel/glissement total plus stable pour les faibles chargements.

1.3. Identification des conditions d'amorçage de fissures en glissement partiel et mise en évidence de l'effet de gradient

1.3.1. Démarche expérimentale

– Configurations expérimentales

Les essais de fretting sont réalisés en glissement partiel à température ambiante. Trois configurations de contact différentes sont testées en fretting simple pour produire trois gradients de contraintes différents. On travaille avec un cylindre de rayon 20 mm, 40 mm et 80 mm. Les essais de fretting pré-contraints sont réalisés avec uniquement deux configurations de contact cylindre plan, un cylindre de rayon 20 mm et un cylindre de rayon 80 mm. La pré-contrainte σ_P appliquée sur les éprouvettes planes est de 3/4 de la limite élastique R_e du matériau. La durée de vie qu'on étudie est de 10^5 cycles. On cherche donc à identifier des conditions d'amorçage de fissures à 10^5 cycles. Les configurations expérimentales testées sont présentées sur le Tableau III-1.

	R=80 mm	R=40 mm	R=20 mm
$\sigma_P=0$	✓	✓	✓
$\sigma_P=3/4 R_e$	✓	×	✓

Tableau III-1: Configurations expérimentales testées

– Usinage des éprouvettes

Des tolérances d'usinage particulières ont été demandées afin de garantir une configuration de contact aussi proche que possible de la configuration géométrique cylindre/plan. Les tolérances de cylindricité et de planéité sont inférieures à 0.002 mm pour viser un contact linéique. Pour limiter les effets de la rugosité sur l'amorçage de fissures, le paramètre de rugosité R_a est inférieur à 0.4 μm sur le plan et le cylindre.

– Méthode d'identification de la condition d'amorçage de fissures

Les seuils d'amorçage de fissures sont identifiés de manière itérative. Pour un charge normale P constante (c'est-à-dire pour une pression p_0 donnée), plusieurs essais sont réalisés pour différentes amplitudes d'effort tangentiel Q_0 , c'est-à-dire pour différent

$q_{C,max}$ (Figure III-6). On identifie ainsi un seuil d'amorçage pour un nombre de cycles donné à 10^5 cycles et pour un niveau de pression constant. On estime qu'entre 5 et 6 essais sont nécessaires pour identifier une condition d'amorçage pour un niveau de pression.

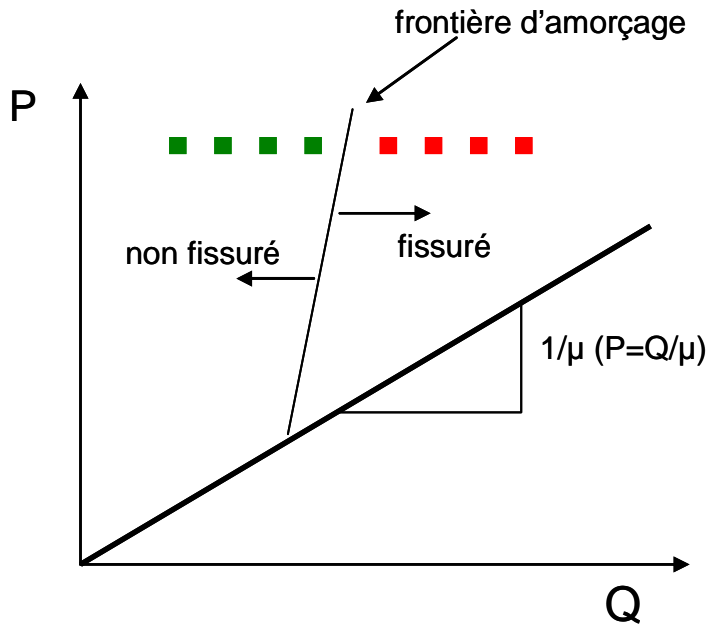


Figure III-6 : Illustration de l'approche expérimentale pour l'identification des conditions d'amorçage de fissures

Après chaque essai, le plan est découpé et passé au bain à ultrason pour éliminer les débris qui peuvent se loger dans les fissures. Les deux nouvelles surfaces générées dans la section transversale sont polies et observées au microscope optique pour détecter si des fissures se sont formées. L'opération est réalisée 2 fois. Ainsi, on vérifie l'amorçage de fissures sur quatre plans différents (Figure III-7).

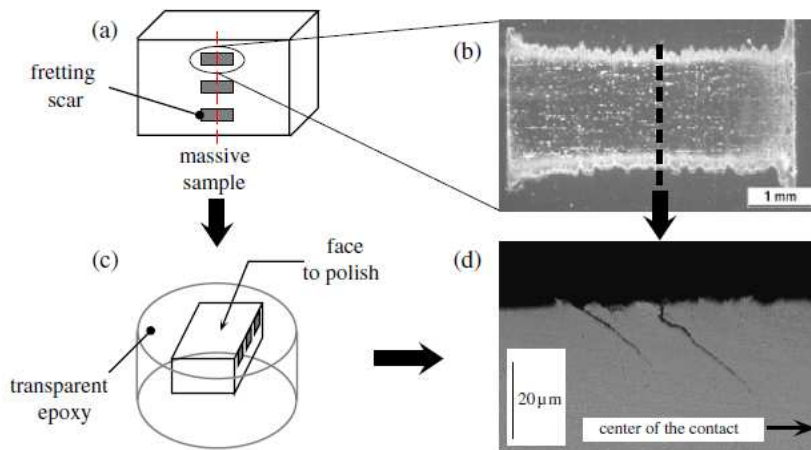


Figure III-7 : Méthodologie utilisée pour l’observation des fissures sur les échantillons plans de fretting [Proudhon, 2006]

– Définition de la condition d’amorçage

Un seuil concernant la longueur de fissure à laquelle on considère qu’il y a initiation de fissures doit être défini. On choisit de définir ce seuil en rapport avec la microstructure du matériau. On observe que les plus petits grains observés sur l’Inconel 718 ont une taille de l’ordre de $10\ \mu\text{m}$ (Figure III-8).

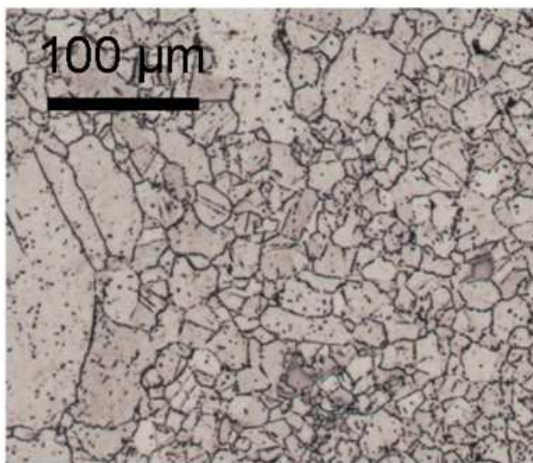


Figure III-8 : Micrographie d’Inconel 718 attaqué avec une solution d’acide chlorhydrique et de chlorure cuivrique dans du méthanol

On associe donc l’amorçage à une fissure dont la pointe a atteint une profondeur de $10\ \mu\text{m}$. On définit la profondeur seuil : $a_p=10\ \mu\text{m}$. Si parmi les fissures identifiées sur un échantillon, une seule atteint une profondeur de $10\ \mu\text{m}$ ou plus, on considère qu’une fissure est amorcée. On définit également une zone d’incertitude correspondant à la zone

entre le premier essai montrant une fissure atteignant une profondeur a_p supérieure à 5 μm et le premier essai sur lequel on observe une fissure atteignant une profondeur a_p de 10 μm . Le seuil à 5 μm correspond à un seuil au-delà duquel une fissure est identifiée avec certitude.

Sur la Figure III-9, on observe une coupe micrographique typique de l'échantillon plan après essai. On retrouve les fissures en bord de contact, orientées vers l'intérieur. On note également une bonne correspondance entre la distance entre les deux sites d'amorçage de fissures sur les deux bords de contact et la demi-largeur théorique a du contact. Sur la Figure III-10, deux types de fissures sont illustrées. Sur la Figure III-10 a), on observe une fissure courte de l'ordre de 10 μm de profondeur et sur la Figure III-10 b) une fissure ayant propagée sur plus de 100 μm .

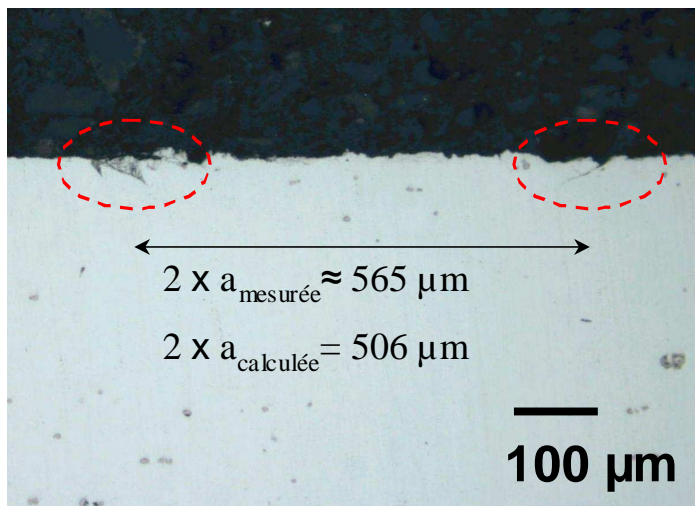


Figure III-9: Observation des fissures en bord de contact orientées à l'intérieur du contact sur une coupe micrographique transversale d'un plan après essai.

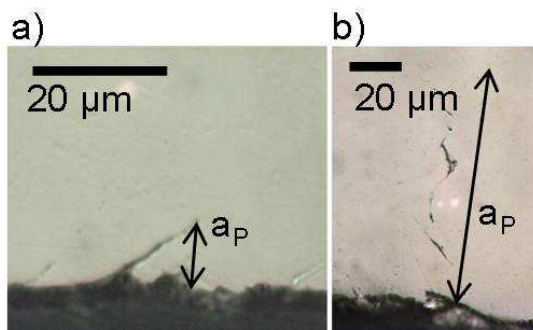


Figure III-10 : Fissures observées au microscope optique après essai. a) fissure courte de 10 μm de profondeur, b) fissure longue de 100 μm de profondeur

1.3.2. Confrontation des deux moyens d'essais

On introduit dans cette partie des résultats expérimentaux obtenus avec les deux moyens d'essais dans les mêmes conditions expérimentales. L'objectif est de vérifier que les résultats obtenus avec les deux machines sont comparables.

Il s'agit d'essais de fretting en glissement partiel dans la configuration cylindre plan avec un rayon de 20 mm sans précontrainte. La pression $p_0/p_{0,ref}=1.75$ est fixé et on cherche à encadrer la condition d'amorçage avec les deux machines.

On montre que la comparaison des résultats obtenus avec les deux moyens d'essais est pertinente (**Figure III-11**). Les résultats obtenus sont comparables. L'incertitude sur la condition d'amorçage identifiée est également similaire.

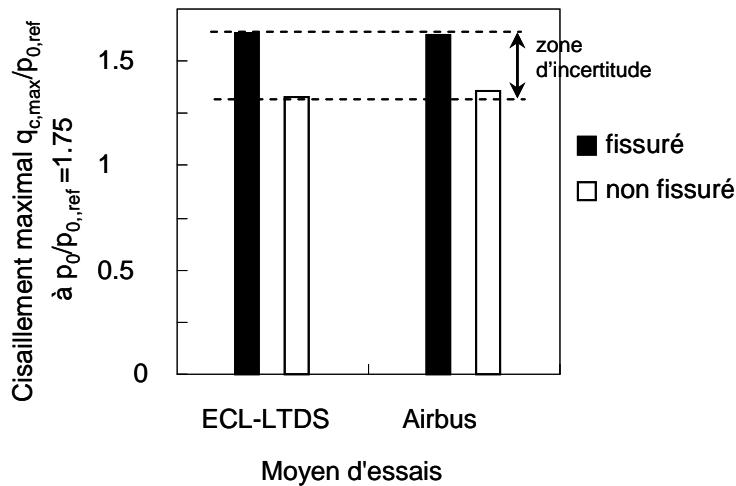


Figure III-11 : Comparaison des conditions d'amorçage de fissures identifiées avec les deux moyens d'essais.

1.3.3. Résultats expérimentaux

Les résultats d'essais de fretting simple et de fretting précontraint sont présentés dans un diagramme $p_0-q_{C,max}$ tel qu'illustré sur la Figure III-12. Dans ce diagramme, la droite de pente $1/\mu$ permet de distinguer le domaine de glissement partiel du domaine de glissement total. Sous l'hypothèse que le coefficient de frottement soit le même dans les deux régimes de glissement, on retrouve alors le domaine de glissement partiel au dessus de cette droite et le domaine de glissement total sur cette droite. Le domaine situé sous la droite est défini par $q_{C,max} > \mu \cdot p_0$ et ne peut pas être atteint.

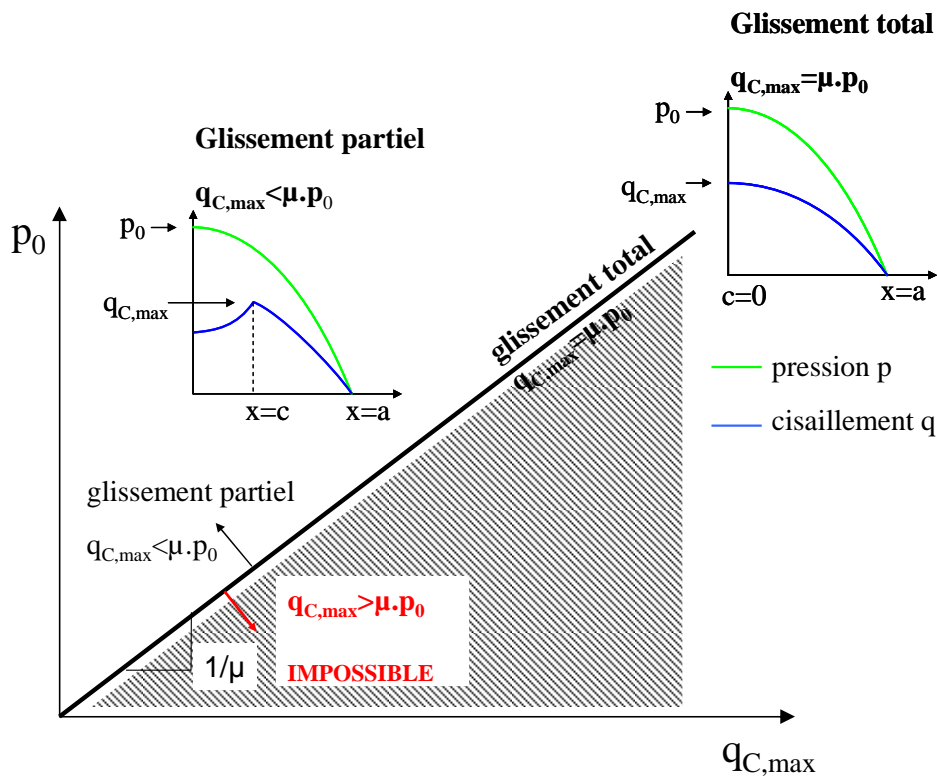


Figure III-12 : Introduction du diagramme p_0 - $q_{C,max}$

1.3.3.1. Résultats d'essais sans précontrainte: $\sigma_p=0$ MPa

Les résultats des essais de fretting en glissement partiel à 10^5 cycles permettent d'identifier une frontière d'amorçage dans un diagramme p_0 - $q_{C,max}$: 3 frontières d'amorçage de fissures distinctes correspondant chacune aux 3 configurations de contact ($R=80$ mm, $R=40$ mm, $R=20$ mm) sont identifiées (Figure III-13). Les incertitudes expérimentales liées à la difficulté de définir une condition d'amorçage ne nuisent pas à la mise en évidence de l'effet du gradient des contraintes puisque les trois frontières d'amorçage sont clairement identifiées en dehors des zones d'incertitudes. On rappelle que les barres d'incertitudes correspondent à la gamme de chargements dans laquelle on observe des fissures comprises entre $5 \mu\text{m}$ et $10 \mu\text{m}$ de profondeur.

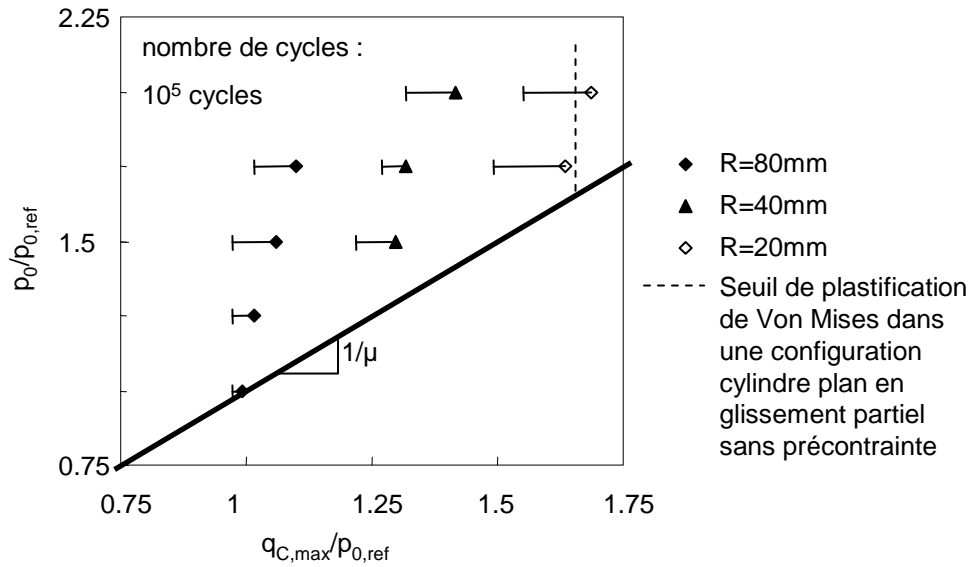


Figure III-13 : Les 3 frontières d’amorçage de fissures en fretting pour chaque configuration de contact

1.3.3.2. Résultats d’essais avec précontrainte: $\sigma_p = 3/4 Re$

Les résultats obtenus avec une précontrainte ($3/4$ de la limite d’élasticité Re de l’Inconel 718) sont tracés dans le diagramme p_0 - $q_{C,max}$. On superpose les données obtenues sans précontrainte pour les 2 mêmes configurations de contact ($R=20$ mm et $R=80$ mm). On observe un effet de gradient de contrainte significatif, similaire à celui identifié sans précontrainte, puisque les deux frontières d’amorçage ne sont pas superposées. Par contre l’effet de la précontrainte est faible. Les deux frontières d’amorçage sans et avec précontrainte pour une même configuration de contact sont proches. Dans ce cas, les incertitudes sur les seuils d’amorçage deviennent significatives par rapport à l’effet de la précontrainte. On note que les conditions d’amorçage identifiées avec précontrainte sont dans le domaine plastique.

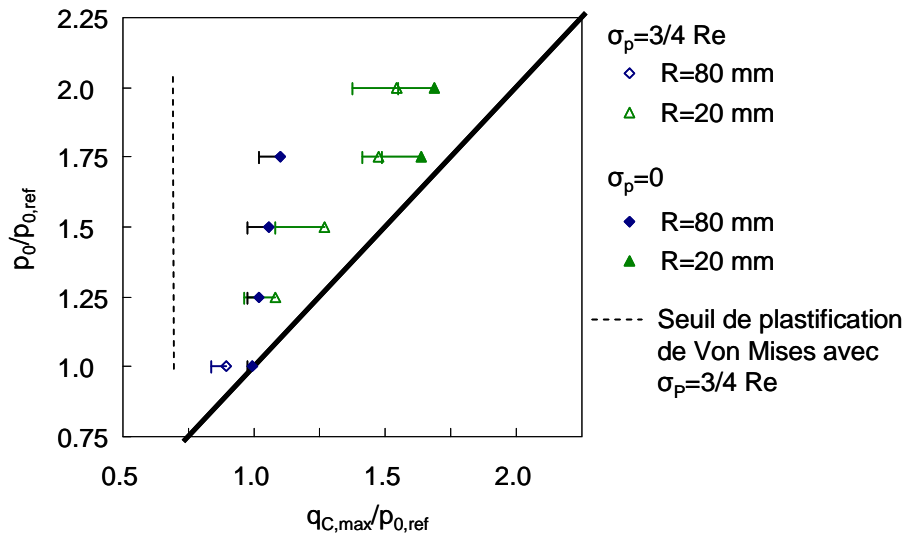


Figure III-14: Comparaison entre les seuils d'amorçage de fissures avec et sans précontrainte.

1.4. Synthèse des résultats expérimentaux

Les résultats de fretting permettent de vérifier qu'un état de contraintes ponctuel seul ne permet pas de caractériser l'amorçage de fissures. Les approches classiques de fatigue multiaxiale (Crossland, Sines, Findley, Dang Van, Papadopoulos, Fatemi-Socie, Smith-Watson-Topper etc...) ne peuvent donc pas rendre compte de ces résultats. On met en évidence ici clairement l'effet bénéfique du gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures. En effet, les petits contacts produisent des gradients plus élevés que les grands contacts [Araujo, 2002]. Nous reviendrons de manière plus détaillée sur ce point dans le prochain chapitre. Mais de manière cohérente, on observe ici que plus le cylindre est petit, meilleure est la résistance à l'amorçage de fissures en fatigue. Par exemple, dans la configuration sans précontrainte, pour une pression $p_0/p_{0,ref}=1.75$, la valeur de cisaillement seuil pour l'amorçage de fissures passe quasiment du simple au double entre les configurations R=80 mm et R=20 mm.

Ce résultat pourrait également être expliqué par un effet de taille. En effet, la configuration avec un rayon de 80 mm induit une zone sollicitée plus importante que la configuration avec un rayon de 20 mm par exemple. Mais, on considère ici que l'effet de gradient est prépondérant sur l'effet de taille [Papadopoulos, 1996]. De plus, si il

s'agissait d'un effet de taille, l'amorçage devrait être distribué de façon aléatoire dans l'interface. Or, les fissures amorcent en bordure de contact.

Ce résultat suggère, à travers les essais de fretting simple, que plus le gradient est grand, plus la contrainte réelle, mésoscopique, supportée par les grains est différente de la contrainte macroscopique calculée. Plus le gradient de contrainte est grand, plus l'écart entre la contrainte macroscopique et la contrainte mésoscopique est grand.

Nous avons déjà vu que la nature de l'effet de gradient de contrainte peut s'expliquer de différentes manières :

- soit par des différences de vitesses de propagation de fissures dues au gradient de contrainte [Waryoba et Mshana, 1994]. Dans ce cas, cette hypothèse peut être mise de côté car les résultats présentés ici correspondent à des seuils d'amorçage de fissures très faibles (inférieur à 10 μm). Il ne peut donc pas y avoir d'effet significatif de la propagation de fissures.
- soit par des barrières microstructurales [Miller, 1993] retardant la propagation des fissures. Là encore, on se situe dans le cadre d'amorçage correspondant à des fissures très courtes de l'ordre de la taille d'un grain. L'hypothèse des barrières microstructurales semblent difficile à soutenir car ces fissures n'ont probablement pas encore rencontrés suffisamment de barrières microstructurales sur cette faible longueur de propagation pour qu'un effet significatif puisse être mesuré,
- soit par un écart entre la contrainte mésoscopique supportée par la matière et la contrainte macroscopique [Neuber, 1958 ; Bertolino, 2007].

Dans le cas de ces expériences, on privilégie donc l'hypothèse proposée par Neuber [Neuber, 1958] et l'étude de Bertolino et al. [Bertolino, 2007] pour expliquer l'effet de gradient de contraintes observé. En effet, l'amorçage de fissures est associé à des fissures courtes. On pense donc qu'à cette échelle, les barrières microstructurales et la phase de propagation ne peuvent pas provoquer un effet de gradient des contraintes suffisant pour expliquer les résultats expérimentaux. Par contre, dans le cas des essais de fretting simple, l'effet de gradient de contrainte peut s'expliquer par un écart entre la contrainte mésoscopique et la contrainte macroscopique engendrée par la nature polycristalline du matériau en présence de gradient de contrainte [Bertolino, 2007]. Dans le cas des essais de fretting précontraint, l'effet de gradient de contrainte

s'explique par une surestimation de l'état de contrainte due à un état de contrainte plastique dans la zone d'amorçage. Finalement, ces résultats expérimentaux de fretting mettent en évidence l'effet bénéfique du gradient de contrainte sur la résistance à la fatigue et justifie également l'utilisation d'approches tenant compte du gradient de contrainte pour le dimensionnement en fatigue des structures.

2. Essais de fatigue sur éprouvette plate trouée

2.1. Procédure expérimentale

On réalise des essais de fatigue sur deux géométries différentes d'éprouvettes plates trouées :

- une géométrie avec un coefficient de concentration de contrainte K_t de 2.35,
- et l'autre de K_t de 2.57.

Le schéma et les dimensions des éprouvettes testées sont définies sur la Figure III-15 et dans le Tableau III-2. L'alésage est légèrement désaxé afin de localiser l'amorçage sur un seul côté car l'éprouvette a été équipée d'un système de suivi électrique de fissures. Le dispositif a été mis en œuvre sur une seule géométrie. Pour cette raison, on ne s'appuiera que très peu sur ces résultats dans la suite des travaux. Ces résultats sont présentés en annexe. Les essais sont réalisés sur une machine hydraulique de fatigue de 100 kN.

Les éprouvettes sont usinées à partir d'une tôle mince dont les principales caractéristiques sont connues. La limite d'élasticité R_e de ces éprouvettes est supérieure d'environ 20% à la limite d'élasticité garantie par le fournisseur. La rugosité de toutes les faces est caractérisée par un $R_a < 0.8$.

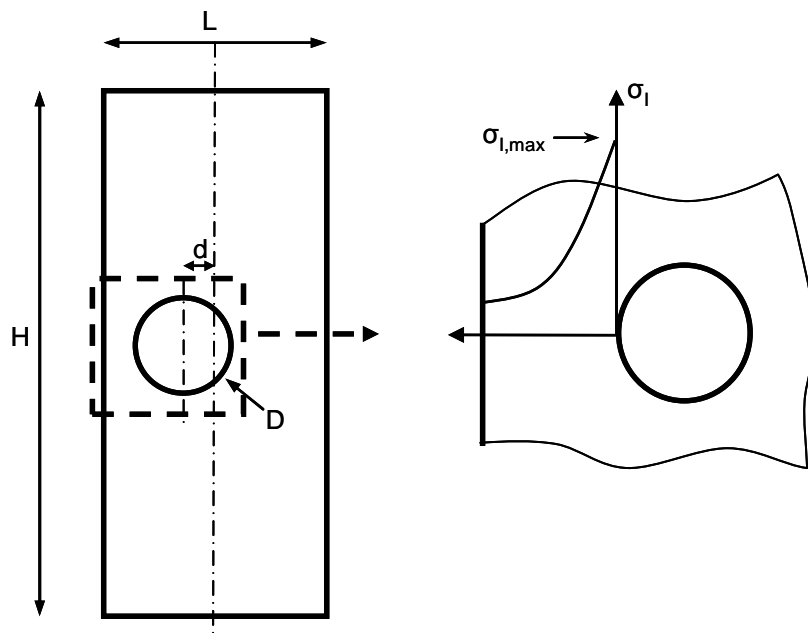


Figure III-15 : Schéma des grandeurs caractéristiques des géométries testées et définition de la contrainte principale maximale en fond d'entaille $\sigma_{I,max}$

	Kt	D (mm)	L (mm)	D/L	d (mm)	H (mm)
Géométrie 1	2.57	5	20	0.25	3	79
Géométrie 2	2.35	10	20	0.5	1	79

Tableau III-2 : Définition des dimensions des éprouvettes testées

2.2. Courbes de Wöhler

Les courbes de Wöhler sont tracées en fonction de la contrainte principale maximale en fond d'entaille $\sigma_{I,max}$ (Figure III-15, Figure III-16). La contrainte maximale principale en bord de trou $\sigma_{I,max}$ est calculée en utilisant un modèle éléments finis en élasticité et contrainte plane.

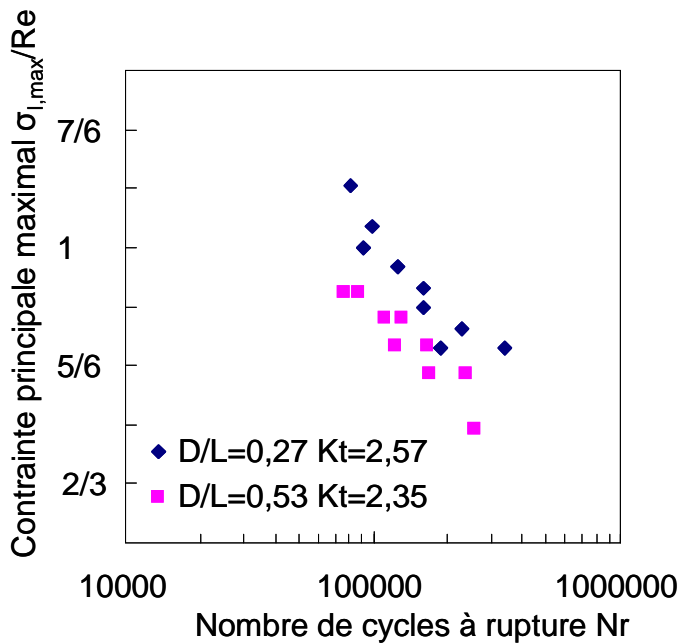


Figure III-16 : Courbes de Wöhler pour les deux géométries testées

Nous avons vu que la limite d'élasticité Re des éprouvettes testées est supérieure à celle garantie par le producteur du matériau. Il y a deux points sur la courbe de Wöhler de l'éprouvette $Kt=2,57$ qui sont situés au-delà de la limite d'élasticité de l'Inconel 718.

Comme les essais de fretting présentés dans la partie précédente, ces résultats présentent une autre illustration de l'effet de gradient de contrainte : pour une même contrainte en fond d'entaille la durée de vie est différente. Inversement, deux états de contraintes différents peuvent générer une même durée de vie. De plus, on note que ces résultats sont cohérents avec les résultats couramment admis concernant l'« effet bénéfique » des entailles en fatigue. L'éprouvette ayant le facteur de concentration de contrainte Kt le plus élevé présente la durée de vie la plus grande.

Ces résultats illustrent donc également l'insuffisance des approches classiques de fatigue multiaxiale pour la prise en compte des concentrations de contrainte.

2.3. Evaluation du nombre de cycles à initiation de fissures

Puisque nous nous intéressons dans cette étude à l'effet du gradient des contraintes sur l'amorçage de fissures et non sur la rupture, on cherche à remonter au nombre de cycles à initiation de fissures pour les essais de fatigue sur éprouvette plate trouée.

2.3.1. Analyse au MEB des faciès de rupture

Pour cela, on réalise un comptage de stries sur trois échantillons de chaque géométrie ayant rompus aux alentours de 10^5 cycles. On réalise le comptage uniquement sur la partie courte du ligament de l'éprouvette (Figure III-17). On considère que la durée de propagation dans la partie longue est négligeable car les vitesses de propagation de fissures sont élevées dans cette section.

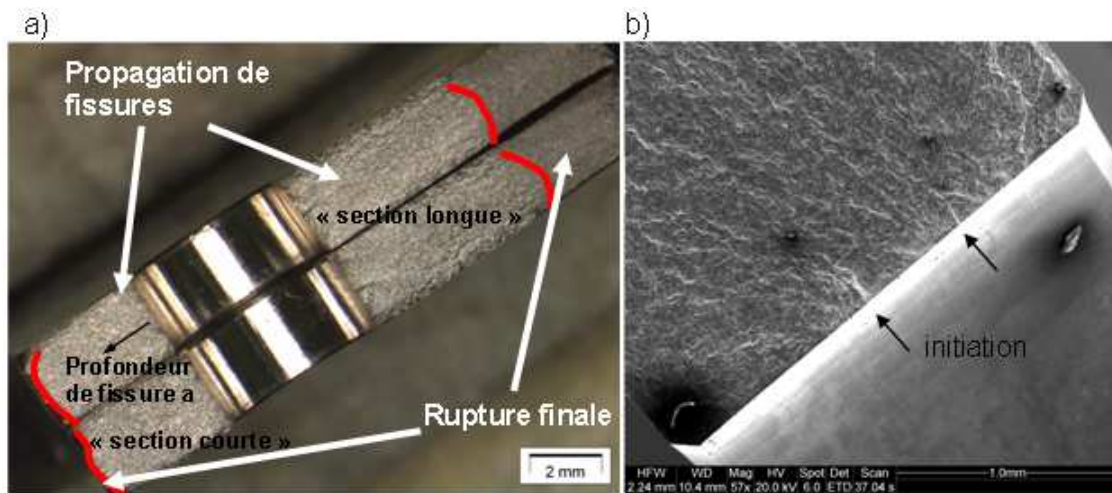


Figure III-17 : Faciès de rupture des éprouvettes plates trouées, a) vue macroscopique des zones de rupture en fatigue sur les deux parties de l'éprouvette, b) détail de la zone d'amorçage présentant sur cette éprouvette deux zones d'amorçage (MEB)

On réalise le comptage de stries de fatigue au MEB (Figure III-18) et on obtient les résultats présentés sur la Figure III-19. Ces résultats permettent de mettre en évidence deux nuages de points correspondant chacun à une géométrie testée. Il y a donc deux régimes de propagation différents pour chaque géométrie d'éprouvette testée. On note également que les pas de strie mesurés sont compris entre $0.2 \mu\text{m}$ et $2 \mu\text{m}$. Dans ce régime, nous pouvons considérer que la vitesse de propagation est de l'ordre d'une strie par cycle [Nedbal, 1989]. Pour des stries inférieures, la vitesse de propagation peut être

inférieure à une strie par cycle. Et inversement, pour des stries supérieures à $2 \mu\text{m}$, la vitesse de propagation peut être supérieure à une strie par cycle.

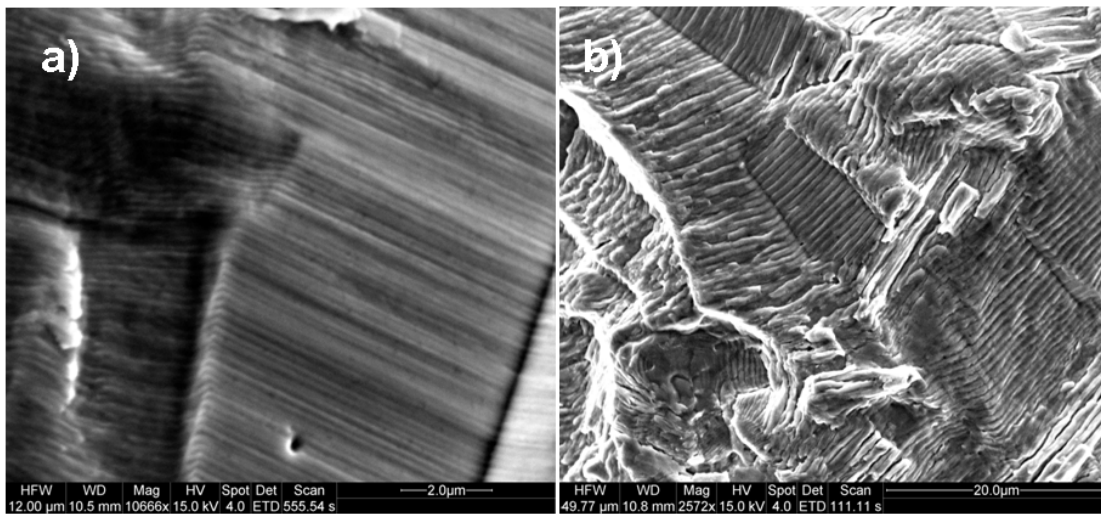


Figure III-18 : stries de fatigue observées au MEB a) faible vitesse de propagation, b) grande vitesse de propagation (intergranulaire)

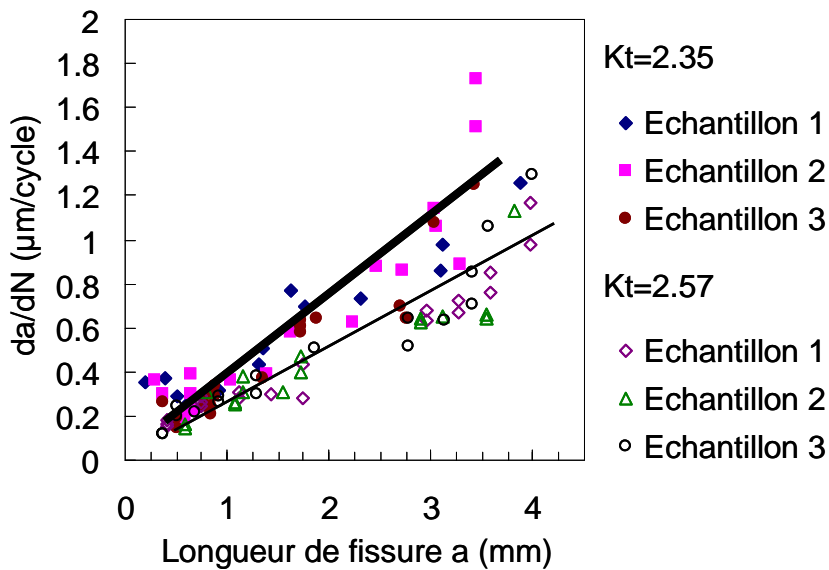


Figure III-19 : Etude des vitesses de propagation

2.3.2. Quantification de la durée de la phase de propagation

On cherche maintenant à quantifier la durée de la phase de propagation et l'écart qu'il peut y avoir entre les deux géométries concernant la durée de la phase de propagation. On réalise également un calcul EF pour calculer les facteurs d'intensité de contrainte K_I en fonction de la longueur de fissure a (Figure III-20). On justifie ici par le calcul

l'observation expérimentale Figure III-19. L'éprouvette de $K_t=2.35$ présente des facteurs d'intensité de contrainte K_I inférieurs à ceux de l'éprouvette de $K_t=2.57$, d'où des régimes de propagation de fissures plus faibles.

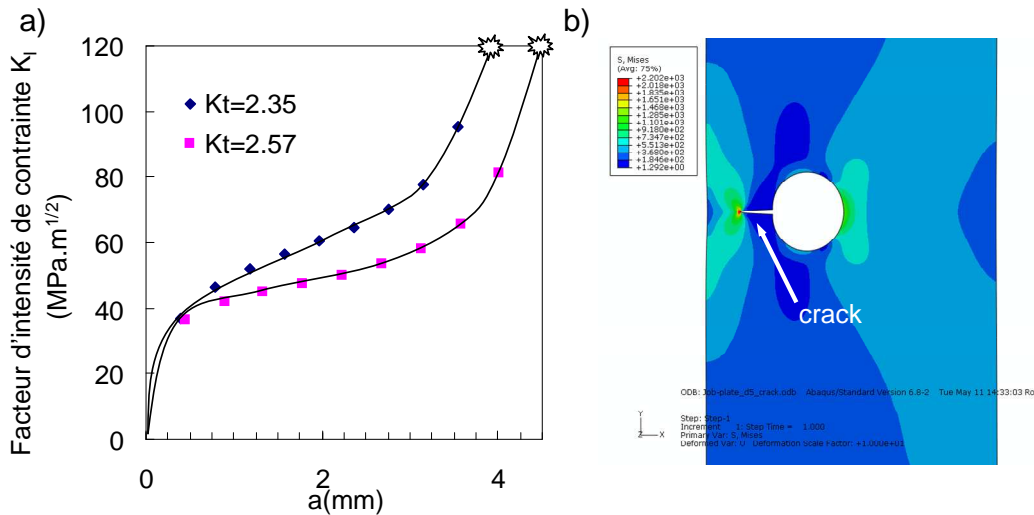


Figure III-20 : a) calcul par EF des facteurs d'intensité de contrainte K_I en fonction de la longueur de fissure a pour des configurations de chargements correspondant à une même durée de vie, b) illustration du modèle EF

En reliant ces données numériques aux données expérimentales (Figure III-19), on peut donc tracer une courbe $da/dN=f(\Delta K_I)$. On présente cette courbe sur la Figure III-21. On représente sur cette courbe les données obtenues pour les deux géométries d'éprouvettes. Cette courbe permet de vérifier la cohérence des résultats obtenus par l'analyse des stries de fatigue puisque les données des deux éprouvettes testées se superposent. On en déduit une loi de Paris pour calculer le nombre de cycles de propagation de fissures.

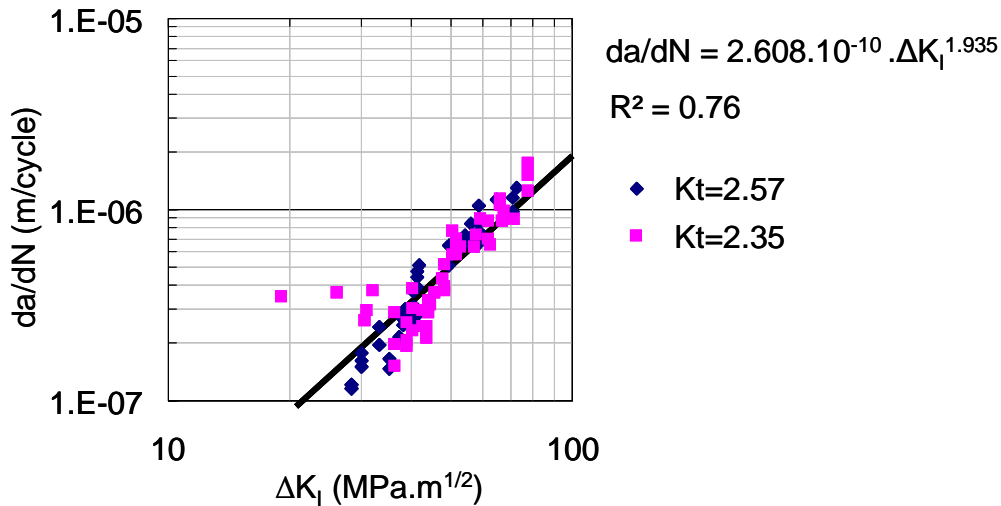


Figure III-21 : courbe $da/dN_{\text{expérimental}}=f(\Delta K_{I,\text{numérique}})$

Le résultat des calculs de durée de la phase de propagation de fissures pour les deux géométries d'éprouvettes est présenté dans le Tableau III-3. Ils permettent d'apporter une quantification du nombre de cycles de propagation de fissures. Ainsi on observe que l'écart en termes de durée de propagation de fissures est significatif entre les deux géométries testées.

Kt	Nombre de cycles de propagation de fissures calculé avec la loi de Paris	Nombre de cycles à rupture
2.35	13000	$\approx 10^5$
2.57	22000	

Tableau III-3 : Calcul des durées de propagation de fissures d'après les données de comptage de stries

Ces résultats sont néanmoins à prendre avec précaution car l'analyse des stries de fatigue ne permet pas d'évaluer de manière très fiable les faibles vitesses de propagation à une distance inférieure à 300 μm de la zone d'amorçage. A cette distance de la zone d'amorçage, la propagation devient chaotique et la méthode s'avère inadaptée (Figure III-22). Or c'est justement à cette distance là que les vitesses de propagation de fissures sont faibles. On observe sur la Figure III-22.a une rupture proche du clivage, plutôt transgranulaire, et sur la Figure III-22.b on observe une grande dispersion de la direction de propagation. Sur la Figure III-19, on observe également que la dispersion sur la vitesse de propagation augmente lorsque la distance avec la zone d'amorçage

diminue. Néanmoins on note un écart significatif sur les durées de propagation de fissures entre les deux éprouvettes.

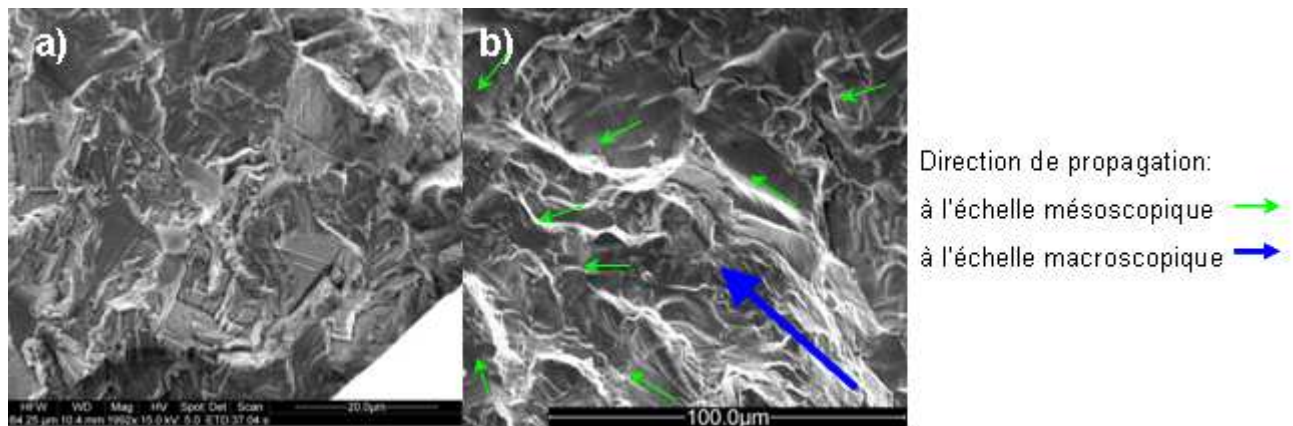


Figure III-22 : Stries de fatigue à proximité de la zone d'amorçage, a) zone d'amorçage, b) détail de la zone d'amorçage

2.4. Synthèse sur les essais de fatigue sur éprouvette entaillée

– Effet d'entaille, effet de gradient

Ces essais de fatigue permettent de confirmer l'effet d'entaille concernant le nombre de cycles à rupture sur des éprouvettes plates trouées (Figure III-16). L'éprouvette présentant le facteur de concentration de contrainte K_t le plus élevé présente la durée de vie la plus grande. Cependant l'écart de durée de vie entre les deux configurations est faible. Pour une même durée de vie, on quantifie un écart de 8% sur la contrainte principale maximale en fond d'entaille $\sigma_{I,max}$ (Tableau III-4). Ce résultat paraît raisonnable puisque les coefficients de concentration de contrainte des deux géométries sont proches. Cependant, l'effet de gradient observé sur l'Inconel 718 dans le cadre de ces essais est faible comparé à ce qui a pu être mis en évidence sur des éprouvettes similaires en alliages d'aluminium par exemple [Schwob, 2007].

K_t	$\sigma_{I,max}/Re$
2.35	0.912
2.57	0.992

Tableau III-4 : Quantification de l'effet de gradient sur les éprouvettes plates trouées.

- Conclusion sur le nombre de cycles à initiation et l'étude de la propagation des fissures

En vue de comparer les résultats de fatigue sur éprouvettes entaillées aux résultats de fretting présentés dans ce chapitre, il est indispensable d'identifier un nombre de cycles à initiation des fissures. Pour cela, nous avons identifié les régimes de propagation de fissures par une méthode de comptage de stries de fatigue.

En conclusion, les résultats obtenus par analyse des stries de fatigue et par suivi électrique de fissures ne permettent pas de mener une analyse quantitative de la durée de la phase de propagation. On ne peut donc pas dissocier raisonnablement nombre de cycles à rupture et nombre de cycles à initiation. Dans la suite de ces travaux, on choisit donc d'assimiler nombre de cycles à rupture et nombre de cycles à initiation pour les essais sur éprouvettes entaillées :

$$\sigma_{Nf} \approx \sigma_{Ni} \quad \text{III-1}$$

Néanmoins, les résultats obtenus permettent de discuter qualitativement des origines de l'effet d'entaille observé sur l'Inconel 718. On cherche à comprendre si l'effet du gradient des contraintes observé sur les éprouvettes plates trouées s'explique par :

- un écart sur le nombre de cycles à initiation de fissures [Neuber, 1958 ; Bertolino, 2007]
- ou par des différences de vitesses de propagation de fissures [Waryoba et Mshana, 1994].

Tout d'abord, l'analyse des stries de fatigue montre qu'il existe un écart significatif des durées de propagation de fissures (supérieur à 50%) entre les deux géométries. On vérifie donc ici que la propagation de fissures est plus lente lorsque l'entaille est plus sévère. De plus, les résultats obtenus avec la méthode de suivi électrique (voir annexe) montrent que la durée de propagation de fissures est plus longue que celle calculée par comptage de stries de fatigue. Ceci s'explique sûrement une bonne détection des fissures amorcées par le dispositif de suivi électrique et par la difficulté à faire le lien entre les stries de fatigue et la vitesse de propagation à proximité de la zone d'amorçage. La durée de propagation de fissures dans le cas des éprouvettes Kt2.35 représente donc au moins 20% de la durée de vie (voir annexe). Or c'est cette géométrie qui présente la durée de propagation de fissures la plus courte (Figure III-19). La phase de propagation

de fissures peut donc représenter une part significative de la durée de vie de l'éprouvette.

Par contre, une durée de propagation de fissures de 20000 cycles (20% de la durée de vie à 10^5 cycles) engendre seulement un écart de l'ordre de 3% sur la contrainte principale maximale $\sigma_{I,max}$ entre rupture et la contrainte principale maximale à initiation (Tableau III-5). Cet écart est faible mais à mettre en relief avec l'effet d'entaille observé (Tableau III-4). On rappelle que pour une même durée de vie, l'écart sur la contrainte principale maximale en fond d'entaille est de 8%.

	$\sigma_{I,max}/Re$
Condition à rupture	0.912
Condition à initiation	0.886

Tableau III-5 : Comparaison entre condition de chargement à initiation identifiée par suivi électrique et à rupture sur l'éprouvette de Kt2.35 à 10^5 cycles.

On illustre donc ici que l'écart sur les durées de vie observé à la rupture de l'éprouvette pour une même contrainte en fond d'entaille pourrait s'expliquer par une différence de vitesse de propagation de fissures.

Dans le cas de l'Inconel 718, et sur les éprouvettes entaillées testées, l'effet de gradient observé à la rupture peut s'expliquer par :

- un effet de gradient sur l'amorçage comme en fretting,
- et par une différence de vitesse de propagation de fissures.

Dans le cas des éprouvettes entaillées, les deux phénomènes sont d'un ordre de grandeur comparable. Ceci s'explique sûrement par le fait que notre étude se positionne dans le domaine de l'endurance limitée. Beaucoup d'études sur l'effet de gradient de contrainte en fatigue se positionnent en endurance illimitée et dans ce cas l'approximation nombre de cycles à rupture égale nombre de cycles à initiation se justifie davantage. En endurance limitée, et sur les géométries testées, l'effet du gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures et l'effet de champ ou de distribution des contraintes sur les vitesses de propagation de fissures pourraient être du même ordre de grandeur.

Des travaux supplémentaires, davantage approfondis et sur un plus grand nombre de données et de géométries seraient nécessaires pour quantifier de manière plus fiable la

part de la phase de propagation de fissures et de l'effet de gradient de contrainte à l'amorçage sur l'effet d'entaille observé à la rupture de l'éprouvette.

3. Synthèse de l'étude expérimentale

Nous avons vu au cours de ce chapitre à travers différents exemples de fretting et de fatigue la problématique liée au gradient des contraintes et à l'amorçage de fissures. Dans le cadre d'essais de fretting, nous avons illustré clairement l'effet de la configuration géométrique et donc du gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures. Et également dans le cas d'essais de fatigue sur éprouvettes plates trouées, nous avons vu qu'une même durée de vie peut être obtenue pour deux contraintes principales maximales différentes. Dans cette synthèse, on positionne cette problématique dans le cadre de la fatigue multiaxiale.

3.1. Identification des paramètres du critère de Crossland

Pour mettre en évidence la problématique liée au calcul des conditions d'amorçage de fissures en présence de gradient de contrainte et synthétiser ces résultats, on se propose d'appliquer un critère de fatigue multiaxiale aux données expérimentales présentées dans cette partie.

On utilise le critère de Crossland :

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max} < \beta \quad \text{III-2}$$

On identifie les paramètres α et β sur des données de fatigue à 10^5 cycles puisqu'on a identifié des données d'amorçage de fissures en fretting et en fatigue à 10^5 cycles.

On utilise une donnée de fatigue en traction à $R=0.1$ tirée d'une base de données et une donnée de torsion alternée obtenue à partir d'essais de torsion réalisés au LTDS dans cette étude (voir en annexe). Les résultats de ces essais de torsion alternée sont présentés sur la Figure III-23.

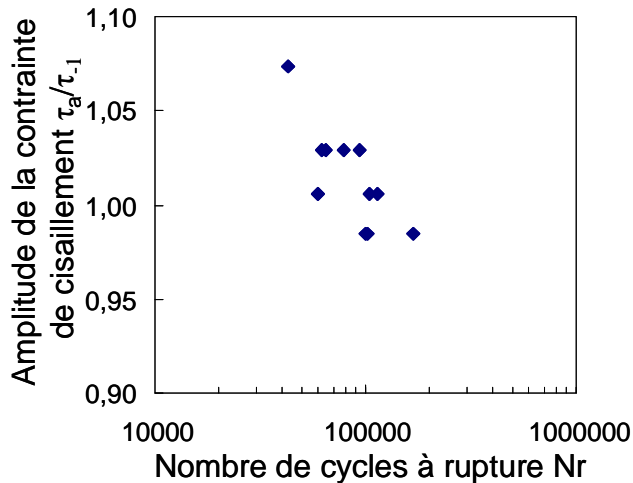


Figure III-23 : Courbe de Wöhler en torsion alternée ($R=-1$) pour l’Inconel 718.

On dispose donc des données suivantes :

$\sigma_{0.1,max}/\tau_{-1}$	τ_{-1}/τ_{-1}
1.862	1.0

Tableau III-6 : Données expérimentales de fatigue pour l’Inconel 718.

A partir des données expérimentales du Tableau III-6, on peut identifier les paramètres α et β du critère de Crossland. On calcule également pour information la tenue en fatigue en traction-compression σ_{-1} calculée à partir du critère de Crossland (Tableau III-7).

α	β/τ_{-1}	σ_{-1}/τ_{-1}
0.83	1.0	1.17

Tableau III-7 : Paramètres α et β du critère de Crossland identifiés à partir des données expérimentales du Tableau III-6.

3.2. Application du critère de Crossland aux données expérimentales de fretting et de fatigue

On présente les résultats de l’application du critère de Crossland sur la Figure III-24. Bien que nous ayons identifié un effet d’entaille (ou effet de gradient de contrainte) évident sur les éprouvettes plates trouées (Figure III-16), on constate que les données de

fatigue sur éprouvettes plates trouées sont assez bien décrites par le critère de fatigue multiaxiale. L'effet du gradient des contraintes sur l'amorçage des fissures dans cette gamme de gradient de contrainte est donc faible pour l'Inconel 718. Par contre, on observe que les données de fretting ne correspondent pas du tout avec la frontière définie par le critère de Crossland (appliqué ponctuellement). L'effet de gradient est cette fois beaucoup plus marqué. Les valeurs de gradient de contrainte pour ces deux applications seront discutées dans le chapitre suivant. Mais on peut déjà dire que la valeur maximale du gradient de contrainte de la pression hydrostatique est inférieure à 1000MPa/mm pour les éprouvettes plates trouées alors qu'elle est supérieure à 5000MPa/mm dans le cas des essais de fretting cylindre plan.

Ce résultat illustre donc la problématique de l'effet de gradient sur l'amorçage de fissures et donc la nécessité d'intégrer le gradient de contrainte pour dimensionner les structures.

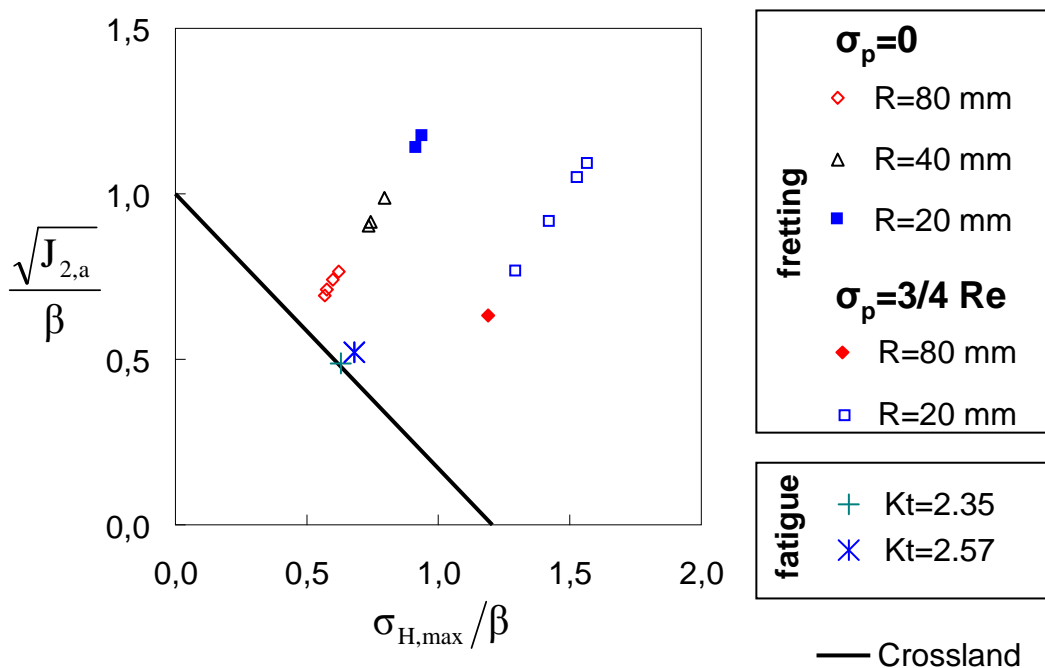


Figure III-24 : Application du critère de Crossland aux données expérimentales de fretting et de fatigue

On observe également que les données d'amorçage de fissures en fretting sont alignées sur une droite. Ce résultat s'explique grâce à l'analyse de l'état de contrainte en bord de contact dans une configuration cylindre-plan en glissement. Comme nous le détaillons dans le chapitre suivant, le critère de fatigue multiaxiale atteint une valeur maximale en

bord de contact. En absence de précontrainte, l'état de contrainte en bord de contact est biaxial et le rapport de charge R égale à -1 [Fouvry, 1996]. On peut donc écrire l'état de contrainte en bord de contact en $x=a$ et plus particulièrement les deux tenseurs $\overline{\overline{\sigma}}_a$ et $\overline{\overline{\sigma}}_{\max}$, c'est-à-dire le tenseur amplitude des contraintes et le tenseur des contraintes $\overline{\overline{\sigma}}_{\max}$ pour $Q=Q_0$ qui sont égaux :

$$\overline{\overline{\sigma}}_a = \overline{\overline{\sigma}}_{\max} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & \nu \cdot \sigma_{xx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad \text{III-3}$$

On déduit successivement la valeur maximale de la pression hydrostatique $\sigma_{H,\max}$ et l'amplitude du déviateur des contraintes $\sqrt{J_{2,a}}$:

$$\sigma_{H,\max} = \frac{1}{3} \sigma_{xx} (1 + \nu) \quad \text{III-4}$$

$$J_{2,a} = \frac{\sigma_{xx}^2}{3} (1 - \nu + \nu^2) \quad \text{III-5}$$

En combinant les équations III-4 et III-5, on obtient donc une relation de la forme :

$$\sqrt{J_{2,a}} = a \cdot \sigma_{H,\max} \quad \text{III-6}$$

avec a définit par :

$$a = \frac{\sqrt{1 - \nu + \nu^2}}{(1 + \nu)} \sqrt{3} \quad \text{III-7}$$

Dans le cas où on ajoute une précontrainte σ_p , l'amplitude du second invariant du déviateur des contraintes $J_{2,a}$ est inchangée par contre la valeur maximale de la pression hydrostatique s'écrit :

$$\sigma_{H,\max} = \frac{1}{3} (\sigma_{xx} + \sigma_p) (1 + \nu) \quad \text{III-8}$$

Dans ce cas, on arrive à la relation suivante :

$$\sqrt{J_{2,a}} = a \cdot \sigma_{H,\max} + b \quad \text{III-9}$$

Le coefficient a est inchangé et le coefficient b égale :

$$b = -\frac{\sqrt{1 - \nu + \nu^2}}{\sqrt{3}} \sigma_p = -\frac{a}{3} (1 + \nu) \cdot \sigma_p \quad \text{III-10}$$

L'ensemble de ces résultats est synthétisé sur la Figure III-25. On montre donc à travers ces résultats que la sollicitation biaxiale et affine en bord de contact (voir chapitre IV) implique que les conditions d'amorçage de fissures soient localisées sur une droite. La présence d'une précontrainte translate cette droite sans modifier la pente. L'essai de fretting permet donc de localiser sur cette droite la condition d'amorçage.

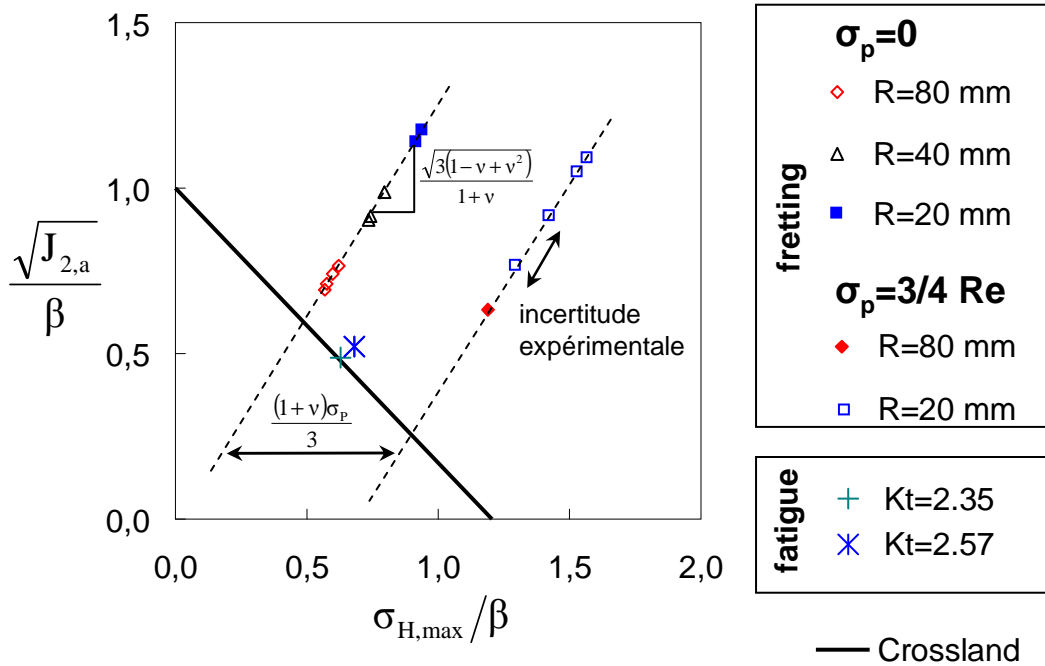


Figure III-25 : Synthèse de l'analyse des sollicitations en fretting

Résumé :

- **L'effet du gradient de contrainte observé sur l'amorçage de fissures sur des essais de fretting pour une configuration cylindre plan Inconel 718/Inconel 718 est significatif.**
- **L'effet du gradient de contrainte observé sur la rupture d'éprouvettes entaillées en Inconel 718 est faible comparé à celui observé en fretting.**
- **Un critère classique de fatigue multiaxiale comme le critère de Crossland permet une description raisonnable des conditions d'amorçage de fissures identifiées expérimentalement sur des éprouvettes entaillées en Inconel 718 par contre l'erreur introduite par ce critère est beaucoup plus importante dans le cas des essais de fretting.**
- **L'effet du gradient de contrainte observé sur l'amorçage de fissures sur les essais de fretting ne peut pas s'expliquer par un effet de propagation, mais plutôt par un écart entre la contrainte calculée et la contrainte réelle supportée par le matériau, lié soit à de la nature polycristalline de la matière, soit à un état de contrainte plastique.**
- **L'écart sur la durée de vie observé sur les éprouvettes plates trouées pour une même contrainte en fond d'entaille peut s'expliquer en endurance limitée par un effet de gradient de contrainte sur l'amorçage et par un effet des distributions de contrainte sur les vitesses de propagation de fissures du même ordre de grandeur.**

IV. DESCRIPTION DE L'EFFET DU GRADIENT DES CONTRAINTES SUR L'AMORÇAGE DE FISSURES EN FRETTEMENT ET EN FATIGUE

1. ANALYSE DES SOLLICITATIONS

On s'intéresse dans cette partie à l'étude de l'état de contraintes induit dans les configurations expérimentales testées dans la partie précédente. On s'intéresse au trajet de chargement et au gradient de contrainte.

1.1. Contact cylindre plan soumis à un effort tangentiel oscillant en glissement partiel

Nous nous intéressons dans cette étude à la configuration de contact cylindre-plan en glissement partiel. Nous avons vu que nous pouvons calculer le champ de contraintes induits par un contact cylindre plan soumis à un effort tangentiel cyclique [Cattaneo, 1938 ; Mindlin, 1953 ; Johnson, 1985]. On réalise ces calculs sous l'hypothèse de déformations planes ce qui nous permet d'écrire le tenseur des contraintes suivant:

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & 0 & \sigma_{xz} \\ 0 & \sigma_{yy} & 0 \\ \sigma_{xz} & 0 & \sigma_{zz} \end{pmatrix}$$

On s'intéresse particulièrement aux points suivants: multiaxialité, trajet de chargement et gradients de contraintes.

1.1.1. Multiaxialité du champ de contraintes

On s'intéresse au tenseur des contraintes en surface afin d'étudier la multiaxialité de l'état de contrainte subit par le matériau. L'effort tangentiel est sinusoïdal et défini par $Q=Q_0.\cos(\omega.t)$. A $t=0$, l'effort tangentiel Q est maximal et de valeur Q_0 . L'analyse zone

par zone des contraintes en surface permet de préciser les points suivants (Figure IV-1, Figure IV-2) :

- zone collée, $x < c$:

σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , sont non nuls mais constant. Les rapports de charge $R_{\sigma_{xx}}$, $R_{\sigma_{yy}}$, $R_{\sigma_{zz}}$, pour σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{xz} sont égaux à 1.

σ_{xz} est non constant et le rapport de charge $R_{\sigma_{xz}} = -1$

Il n'y a que le cisaillement qui est fonction du temps dans cette portion du contact.

- zone glissante, $c < x < a$:

σ_{zz} est constant, le rapport de charge est donc égal à 1.

σ_{yy} , σ_{xx} ne sont ni constants, ni égaux et leur rapport de charge évolue de 1 à -1. Les rapports de charge $R_{\sigma_{xx}}$, $R_{\sigma_{yy}}$ ne sont pas égaux.

σ_{xz} est non constant et le rapport de charge $R_{\sigma_{xz}}$ est de -1.

- bord de contact, $x = a$:

$\sigma_{zz} = \sigma_{xz} = 0$.

σ_{yy} , σ_{xx} sont non nuls, le rapport de charge est égal à -1.

L'état de contraintes en $x = a$ est donc biaxial.

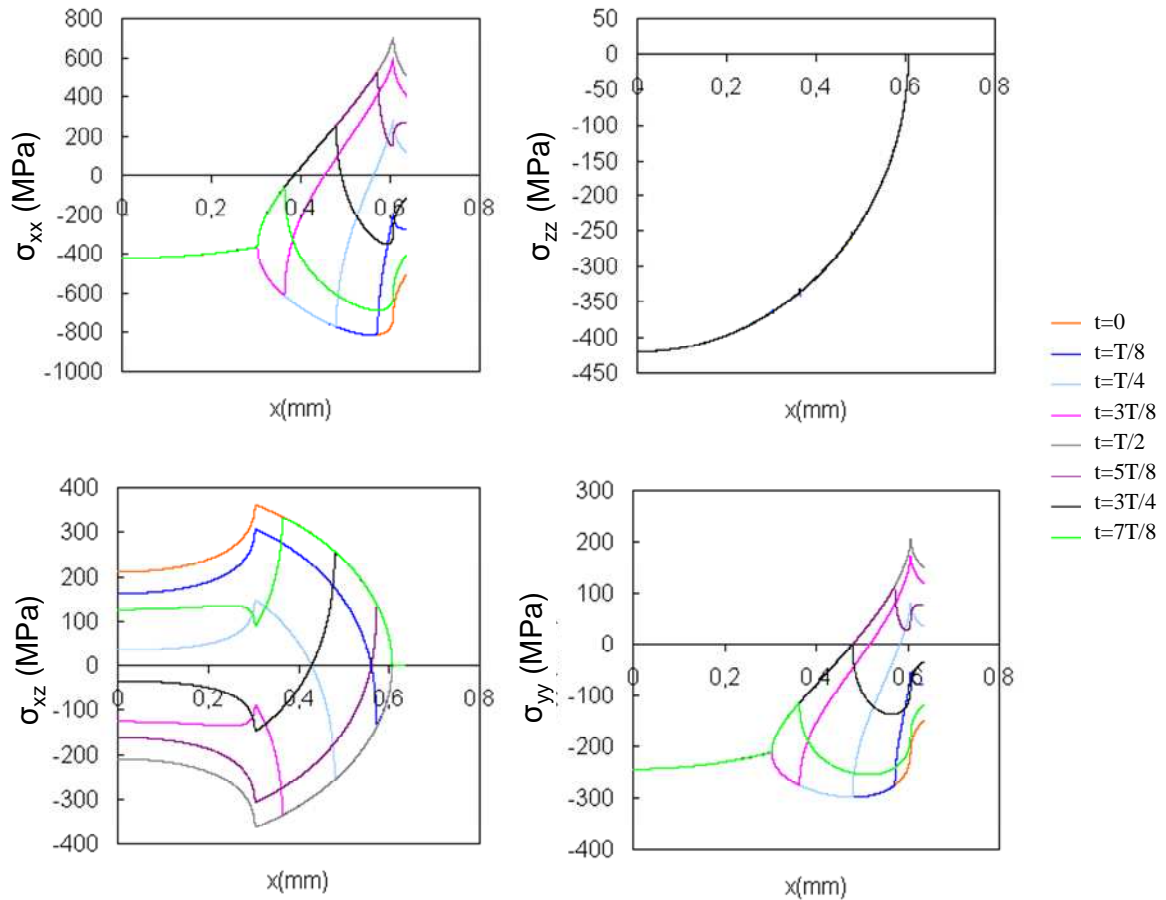


Figure IV-1: Etude de la multiaxialité de l'état de contrainte ($a=0.606$ mm, $c=0.303$ mm).

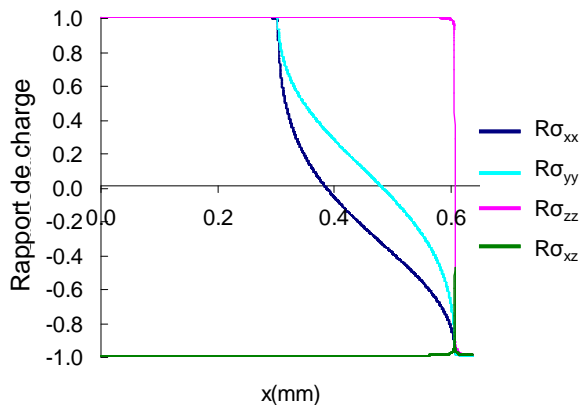


Figure IV-2 : Etude des rapports de charge pour chacune des composantes du tenseur des contraintes en surface ($a=0.606$ mm, $c=0.303$).

On s'intéresse à présent à l'effet d'une précharge F sur l'axe x . Les composantes σ_{zz} et σ_{xz} ne sont pas affectées. Par contre les composantes σ_{xx} et σ_{yy} sont modifiées. On trace

les rapports de charge pour chacune des composantes du tenseur des contraintes (Figure IV-3). On observe que dans la zone glissante, la précontrainte augmente le rapport de charge pour les composantes σ_{xx} et σ_{yy} .

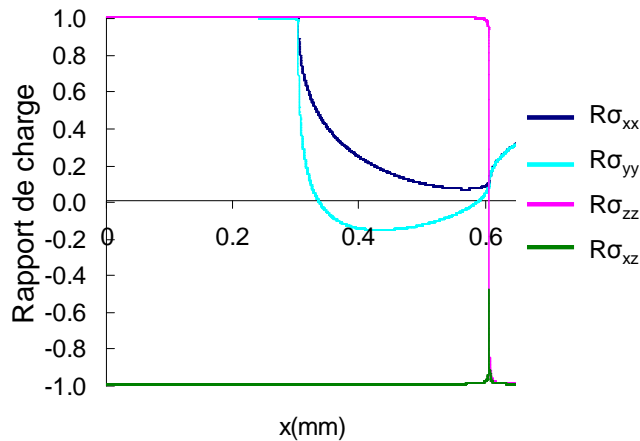


Figure IV-3 : Etude des rapports de charge R avec une précontrainte σ_{pxx} sur l'axe x .

1.1.2. Caractéristiques du trajet de chargement

Nous avons vu dans la partie précédente grâce à l'étude de l'évolution des contraintes et des rapports de charge en surface que la zone de contact d'un contact cylindre plan est soumise à un état de contrainte multiaxial. On peut distinguer trois états de contrainte différents selon que l'on se situe dans la zone collée, dans la zone glissante ou en bord de contact.

On cherche maintenant à détailler davantage ces états de contrainte et notamment les trajets de chargement. Pour cela, on s'appuie sur l'étude de l'évolution des contraintes les unes par rapport aux autres et sur la comparaison entre le critère de fatigue multiaxiale introduit par Papadopoulos et celui de Crossland. La comparaison du critère de Crossland avec celui de Papadopoulos permet d'identifier d'éventuels trajets de chargements affines ou proportionnels et donc l'intérêt d'utiliser le critère de Papadopoulos plutôt que celui de Crossland.

Dans le cas de chargements affines, le critère de Papadopoulos est équivalent au critère de Crossland. Dans ce cas, on obtient l'égalité :

$$\sqrt{\langle T_a^2 \rangle} = \sqrt{J_{2,a}}$$

Par contre, dans le cas de chargements quelconques, l'introduction de la grandeur $\sqrt{\langle T_a^2 \rangle}$ permet de décrire correctement des cas de traction-torsion, traction biaxiale et de fatigue triaxiale en phase ou hors phase [Papadopoulos, 1994; 1995]. Dans ce cas, le critère de Papadopoulos n'est plus égal au critère de Crossland et le critère de Papadopoulos est plus conservatif que le critère de Crossland.

Le calcul de $\sqrt{\langle T_a^2 \rangle}$ nécessite de projeter sur tous les plans et à tous les instants le tenseur des contraintes afin d'obtenir le trajet du cisaillement résolu τ . Ensuite il faut calculer le plus petit cercle circonscrit au trajet de chargement afin d'en déduire le centre du cercle et l'amplitude du cisaillement résolu à chaque instant. Plusieurs algorithmes sont proposés dans [Bernasconi, 2005] pour calculer le centre et le rayon de ce cercle. Ici, l'algorithme incrémental introduit dans [Bernasconi, 2005] est utilisé. En pratique le calcul de $\sqrt{\langle T_a^2 \rangle}$ nécessite de discrétiser l'espace et le temps. Pour le calcul présenté sur la Figure IV-4, la discrétisation spatiale est de 5° et la discrétisation temporelle est de $1/32^{\text{ième}}$ de la période T ce qui permet d'obtenir une convergence satisfaisante des calculs. Des détails sur ces calculs sont présentés dans [Papadopoulos, 1997, 2001].

Dans le but d'évaluer l'utilité du critère de Papadopoulos dans le cas d'un problème de fretting en configuration cylindre-plan, on étudie les propriétés du trajet de chargement via la quantité suivante :

$$\frac{\left| \sqrt{J_{2,a}} - \sqrt{\langle T_a^2 \rangle} \right|}{\sqrt{J_{2,a}}} \quad \text{IV-2}$$

Dans le cas où ce ratio vaut 0, le trajet de chargement est donc affine. La Figure IV-4 illustre donc le caractère affine ou quelconque du trajet de chargement. On observe que le ratio atteint une valeur de 0.2 environ en surface. L'écart entre le critère de Crossland et de Papadopoulos peut être significatif en surface. Néanmoins, le volume de matière sollicité de manière quelconque est peu étendu : ce volume est très localisé en surface et il reste localisé dans la zone glissante.

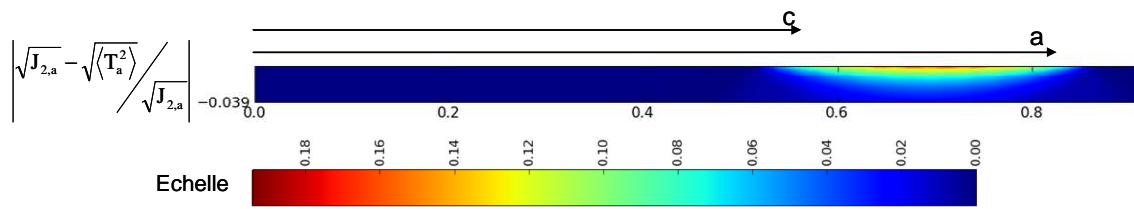


Figure IV-4 : Estimation des trajets de chargements affines dans un contact cylindre plan soumis à un effort tangentiel oscillant en glissement partiel.

On compare à présent la distribution des critères de Crossland et de Papadopoulos en surface (**Figure IV-5**). Dans la partie collée ($x < c$), les deux critères sont égaux, par contre dans la zone glissante ($c < x < a$) on observe un écart conformément à la Figure IV-4. On note que les maxima sont égaux et sont atteints en $x = a$ (bord de contact) à l'endroit où l'état de contraintes est biaxial. Le point le plus sollicité dans un contact cylindre plan soumis à un effort tangentiel oscillant est donc situé en bord de contact, et ce point est soumis à un état de contrainte biaxiale et en phase.

L'état de contrainte en surface dans un contact cylindre plan est donc affine dans la zone collée. Il est quelconque dans la zone glissante mais cela est très localisé en surface.

Il faut cependant remarquer que la localisation du maximum du critère de Crossland ou de Papadopoulos dépend du rapport σ_{-1}/τ_{-1} . En effet, nous sommes dans le cas d'un rapport $\sigma_{-1}/\tau_{-1} = 1.17$. Le coefficient α du critère de Crossland ou de Papadopoulos est donc égal à 0.83. L'effet de la pression hydrostatique est donc presque aussi important que celui du cisaillement. Dans le cas d'un matériau ayant un coefficient α proche de 0 (indépendance de la limite d'endurance vis-à-vis de $\sigma_{H,max}$), c'est-à-dire dont le rapport $\sigma_{-1}/\tau_{-1} = \sqrt{3}$, le maximum du critère de Papadopoulos se décale dans la zone glissante.

Papadopoulos classe les matériaux selon la valeur du rapport σ_{-1}/τ_{-1} :

- $\sigma_{-1}/\tau_{-1} \geq \sqrt{3}$ correspond au cas des matériaux ductiles,
- $\sigma_{-1}/\tau_{-1} < \sqrt{3} (\approx 1.73)$ correspond aux métaux durs (cas de l'Inconel 718, $\sigma_{-1}/\tau_{-1} = 1.17$),
- $\sigma_{-1}/\tau_{-1} \approx 1$ correspond aux matériaux fragiles.

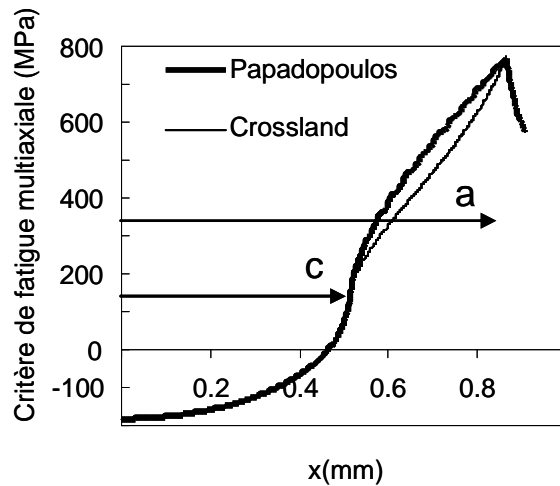


Figure IV-5 : Comparaison des distributions du critère de Crossland et de Papadopoulos.

L'étude de l'évolution des contraintes dans l'espace des contraintes permet de préciser si le chargement affine est éventuellement proportionnel dans la zone glissante et/ou en bord de contact. Ces résultats sont présentés sur la Figure IV-6. La période T du cycle de l'effort tangentiel Q a été discrétiser en $1/8^{\text{ième}}$ de période et on relève le trajet de chargement en différents points en surface dans la zone de contact.

On visualise bien les trajets de chargements affines dans la zone collée, et les trajets de chargements quelconques dans la zone glissante. Ces diagrammes permettent également d'apporter une précision supplémentaire concernant le trajet de chargement en bord de contact. Le chargement en $x=a$ est biaxial et proportionnel.

L'ensemble de ces résultats est synthétisé dans le Tableau IV-1.

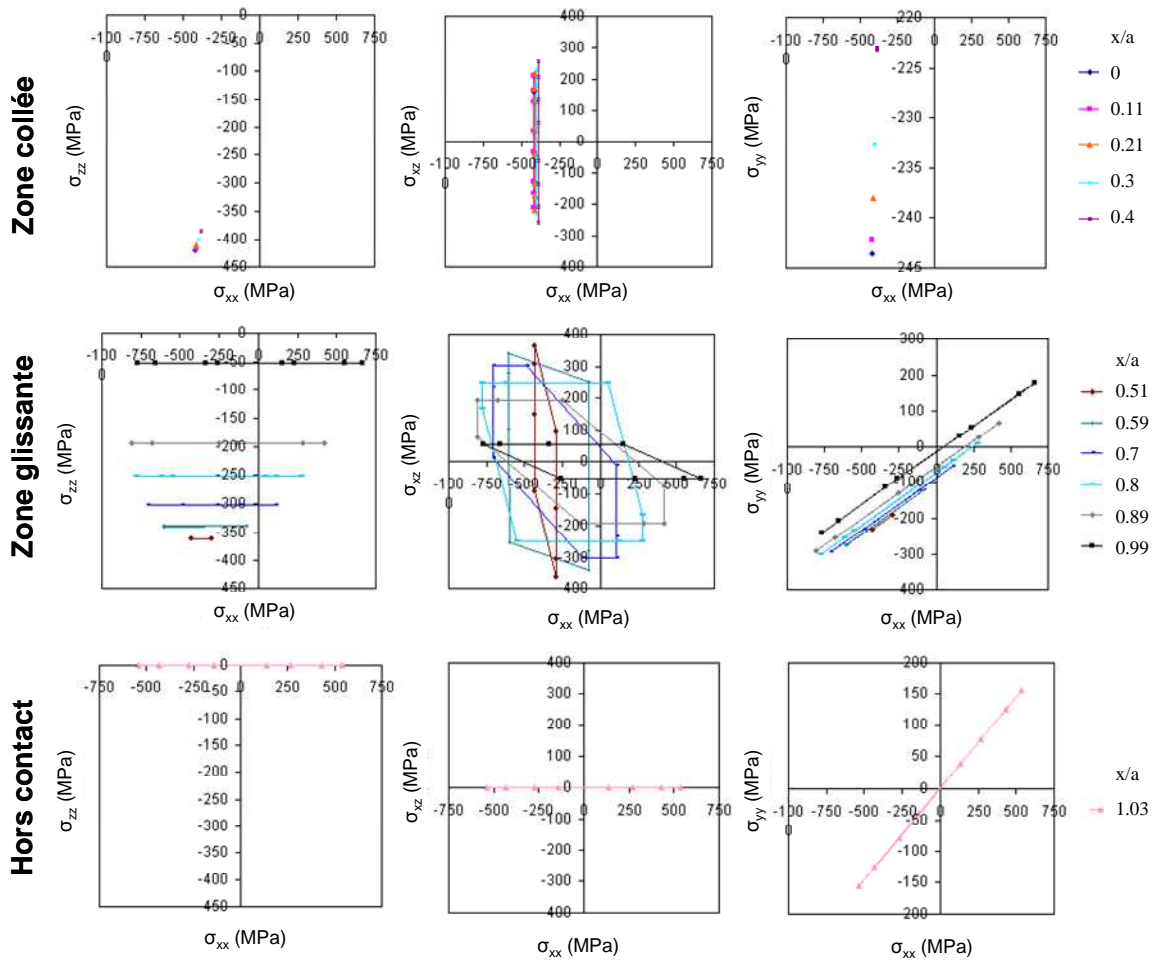


Figure IV-6 : Trajet de chargement dans un contact cylindre en glissement partiel ($c/a=0.5$)

	$x < c$	$c < x < a$	$x = a$
σ_{xx}	$\neq 0, R=1$	$-1 < R < 1$	$R=-1$
σ_{yy}	$\neq 0, R=1$	$-1 < R < 1$	$R=-1$
$\sigma_{zz} (=p)$	$\neq 0, R=1$		$=0$
$\sigma_{xz} (=q)$	$R=-1$		$=0$
Type de trajet de chargement	Affine	Quelconque	Proportionnel

Tableau IV-1 : Synthèse de l'état de contrainte dans les différentes zones du contact

1.1.3. A propos des gradients de contraintes

L'étude bibliographique nous a permis de mettre en évidence l'importance de la distribution des contraintes en fatigue multiaxiale caractérisée par le gradient de contrainte. On cherche à présent à caractériser les gradients de contraintes dans un contact cylindre plan en glissement partiel.

Dans un premier temps, on calcule la distribution en surface de la dérivée de p et q selon x. Les dérivées dp/dx et dq/dx sont données par :

$$\frac{1}{p_0} \frac{dp}{dx} = \frac{x}{a^2 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}} \quad \text{IV-3}$$

$$\frac{1}{\mu p_0} \frac{dq_{\max}}{dx} = \begin{cases} -\frac{x}{a^2 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}} + \frac{x}{ac \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c}\right)^2}} & \left| \frac{x}{c} \right| < 1 \\ -\frac{x}{a^2 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}} & \left| \frac{x}{c} \right| \geq 1 \end{cases} \quad \text{IV-4}$$

On a donc:

$$\lim_{x \rightarrow a} \frac{dp}{dx} = \infty \quad \text{IV-5}$$

$$\text{et } \begin{cases} \lim_{x \rightarrow a} \frac{dq_{\max}}{dx} = \infty \\ \lim_{x \rightarrow c} \frac{dq_{\max}}{dx} = \infty \end{cases} \quad \text{IV-6}$$

Il y a donc une discontinuité en x=a pour la dérivée de p et en x=a et x=c pour la dérivée de q et les dérivées tendent vers l'infini. Même si physiquement la notion de gradient infini est discutable, on peut donc penser que les niveaux de gradients rencontrés par la matière sont élevés. Ces résultats donnent une première indication sur les niveaux de gradients rencontrés et sur leur distribution. De plus, de manière assez évidente, on vérifie que la diminution du rayon du cylindre engendre une augmentation des gradients de contrainte (Figure IV-7).

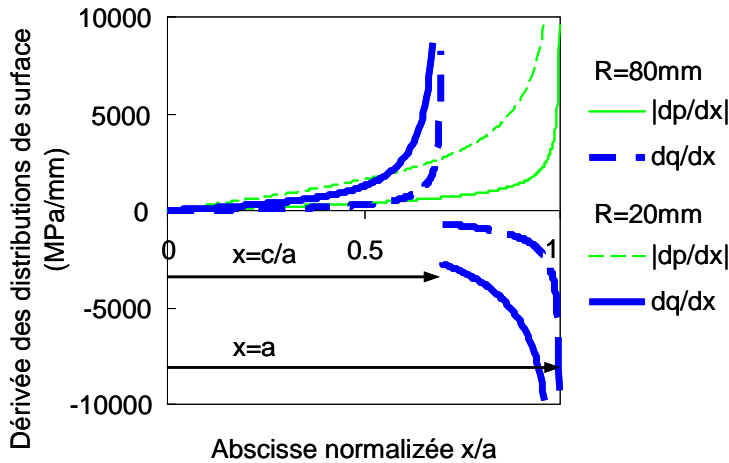


Figure IV-7 : Dérivées dp/dx et dq/dx de p et q selon x .

Afin de faire le lien avec une approche multiaxiale, on calcule les gradients de $\sqrt{J_{2,a}}$ et de $\sigma_{H,max}$. On définit le gradient de ces grandeurs de la même manière que celle introduite dans [Papadopoulos et Panoskaltsis, 1996]. Par exemple, le gradient

$\|\nabla\sigma_{H,max}\|$ de la pression hydrostatique $\sigma_{H,max}$ est défini par :

$$\|\nabla\sigma_{H,max}\| = \sqrt{\left(\frac{\partial\sigma_{H,max}}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial\sigma_{H,max}}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial\sigma_{H,max}}{\partial z}\right)^2} \quad \text{IV-7}$$

Les distributions en surface de $\|\nabla\sigma_{H,max}\|$ et $\|\nabla\sqrt{J_{2,a}}\|$ sont illustrées sur la Figure IV-8.

De la même manière que pour les dérivés de p et q , respectivement dp/dx et dq/dx , on observe une discontinuité en $x=c$ et $x=a$, avec potentiellement des asymptotes verticales en ces deux points. Les calculs étant numériques, on ne peut pas conclure de manière formelle sur ce point. On observe aussi que les gradients induits par une configuration avec un cylindre de rayon 20 mm sont supérieurs à ceux induits par un cylindre de rayon 80 mm.

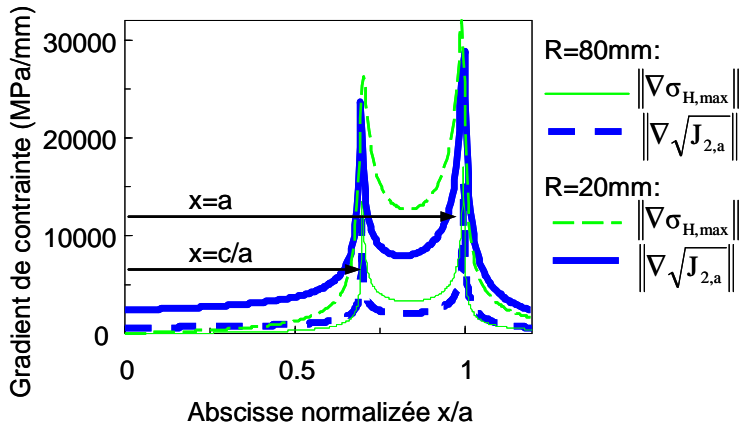


Figure IV-8 : Distributions de $\|\nabla\sigma_{H,max}\|$ et $\|\nabla\sqrt{J_{2,a}}\|$ en surface pour deux configurations cylindre plan différentes.

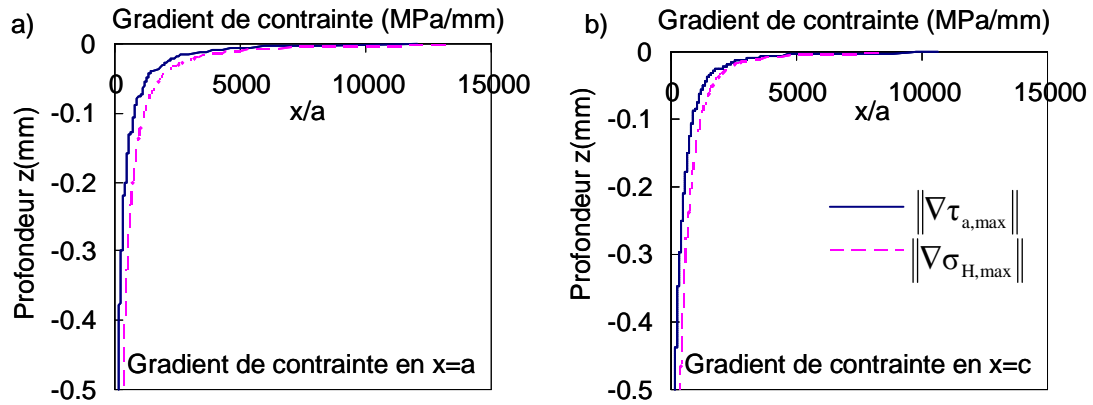


Figure IV-9: Distributions de $\|\nabla\sigma_{H,max}\|$ et $\|\nabla\sqrt{J_{2,a}}\|$ dans la profondeur pour a) $x=a$ et b) $x=c$.

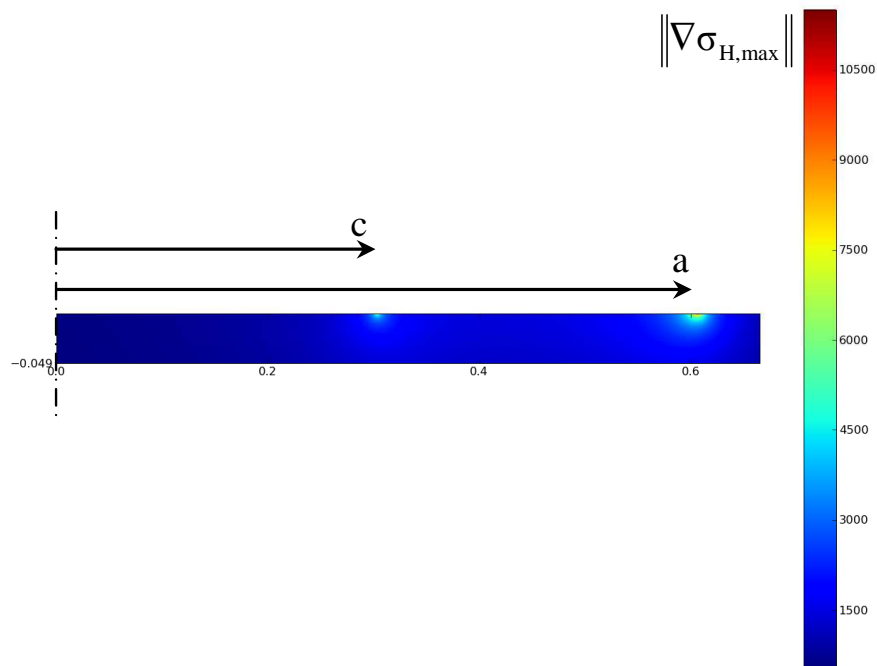


Figure IV-10 : Gradient de la valeur maximale au cours d'une période T de la pression hydrostatique $\sigma_{H,max}$ $\|\nabla\sigma_{H,max}\|$

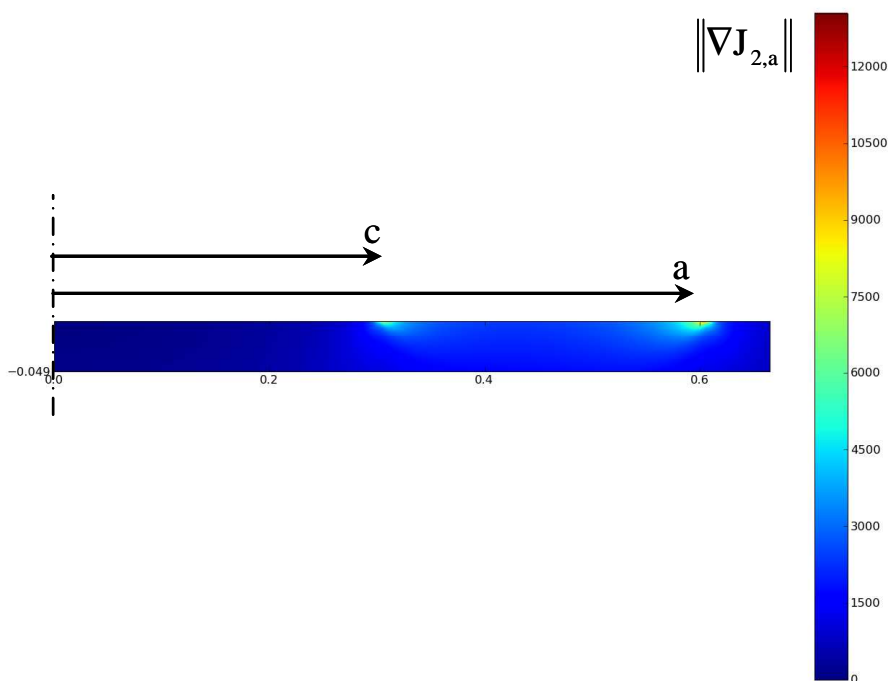


Figure IV-11 : Gradient de la valeur maximale au cours d'une période de l'amplitude du second invariant du déviateur des contraintes $\|\nabla\sqrt{J_{2,a}}\|$

On illustre par les Figure IV-9, Figure IV-10, Figure IV-11 la distribution en profondeur de $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$ et $\|\nabla\sqrt{J_{2,a}}\|$. On note là aussi un très fort gradient en surface et une chute très rapide en s'éloignant de la surface.

A ce stade, nous pouvons déjà tirer une conclusion concernant l'approche proposée dans [Papadopoulos and Panoskaltsis, 1996]. Nous avons vu Figure IV-7 et Figure IV-8 que les gradients induits par un contact cylindre plan (dans le cadre de la mécanique des milieux continus) sont probablement non définis en $x=c$ et $x=a$. On rappelle la formulation du critère introduit dans [Papadopoulos and Panoskaltsis, 1996] :

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max} \times \left(1 - k \left\langle \frac{\|\nabla\sigma_{H,\max}(M_C)\|}{\sigma_{H,\max}(M_C)} \right\rangle^n \right) < \beta \quad \text{IV-8}$$

Papadopoulos et Panoskaltsis proposent d'utiliser la valeur du gradient de la pression hydrostatique au point le plus sollicité $\|\nabla\sigma_{H,\max}(M_C)\|$. Le fretting dans une configuration cylindre plan, nous venons de voir que le gradient de la pression hydrostatique au point le plus sollicité ($x=a$) n'est pas défini. La formulation (IV-8) ne peut donc pas être appliquée au cas du contact cylindre plan en glissement partiel.

1.1.4. Conclusion

Nous avons mis en évidence les points suivants concernant l'état de contrainte généré dans un contact cylindre plan soumis à un effort tangentiel oscillant :

- le point le plus chargé d'un point de vue fatigue multiaxiale se situe en surface et en bord de contact en $x=a$. Cependant, dans le cas d'un coefficient α faible (matériau plus ductile), le point le plus sollicité d'un point de vue fatigue multiaxiale se déplace au milieu de la zone glissante,
- l'état de contrainte en ce point correspond à une sollicitation biaxiale sur la composante σ_{xx} et σ_{yy} en phase de rapport de charge $R=-1$ donc proportionnel,
- les gradients de contrainte induit par cette configuration géométrique sont très élevés et présentent des discontinuités en $x=a$ et $x=c$.

1.2. Eprouvette plate trouée en traction

On mène la même étude que précédemment pour le contact cylindre plan en glissement partiel.

1.2.1. Multiaxialité des contraintes et trajets de chargement

Les éprouvettes testées étant de faible épaisseur ($e=2.5$ mm), on travaille sous l'hypothèse de contrainte plane. On s'intéresse à l'état de contrainte dans la section critique de l'éprouvette (section de propagation de la fissure). En fond d'entaille l'état de contrainte est uniaxial. En s'éloignant du fond d'entaille le problème devient biaxial puisque la composante du tenseur des contraintes perpendiculaire à la contrainte principale maximal augmente, passe par un maximum et décroît. En ce qui concernant l'amorçage de fissures, on peut donc considérer que ce problème s'apparente à un essai de traction avec gradient de contrainte. En ce qui concerne le trajet de chargement, l'état de contrainte dans toute l'éprouvette est proportionnel.

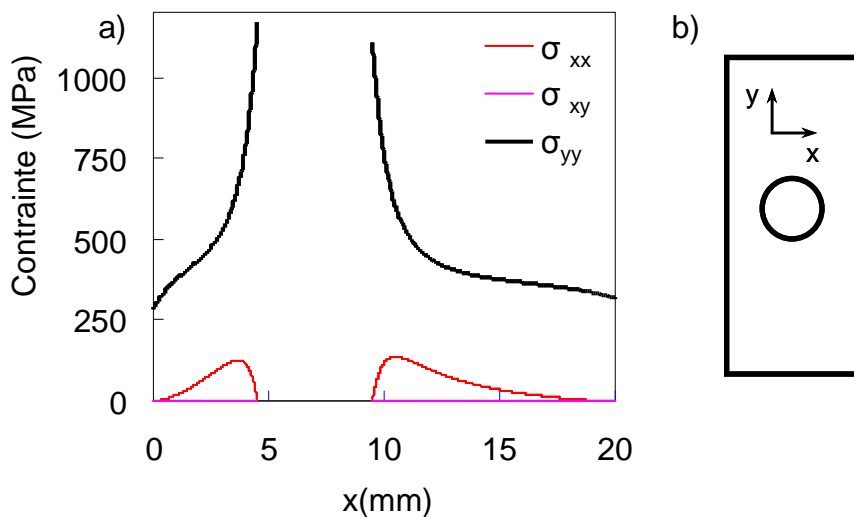


Figure IV-12 : a) Etat de contrainte dans l'éprouvette plate trouée $K_t=2.57$ ($L=20$ mm, $d=5$ mm), b) définition du repère associé à l'éprouvette plate trouée.

1.2.2. Gradient de contrainte

On présente sur la

Figure IV-13 le calcul du gradient de la pression hydrostatique maximale au cours d'un cycle pour la condition de rupture identifiée à 10^5 cycles sur l'éprouvette $K_t=2.57$. Les valeurs maximales atteintes pour $\|\nabla\sigma_{H,max}\|$ pour la condition de rupture à 10^5 cycles

sont de 340 MPa/mm pour l'éprouvette de $Kt=2.35$ et de 606 MPa/mm pour l'éprouvette de $Kt=2.57$.

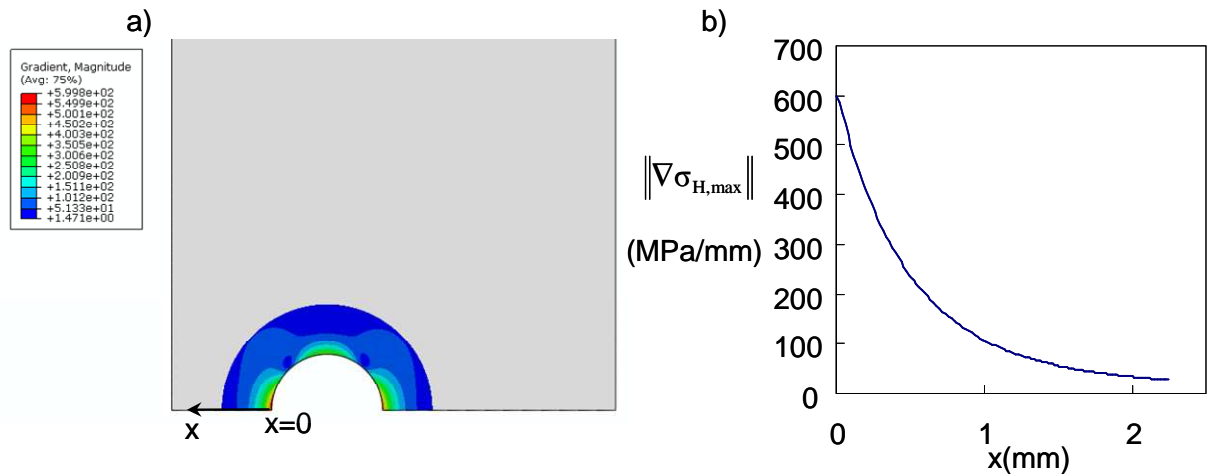


Figure IV-13 : Epreuve plate trouée $Kt=2.57$ a) Illustration du calcul de $\|\nabla\sigma_{H,max}\|$, b) Distribution de $\|\nabla\sigma_{H,max}\|$ dans le plan de fissuration.

2. CALCULS DES CONDITIONS D'AMORÇAGE DE FISSURES EN FRETTEMENT ET EN FATIGUE

2.1. Approche classique: critère de Crossland

- Problème du fretting en glissement partiel

On trace dans un diagramme p_0 - $q_{C,max}$ la frontière d'amorçage de fissures calculée à partir du critère de Crossland dans la configuration sans précontrainte (Figure IV-14). On rappelle que la valeur maximale du critère de Crossland est égale à celle du critère de Papadopoulos dans le cas d'un contact cylindre plan en glissement partiel. La frontière d'amorçage du critère de Crossland tracée sur la Figure IV-14 correspond donc également à celle obtenue avec le critère de Papadopoulos.

Ces résultats confirment bien que les critères locaux produisent des résultats conservatifs dans le cas d'application avec gradient de contraintes. On peut donc utiliser des critères locaux sans risque de rupture prématurée. Par contre ces approches ne permettent évidemment pas de décrire l'effet de gradient observé expérimentalement.

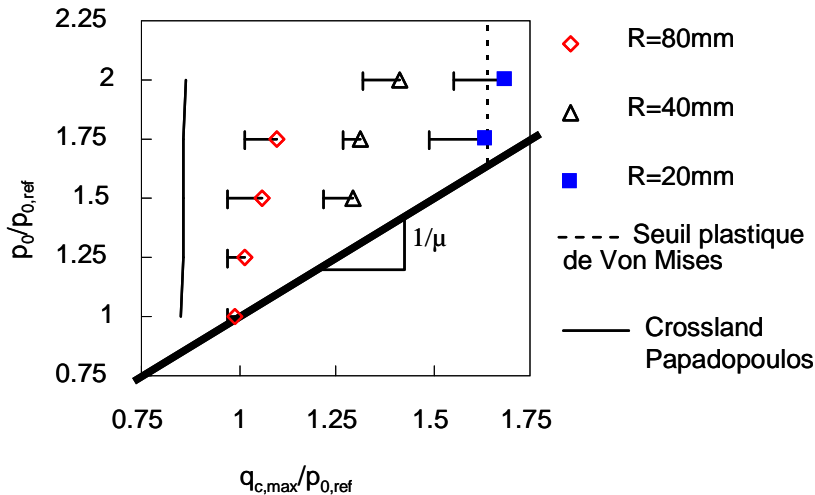


Figure IV-14 : Frontière d'amorçage de fissures calculée à partir du critère de Crossland

- Fatigue sur éprouvette plate trouée

Dans le cas des éprouvettes plates trouées, l'application du critère local de Crossland donne des résultats relativement corrects. Les contraintes maximales principales correspondant au nombre de cycles à rupture sont présentées dans le Tableau IV-2. On note cependant que le résultat est plus conservatif pour l'éprouvette ayant le coefficient de concentration K_t de contrainte le plus élevé. Ce résultat va dans le sens de l'effet de gradient car le gradient est d'autant plus élevé que le K_t est élevé.

K_t	$\sigma_{l,max}/Re$	$\ \nabla\sigma_{H,max}\ $ (MPa/mm)	$(\sqrt{J_{2,a}} + \sigma_{H,max})/\beta$
2.35	0.912	340	1.01
2.57	0.992	606	1.10

Tableau IV-2 : Application du critère locale de Crossland aux essais de fatigue sur éprouvette plate trouée.

2.2. Approches intégrant le gradient de contrainte

Nous venons de voir qu'une approche locale de fatigue multiaxiale - adaptée aux éprouvettes lisses - ne permet pas de rendre compte des phénomènes observés en

fretting, et plus généralement dans le cas d'applications avec gradients de contrainte [Fouvry, 1996 ; Papadopoulos, 1996 ; Qylafku, 1999 ; Billaudeau, 2002 ; Nadot, 2006, Morel and Palin-Luc, 2002 ; Proudhon, 2006 ; Schwob, 2007 ; Bertolino, 2007 ; Susmel, 2008 ; Morel, 2009]. Dans cette section on étudie le comportement de quelques solutions déjà proposées dans le cas d'application de fretting.

Nous abordons en détail le comportement des approches utilisées par Fouvry et al. dans [Fouvry, 2004], par Proudhon et al. dans [Proudhon, 2006]. Nous évoquons aussi les approches de Morel et Palin-Luc dans [Morel, 2002], ainsi que celle Billaudeau et de Nadot et al. [Billaudeau, 2002 ; Nadot, 2006] et de Schwob dans [Schwob 2007].

2.2.1. L'approche « volume constant », [Fouvry, 1996 ; Fouvry, 2000 ; Fouvry, 2004]

- Application au fretting

Dans cette approche, Fouvry et al. proposent de calculer la moyenne du critère de Dang Van sur un volume de taille constant [Fouvry, 1996 ; 2000]. Pour des raisons de simplicité des calculs, Fouvry et al. travaillent sur un volume de forme carré, centré sur la valeur maximale du critère de fatigue multiaxiale, qui se situe en bord de contact, $x=a$ (Figure IV-5).

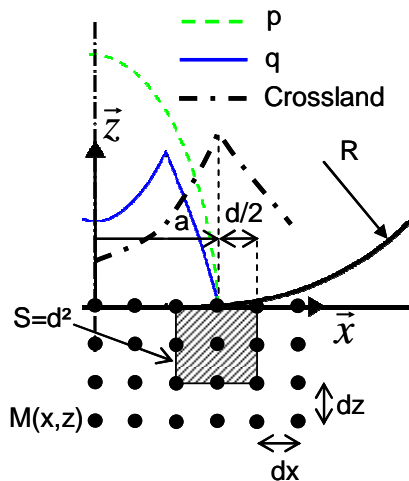


Figure IV-15 : définition de la zone sur laquelle la moyenne du critère est calculée.

Dans [Fouvry, 2004], les auteurs utilisent la même approche mais basée sur l'utilisation du critère de Crossland. Le critère s'écrit :

$$\frac{1}{V} \iiint_V (\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max}) dV < \beta \quad \text{IV-9}$$

Afin de comparer les résultats expérimentaux et numériques, on définit l'erreur sur la valeur de $q_{C,max}$ par :

$$E(\%) = \frac{q_{C,max}(\text{exp}) - q_{C,max}(\text{num})}{q_{C,max}(\text{exp})} \times 100 \quad \text{IV-10}$$

Il y a donc dans cette approche un seul paramètre supplémentaire introduit qui est la longueur du côté du carré : d . On identifie cette approche sur un point intermédiaire (cylindre de rayon 40 mm et $p_0/p_{0,ref}=1.75$ sans précontrainte). On obtient un carré de côté égale à 36 μm . Les résultats obtenus avec cette approche sont présentés sur la Figure IV-16. On observe que dans le cas des essais de fretting non précontraint, cette approche permet une bonne description des résultats expérimentaux avec une erreur voisine des 10%. Il faut néanmoins préciser que le paramètre « d » définissant la taille du volume V est identifié sur un de ces essais. Dans le cas des essais de fretting précontraint l'erreur devient très significative, entre 20% et 30%. Les résultats deviennent très conservatifs.

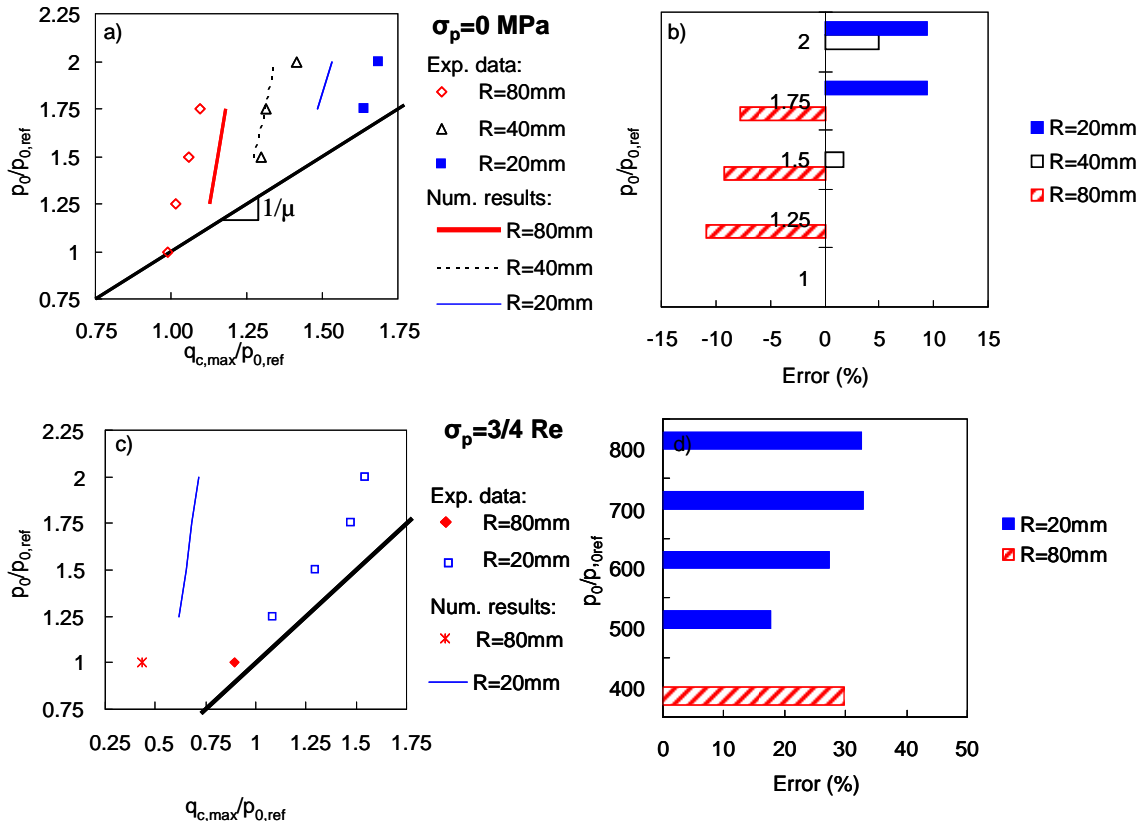


Figure IV-16 : comparaison entre la carte de fretting expérimentale et calculée par la méthode appliquée dans [Fouvry, 1996, 2004] et écarts entre les calculs et les résultats expérimentaux. a) et b) sans précontrainte, c) et d) avec précontrainte.

- Application à la fatigue sur éprouvette entaillée

On peut à présent appliquer cette approche au problème de fatigue sur éprouvette plate trouée. Tout comme dans le cas du fretting, nous travaillons sur un problème plan mais cette fois en contrainte plane. Il faut donc calculer la valeur moyenne du critère de Crossland en fond d'entaille sur un carré de $36 \mu\text{m}$ de côté.

Nous avons déjà vu que les gradients de contrainte sont nettement plus faibles dans sur des éprouvettes plates trouées qu'en fretting. On peut donc considérer que sur une surface de $10 \mu\text{m}$ l'évolution du critère de Crossland n'est pas significative. On pose donc l'hypothèse suivante :

$$\frac{1}{S} \iint_S \sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max} \cdot dS \approx \max \left[\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max} \right] \quad \text{IV-11}$$

La valeur moyenne du critère de Crossland en fond d'entaille est environ égale à la valeur ponctuelle en fond d'entaille (voir Figure IV-13 b). Dans ce cas, l'approche type

« distance critique » de Fouvry et al. ne prédit pas ou très peu d'effet de gradient sur cette application de fatigue. Ce résultat est assez proche des résultats expérimentaux.

2.2.2. L'approche « volume variable », [Proudhon, 2006]

Proudhon et al. propose une approche dans la continuité de l'approche type distance critique abordée dans la partie précédente. Les auteurs montrent l'intérêt de cette approche pour tenir compte du gradient de contrainte. On se propose confronter cette méthode de calcul à nos résultats expérimentaux présentés dans le chapitre précédent.

- Application au fretting

Proudhon et al. introduisent un volume dont la taille dépend de la largeur de la zone glissante a-c. Il propose la relation suivante :

$$k = \frac{d}{a - c} \quad \text{IV-12}$$

avec d la longueur du côté du carré, k une constante.

Nous avons repris sa proposition en la modifiant quelque peu puisque Proudhon et al. travaillaient à l'origine à partir d'un SWT lié à une loi de type Manson-Coffin et avec une surface circulaire. Nous avons adapté la proposition de Proudhon et al. en reprenant sa définition du volume mais appliqué au critère de Crossland avec une surface carré. Le critère est donc défini de la même manière que dans la partie précédente mis à part la définition du volume V qui devient fonction de la largeur de la zone glissante. On identifie le paramètre k sur la même condition expérimentale que celle utilisée pour l'approche « volume constant » (cylindre de rayon 40 mm et $p_0/p_{0,ref}=1.75$ sans précontrainte).

Les résultats obtenus avec cette approche sont très similaires à ceux obtenus avec l'approche précédente. Cette proposition permet une meilleure prise en compte de l'effet de gradient sur l'amorçage de fissures dans le cas des essais non précontraint (Figure IV-17 a), b)). L'écart entre les résultats expérimentaux et les calculs varie entre -10% et +5%.

La Figure IV-18 montre l'évolution de la taille du volume V pour le calcul du Crossland moyen dans le cas des essais de fretting non précontraint. Dans ce cas, pour chaque condition d'amorçage identifiée expérimentalement, on identifie le volume V permettant de décrire parfaitement la condition d'amorçage considérée. Il est intéressant

de noter que l'erreur sur la taille du volume V peut être considérable, jusqu'à 60%. Mais cet écart ne se répercute pas directement sur le calcul des conditions d'amorçage.

Concernant les résultats de fretting avec précontrainte, on retrouve la même tendance (Figure IV-17, c), d)) qu'avec l'approche « volume constant ». Le critère prédit des résultats très conservatifs avec une erreur aux environs de 20%.

▪ Application à la fatigue sur éprouvette entaillée

L'inconvénient principal de cette approche réside dans sa spécificité au fretting, puisqu'elle ne peut être appliquée que sur un système où on peut calculer la largeur de la zone glissante. En effet, contrairement à l'approche précédente, on ne peut pas l'appliquer au problème de fatigue sur éprouvette plate trouée car ce n'est pas un problème de contact.

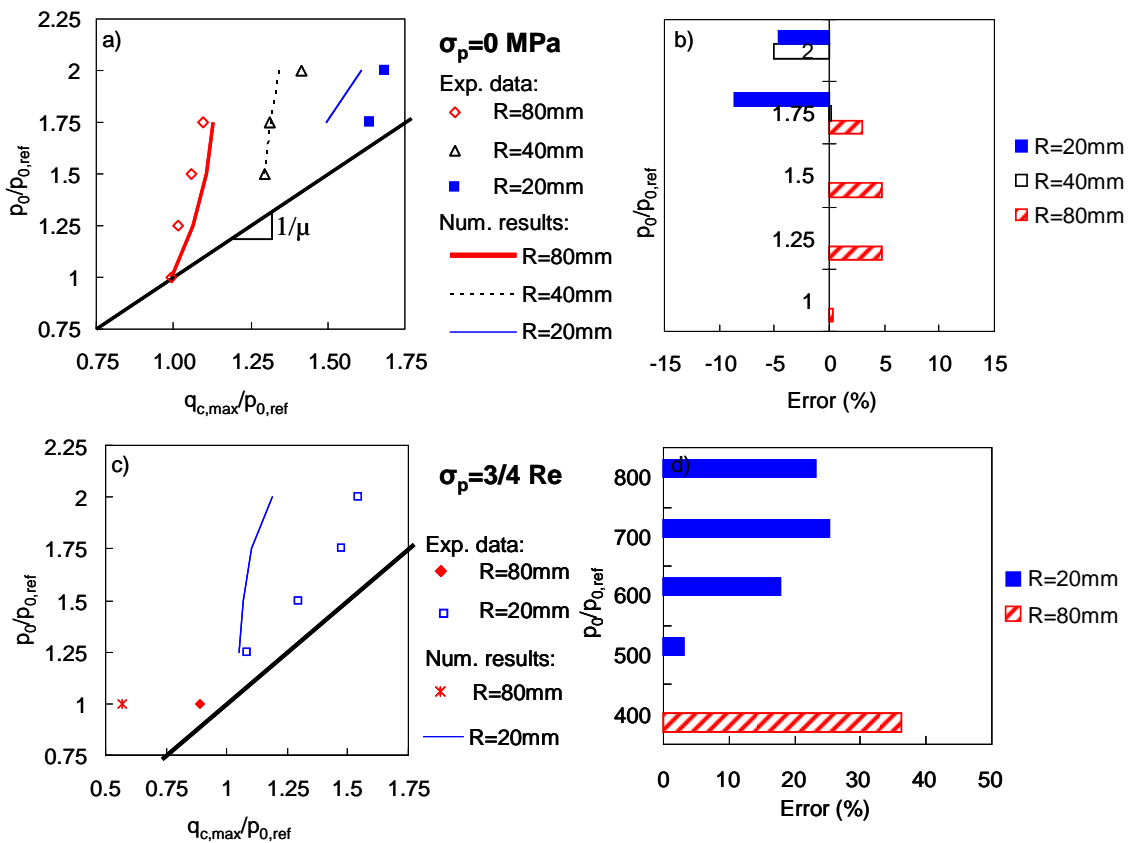


Figure IV-17 : comparaison entre la carte de fretting expérimentale et calculée par la méthode introduite dans [Proudhon, 2006] et écarts entre les calculs et les résultats expérimentaux. $k=6.2$ a) et b) sans précontrainte, c) et d) avec précontrainte.

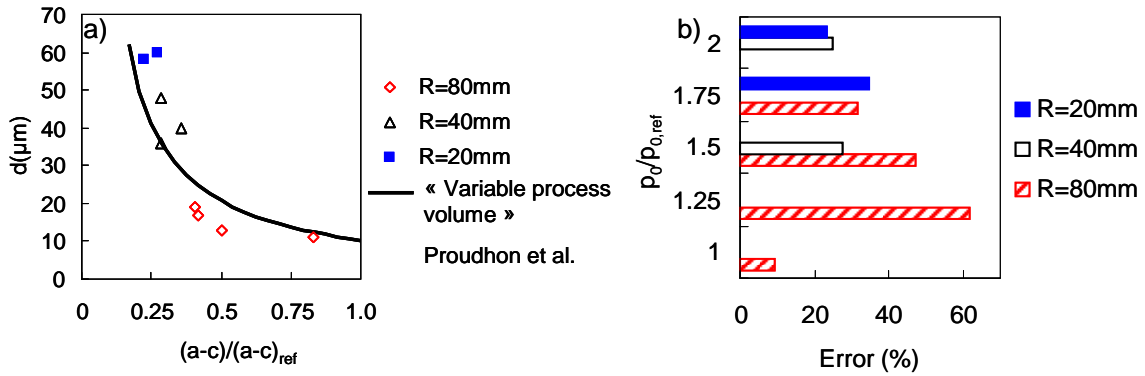


Figure IV-18 : a) évolution de la taille du volume et b) écart entre le volume théorique et expérimental pour les données de fretting sans précontrainte.

2.2.3. Synthèse

La proposition de Morel et Palin-Luc [Morel and Palin-Luc, 2002] a également été appliqué au cas du fretting, mais elle s'avère inadaptée au cas du fretting car les gradients sont trop élevés. La définition du volume introduit dans [Morel and Palin-Luc, 2002] amène à définir des volumes très grands dans le cas d'un contact cylindre plan en glissement partiel qui s'étendent sur toute la largeur du contact. D'autre part la méthode n'est pas suffisamment sensible à l'effet de gradient : elle ne permet pas de décrire un effet de gradient aussi important que celui mesuré. Cette approche avait déjà été appliqué dans [Schwob, 2007] sur des éprouvettes plates trouées et n'avait pas permis une bonne description de l'effet de gradient de contrainte. La taille du volume utilisé pour calculer une grandeur moyenne posait également problème.

L'approche de C.Schwob dans [Schwob, 2007] a aussi été étudiée, mais la définition du volume associé à l'endommagement fait intervenir explicitement une valeur de gradient de contrainte. Comme illustré dans la Figure IV-8, on rencontre en glissement partiel deux discontinuités dans les gradients de contraintes. Dans certains cas, la zone vérifiant le critère macroscopique introduit par C.Schwob est scindée en deux parties, une partie centrée en $x=a$ et une autre centrée en $x=c$ (Figure IV-19, b).

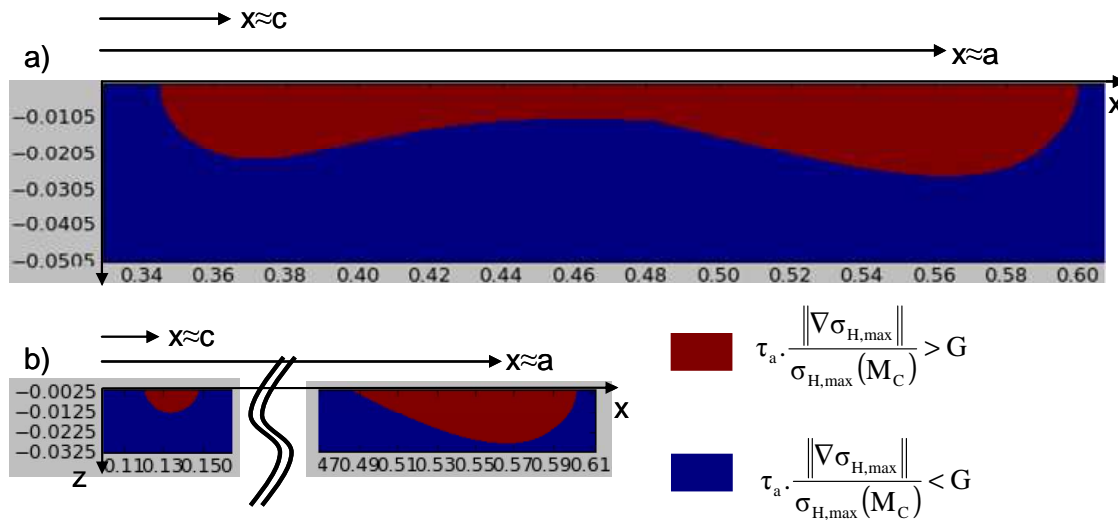


Figure IV-19 : Application du critère de C.Schwob et al. [Schwob, 2007] au problème du contact cylindre plan en glissement partiel. En rouge, zone vérifiant le critère macroscopique sur laquelle on calcule la moyenne du critère local. a) zone unique, b) zone scindée.

Nous avons vu que l'approche « volume constant » permet de rendre compte d'un effet de gradient de contrainte en l'absence de précontrainte. L'approche « volume variable » introduite dans [Proudhon, 2006] permet une amélioration des résultats dans la configuration sans précontrainte sans ajout de paramètres supplémentaires et sans augmenter la complexité des calculs. Néanmoins, l'inconvénient de cette approche réside dans sa spécificité aux problèmes de contact puisqu'on introduit explicitement une largeur de zone glissante. On ne peut donc pas l'appliquer à un problème de fatigue avec entaille.

Par contre, ces deux approches ne permettent pas de décrire correctement l'effet de la précontrainte. On obtient des résultats très conservatifs dans le cas de la configuration avec précontrainte. Ces résultats s'expliquent sûrement par des conditions d'amorçage identifiées dans le domaine plastique. Or, nos calculs sont réalisés dans un cadre élastique. L'état de contrainte calculé sous des hypothèses d'élasticité produit donc une surestimation de l'état de contrainte et donc des résultats conservatifs.

En ce qui concerne les données de fatigue sur éprouvette plate trouée, nous avons vu que seule l'approche type « volume constant » peut être utilisée sur cette application car l'approche de Proudhon et al. introduit explicitement des données spécifiques au

fretting (largeur de zone glissante). L'approche « volume constant » ne prédit quasiment pas d'effet de gradient de contrainte du fait des faibles gradients. Mais ce résultat est plutôt en conformité avec les observations expérimentales.

On cherche à présent à développer un modèle permettant de remédier aux lacunes évoquées précédemment. Le modèle doit :

- rendre compte de l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures en fretting et en fatigue,
- et ne pas introduire de données spécifiques à un problème de contact ou de fretting afin de pouvoir être appliqué ensuite correctement à un problème de fatigue simple.

2.3. Introduction d'une approche phénoménologique pour la prise en compte du gradient de contrainte

2.3.1. Introduction et objectifs

On se propose dans cette partie de développer une méthode de calculs pour l'amorçage de fissures en fatigue multiaxiale intégrant le gradient de contrainte. Dans la partie précédente, nous avons appliqué différentes méthodes issues de la bibliographie qui nous ont permis d'identifier les améliorations nécessaires :

- ⇒ Deux approches type « distance critique » :
 - une approche classique (distance critique constante) appliquée par Fouvry et al. au problème du fretting dans [Fouvry, 1996 ; 2000],
 - une approche intégrant une dépendance de la distance critique à la largeur de la zone glissante appliquée par Proudhon et al. au problème du fretting dans [Proudhon, 2006].
- ⇒ Deux approches couplant un critère de fatigue multiaxiale dont la moyenne est calculée sur un volume défini par un état de contrainte, ou une grandeur équivalente :

- une approche proposée par Palin-Luc et Morel dans [Morel et Palin-Luc, 2002] : la moyenne d'un critère de fatigue multiaxiale est calculée sur un volume délimitée par une contrainte seuil,
- une approche proposée par Schwob et al. dans [Schwob, 2007] dans laquelle la moyenne d'un critère de fatigue multiaxiale est calculée sur un volume défini par une fonction de la contrainte et du gradient.

Le principal problème rencontré avec ces approches est le manque de polyvalence due :

- soit à l'utilisation de données spécifiques au fretting [Proudhon, 2006] qui limite le champ d'application de cette approche au problème du fretting,
- soit à l'utilisant de volumes, utilisés pour calculer un état de contrainte moyen, définis par des données de contrainte [Morel et Palin-Luc, 2002] et/ou du gradient de contrainte [Schwob, 2007]. Ces approches n'ont pas pu être mise en œuvre à la fois sur un problème de fretting et de fatigue.

On cherche donc à répondre à ces deux points.

2.3.2. Formulation

La formulation générale de l'approche proposée est :

$$\max(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max}) w < \beta \quad \text{IV-13}$$

avec $\max(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max})$ la valeur maximale du critère de fatigue multiaxiale sur l'application étudiée et w une fonction de poids que l'on suppose dépendante du gradient de contrainte. La forme de la fonction de poids w reste encore à définir. Comme dans les travaux de Papadopoulos dans [Papadopoulos, 1996], de Nadot et al. dans [Nadot, 2006] et de Morel et al. dans [Morel, 2009], on choisit de définir w comme une fonction du gradient de la valeur maximale de la pression hydrostatique au cours d'un cycle :

$$w = f(\|\nabla \sigma_{H,\max}\|) \quad \text{IV-14}$$

Le choix d'introduire une pondération fonction du gradient de la pression hydrostatique s'explique par l'hypothèse que le gradient de cisaillement n'a pas d'effet sur la limite d'endurance [Papadopoulos, 1996]. Papadopoulos et al. font référence à des essais de torsion alternée avec contrainte moyenne non nulle. L'effet du gradient de cisaillement a aussi été étudié dans [Billaudeau, 2002 ; Nadot, 2006] et les auteurs arrivent aussi à la

conclusion que le gradient de cisaillement n'a pas d'effet sur la limite d'endurance. Néanmoins, cette hypothèse est toujours discutée [Davoli, 2003].

Nous avons déjà vu qu'en fretting $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$ est probablement divergent et non défini en $x=c$ et $x=a$ pour un contact cylindre plan. On ne peut donc pas travailler avec une valeur ponctuelle de gradient de pression hydrostatique au point où le critère est maximal car cela correspond à $x=a$. On propose donc deux approches :

- Utilisation d'une valeur moyenne du gradient de la pression hydrostatique :

$\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|}$. On définit $\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|}$ par:

$$\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|} = \frac{1}{V} \iiint_V \|\nabla\sigma_{H,\max}\| \cdot dV \quad \text{IV-15}$$

avec V un volume définit par une « distance critique » d caractéristique du volume considéré. On n'attache pas d'importance particulière à la forme du volume. Pour des raisons de simplicité, on utilisera un carré.

- Utilisation d'une valeur ponctuelle du gradient de la pression hydrostatique $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|_{d/2}$ localisée à une distance $d/2$ du point le plus sollicité de la structure.

Cette approche constitue une simplification de l'approche précédente et permet de contourner le problème de lié au calcul de la valeur moyenne du gradient de la pression hydrostatique.

Cette formulation générale permet de répondre aux problèmes évoqués précédemment de la manière suivante :

- L'utilisation de la valeur maximale du critère de fatigue multiaxiale $\max\left(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max}\right)$ permet d'éviter d'intégrer des sollicitations non représentatives de la sollicitation principale comme c'est le cas des approches « distance critique ». On rappelle qu'une explication des mauvais résultats obtenus avec les approches « distance critique » sur les essais de fretting précontraint par la prise en compte de sollicitations non représentatives dans le calcul de la moyenne du critère de fatigue multiaxiale.
- L'utilisation d'une fonction de poids w pour intégrer l'effet de gradient de contrainte fonction de la pression hydrostatique (plutôt qu'un volume fonction de l'état de contrainte) permet de remédier au problème rencontré avec les approches proposées dans [Palin-Luc et Morel, 2002 ; Schwob, 2007]. On utilise

ici une distance critique constante. La distance critique introduite et le volume défini associé ne peut donc pas subir des variations extrêmes qui peuvent poser parfois des problèmes de mise en œuvre sur certaines applications.

- De plus, la forme de la fonction de poids permet de préserver les propriétés initiales du critère de fatigue multiaxiale auquel la fonction de poids est appliquée : $w=1$ si le gradient est nul, et le gradient de cisaillement n'a pas d'effet sur la valeur de la fonction de poids [Papadopoulos, 1996 ; Davoli, 2003 ; Morel, 2009]. Les paramètres α et β du critère de fatigue multiaxiale sont donc inchangés.

2.3.3. Identification de la fonction de poids w

On s'intéresse donc tout d'abord à la valeur moyenne spatiale du gradient de la pression hydrostatique: $\overline{\|\nabla\sigma_{H,max}\|}$. On définit cette valeur moyenne d'une manière équivalente aux moyennes de critères de fatigue multiaxiale calculés dans la partie précédente :

$$\overline{\|\nabla\sigma_{H,max}\|} = \frac{1}{V} \iiint_V \|\nabla\sigma_{H,max}\| \cdot dV \quad \text{IV-16}$$

Comme on travaille en déformation plane en fretting, on simplifie le calcul à un calcul 2D :

$$\overline{\|\nabla\sigma_{H,max}\|} = \frac{1}{S} \iint_S \|\nabla\sigma_{H,max}\| \cdot dS \quad \text{IV-17}$$

avec S la surface telle que définie sur la Figure IV-15.

On vérifie la convergence de $\overline{\|\nabla\sigma_{H,max}\|}$ en fonction de la discrétisation spatiale dx et dz . L'utilisation d'une valeur moyenne de gradient pose problème car le gradient de pression hydrostatique n'est probablement pas défini $x=a$. Les calculs réalisés jusqu'à présent ne permettent pas de conclure sur ce point. On choisit de vérifier la convergence sur un carré de côté $10 \mu\text{m}$ car cela correspond à la taille des plus petits grains observé sur l'Inconel 718 et à la profondeur de fissure à partir de laquelle on considère qu'il y a amorçage. Les résultats présentés sur Figure IV-20 semble montrer qu'il y a convergence de $\overline{\|\nabla\sigma_{H,max}\|}$ et qu'on obtient une approximation correct à partir d'une discrétisation spatiale dx et dz de $0.1 \mu\text{m}$. Cette étude ne permet pas de conclure sur la convergence de la valeur moyenne du gradient de la pression hydrostatique. Néanmoins,

cela constitue une approche permettant d'évaluer le gradient de contrainte autour de la zone la plus sollicitée. Nous verrons au paragraphe suivant que ce problème peut être contourné par l'utilisation d'une valeur ponctuelle de gradient de contrainte.

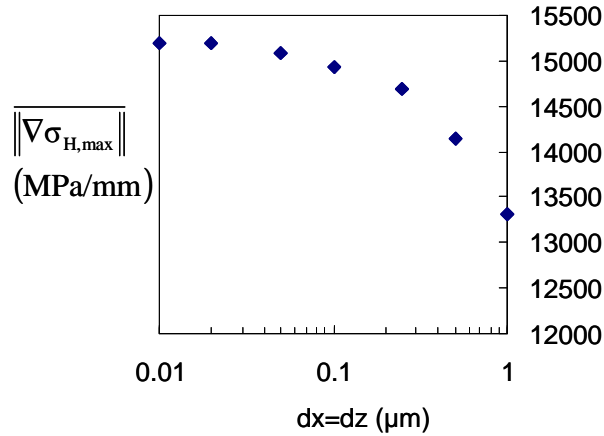


Figure IV-20 : Etude de la convergence de la valeur moyenne de la pression hydrostatique

$$\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$$

On choisit donc de travailler sur une fonction de poids w de la forme :

$$w = f\left(\|\nabla\sigma_{H,\max}\|\right) \quad \text{IV-18}$$

Pour identifier la forme de la fonction de poids w , on trace le ratio :

$$w = \frac{\beta}{\max\left(\sqrt{J_{2,a}}_{\text{exp}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max \text{ exp}}\right)} \quad \text{IV-19}$$

en fonction de $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$. On obtient le résultat présenté Figure IV-21. On trouve qu'une fonction affine permet une bonne description des résultats obtenus en fretting et en fatigue.

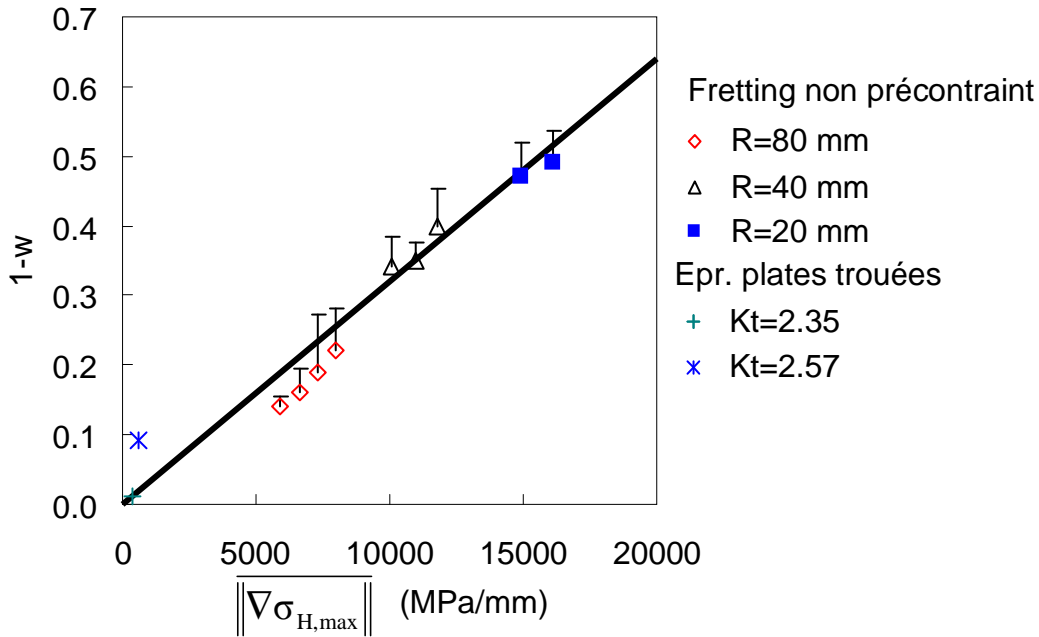


Figure IV-21 : Evolution du ratio w en fonction de $\overline{\|\nabla\sigma_{H,max}\|}$, $k=32.10^{-6}$

On identifie la fonction de poids uniquement sur les données de fretting simple et de fatigue car ce sont les données conditions d'amorçage identifiées dans le domaine élastique (Figure IV-21).

On propose donc d'écrire w telle que :

$$w = 1 - k \cdot \overline{\|\nabla\sigma_{H,max}\|} \quad \text{IV-20}$$

La formulation complète de la proposition s'écrit donc:

$$\max\left(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max}\right) \left(1 - k \cdot \overline{\|\nabla\sigma_{H,max}\|}\right) < \beta \quad \text{IV-21}$$

avec :

$$\overline{\|\nabla\sigma_{H,max}\|} = \frac{1}{S} \iint_S \|\nabla\sigma_{H,max}\| \cdot dS \quad \text{IV-22}$$

L'identification du modèle sur les conditions d'amorçage dans le domaine élastique (fretting simple et fatigue) donne un écart type s de 10^{-3} et un coefficient de détermination R^2 de 0.95.

On illustre sur la Figure IV-22 les conditions d'amorçage identifiées en fretting précontraint. On observe que la condition d'amorçage identifiée avec le cylindre de rayon 80 mm et précontrainte est le plus éloigné du modèle, sûrement à cause d'une zone plastique particulièrement étendue.

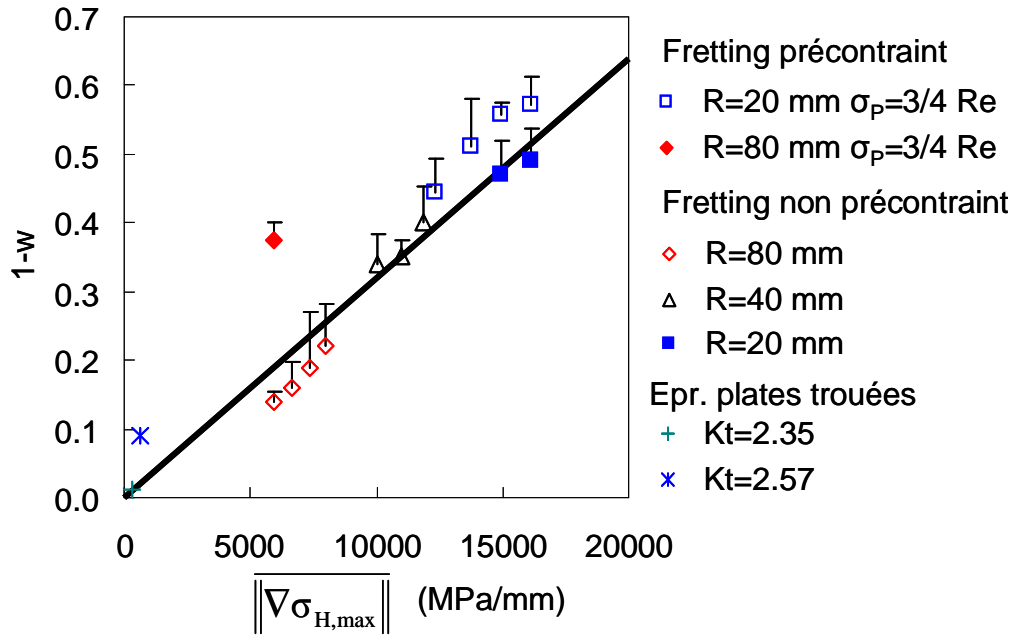


Figure IV-22 : Illustration du modèle avec les conditions d'amorçage identifiées en fretting précontraint.

– Simplification de l'approche :

Le calcul de la valeur moyenne du gradient de la pression hydrostatique nécessite des calculs lourds qui ont été facilités dans le cas du fretting par la description analytique de l'état de contrainte pour un contact cylindre plan en glissement partiel. De plus, nous avons vu qu'il pose également un problème de définition à cause d'un problème de continuité en $x=a$.

Pour contourner ce problème et en vue d'une utilisation de cette approche sur des applications plus complexes, il paraît nécessaire de simplifier cette approche.

Pour cela, on propose d'utiliser non plus une valeur moyenne du gradient de contrainte mais plutôt une valeur ponctuelle à une certaine distance du point le plus sollicité de l'application. Cette approche se rapproche de celles introduites dans [Qylafku,1999 ; Susmel, 2008], mais la principale différence est l'application de la distance critique à une valeur de gradient de contrainte et non pas d'une valeur de contrainte. De ce fait, cette approche se rapproche de celles de [Papadopoulos, 1996 ; Billaudeau, 2002 ; Nadot, 2006 ; Morel, 2009].

On choisit de définir la distance critique introduite pour définir la valeur ponctuelle de gradient de contrainte égale à $d/2$ (Figure IV-23). Ainsi, cette distance représente la

valeur du gradient de contrainte au milieu d'un grain (représenté par le volume V, Figure IV-15). La fonction de poids est alors définie par :

$$w = 1 - k \cdot \left\| \nabla \sigma_{H,\max} \right\|_{d/2} \quad \text{IV-23}$$

avec :

$$\left\| \nabla \sigma_{H,\max} \right\|_{d/2} = \left\| \nabla \sigma_{H,\max} \left(\frac{d}{2} \right) \right\| \quad \text{IV-24}$$

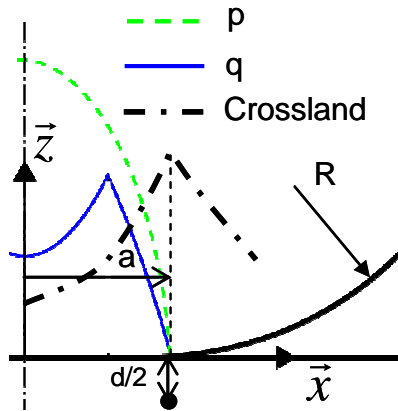


Figure IV-23 : Introduction de la distance critique $d/2$ pour le gradient de pression hydrostatique $\left\| \nabla \sigma_{H,\max} \right\|_{d/2}$

Cette simplification de l'approche phénoménologique ne modifie pas le comportement du modèle comme l'illustre la Figure IV-24. La valeur du paramètre k est légèrement modifiée. On ne présentera donc pas les résultats obtenus avec cette approche car la Figure IV-24 illustre parfaitement la similitude des résultats avec l'approche utilisant un gradient de contrainte moyen.

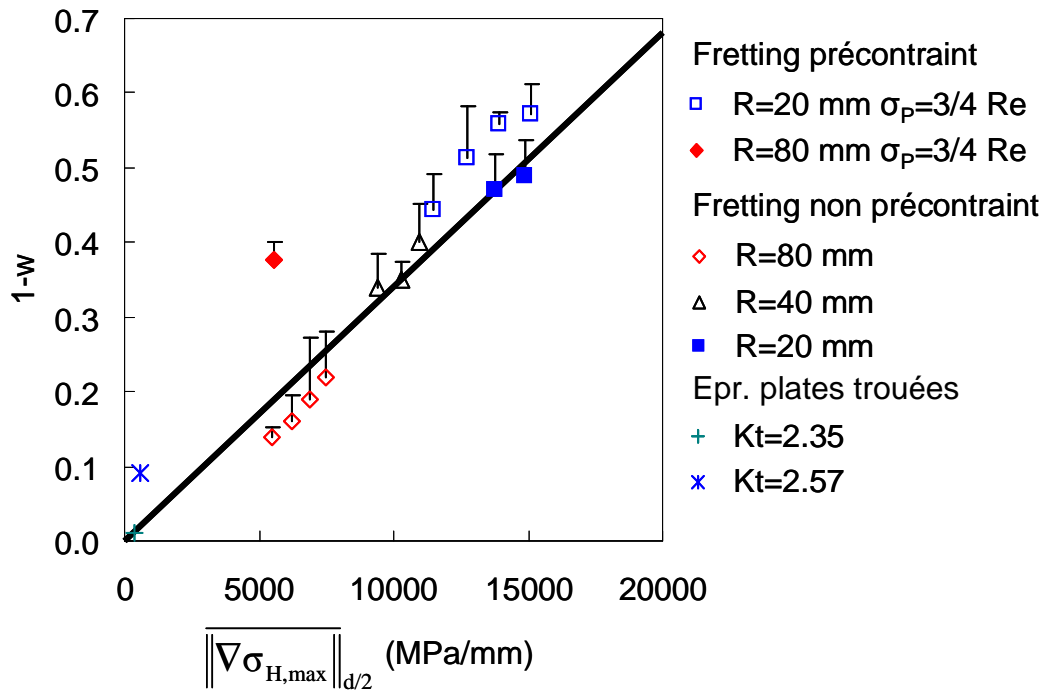


Figure IV-24 : Application du modèle en utilisant une valeur ponctuelle de gradient ($k=34.10^{-6}$)

On note ici que la définition introduite dans la relation (IV-24) est incomplète puisque la direction dans laquelle on choisit la distance d n'est pas indiquée. Il s'agit là d'une des faiblesses des approches « distance critique ». Dans le cas du fretting et des éprouvettes plates trouées, on choisit intuitivement la profondeur à l'aplomb du point le plus sollicité soit $x=a$. Mais dans le cas d'une application plus complexe, ce choix peut être incertain. Nous reviendrons plus tard sur ce point.

– Comparaison avec l'approche introduite par [Nadot, 2006] :

Nadot et al. proposent une approche similaire à celle introduite ici. Cette approche est ensuite reprise dans [Morel, 2009]. Cette approche s'inscrit dans la continuité de celle proposée dans [Papadopoulos et Panoskaltsis, 1996]. Tout comme Papadopoulos et Panoskaltsis, Nadot et al. puis Morel et al. introduisent une pondération dans un critère de fatigue multiaxiale mais uniquement sur la pression hydrostatique. La pondération s'effectue par le ratio $\frac{\|\nabla\sigma_{H,max}\|}{\sigma_{H,max}}$. La fonction de poids associée à cette grandeur introduit deux paramètres supplémentaires k et n :

$$w = 1 - k \cdot \left(\frac{\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|}}{\sigma_{H,\max}(M_C)} \right)^n \quad \text{IV-25}$$

La différence avec l'approche de Papadopoulos et Panoskaltis est l'introduction d'une distance critique dans la fonction de poids pour définir le gradient de contrainte.

La formulation complète de l'approche est donc :

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max} \left(1 - k \cdot \left\langle \frac{\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|}}{\sigma_{H,\max}} \right\rangle^n \right) < \beta \quad \text{IV-26}$$

On identifie cette approche de la manière suivante :

$$1 - \frac{\beta - \sqrt{J_{2,a}}}{\alpha \cdot \sigma_{H,\max}} = k \cdot \left\langle \frac{\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|}}{\sigma_{H,\max}} \right\rangle^n \quad \text{IV-27}$$

$$A = k \cdot \left\langle \frac{\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|}}{\sigma_{H,\max}} \right\rangle^n$$

On trace donc la grandeur A en fonction de $\frac{\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|}}{\sigma_{H,\max}}$ sur la Figure IV-25. On observe

que dans le domaine des gradients élevés (essais de fretting), l'approche pourrait décrire correctement ces résultats mais que la description des données de fatigue sur éprouvettes entaillées deviendrait moins bonne. L'écart type s en considérant uniquement les données dans le domaine élastique est de $47 \cdot 10^{-3}$ et le coefficient de détermination est de 0.83.

Comme l'illustrent les Figure IV-21, Figure IV-24 et Figure IV-25 , une approche basée simplement sur l'utilisation de $\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|}$ plutôt que du ratio $\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|}/\sigma_{H,\max}$ permet une meilleure description des résultats expérimentaux de fretting et de fatigue pour l'Inconel 718 tout en limitant le nombre de paramètres à considérer dans la fonction de poids.

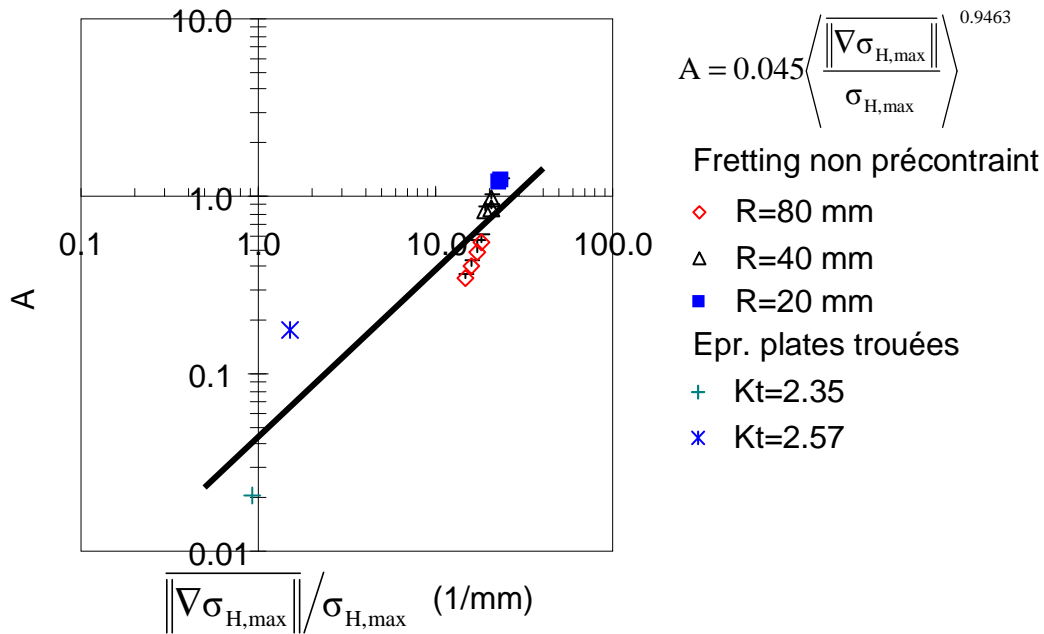


Figure IV-25 : Approche introduite dans [Nadot, 2006].

2.3.4. Application au problème du glissement partiel

Nous avons vu que le gradient moyen de la pression hydrostatique est calculé sur une zone en relation avec la taille d'un grain. On choisit de travailler sur un carré de côté 10 μm . Nous savons que cela correspond approximativement à la taille des plus petits grains de la microstructure de l'Inconel 718. De plus, cette distance est cohérente avec les résultats d'initiation de fissures en fretting car nous avons associé cette distance à l'amorçage de fissures.

Il reste donc à déterminer le paramètre k qui représente en quelque sorte la sensibilité du matériau au gradient de contrainte. On identifie le paramètre sur des résultats expérimentaux obtenus en fretting. On choisit la même condition d'amorçage utilisée jusqu'à présent pour identifier les approches appliquées précédemment (Figure IV-16, Figure IV-17) : condition d'amorçage identifiée en fretting avec le cylindre de rayon 40 mm pour $p_0/p_{0,ref}=1.75$ sans précontrainte. On peut donc tracer sur la Figure IV-21, la droite de pente :

$$k=32.10^{-6}\text{MPa}\cdot\text{mm}^{-1}.$$

La Figure IV-26 montre la comparaison entre les frontières d'amorçage expérimentales et numériques ainsi que les erreurs sur les résultats expérimentaux.

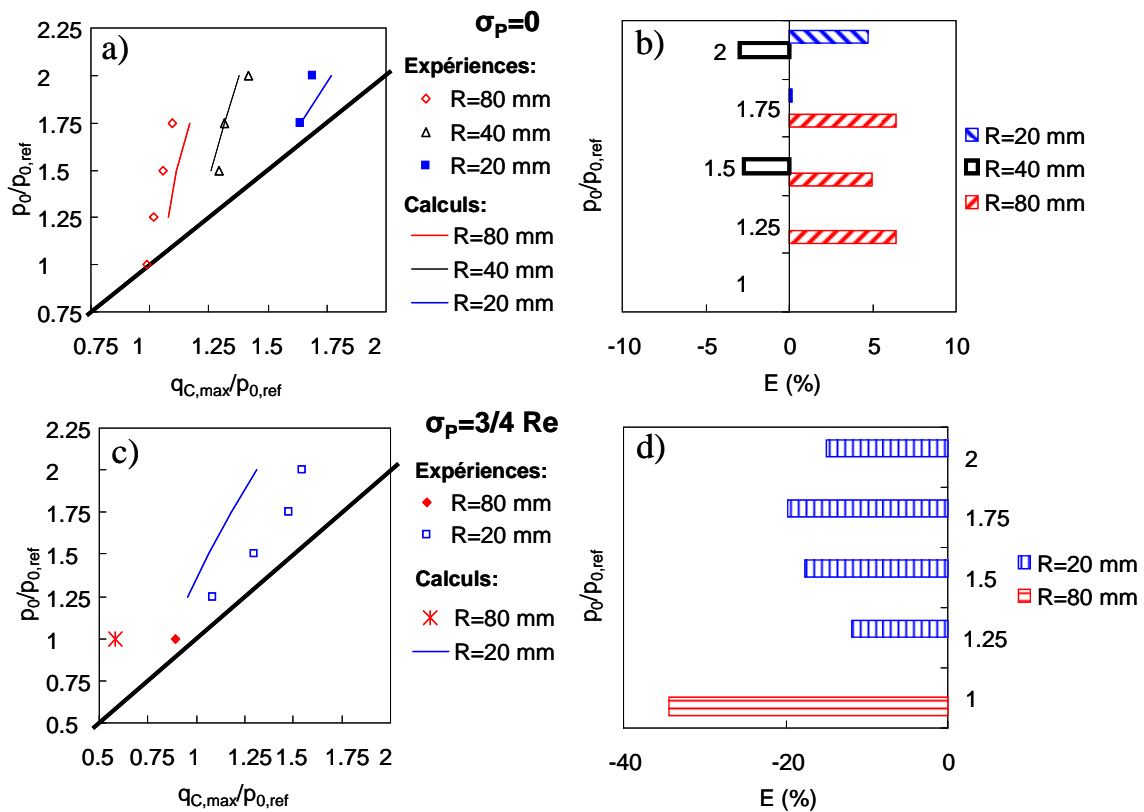


Figure IV-26 : Approche phénoménologique ($k=32.10^{-6}$) a) carte de fretting sans précontrainte, b) écarts sur q entre résultats expérimentaux et calculs sans précontrainte, c) carte de fretting avec précontrainte, d) écarts sur q entre résultats expérimentaux et calculs avec précontrainte

On note que la proposition permet une bonne description de l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures observé en fretting sans précontrainte. L'écart entre les résultats expérimentaux et les calculs varie de -5% à +5%. On mesure un gain en termes de précision comparé aux résultats obtenus avec la proposition de Proudhon et al. Néanmoins, dans cette gamme d'erreur, on peut considérer que les deux méthodes permettent de décrire correctement l'effet de gradient observé en fretting.

En ce qui concerne les essais de fretting avec précontrainte, les écarts avec les résultats expérimentaux augmentent de manière significative (conditions d'amorçage identifiées dans le domaine plastique). Dans la configuration R=20 mm, les écarts sont inférieurs à 20%. Par contre sur la condition R=80 mm, l'écart atteint plus de 34%. Bien que ces écarts soient inférieurs à ceux obtenus avec les deux approches précédentes, ils restent importants.

2.3.5. Application à la fatigue sur éprouvette plate trouée

On applique maintenant cette approche aux essais de fatigue sur éprouvette plate trouée. Nous avons déjà calculé les valeurs en fond d'entaille du critère de Crossland. Il reste donc uniquement à calculer les valeurs du gradient de la pression hydrostatique pour les conditions de rupture identifiées à 10^5 cycles ainsi que les valeurs de w pour chacune des géométries. Au vue de la Figure IV-13, nous pouvons adopter une hypothèse similaire à celle adoptée dans le cas de l'approche « volume constant ». On suppose que la valeur moyenne du gradient de la pression hydrostatique sur un carré de $10\ \mu\text{m}$ est très peu différente de la valeur en fond d'entaille du gradient de la pression hydrostatique :

$$\overline{\|\nabla\sigma_{H,\max}\|} \approx \|\nabla\sigma_{H,\max}\|_{x=0} \quad \text{IV-28}$$

L'application de la proposition aux éprouvettes plates trouées est présentée dans le Tableau IV-3.

Kt	$(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max})/\beta$	$\overline{\ \nabla\sigma_{H,\max}\ }$ (MPa/mm)	w	$(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max}) \times w/\beta$
2.35	1.01	340	0.99	1.00
2.57	1.10	606	0.98	1.08

Tableau IV-3 : Approche phénoménologique appliquée au problème de fatigue sur éprouvette plate trouée

On note que comme l'approche « volume constant », l'approche phénoménologique ne montre pas d'effet de gradient de contrainte significatif ce qui est finalement assez proche de l'observation expérimentale. Ceci s'explique par les gradients faibles que présentent les deux géométries testées. On réduit tout de même un peu l'erreur par rapport à une approche classique de fatigue multiaxiale (Tableau IV-2).

Pour que le modèle prédise un effet de gradient significatif (que l'on associe à une valeur de w égale à 0.95), il faut avoir des géométries présentant des gradients de pression hydrostatique de l'ordre de 1500 MPa/mm.

L'intérêt de la proposition faite ici tient surtout dans sa formulation générale pouvant être appliquée à n'importe quelle application contrairement à la proposition de Proudhon et al. par exemple. Par rapport à l'approche de type « volume constant », l'approche est nettement plus compliquée à mettre en œuvre puisqu'il faut calculer des

valeurs ponctuelles et moyennes de gradients de contrainte. L'approche permet néanmoins une meilleure description de l'effet de gradient de contrainte en fretting simple et en fretting précontraint, même si dans ce dernier cas les écarts entre expériences et calculs restent importants.

2.3.6. Synthèse de l'application de l'approche phénoménologique aux résultats de fretting et de fatigue

On propose une interprétation de l'approche similaire à la Figure III-21. On introduit donc le graphique $\sqrt{J_{2,a}} \times w = f(\sigma_{H,max} \times w)$ sur la Figure IV-27. On note donc les gains obtenus grâce à l'introduction de la fonction de poids w introduisant un seul paramètre supplémentaire.

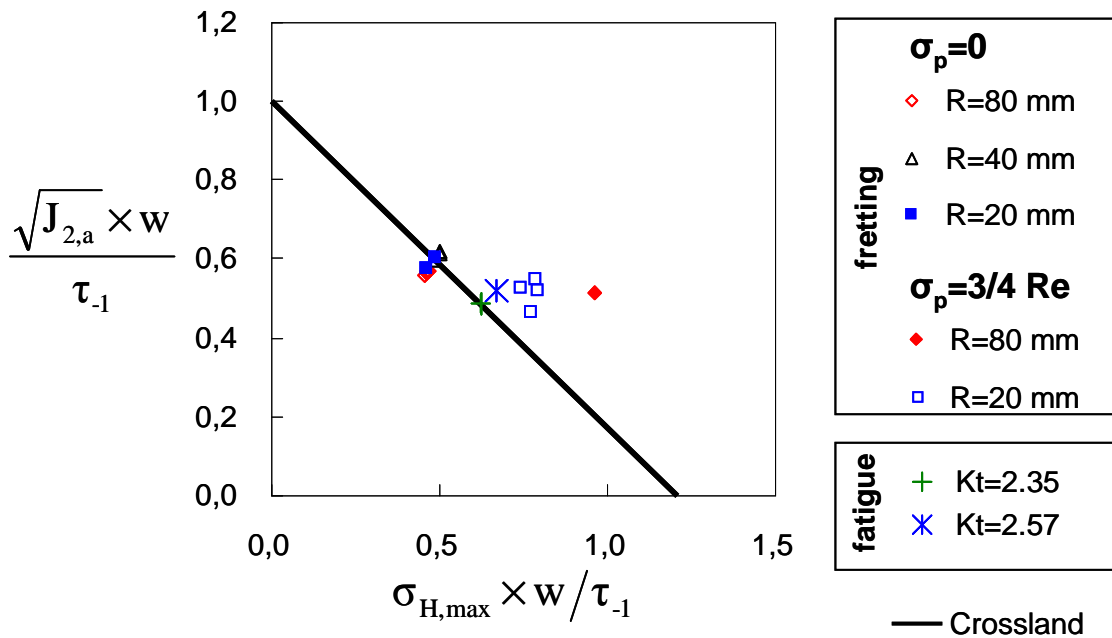


Figure IV-27 : Introduction du diagramme de Crossland modifié intégrant la fonction de poids w pour la prise en compte du gradient de contrainte

On quantifie l'erreur par les deux formulations suivantes. Pour le critère de Crossland, on définit :

$$E(\%) = \frac{\beta - (\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max})}{\beta} \times 100 \quad \text{IV-29}$$

Et pour la proposition intégrant la fonction de poids w , on définit :

$$E(\%) = \frac{\beta - \left(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max} \right) \times \left(1 - k \cdot \left\| \nabla \sigma_{H,max} \right\| \right)}{\beta} \times 100 \quad \text{IV-30}$$

Les erreurs sont présentées sur la Figure IV-28.

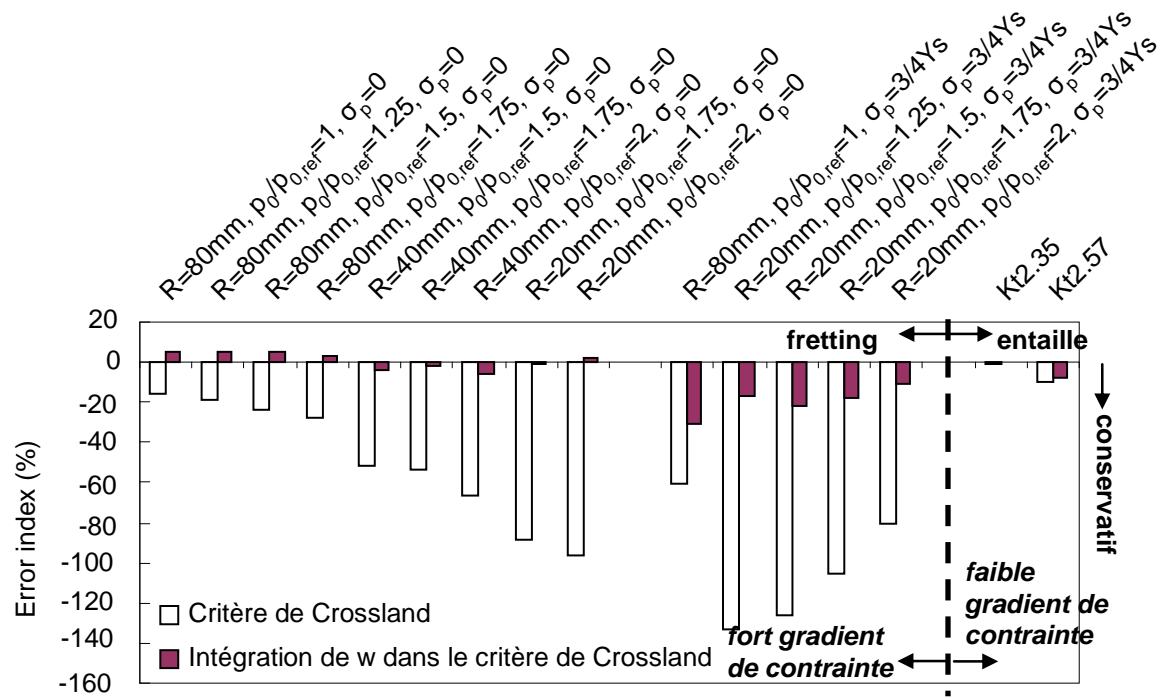


Figure IV-28 : Quantification des écarts entre l'approche de critère de Crossland et de la proposition basée la fonction de poids w et les résultats expérimentaux

2.3.7. Identification du paramètre k

Il est évident que la valeur du paramètre k dépend de la manière avec laquelle on l'identifie. Ici, nous avons choisit de l'identifier sur un seul essai. Nous aurions pu par exemple pu utiliser une méthode des moindres carrés sur toutes les valeurs expérimentales.

Au vue des Figure IV-21 et Figure IV-24, il est préférable d'identifier le modèle sur des conditions d'amorçage obtenues avec fort gradient de contrainte. Si on considère uniquement les résultats de fretting, k varie entre $24 \cdot 10^{-6}$ et $63 \cdot 10^{-6}$ selon la condition d'amorçage sur laquelle on identifie le paramètre.

2.4. Problème inhérent aux approches de type « distance critique »

Généralement la définition de ces approches s'impose de part la géométrie de l'éprouvette testée : présence de symétrie dans la géométrie et/ou dans le chargement [Susmel, 2008] (Figure IV-29). Un des problèmes qu'il apparaît avec la notion de distance critique est la mise en œuvre vers des applications plus complexes dans un contexte industriel. Des ambiguïtés peuvent alors apparaître concernant la définition de la distance critique. L'approche proposée précédemment s'appuyant sur une notion de distance critique, on discute ce point dans ce paragraphe.

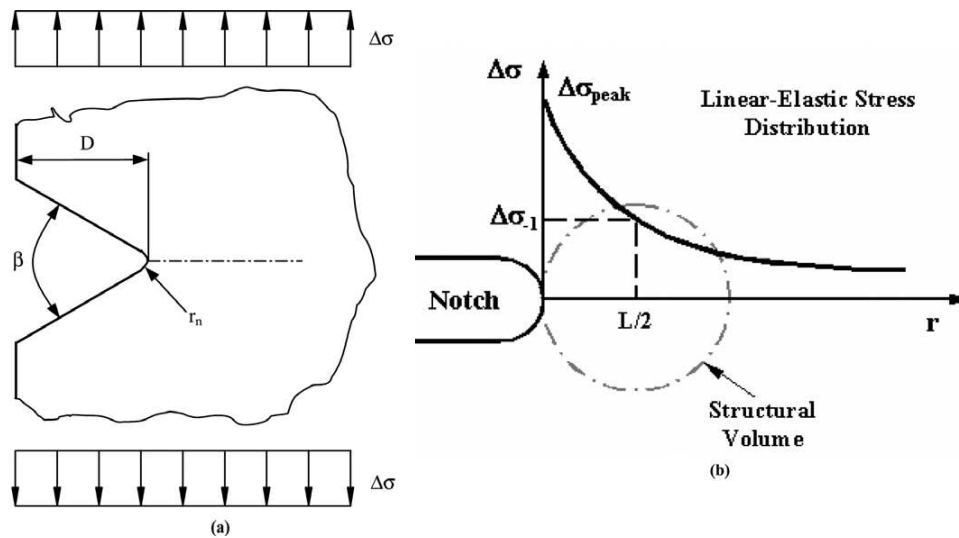


Figure IV-29 : Définition de la distance critique dans [Araujo, 2007].

Les incohérences liées à l'introduction d'une distance critique et à son application à diverses configurations sont illustrées sur la Figure IV-30 :

- dans la définition d'un volume critique (Figure IV-30-a) : pour une même distance critique, le volume est différent selon l'entaille. Il y a également le problème de la localisation du volume.
- dans la définition d'une distance critique (Figure IV-30-b) : l'orientation de la distance critique est aussi problématique. On peut la définir perpendiculairement à la surface d'amorçage (3) ou bien perpendiculairement à la charge axiale F (2) ou encore dans la section la plus étroite passant par le point le plus chargé (1).

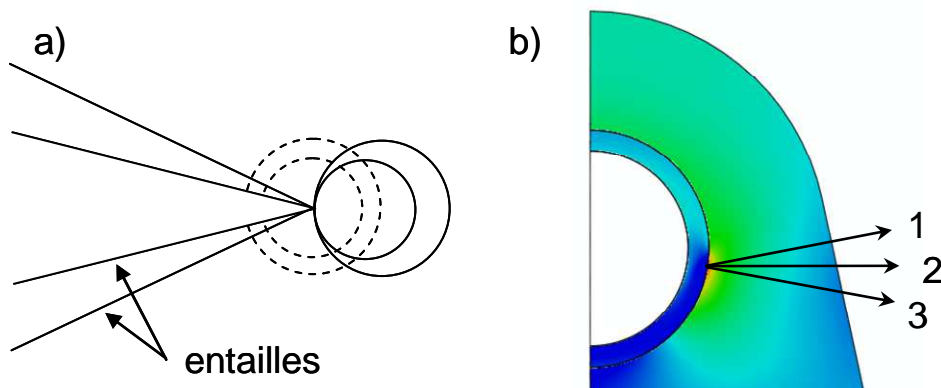


Figure IV-30 : a) problème dans la définition du volume dans le cas d'une éprouvette entaillée, b) problème dans la définition de l'orientation d'une distance critique

Ces problèmes de formalisme sur les notions de distance critique ont déjà été étudiés dans [Araujo, 2001] en ce qui concerne les problèmes de fretting-fatigue et dans [Nadot, 2006] dans le cadre de la fatigue sur éprouvettes entaillées. Dans les deux travaux, les auteurs arrivent aux conclusions suivantes :

- aucune distance critique unique n'est identifiée : on ne sait donc pas encore associer ce paramètre à un paramètre matériau,
- les différentes approches de « moyennation » permettent des descriptions similaires des résultats expérimentaux.

On note donc ici la difficulté à justifier physiquement ces notions de distance critique.

De plus, les auteurs n'ont pas résolu le problème d'une définition générale de la distance critique : aucune définition n'est introduite permettant de lever toute ambiguïté dans la définition de leur critère car les auteurs travaillent sur des configurations géométriques simples.

Ces travaux nous mènent à penser que malgré la justification physique du concept de distance critique, il faut davantage interpréter ce concept comme une approche phénoménologique plutôt que comme une approche s'appuyant sur la physique des mécanismes d'amorçage. Ainsi, la définition claire d'une approche type distance critique apparaît tout aussi nécessaire que sa justification physique.

Par exemple dans le cas d'une approche distance critique ponctuelle comme mise en œuvre sur la Figure IV-24, on peut définir la distance critique d_c comme sur la Figure IV-31. On définit au point M_C (point le plus chargée de la structure), la tangente à la

surface d'amorçage, et on définit la distance critique sur la perpendiculaire à la tangente en M_C .

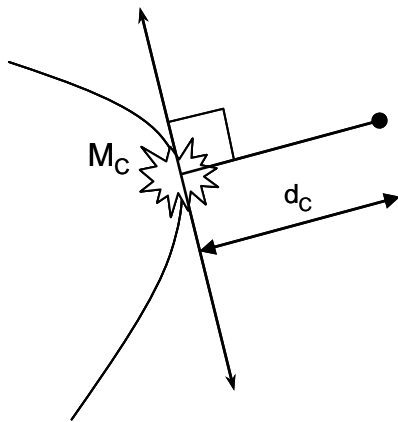


Figure IV-31 : Définition complète d'une distance critique

2.5. Extension au cas de la flexion rotative quatre point

Nous souhaitons maintenant la confronter à un cas simple de fatigue avec gradient de contrainte: la flexion rotative 4 points. Le problème de l'effet de gradient sur cette application a déjà été traité dans [Papadopoulos, 1996]. La tendance expérimentale admise est une décroissance de la limite d'endurance mesurée avec l'augmentation du diamètre de l'éprouvette, avec un comportement asymptotique vers la limite d'endurance en traction-compression lorsque le diamètre de l'éprouvette augmente. On explique ce résultat par l'effet du gradient des contraintes car l'augmentation du diamètre de l'éprouvette implique une réduction du gradient de la contrainte principale maximale et donc du gradient de la pression hydrostatique. On cherche à voir comment notre modèle se comporte dans ce cas là.

L'état de contrainte en flexion rotative 4 points s'écrit simplement dans un repère cylindrique. La valeur maximale du critère de Crossland est atteinte en surface.

L'écriture du critère de Crossland donne l'inégalité suivante :

$$\sigma_a < \sigma_{-1}$$

IV-31

Ce critère ne décrit évidemment pas l'évolution de la limite d'endurance en fonction du diamètre de l'éprouvette.

Le gradient de la valeur maximale de la pression hydrostatique au cours d'une période s'écrit :

$$\|\nabla\sigma_{H,\max}\| = \frac{\sigma_a}{3R} \quad \text{IV-32}$$

Si on applique la formulation décrite dans cette partie, on obtient comme condition de non rupture :

$$\sigma_a \times \left(1 - k \cdot \frac{\sigma_a}{3R}\right) < \sigma_{-1} \quad \text{IV-33}$$

On cherche donc à exprimer σ_a l'amplitude de contrainte en flexion en fonction du rayon de l'éprouvette. On obtient la solution suivante :

$$\sigma_a = \frac{3R}{2k} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4k}{3R} \sigma_{-1}}\right) \quad \text{IV-34}$$

Cette solution est définie si :

$$R > \frac{4k}{3} \sigma_{-1} \quad \text{IV-35}$$

Avec le paramètre k identifié à partir des essais de fretting, cette condition est vérifiée sur quasiment tout le domaine $R > 0$.

Le paramètre k étant très proche de zéro, la limite d'endurance à l'amorçage de fissure en flexion rotative est indépendante de la taille de l'éprouvette et égale à la limite d'endurance en traction-compression. Les gradients de contrainte en flexion étant faibles (quelques dizaines de MPa/mm), l'approche phénoménologique introduite dans cette étude ne prédit aucune évolution de la condition d'amorçage de fissures en fonction de la taille de l'éprouvette, pour l'Inconel 718.

On conclue donc d'après ce résultat que l'effet de gradient observé en flexion peut être dû, pour certains matériaux, à la différence de durée de la phase de propagation de fissures. Cette hypothèse rejoint les travaux de Waryoba et al. Dans leurs travaux, les auteurs montrent qu'en flexion, l'effet de gradient de contrainte observé sur une éprouvette entaillée peut s'expliquer par les variations de durées de la phase de propagation. Les auteurs montrent qu'une augmentation du gradient de contrainte à travers l'introduction d'une entaille augmente la durée de vie en flexion car la vitesse de propagation est réduite (Figure IV-32).

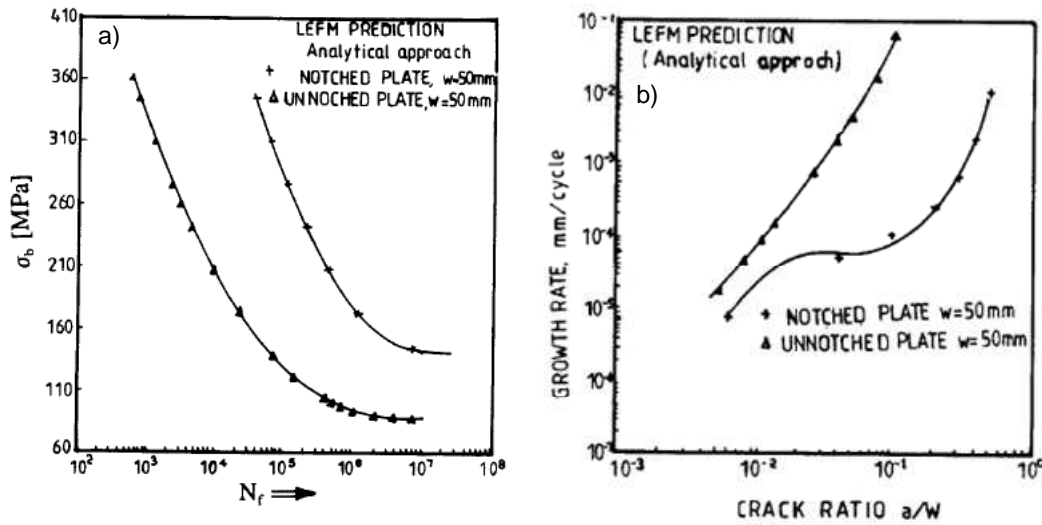


Figure IV-32 : a) Calcul de la durée de vie d'une éprouvette entaillée en flexion, b) calcul de la vitesse de propagation [Waryoba et Mshana, 1993]

3. Synthèse

- Comportement des approches de fatigue multiaxiale

Plusieurs approches ont été comparées pour calculer les conditions d'amorçage de fissures en fretting et en fatigue :

- une approche de type distance critique volume constant : la formulation adoptée s'appuie sur l'utilisation d'un volume de taille constante pour calculer la moyenne d'un critère de fatigue multiaxiale. On regroupe ici toutes les approches présentées dans [Fouvry, 1996 ; Fouvry, 2000 ; Araujo, 2001 ; Araujo, 2007 ; Araujo, 2008 ; Susmel, 2008, Taylor, 2008]. Bien que des petites différences puissent exister entre ces différents travaux, l'esprit est le même.
- une approche de type distance critique volume variable : cette approche est proposée dans [Proudhon, 2006] et développé à partir d'essais de fretting.
- des approches volumiques proposées par Morel et Palin Luc [Morel, 2002] et Schwob et al. [Schwob, 2007] qui présentent l'avantage de définir clairement, à partir de contraintes [Morel, 2002] ou de gradient de contrainte [Schwob, 2007] le volume d'influence utilisé pour calculer un état de contrainte moyen.

- une approche de type distance critique avec pondération par un gradient de contrainte [Papadopoulos, 1996 ; Nadot, 2006 ; Morel, 2008] : Ces approches reprennent l'idée introduite dans [Papadopoulos, 1996] qui consiste à pondérer un critère de fatigue multiaxiale par une valeur de gradient de contrainte.

Nous avons vu que toutes ces approches permettent une bonne description des conditions d'amorçage en fretting sans précontrainte. L'effet de la précontrainte est beaucoup moins bien décrit par ces approches, probablement à cause d'un état de contrainte plastique dans la zone d'amorçage. La prise en compte du gradient de contrainte à travers l'utilisation, soit d'une fonction de poids, soit d'un état de contrainte moyen, permet tout de même de diminuer l'erreur sur les conditions d'amorçage.

Les mêmes approches ont été appliquées au problème de la fatigue sur éprouvettes plates trouées. L'approche de Proudhon et al. est la seule à ne pas pouvoir s'appliquer à ce problème. Les deux approches permettent quant à elle de prédire un léger effet de gradient de contrainte, mais plus faible que celui observé. Ces deux approches prédisent un effet de gradient de contrainte très faible pour cette application qui présente des gradients de contrainte plus faibles.

L'utilisation d'une fonction de poids intégrant le gradient de la pression hydrostatique permet de mettre en évidence une relation linéaire avec le ratio $\beta / (\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max})$ dans la gamme des forts de gradients rencontrés en fretting pour l'Inconel 718. Cette relation semble également permettre de décrire raisonnablement le comportement d'essais soumis à des gradients plus faibles. Néanmoins cette observation s'explique peut être par la faible sensibilité à l'effet de gradient de l'Inconel 718.

– Notion de distance critique

Tout comme dans les travaux de Morel et al. [Morel, 2008], on montre que la distance critique peut être définie de différentes manières (point ou surface). Il semble donc que l'utilisation d'un point, d'une ligne ou d'une surface telle que discutée dans [Susmel, 2008] ne soit pas primordiale. Il semble plus pertinent de travailler plus particulièrement sur deux aspects :

- d'une part, établir une formulation claire s'appliquant correctement sans ambiguïté quelque soit l'application. Ce problème est celui des approches de

type distance critique pour lesquelles la définition de la distance critique est évidente dans le cas d'application simple sur des éprouvettes de caractérisation de laboratoire. Dans le cas d'applications industrielles, la mise en œuvre peut parfois poser des problèmes de justification.

- d'autre part, travailler sur la grandeur utilisée pour quantifier l'effet de gradient : comparaison de notre approche avec celle de Papadopoulos et Panoskaltsis, [Papadopoulos et Panoskaltsis,1996] et celles de Nadot et al [Nadot, 2006] et de Morel et al, [Morel, 2009].

– Similitudes de différentes approches

Il est important de noter que la proposition faite dans cette étude basée sur l'utilisation d'une fonction de poids présente de fortes similitudes avec les travaux de Papadopoulos et al., de Billaudeau, de Nadot et al. et de Morel et al. :

- utilisation de la valeur maximale d'un critère de fatigue multiaxiale [Papadopoulos, 1996 ; Billaudeau, 2002 ; Nadot, 2006 ; Morel, 2008],
- pondération de la valeur maximale du critère de fatigue multiaxiale par le gradient de contrainte [Papadopoulos, 1996 ; Billaudeau, 2002 ; Nadot, 2006 ; Morel, 2008],
- utilisation du gradient de la pression hydrostatique pour la pondération [Papadopoulos, 1996 ; Billaudeau, 2002 ; Nadot, 2006 ; Morel, 2008],
- utilisation d'une distance critique appliquée au gradient de contrainte [Billaudeau, 2002 ; Nadot, 2006 ; Morel, 2008].

On peut donc voir apparaître ici une convergence dans les formulations utilisées pour quantifier l'effet de gradient de contrainte en fatigue multiaxiale au travers des différentes applications étudiées.

– Explication de l'effet d'entaille et de l'effet de gradient sur l'amorçage de fissures

Comme déjà évoqué dans la partie précédente, on attribue partiellement l'effet d'entaille observé sur les éprouvettes plates trouées à un effet de champ des contraintes qui se répercute sur les durées de la phase de propagation. L'augmentation de la sévérité de l'entaille entraîne une augmentation de la durée de propagation. Cette hypothèse avait

déjà été suggérée dans [Waryoba et Mshana, 1994] et le phénomène a été observé sur les essais de fatigue sur éprouvettes plates trouées réalisées dans cette étude. Dans le cas des faibles gradients de contrainte (éprouvettes entaillées, $\|\nabla\sigma_{H,max}\| < 1000\text{MPa/mm}$), de l'endurance limitée et dans le cas de l'Inconel 718, l'effet de gradient de contrainte ne peut pas s'expliquer uniquement par un phénomène de propagation de fissures, mais la phase de propagation participe à l'effet d'entaille observé expérimentalement. Pour ce niveau de gradient de contrainte, l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissure peut être du même ordre de grandeur que l'effet des distributions des contraintes qui induit des variations de vitesses de propagation de fissures. De plus, on se positionne dans cette étude en endurance limitée. La part de la phase de propagation sur la durée de vie totale de l'éprouvette devient plus significative qu'en endurance illimitée. L'analyse des faciès de rupture a permis de confirmer expérimentalement et qualitativement la tendance dans le cas de l'Inconel 718 :

- 50% d'écart sur les durées de propagation de fissures sur les éprouvettes de Kt 2.35 et 2.57 mis en évidence par comptage de stries de fatigue,
- 20% de la durée de vie de l'éprouvette Kt 2.57 correspond à la propagation de fissures.

Mais ces résultats ne permettent pas une confirmation quantitative de cette tendance car l'étude a été menée sur un nombre limité d'éprouvettes. Une approche statistique menée sur un plus grand nombre de géométries et d'éprouvettes serait nécessaire. Une approche proposée pour vérifier cette hypothèse dans le cas de l'Inconel 718 serait la réalisation d'essais de fatigue sur des éprouvettes présentant le même facteur de concentration de contrainte Kt mais de tailles différentes et équipées d'un système de détection de l'amorçage de fissures (suivi électrique, émission acoustique, microscopie optique longue distance). Cela permettrait de vérifier si l'écart entre les courbes de durée de vie à initiation est plus faible que l'écart entre les courbes de durée de vie à rupture.

- Sensibilité de l'Inconel 718 à l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures

Le faible effet de gradient de contrainte mis en évidence expérimentalement avec les essais de fatigue dans cette étude sur l'Inconel 718 se distingue nettement des

observations faites dans les travaux de Schwob [Schwob, 2007] sur des alliages d'aluminium où un effet de gradient de contrainte beaucoup plus fort est mis en évidence. Les résultats de Schwob et les résultats de cette étude sont à mettre en relation avec l'analyse présentée dans une étude du CETIM [Brand, 1980]. Les auteurs réalisent la synthèse d'essais de fatigue sur éprouvettes entaillées réalisés sur des aciers et des fontes variées. Ils introduisent un facteur d'adaptation dynamique δ_f pour quantifier l'effet de gradient de contrainte. Ce facteur est défini par :

$$\delta_f = K_t / K_f \quad \text{IV-36}$$

Les résultats sont analysés dans un diagramme $\delta_f=f(\chi)$ avec χ défini par :

$$\chi = \lim_{x \rightarrow 0} \frac{1}{\sigma_{\max}} \cdot \frac{d\sigma}{dx} \quad \text{IV-37}$$

La synthèse de cette analyse est présentée sur la Figure IV-33. Le facteur d'adaptation dynamique permet de quantifier l'effet de gradient de contrainte : si δ_f est proche de 1, alors il n'y a pas d'effet de gradient de contrainte, et par contre lorsque δ_f augmente, l'effet de gradient de contrainte augmente.

On observe donc que les matériaux à haute résistance à rupture R_m sont très peu sensibles à l'effet d'entaille contrairement au matériau moins résistant. On peut donc ici faire le lien avec les travaux de Schwob sur les aluminiums en raisonnant sur la résistance à rupture R_m . On voit donc à travers cette analyse que l'effet de gradient de contrainte peut être relié à des propriétés mécaniques des matériaux. En analysant le comportement des aciers sur la Figure IV-33, on peut relier l'effet de gradient de contrainte à la ductilité, hormis pour les fontes qui semble se démarquer. Dans [Peterson, 1959], l'auteur évoque également des liens entre la sensibilité à l'effet d'entaille et des propriétés matériaux. Peterson essaie de trouver un lien avec la taille des grains.

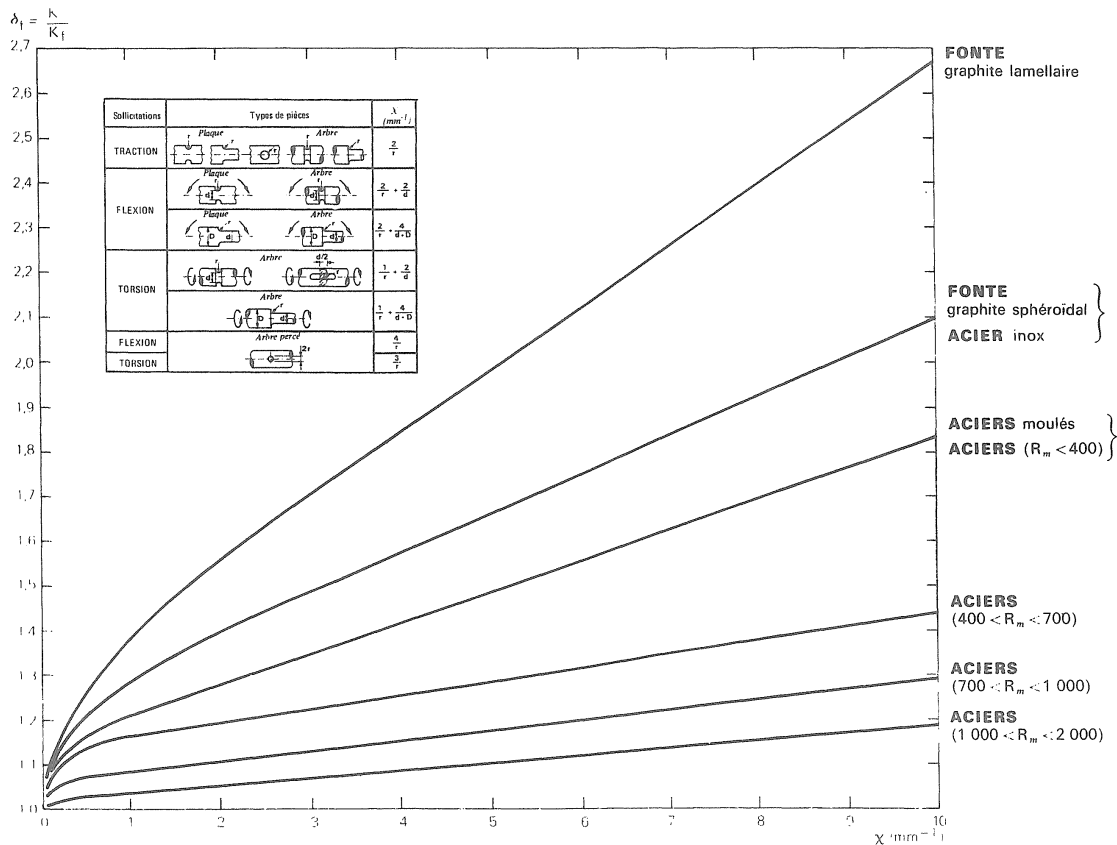


Figure IV-33 : Diagramme $\delta_f=f(\chi)$ pour différentes gammes d'aciers et de fontes [Brand, 1980].

Dans le cadre de cette étude sur l'Inconel 718, nous observons une faible sensibilité à l'effet de gradient de contrainte. Ce résultat est assez cohérent avec l'analyse présentée par le CETIM sur la Figure IV-33 puisque les aciers à haute résistance sont également peu sensibles à l'effet de gradient de contrainte. Cette analyse mériterait davantage d'études car cela sous-entend que l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures, dans une plage de gradient de contrainte et pour une catégorie de matériaux (matériaux fragiles par exemple) est faible. Pour des matériaux présentant faibles effet de gradient de contrainte sur l'amorçage et en l'absence d'effet de champ de contrainte sur la phase de propagation de fissures, l'utilisation d'un critère de fatigue multiaxiale permettrait un calcul approché raisonnable des conditions d'amorçage de fissures.

Résumé :

- **Le trajet de chargement imposé lors d'essais de fretting et de fatigue uniaxiale sur éprouvette entaillée est principalement affine.**
- **Les gradients de contraintes produits lors d'essais de fretting sont très élevés comparé à ceux produits par des entailles.**
- **Une relation affine intégrant le gradient de contrainte de la pression hydrostatique permet de décrire correctement l'écart entre la condition d'amorçage expérimentale et celle calculée avec un critère de fatigue multiaxiale dans la plage de gradient de contrainte testés avec les essais de fretting simple pour l'Inconel 718. Celle relation s'étend correctement au gradient de contrainte plus faible testé en fatigue.**
- **Pour des gradients « faibles » pour l'Inconel 718, c'est-à-dire inférieurs à 2000 MPa/mm, et dans le domaine de l'endurance limitée, l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissure est faible et du même ordre de grandeur que l'effet du champ de contrainte sur la durée de la phase de propagation de fissure dans le cas des géométries testées.**
- **Sur des applications présentant des gradients de contraintes supérieurs à 5000 MPa/mm (fretting), l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures est très important et on l'associe principalement à un écart entre la contrainte macroscopique et la contrainte mésoscopique.**

V. AMORÇAGE DE FISSURES DANS LES ALESAGES AVEC BAGUE MONTEE AVEC INTERFERENCE

On présente dans cette partie l'étude de la tenue en fatigue d'un système appelé « manille ».

Cet essai a deux objectifs :

- l'évaluation de la performance des modèles d'amorçage de fissures discutés dans les parties précédentes lorsqu'ils sont mis en œuvre sur cette application, plus complexe et représentative d'une application industrielle,
- l'évaluation de la pertinence de l'essai pour identifier des revêtements déposés sur des bagues dans les systèmes de chape, permettant d'améliorer la tenue en fatigue du système.

1. Présentation de l'essai technologique

On réalise un essai de fatigue en traction uniaxiale sur un système composé d'une manille en Inconel 718 dont un des deux alésages est équipé d'une bague en Inconel 718 montée avec interférence. Le plan de la manille équipée de la bague est fourni sur la Figure V-1. La manille a une forme de poire pour localiser l'amorçage uniquement sur la partie supérieure du système. L'alésage supérieur et la bague sont chanfreinés. La bague est montée avec interférence dans l'alésage ($\varnothing 23G6s6$). Le montage est réalisé en plongeant la bague en Inconel 718 dans de l'azote liquide. Après usinage et avant montage, les cotes de l'alésage et de la bague sont vérifiées. Le jeu final après usinage est de $30\ \mu\text{m}$ en moyenne et varie entre $25\ \mu\text{m}$ et $45\ \mu\text{m}$. Pour la suite des calculs, on se placera dans le cas de l'interférence moyenne mesurée, c'est-à-dire $30\ \mu\text{m}$. On définit également l'interférence I en % par :

$$I(\%) = \frac{d_{\text{bague}} - D_{\text{alésage}}}{D_{\text{alésage}}} \times 100 \quad \text{V-1}$$

L'interférence du système testé est de 0.14%.

Le système est testé sur une machine de fatigue de 100 kN. Un outillage spécifique a été développé pour cet essai. Une vue d'ensemble est présentée sur la Figure V-1.

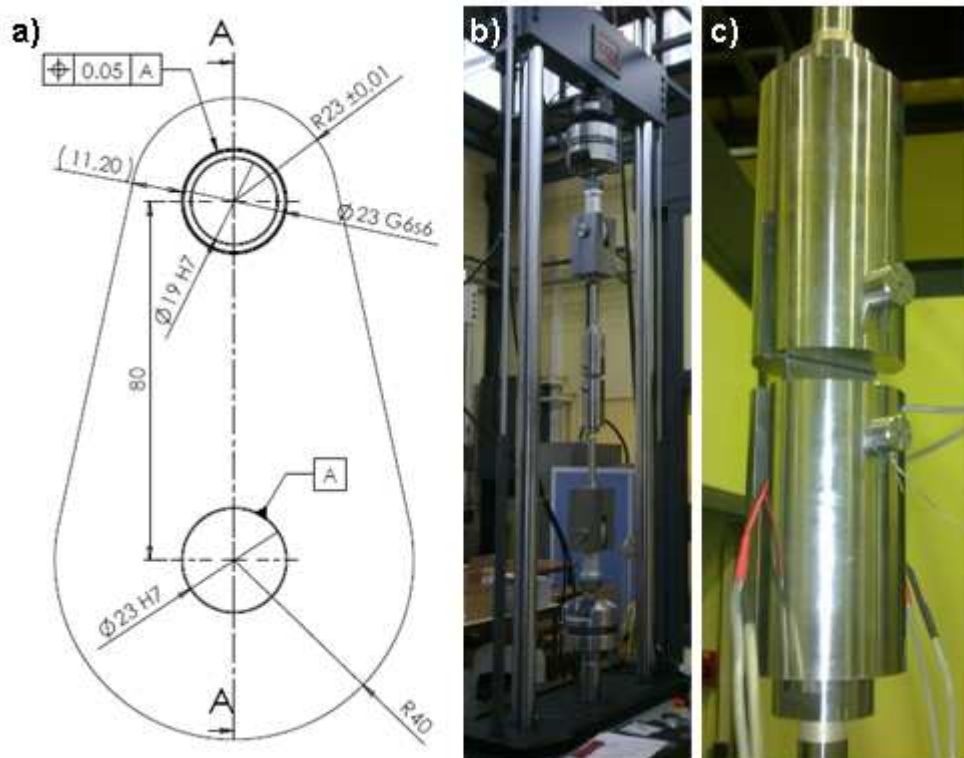


Figure V-1 : a) Plan de la manille en Inconel 718 équipée d'une bague en Inconel 718, b) Vue d'ensemble du montage d'essai, c) détail

2. Analyse du système

Dans cette partie on présente quelques résultats concernant le champ de contraintes dans le système étudié. Pour cela, on travaille à partir d'un modèle éléments finis en deux dimensions et en contrainte plane de la manille. La manille et la bague sont des corps élastiques. Les deux axes $\varnothing 23$ et $\varnothing 19$ traversant la manille et la bague sont des corps rigides. On travaille sur une demi-manille puisque le système comporte un axe de symétrie vertical. Les contacts entre l'axe $\varnothing 23$ et la manille et celui entre l'axe $\varnothing 19$ et la bague sont supposés sans frottement. Le contact entre la bague et la manille est frottant. Il s'agit d'un contact Inconel 718/Inconel 718. Nous avons vu que le coefficient de frottement en glissement partiel de ce couple de matériau est de 1.

Comme pour le problème du fretting et de la fatigue sur éprouvette plate trouée, on s'intéresse au trajet de chargement du système et aux gradients de contrainte.

2.1. Facteur de concentration de contrainte

En première approche, pour évaluer le gradient de contrainte dans le système, on s'intéresse au facteur de concentration de contrainte K_t du système. Le système étant plus compliqué qu'une éprouvette entaillée classique, on précise la manière dont on calcule K_t . En effet, la valeur maximale de la contrainte principale maximale $\sigma_{I,max}$ n'est pas située dans la section critique, c'est-à-dire la section la plus faible de la manille (Figure V-2). Ceci est dû à l'interférence. Plus l'interférence est grande, plus ce point se décale vers le bas.

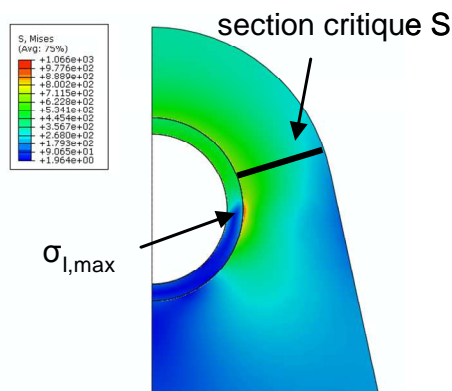


Figure V-2 : Définition du facteur de concentration de contrainte K_t pour la manille.

Malgré le décalage entre la contrainte principale maximale $\sigma_{I,max}$ et la section critique, on choisit de calculer K_t de la manière suivante:

$$K_t = \frac{\sigma_{I,max}}{\sigma_{moy}} \quad V-2$$

avec $\sigma_{I,max}$ la valeur maximale de la contrainte principale maximale et $\sigma_{moy}=F/S$ avec S la section la plus petite de la manille (Figure V-2) et F la force de traction appliquée sur la manille.

On calcule K_t entre 50 kN et 100 kN et on obtient la courbe présentée sur la Figure V-3. On observe que le facteur de concentration de contrainte K_t est compris entre 2.5 et 2.9 dans cette gamme de chargement.

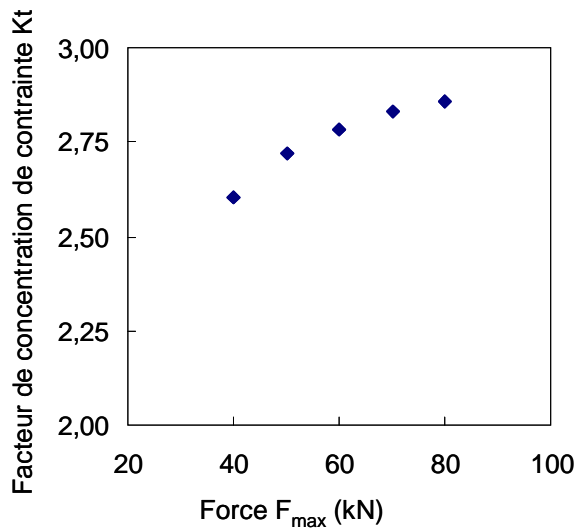


Figure V-3 : Evolution du facteur de concentration de contrainte K_t en fonction de la charge axiale F_{max} sur la manille

2.2. Distributions des contraintes en surface

On étudie la distribution des contraintes σ_{rr} , σ_{tt} , σ_{rt} en surface de l'alésage à l'interface bague manille. On réalise cette étude pour une charge axiale F sinusoïdale de rapport de charge $R=F_{min}/F_{max}=0.1$. La charge est définie par : $F=F_a \cdot \sin(\omega \cdot t) + F_{moy}$. On a donc $F(t=0T)=F_{moy}$ et $F(t=T/4)=F_{max}$. On relève l'état de contrainte sur toute la circonférence de l'alésage supérieur de la manille et on étudie les trajets de chargement dans les différents plans de l'espace des contraintes. On définit un repère cylindrique (Figure V-4) et on trace l'état de contrainte tous les 30° dans l'alésage à des intervalles de temps $\Delta t=T/8$.

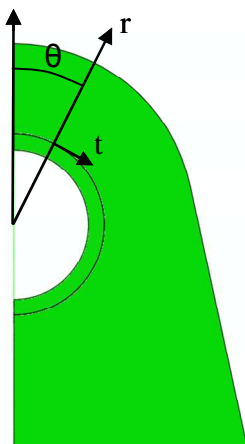


Figure V-4 : Définition du repère cylindrique de la manille

Les résultats sont présentés sur la Figure V-5. On complète ces résultats par l'analyse des rapports de charge dans la manille à l'interface bague/manille (Figure V-5.d). On observe que les rapports de charge sont très différents du rapport de charge de la sollicitation extérieure F ($R=0.1$).

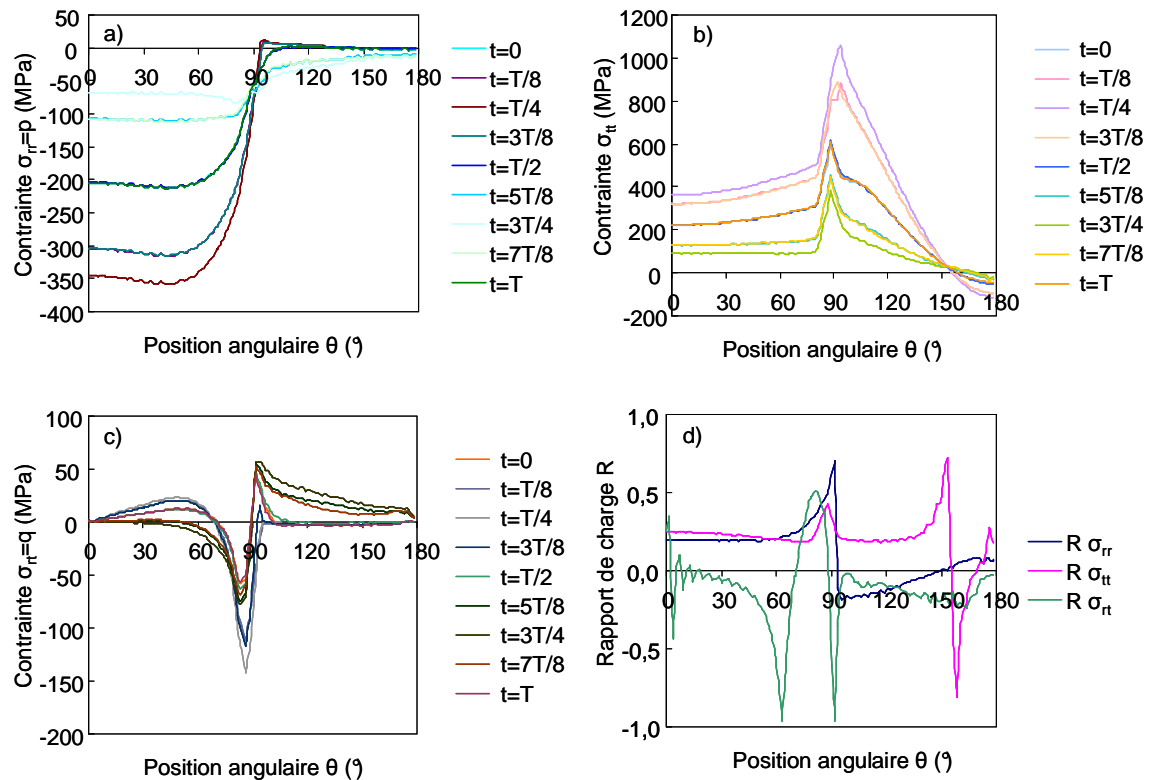


Figure V-5 : Evolution des distributions des composantes σ_{rr} (a), σ_{tt} (b), σ_{rt} (c) au cours d'une période de chargement et des rapports de charge sur chacune des composantes du tenseur des contraintes (d)

2.3. Trajet de chargement

On s'intéresse maintenant aux trajets de chargement à l'interface bague/manille. Tout comme dans le cas de l'essai cylindre-plan en glissement partiel, on s'intéresse aux trajets de chargement afin d'évaluer la pertinence du critère de Papadopoulos vis-à-vis du critère de Crossland. Les trajets de chargement sont présentés sur Figure V-6. La période est divisée en intervalle de temps de $1/8$ de T . Contrairement au problème du contact cylindre plan en glissement partiel, on observe peu de trajets de chargement quelconques. Les trajets de chargement sont proches d'un trajet de chargement affine ou

proportionnel. La différence entre le critère de Crossland et le critère de Papadopoulos n'est pas suffisamment significative pour justifier l'utilisation du critère de Papadopoulos. On retrouve ce résultat sur la Figure V-7. On choisit donc pour la suite d'utiliser le critère de Crossland comme base pour le dimensionnement de la manille.

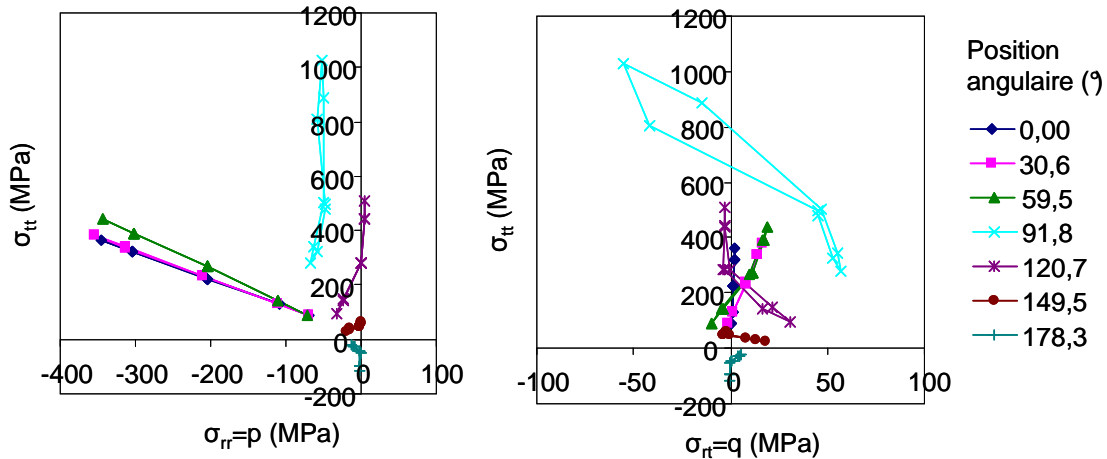


Figure V-6 : Trajet de chargement au cours d'une période de la charge axiale F ($\Delta t=T/8$).

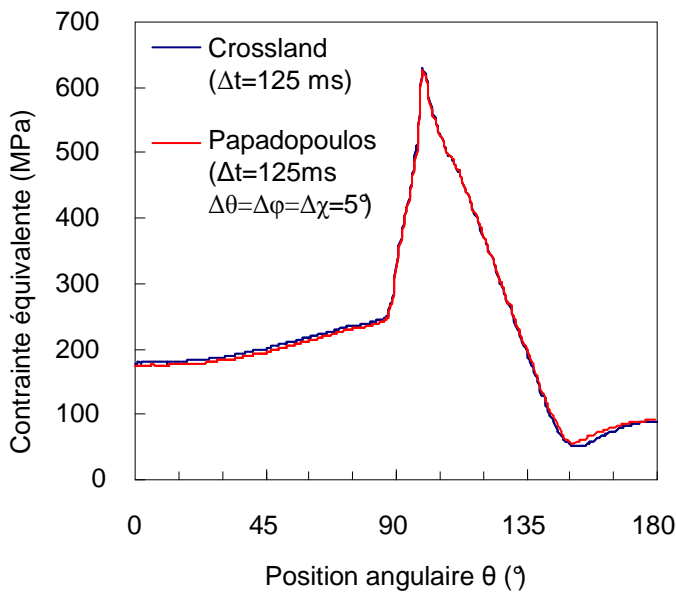


Figure V-7 : Comparaison entre le critère de Crossland et le critère de Papadopoulos.

2.4. Gradient de contrainte

En vue d'appliquer l'approche proposée dans la partie précédente, basée sur l'utilisation d'une fonction de poids w , on s'intéresse au gradient de la pression hydrostatique $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$. Nous avons vu que l'approche proposée peut être appliquée en utilisant une valeur ponctuelle de gradient de contrainte à une distance critique $d/2$ de l'endroit présentant le risque d'amorçage selon le critère local de fatigue multiaxiale. Cela simplifie la mise en œuvre du modèle car le calcul de la moyenne du gradient de la pression hydrostatique nécessite un maillage très fin. On cherche donc plutôt à calculer le gradient de contrainte à une distance $d/2$ de $5\ \mu\text{m}$ de la surface de l'alésage. Pour cela, on réalise un calcul éléments finis de la structure avec une taille de maille de $5\ \mu\text{m}$ au voisinage de la zone de contact.

La Figure V-8 présente l'allure des distributions de pression $p(=\sigma_{rr})$, de cisaillement $q(=\sigma_{rt})$, de la contrainte σ_{tt} , de la contrainte équivalente de Crossland $\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,\max}$ et du gradient de la pression hydrostatique $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$ calculée à $20\ \mu\text{m}$ sous la surface de l'alésage. Les deux mêmes discontinuités pour $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$ que celles observées dans un contact cylindre-plan apparaissent : une discontinuité correspond à la transition entre la zone collée et la zone glissante, et une autre à la transition entre la zone glissante et la zone décollée. Le maximum du critère de Crossland est situé à la transition entre la zone glissante et la zone décollée, comme dans le cas d'un contact cylindre-plan en glissement partiel.

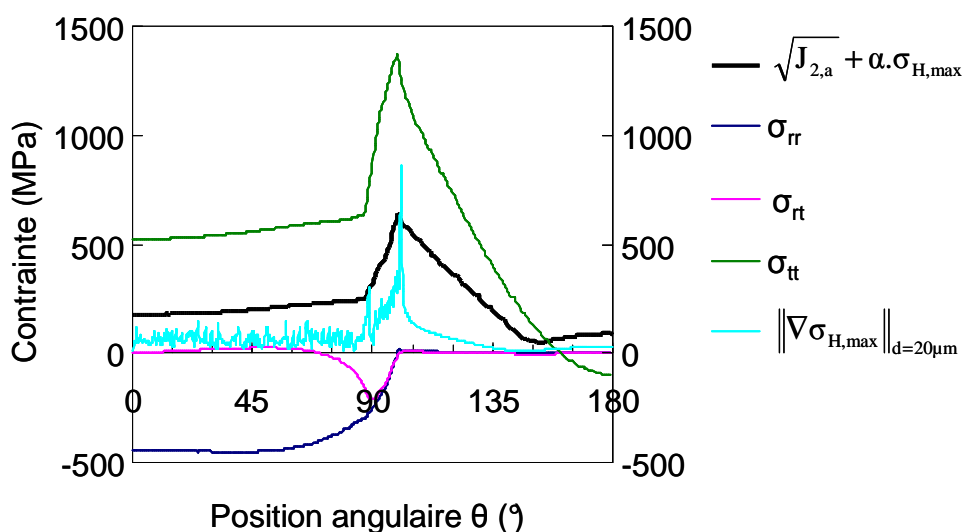


Figure V-8 : Etat de contrainte et gradient de la pression hydrostatique à l'instant $t=T/4$ ($F=F_{\max}$).

On présente maintenant un calcul plus précis du gradient de la pression hydrostatique $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$ à 10 μm , 20 μm et 50 μm sous la surface de l'alésage (Figure V-9).

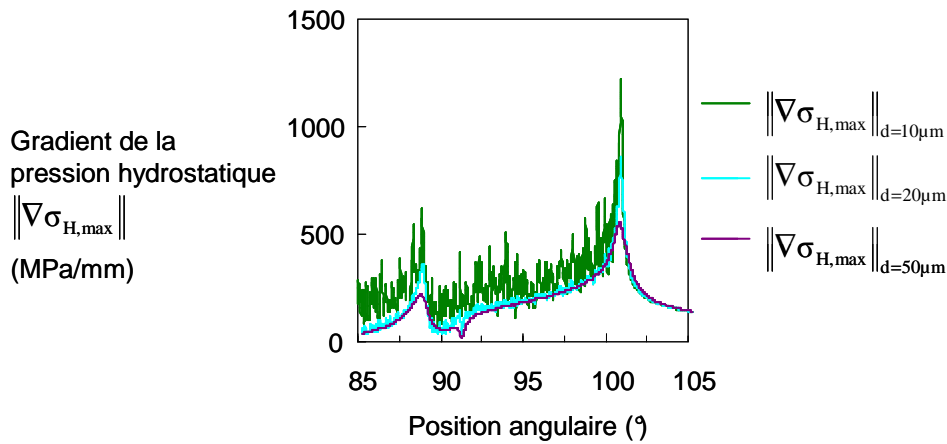


Figure V-9 : Distribution de $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$ à différentes profondeurs d sous la surface de l'alésage.

Le calcul éléments finis ne permet pas d'obtenir une valeur de gradient de contrainte avec une précision inférieure à quelques centaines de MPa/mm. A 5 μm sous la surface, le champ de gradient de contrainte calculé est perturbé à proximité du contact. On peut cependant estimer la valeur maximale de $\|\nabla\sigma_{H,\max}\|$ atteinte à 5 μm sous la surface à 2000 MPa/mm. On évalue le gradient de la valeur maximale de la pression hydrostatique à :

$$1500 < \|\nabla\sigma_{H,\max}\|_{d/2} < 2500 \text{ MPa/mm} \quad \text{V-3}$$

avec $d=10 \mu\text{m}$.

Dans la suite des calculs, on considèrera que cette valeur de gradient est indépendante de la charge axiale F . Cette hypothèse est simplificatrice, mais elle se justifie car l'incertitude sur la valeur du gradient de contrainte est élevée (Figure V-9) et car le facteur de concentration de contrainte K_t varie peu dans la gamme de chargement étudiée (Figure V-3).

3. Résultats expérimentaux

3.1. Démarche expérimentale

Les essais sont réalisés à 10 Hz pour rester dans la gamme de fréquence de l'ensemble des essais réalisés dans ce travail. Au total, 9 éprouvettes sont testées pour balayer des durées de vie comprises entre $5 \cdot 10^4$ cycles et 10^6 cycles. Les éprouvettes sont également équipées d'un dispositif de suivi électrique de fissuration, afin d'évaluer la durée de la phase de propagation. Néanmoins, aucun essai de calibration n'a été réalisé afin d'évaluer la taille de fissure détectée. Les résultats de suivi électrique restent donc très qualitatifs, mais sont fournis à titre d'information (voir annexe).

3.2. Résultats

La courbe de Wöhler est présentée sur la Figure V-10 et les résultats bruts sont fournis en annexe. La barre d'erreur sur le nombre de cycles à rupture correspond à la durée de la phase de propagation mesurée par suivi électrique. On approche ces résultats expérimentaux par une fonction de la forme de $\sigma = a \cdot \ln(N) + b$ sur les 8 points correspondants aux éprouvettes rompues dans l'alésage supérieur. On identifie ainsi une contrainte à rupture à 10^5 cycles :

$$\frac{\sigma_{1,\max}}{Re} = 0.94$$

Cela correspond à une charge maximale $F_{\max} = 61.6$ kN. On estime l'incertitude sur ce résultat à 2 kN.

Comme dans le cas des essais de fatigue sur éprouvettes plates trouées, on approche le nombre de cycles à initiation à celui du nombre de cycles à rupture : $N_i = N_r$. Les mesures de suivi électrique permettent de détecter une phase de propagation de fissures de 10000 à 20000 cycles. Ce nombre de cycles n'est pas suffisant pour dissocier contrainte à rupture et contrainte à initiation et n'est pas significatif devant l'incertitude expérimentale. On précise également que la condition de rupture à 10^5 cycles est en dessous du seuil de plastification.

La contrainte de Von Mises est quasiment égale à la contrainte principale maximale (voir annexe). Ceci traduit la nature quasiment uniaxiale de la sollicitation dans ce système (tout comme le problème du cylindre plan en glissement partiel).

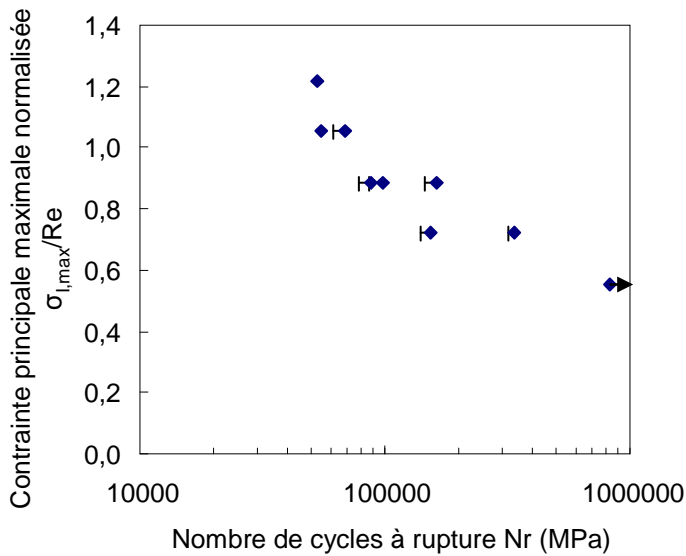


Figure V-10 : Courbe de Wöhler tracée en fonction de la contrainte principale maximale en fond d'entaille $\sigma_{I,max}$ calculée par EF

3.3. Analyse des résultats expérimentaux

On présente sur la Figure V-11 deux manilles après essais. La manille présentée sur la Figure V-11.a correspond à la rupture attendue et observée sur 8 éprouvettes.

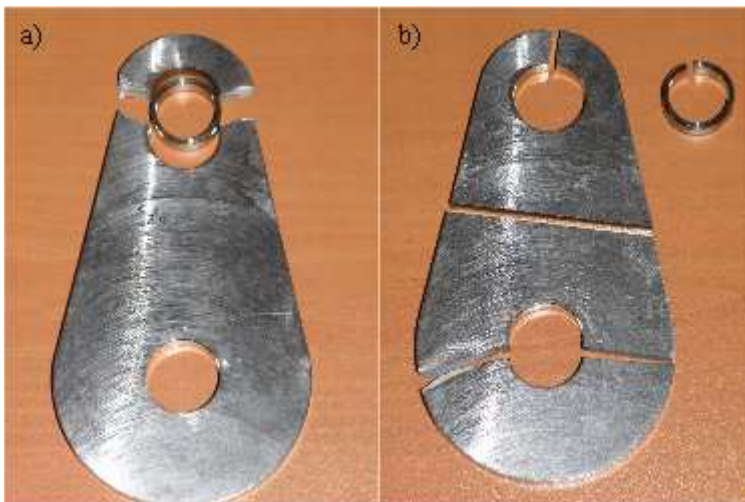


Figure V-11 : a) Manille rompue à 54958 cycles pour $F_{max}=70kN$, b) Manille rompue à 836914 cycles pour $F_{max}=40kN$ (découpée pour extraire la bague).

Sur les 9 manilles testées, les deux manilles testées à 50 kN présentent un amorçage localisé au niveau du chanfrein. Les autres manilles présentent un amorçage hors du chanfrein, mais plutôt en périphérie de la section (Figure V-12). Un des deux ligaments

présente toujours une phase de propagation de fissure sur toute la longueur tandis que sur l'autre ligament la phase de propagation est partielle. L'analyse des courbes de suivi électrique montre que l'amorçage de fissures est à peu près simultané des deux côtés de l'alésage (voir annexe).

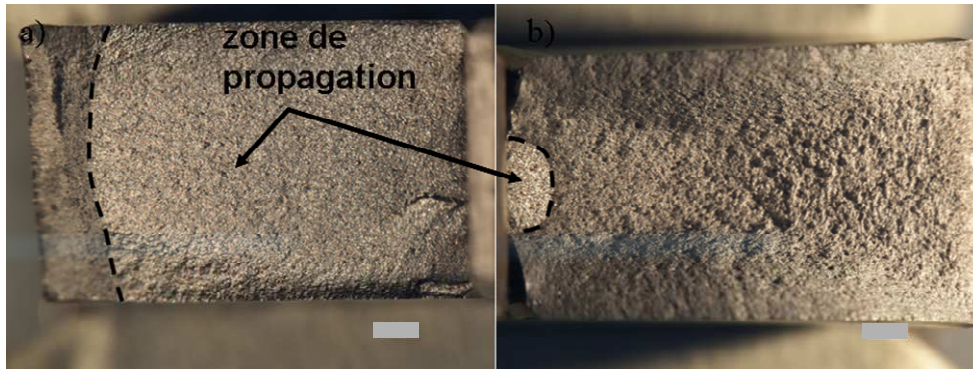


Figure V-12 : Faciès de rupture de la manille rompue à 87197 cycles pour $F_{\max}=60\text{kN}$

La manille présentée sur la Figure V-11.b a été testée pour une charge maximale $F_{\max}=40\text{kN}$. La rupture a eu lieu à 836914 cycles dans la partie inférieure. La rupture dans la partie inférieure de la manille s'explique par la présence de l'interférence dans l'alésage supérieur. La présence de l'interférence a pour effet d'augmenter la contrainte moyenne mais également de réduire l'amplitude des contraintes. Dans le cas des faibles chargements, l'amplitude des contraintes dans l'alésage sans bague devient supérieure à celle dans l'alésage avec bague et interférence. La manille a été découpée pour extraire la bague de l'alésage (Figure V-13).

Aucune dégradation significative n'est observée dans l'alésage et sur la bague (Figure V-13). On ne peut pas distinguer de zones collée et glissante tel que sur un essai de fretting cylindre plan (Figure V-14). Bien qu'on peut imaginer que cette manille présente moins de dégradations que les manilles rompues dans l'alésage supérieur, cette observation ainsi que le graphique présenté plus tard Figure V-21, montre que cet essai ne met pas en jeu de phénomène de fretting prépondérant.

Il s'agit plutôt d'un problème de fatigue avec contact frottant. Les dégradations observées sur les surfaces de l'alésage (Figure V-15) et de la bague (Figure V-16) des manilles rompues apparaissent très probablement au moment de la rupture. La trace

observée sur les bagues des manilles rompues dans l'alésage supérieur (Figure V-16) ont exactement le même profil que le faciès de rupture.

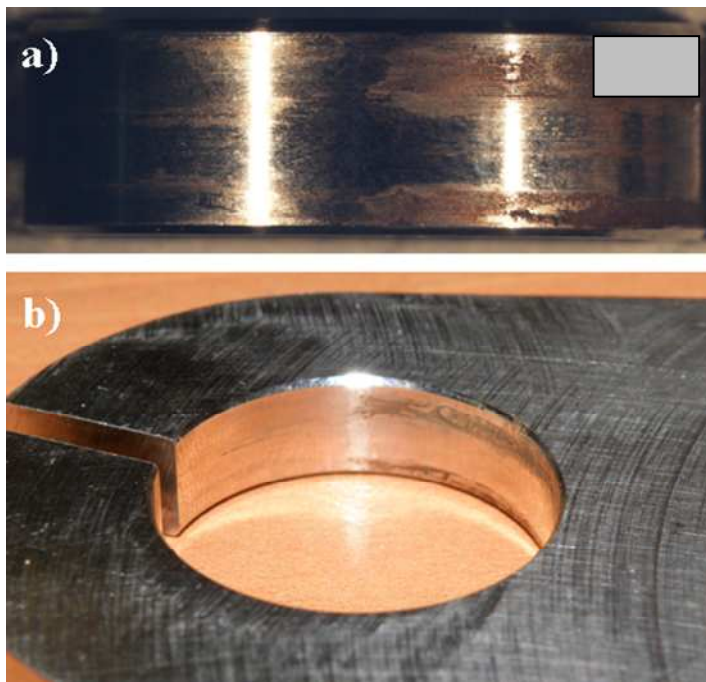


Figure V-13 : Aucune dégradation majeure de l'interface au cours de l'essai. a) Bague et b) alésage de la manille démontée, rompue à 836914 cycles dans l'alésage inférieur.

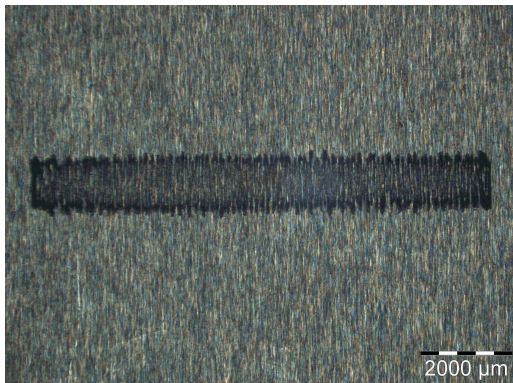


Figure V-14 : Trace de fretting observée après un essai de fretting cylindre plan.

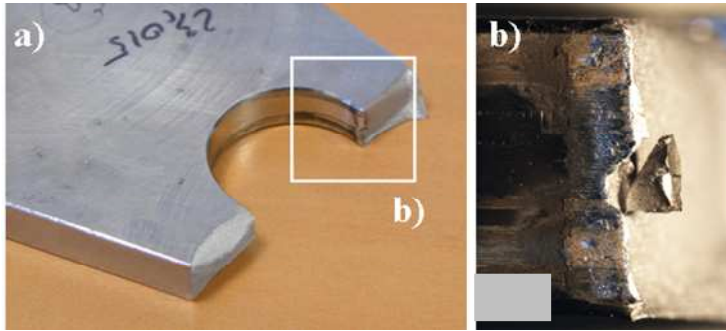


Figure V-15 : Dégradation significative à la surface de l'alésage après rupture. a) Partie inférieure de la manille testée à $F_{\max}=60\text{kN}$ rompue à 97809 cycles, b) détail de l'alésage au niveau de la rupture.

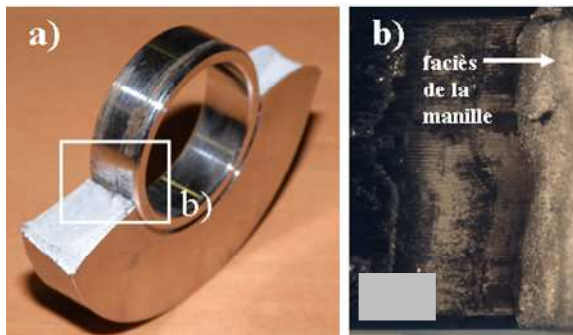


Figure V-16 : Dégradation significative à la surface de la bague lors de la rupture. a) Partie supérieure de la manille testée à $F_{\max}=60\text{kN}$ rompue à 97809 cycles, b) détail de la bague face à la zone de rupture.

4. Confrontation avec les modèles d'amorçage de fissures

4.1. Critère de Crossland

On aborde dans un premier temps le modèle le plus simple à savoir le critère de Crossland. On calcule donc la valeur du critère de Crossland pour une gamme de chargement axial F avec un rapport de charge R de 0.1 ($R=F_{\min}/F_{\max}$) allant de 40 kN à 80 kN. Le résultat est présenté sur la Figure V-17. On obtient donc une charge maximale F_{\max} à initiation de fissures pour 10^5 cycles de 65 kN.

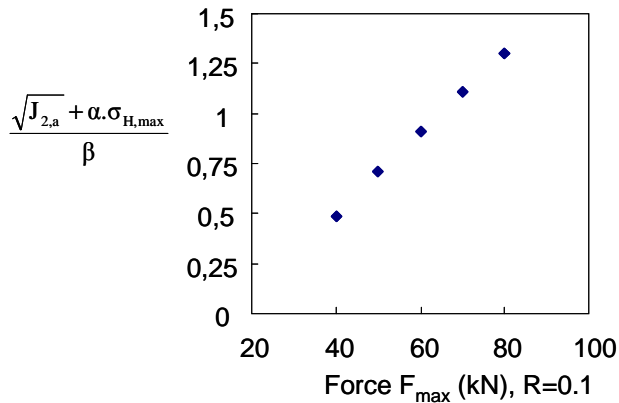


Figure V-17 : Evolution de la contrainte équivalente de Crossland maximale dans la manille en fonction de la charge F_{\max} à rapport de charge $R=0.1$

4.2. Approche « volume constant » [Fouvry, 1998] et « volume variable » [Proudhon, 2006]

– « Volume constant » :

L'approche « volume constant » consiste à calculer la moyenne du critère de Crossland sur une surface carrée de $36 \mu\text{m}$ de côté identifiée à partir d'un essai de fretting. Nous avons vu que le gradient de la pression hydrostatique est de l'ordre de 2000 MPa/mm ($\pm 500 \text{ MPa/mm}$). La taille du côté du carré identifié à partir des essais de fretting non précontraint est de $36 \mu\text{m}$. On réalise un calcul approché en supposant que le gradient de la pression hydrostatique est égal à celui du critère de Crossland et que le gradient est constant sur $36 \mu\text{m}$. On calcule la charge à rupture en réalisant une moyenne entre la valeur maximale du critère de fatigue multiaxiale et la valeur minimale calculée grâce au gradient de contrainte de 2000 MPa/mm , et la Figure V-17. Dans ce cas, on obtient une charge maximale F_{\max} à initiation de fissures à 10^5 cycles de 67.5 kN à environ 1 kN près. Soit une charge supérieure de 4% à celle calculée avec le critère de Crossland.

– « Volume variable » :

Cette approche [Proudhon, 2006] est similaire à la précédente, mais cette fois la taille du carré sur lequel est calculée la moyenne dépend de la largeur de la zone glissante a-c. La largeur de la zone glissante a-c dans le cas de la manille lorsqu'elle est chargée à F_{\max} est de 2.4 mm (Figure V-18). L'application du modèle de Proudhon et al. donnent une

distance d de $3 \mu\text{m}$ pour cette longueur $a-c$. Le modèle de Proudhon prédit donc moins d'effet de gradient que l'approche utilisée par Fouvry et al. Dans ce cas, on peut raisonnablement approcher le modèle de Proudhon et al. par le critère de Crossland. La charge à initiation de fissures d'après cette approche est donc très proche de 65 kN .

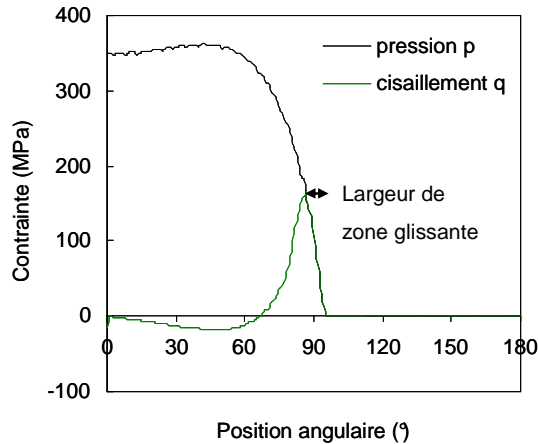


Figure V-18 : Zone glissante à l'interface bague-alésage pour $F=F_{\max}$

On note donc ici que cette approche associe effet de taille et effet de gradient de contrainte. En effet, ce modèle prédira nécessairement moins d'effet de gradient sur de grosses structures car les zones glissantes sont plus grandes. Cependant, on peut parfaitement imaginer deux structures identiques à l'échelle près. Dans ce cas, les deux géométries vont présenter le même gradient mais pas la même taille de zone glissante. Le modèle va donc considérer deux distances « d » différentes pour le même gradient. Le modèle de Proudhon et al. ne permet donc pas de distinguer effet de taille et effet de gradient. On justifie donc ici l'utilisation d'une distance critique constante pour dissocier les deux phénomènes. Autrement, il y a un risque de mélanger effet de gradient et effet de taille.

4.3. Proposition : introduction d'une fonction de poids

On applique maintenant la proposition intégrant la fonction de poids w au cas de la manille. Le gradient de pression hydrostatique $\sigma_{H,\max}$ est de l'ordre de 2000 MPa/mm ($\pm 500 \text{ MPa/mm}$). Cela correspond à une fonction de poids w de 6% à 1.5% près. Cela

correspond donc à une charge de 67.5 kN à 1 kN près, comme l'approche de Fouvry et al.

4.4. Méthode de calcul en fatigue utilisée par Airbus

La méthode de dimensionnement en fatigue utilisée par Airbus s'appuie sur un manuel destiné à permettre le dimensionnement fatigue de nombreux éléments structuraux à partir des chargements auxquels ils sont soumis.

La relation entre la contrainte σ et le nombre de cycles N est définie par une relation bi logarithmique $\log(\sigma)$ - $\log(N)$. Cette relation s'appuie sur :

- des paramètres matériaux,
- et une valeur de contrainte à rupture pour un nombre de cycles référence.

Les paramètres matériaux sont référencés dans le manuel.

La contrainte de référence correspond à une contrainte moyenne définie comme le rapport entre la force et la section. Le calcul de la contrainte σ de référence s'appuie sur une relation empirique fonction :

- de la géométrie de la pièce,
- du procédé de mise en forme,
- des traitements de surface,
- des procédés de fabrication,
- des spécificités d'assemblages.

La méthode tient compte du frottement et des phénomènes de fretting mais pas de manière explicite. On souhaite donc vérifier ici si l'approche adoptée dans cette méthode est correcte. La méthode tient compte de certains type d'interférence, mais pas pour ce type de montage avec interférence utilisée pour cette application.

La méthode de calcul passe par le calcul d'un coefficient de concentration de contrainte K_t . Les abaques donnent $K_t=5$ pour cette application. Cette valeur est très supérieure à celle calculée par éléments finis et elle ne dépend pas du chargement (Figure V-3).

Ensuite la prise en compte des divers coefficients correspondants aux points évoqués précédemment permet d'aboutir à une charge à rupture F_{\max} de 59 kN pour un rapport de charge R de 0.1.

4.5. Synthèse

On présente dans le Tableau V-1 la synthèse des résultats obtenus avec les différentes approches de calculs de durée de vie. L'erreur E(%) est définie par :

$$\frac{\left(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max}\right)_{num} - \left(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max}\right)_{exp}}{\left(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max}\right)_{exp}} \times 100 \quad \text{V-4}$$

avec $\left(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max}\right)_{num}$ l'état de contrainte équivalent correspondant à la charge à rupture à 10^5 cycles F_{max} calculée à partir du modèle et $\left(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max}\right)_{exp}$ l'état de contrainte équivalent calculé pour la charge à rupture à 10^5 cycles F_{max} obtenue expérimentalement.

A part la méthode de calcul Airbus, aucun des modèles de fatigue multiaxiale ne permet une approche conservative.

	$F_{max, calculée}$ (kN), R=0.1	E(%)	Durée de vie correspondante
Critère de Crossland	65	-7%	$\approx 7,5 \cdot 10^5$
« Volume constant » (Fouvry et al.)	67.5 +/- 1	-13%	$\approx 6 \cdot 10^5$
« Volume variable » (Proudhon et al.)	≈ 65	-7%	$\approx 7,5 \cdot 10^5$
Fonction de poids	67.5 +/- 1	-13%	$\approx 6 \cdot 10^5$
Méthode de calcul Airbus	59	+6%	$\approx 13 \cdot 10^5$
Condition de rupture expérimentale	61.6 +/- 2	-	-

Tableau V-1 : synthèse des calculs des charges à rupture selon les différentes approches

– Approches de fatigue multiaxiale :

L'approche classique du critère de Crossland est la plus performante mais n'est pas conservative. De ce fait, les approches « volume constant » et « fonction de poids » accentuent l'écart avec les résultats expérimentaux car elles intègrent un effet de gradient.

Néanmoins, les écarts sur la contrainte à rupture entre les résultats expérimentaux et les calculs sont du même ordre de grandeur que ceux obtenus lors de la mise en œuvre d'approches de fatigue multiaxiale sur des éprouvettes lisses soumises à des chargements multiaxiaux [Dubar, 1992 ; Papadopoulos, 1993, 1996 ; Palin Luc, 1998 ; Weber, 1999 ; Morel, 2001 ; Banvillet, 2003]. De plus, ces écarts sont raisonnables devant la dispersion des résultats expérimentaux. Il est important de noter que les écarts sur la contrainte à rupture se répercutent de manière beaucoup plus importante sur les durées de vie. Les écarts sur les durées de vie sont deux fois supérieurs à ceux sur la contrainte, compris entre 15% et 30% de la durée de vie à 10^5 cycles.

Au vue de ces résultats, l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures sur ce système n'est pas significatif devant la dispersion liée à la fatigue et devant l'incertitude associée aux approches de fatigue multiaxiale.

Les résultats non conservatifs obtenus avec les approches de fatigue multiaxiale peuvent s'expliquer par l'hypothèse de contrainte plane. Une analyse du système avec un modèle en 3 dimensions montre que l'approche en contrainte plane fournit une très bonne estimation de l'état de contrainte en bord d'alésage, hors du chanfrein (Figure V-19). Par contre la présence du chanfrein provoque une concentration de contrainte presque 20% supérieure à la contrainte principale maximale calculée en contrainte plane.

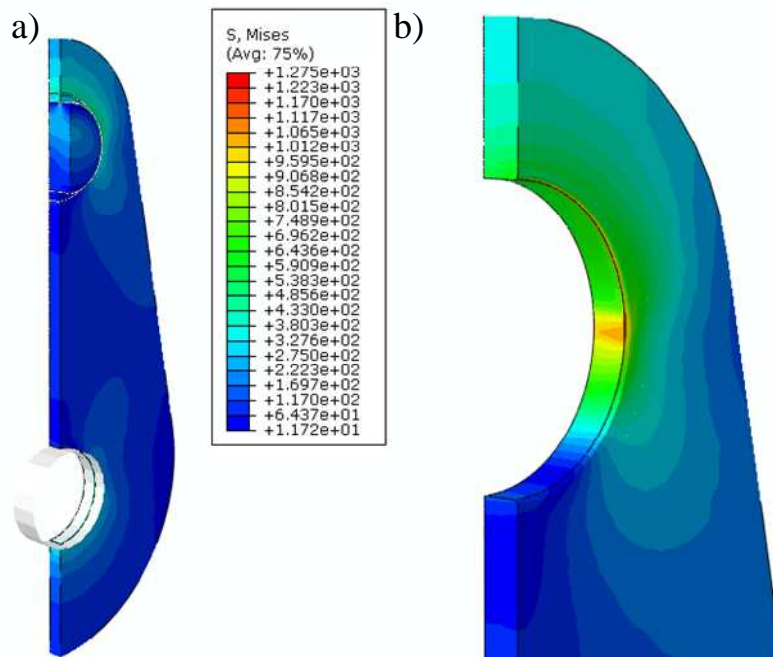


Figure V-19 : a) Vue d'ensemble du modèle 3D, b) détail de l'état de contrainte dans l'alésage.

– Méthode de calcul Airbus

La méthode de calcul Airbus est la seule à fournir un résultat conservatif. L'écart sur la contrainte à rupture est du même ordre de grandeur que l'écart obtenu à partir du critère de Crossland. Le résultat conservatif fournit par la méthode Airbus traduit la robustesse de l'approche vis-à-vis de cet essai.

Néanmoins, ce résultat ne permet de conclure quant à la robustesse de la méthode vis-à-vis des phénomènes de fretting. En effet, nous avons vu que cet essai ne met pas en jeu de phénomènes important de fretting (Figure V-13). L'essai est plutôt un problème de fatigue avec contact et frottement. Concernant la prise en compte de l'effet du frottement sur la tenue en fatigue par la méthode, il est difficile de conclure. D'une part, les résultats de calcul (Figure V-21) montrent que l'effet du coefficient de frottement est faible sur l'état de contrainte.

Enfin, comme nous l'abordons plus tard (paragraphe 5.4, Figure V-22), l'état de contrainte supporté par le système est très sensible à l'interférence. Or, la méthode n'en tient pas compte. On peut donc s'interroger sur le résultat obtenu si le système avait été

monté sans interférence. Cependant, en pratique, les bagues sont toujours montées avec au minimum une légère interférence.

– Intérêt des approches de fatigue multiaxiale

Malgré les résultats non conservatifs, ces résultats mettent en évidence l'intérêt des approches de fatigue multiaxiale. L'identification du critère de Crossland s'appuie sur deux paramètres obtenus à partir de deux courbes de Wöhler. La mise en œuvre de l'approche sur la manille avec bague frettée nécessite également la mesure d'un coefficient de frottement, puis la modélisation du système par éléments finis.

A l'inverse, la méthode calcul Airbus ne nécessite ni de mesure du coefficient de frottement, ni de modélisation éléments finis. Par contre, la méthode s'appuie sur de nombreux résultats expérimentaux de fatigue dont des essais de fatigue sur des manilles. L'intérêt d'utiliser des approches de fatigue multiaxiale est la réduction importante du nombre d'essais nécessaires pour le dimensionnement de la structure. En contre partie, l'utilisation de méthodes de calcul plus compliquées à mettre en œuvre est nécessaire.

5. Effet du coefficient de frottement et de l'interférence sur la tenue en fatigue de la manille

L'objectif de cette partie est d'étudier l'impact d'un dépôt d'argent sur la bague sur la tenue en fatigue du système. On s'intéresse également à l'effet de l'interférence entre la bague et l'alésage sur la tenue en fatigue du système.

5.1. Mesure du coefficient de frottement de la configuration Inconel 718 revêtu argent/Inconel 718 nu

On mesure le coefficient de frottement d'une configuration Inconel 718 revêtu argent/Inconel 718 nu. On utilise la même méthode qu'introduite précédemment à savoir la méthode des débattements variables. On applique une rampe sur l'amplitude de $0.5\mu\text{m}/1000$ cycles. On utilise un pion revêtu argent de rayon 80 mm et de rayon 20 mm et un plan en Inconel 718 nu.

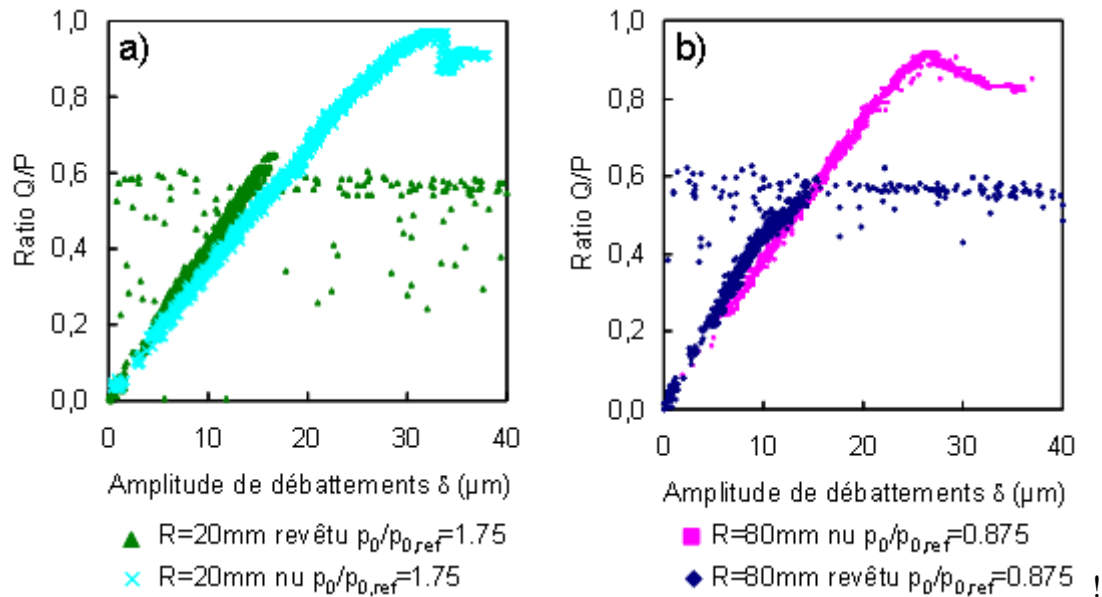


Figure V-20 : Evaluation du coefficient de frottement en glissement partiel μ_{PS} d'un contact Inconel 718 revêtu argent / Inconel 718 nu et comparaison avec une configuration non revêtue, a) à $p_0=350\text{MPa}$ dans une configuration $R=80\text{ mm}$, et b) à $p_0=700\text{ MPa}$ dans une configuration $R=20\text{ mm}$.

On note que les coefficients de frottement statique et dynamique avec le revêtement argent sont beaucoup plus faibles. On mesure un coefficient de frottement statique égale au coefficient de frottement dynamique contrairement au cas de la configuration non revêtue. Dans la configuration revêtue argent, les deux coefficients de frottement sont égaux à 0.6 :

$$\mu_{PS,argent} = \mu_{d,argent} = 0.6$$

On observe également beaucoup de bruits sur la mesure des configurations revêtues, contrairement aux configurations nues qui sont beaucoup plus stables. Ceci s'explique par un régime mixte assez étendu au cours duquel il y a passage par un régime de glissement total avant un retour vers un régime de glissement partiel.

5.2. Raideur du contact revêtu

On cherche à analyser dans cette partie les effets potentiels d'accommodation des déplacements relatifs entre les deux échantillons. En effet, l'introduction d'un revêtement peut intervenir de différentes manières sur la tenue en fatigue d'une structure :

- i. diminution du coefficient de frottement. Ceci implique donc une diminution des contraintes transmises par l'interface.
- ii. accommodation des déplacements relatifs entre les deux pièces. L'introduction d'un revêtement se traduit par une raideur supplémentaire qui peut accommoder les déplacements relatifs entre les deux pièces sans les transmettre au substrat.

Nous avons déjà abordé dans la partie précédente le cas du coefficient de frottement et nous avons vu que celui-ci est nettement plus faible dans le cas d'une configuration revêtue que dans le cas non revêtu.

La comparaison des courbes présentant le ratio Q/P en fonction de l'amplitude de débattement δ pour une même configuration de chargement montre que les raideurs d'une configuration de contact non revêtue et d'une configuration revêtue sont très proches. Ce point semble cohérent avec la très faible épaisseur du revêtement. L'impact de la raideur de ce revêtement doit donc être très faible sur la raideur globale du système.

L'effet de raideur semblant être faible, on peut considérer que dans le cas d'un revêtement argent fin, il n'est pas nécessaire de prendre en compte la raideur du revêtement. Le revêtement est donc assimilé à une variation de coefficient de frottement dans le modèle éléments finis.

5.3. Effet du coefficient de frottement sur la tenue en fatigue

On s'intéresse maintenant à l'impact du coefficient de frottement sur la tenue en fatigue de la manille. Pour cela on calcule la contrainte équivalente de Crossland $\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max}$ pour une charge extérieure constante. Les résultats sont présentés sur la Figure V-21.

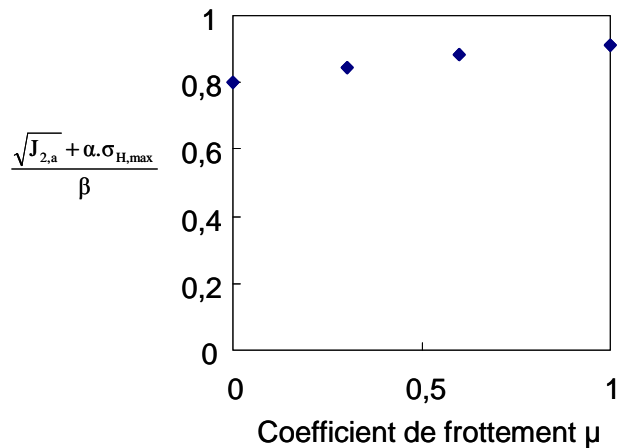


Figure V-21 : Effet du coefficient de frottement μ à l'interface bague/alésage sur la tenue en fatigue de la manille

On observe un effet très faible du coefficient de frottement sur la contrainte équivalente. La valeur maximale du critère de fatigue multi-axiale augmente que de 10% lorsque le coefficient de frottement passe de 0 à 1.

Ces résultats sont valables dans le cas d'applications non revêtus. Par contre, ces calculs ne sont pas forcément représentatifs d'applications revêtus. Les propriétés élasto plastiques du revêtement ne sont pas prises en compte. On assimile ici l'introduction d'un revêtement à une simple variation de coefficient de frottement. Pour certains revêtements fins, durs, cette hypothèse peut être valable. Dans le cas d'un revêtement épais, les déformations élastiques du revêtement dans l'interface peuvent modifier les sollicitations dans le substrat. Ces calculs ne tiennent également pas compte des mécanismes d'accommodation plastique qui peuvent intervenir dans l'interface et qui protège le substrat de l'amorçage de fissures.

5.4. Effet de l'interférence

On cherche à évaluer le gain potentiel en termes de tenue en fatigue en fonction de l'interférence. L'augmentation de l'interférence permet une augmentation significative de la durée de vie jusqu'à un certain seuil au-delà duquel la durée de vie diminue à nouveau [Buch, 1988 ; Chakherlou, 2010].

On calcule le critère de Crossland pour un chargement de fatigue fixé pour différents niveaux d'interférence compris entre 0% et 0.3% (Figure V-22).

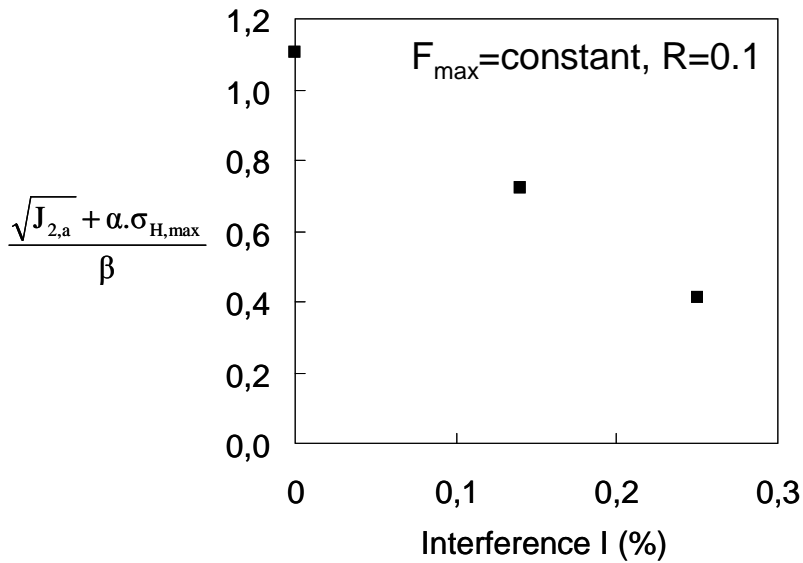


Figure V-22 : Effet de l'interférence I entre la bague et l'alésage sur la tenue en fatigue

On note que la tenue en fatigue du système est très sensible au niveau d'interférence (Figure V-22). La contrainte équivalente de Crossland diminue très rapidement. L'effet bénéfique de l'interférence s'explique par une baisse significative de l'amplitude de contrainte qui compense l'augmentation de la contrainte moyenne (augmentation du rapport de charge dans l'alésage, Figure V-5.d). La forte sensibilité de la contrainte équivalente de Crossland signifie qu'il est nécessaire de bien maîtriser le niveau d'interférence pour en tenir compte dans un calcul de dimensionnement en fatigue. La tolérance demandée pour ces essais concernant l'ajustement bague-alésage est un G6s6. Cet ajustement autorise une interférence variant de 0.06% à 0.17%. Sur le lot de bagues et manilles usinées dans cette étude (36 unités de chaque), les variations de dimensions sont très faibles. On retrouve quelques unités aux extrémités de l'intervalle de tolérance, mais l'écart type sur le lot est très faible.

Nous avons vu dans le paragraphe 4.4 que la méthode de calcul Airbus ne tient pas compte de l'interférence pour ce système. Les résultats présentés sur la Figure V-22 montrent que si la bague avait été montée sur la manille sans interférence le résultat obtenu avec la méthode de calcul Airbus n'aurait peut être pas été conservatif.

6. Conclusion

– Approches de fatigue multiaxiale

La réalisation d'essais de fatigue sur la manille a permis de confronter les modèles de calculs de durée de vie en fatigue à une pièce plus complexe, représentative d'une application aéronautique.

Parmi les modèles basés sur une approche de fatigue multiaxiale, aucun n'est conservatif. Le critère de fatigue multiaxiale de Crossland sur lequel s'appuient toutes les autres approches n'est pas conservatif, l'erreur est de 7% sur la contrainte à rupture. La prise en compte de l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage accentue donc cet écart qui atteint 13% (sur la contrainte à rupture) dans le cas de l'approche « volume constant » et de la proposition basée sur la fonction de poids. Il est intéressant de noter que l'approche proposée par Proudhon et al. basée sur l'utilisation d'un « volume variable » fonction de la largeur de la zone glissante se heurte ici à un effet d'échelle puisque la largeur de la zone glissante est davantage fonction de la géométrie étudiée que du gradient de contrainte.

Néanmoins les écarts obtenus entre les résultats expérimentaux et les calculs sont du même ordre de grandeur que les écarts habituellement obtenus avec des critères de fatigue multiaxiale appliqués à des éprouvettes lisses soumises à des chargements de fatigue multiaxiaux.

– Effet du gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures sur l'Inconel 718

Ces résultats montrent que l'effet du gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures sur ce système est faible devant la dispersion liée au phénomène de fatigue. En effet, un écart de 10% sur les résultats expérimentaux est du même ordre de grandeur que les écarts qui peuvent être obtenus avec un critère de fatigue multiaxiale classique. Ces résultats expérimentaux confirment les résultats obtenus sur les essais de fatigue sur éprouvette plate trouée présentés dans le chapitre précédent. En dessous d'un certain niveau de gradient de contrainte, il n'est pas pertinent de tenir compte de l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures. D'une part, son effet est faible (d'après les résultats de fatigue sur éprouvette plate trouée, chapitre IV) et d'autre part, il devient négligeable devant la dispersion liée à la fatigue (résultats des essais « manille »).

– Méthode de calcul Airbus

L'application de la méthode de calcul Airbus pour le dimensionnement de la manille montre que la méthode permet d'obtenir un résultat conservatif. La méthode est donc capable de décrire correctement le comportement de cette structure soumise à un chargement de fatigue. La méthode est donc capable de décrire la tenue en fatigue d'une application de type « manille » avec un contact frottant.

– Pertinence de l'essai pour la mise en évidence des phénomènes de fretting

Par contre, ces résultats ne permettent pas de conclure concernant la capacité de la méthode de calcul Airbus à tenir compte des phénomènes de fretting. En effet, nous avons vu que cet essai ne met pas en évidence de fretting dans cette interface. Les surfaces en contact sont saines après environ 10^6 cycles de fatigue. Cet essai permet de traiter un problème de contact avec contact frottant.

Afin de permettre l'évaluation des performances de revêtements, déposés sur la bague, pour l'amélioration de la tenue en fatigue pour ce genre de système nécessite une modification de l'essai. On peut par exemple envisager de superposer au chargement de fatigue, un chargement de plus faible amplitude et de plus haute fréquence simulant les phénomènes vibratoires rencontrés en service.

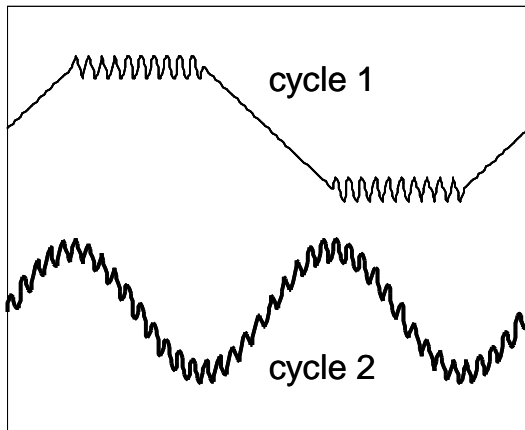


Figure V-23 : Exemple de cycles de chargement

– Intérêt des approches de fatigue multiaxiale

L'intérêt des approches de fatigue multiaxiale par rapport aux approches empiriques est mis en évidence à travers ces résultats. Une approche de fatigue multiaxiale est basée sur deux paramètres et éventuellement un paramètre additionnel pour la prise en compte

de l'effet du gradient des contraintes sur l'amorçage de fissures. Les résultats montrent que ces approches permettent une description raisonnable de la tenue en fatigue du système. Et les résultats obtenus sont comparables à ceux obtenus avec une approche empirique.

Les approches de fatigue multiaxiale s'appuient sur un plus petit nombre de paramètres, associés à des propriétés physiques. En contrepartie, leur mise en œuvre sur des applications industrielles nécessite des calculs plus complexes (éléments finis par exemple).

Une méthode de calcul empirique s'appuie sur des calculs simples mais sur une base de données de résultats expérimentaux extrêmement coûteuse et sur des paramètres n'explicitant pas nécessairement des propriétés physiques.

– Paramètres influant sur le système

La mise en œuvre d'une approche de fatigue multiaxiale permet de mener une étude paramétrique de l'interférence et du coefficient de frottement sur la tenue en fatigue du système. L'effet du coefficient de frottement sur la tenue en fatigue est faible. Ce résultat est valable sur une application nue. Dans le cas d'une application revêtue, on ne peut pas conclure sans connaître les propriétés élasto-plastique du revêtement afin de tenir compte des déformations dans le revêtement, des modifications de répartitions de pression et de cisaillement dans l'interface et des phénomènes d'accommodation plastique.

L'effet de l'interférence est nettement plus important. L'augmentation de l'interférence permet des gains significatifs sur la tenue en fatigue du système. La très grande sensibilité du système à l'interférence nécessite donc une bonne maîtrise de cette interférence pour la prendre en compte dans le calcul de tenue en fatigue.

Résumé :

- **L'utilisation d'une approche de fatigue multiaxiale permet une évaluation raisonnable de la tenue en fatigue du système étudiée.**
- **Les résultats expérimentaux confirment la faible sensibilité de l'Inconel 718 à l'effet de gradient de contrainte sur l'amorçage de fissures.**
- **La méthode de calcul Airbus permet une bonne description de la structure testée pour la configuration de chargement appliquée.**
- **Les approches de fatigue multiaxiale permettent une bonne description de la tenue en fatigue du système pour un nombre réduit de paramètres.**
- **L'essai de fatigue sur la manille ne semble pas mettre en jeu de phénomènes de fretting. La modification du chargement, en superposant un chargement supplémentaire au chargement de fatigue, permettrait de mettre en jeu des phénomènes de fretting.**
- **L'étude paramétrique du système, à partir d'une approche de fatigue multiaxiale, montre que l'interférence est le paramètre le plus influant sur la tenue en fatigue devant le coefficient de frottement.**

CONCLUSION & PERSPECTIVES

Nous nous sommes intéressés dans cette étude à développer une méthode de calcul de dimensionnement en fatigue des structures métalliques. Cette méthode doit prendre en compte :

- les gradients de contrainte pour tenir compte des spécificités géométriques de la structure et des chargements,
- le frottement dans les interfaces.

La méthode doit également pouvoir être identifiée sur des essais matériaux de base et décrire correctement la tenue en fatigue d'une structure représentative d'une application aéronautique en Inconel 718.

On présente ici une synthèse de cette étude.

- **Etude expérimentale de l'effet du gradient des contraintes sur l'amorçage de fissures**

Les résultats des essais de fretting et de fatigue confirment l'effet bénéfique du gradient de contrainte sur la tenue en fatigue. Par la même occasion, cela confirme l'insuffisance des critères classiques de fatigue multiaxiale (Crossland, Dang Van, Papadopoulos etc...) pour les applications présentant des gradients de contrainte et la nécessité de prendre en compte les gradients de contrainte pour calculer des conditions d'amorçage de fissures.

Dans le cas des essais de fretting, on observe que l'augmentation du gradient de contrainte retarde l'amorçage de fissures. Pour les essais de fretting simple, on attribue ce phénomène à un écart entre la contrainte macroscopique et mésoscopique lié à des hypothèses caduques en présence de gradients de contrainte. Pour les essais de fretting précontraint, une plastification dans la zone d'amorçage engendre une surestimation des contraintes sous des hypothèses d'élasticité.

Dans le cas des essais de fatigue sur éprouvettes entaillées, l'effet du gradient des contraintes est nettement moins marqué. L'éprouvette présentant le facteur de concentration de contrainte le plus élevé présente la durée de vie la plus grande. Mais

l'écart de durée de vie entre les deux géométries est faible et un critère classique de fatigue multiaxiale permet de décrire très raisonnablement les conditions de rupture identifiées expérimentalement. Les gradients de contrainte sur les éprouvettes plates trouées sont beaucoup plus faibles que pour les essais de fretting.

▪ **Prise en compte de l'effet de gradient de contrainte sur des essais élémentaires**

Plusieurs approches ont été mises en œuvre pour décrire les résultats expérimentaux d'amorçage de fissures en fatigue et en fretting. L'application de ces approches à deux applications présentant des caractéristiques différentes a permis de pointer les avantages et inconvénients de certaines approches déjà proposées pour d'autres applications. Nous avons notamment vu que l'utilisation d'un domaine, pour calculer un état de contrainte équivalent moyen, introduisant explicitement une contrainte ou un gradient de contrainte ne semble pas appropriée pour traiter des applications variées.

Ainsi, l'utilisation d'un état de contrainte ponctuel et d'une distance critique fixe paraît être un bon choix pour éviter des problèmes de mise en œuvre.

Dans cette étude, on aborde les approches de type distance critique davantage comme des approches phénoménologiques que comme des approches s'appuyant sur la physique des mécanismes d'amorçage. En effet, des travaux montrent que plusieurs définitions peuvent être adoptées, toutes trouvant une justification physique, et toutes fournissant des résultats équivalents. Actuellement, il est donc difficile de relier cette notion à un paramètre physique unique. Par contre, la définition de cette distance manque parfois de rigueur, ce qui peut mener à des situations ambiguës lors de la mise en œuvre sur des applications complexes. On suggère donc de privilégier également une approche claire levant toute ambiguïté lors de sa mise en œuvre en plus de faire le lien avec un paramètre matériau.

En tenant compte de ces aspects, une approche a été proposée. L'approche s'appuie sur l'utilisation :

- de la valeur maximale ponctuelle d'un critère de fatigue multiaxiale,
- d'une distance critique constante,
- d'une fonction de poids.

Cette approche permet de décrire correctement les résultats de fretting et de fatigue dans le domaine d'élasticité. La formulation de l'approche est similaire à certaines formulations déjà appliquées à des problématiques de flexion et de fatigue multiaxiale sur des éprouvettes dans lesquelles sont introduits des micro-défauts artificiels.

Il semble donc qu'une convergence apparaisse concernant la prise en compte de l'effet de gradient de contrainte en fatigue multiaxiale puisque plusieurs approches similaires ont été appliquées de manière satisfaisante à des applications variées. Les points de convergence sont les suivants :

- utilisation de la valeur ponctuelle maximale d'un critère de fatigue multiaxiale,
- utilisation d'une fonction de poids pour pondérer la valeur ponctuelle maximale du critère de fatigue multiaxiale,
- pondération du critère de fatigue multiaxiale par le gradient de la pression hydrostatique,
- utilisation d'une distance critique constante pour définir le gradient de la pression hydrostatique.

La forme générale de la fonction de poids et la quantité utilisée pour pondérer le critère de fatigue multiaxiale peuvent changer selon les applications.

Il est également pertinent d'utiliser la notion de gradient de contrainte plutôt que celle de facteur de concentration de contrainte pour caractériser la sévérité d'une concentration de contrainte. Dans le cas d'un essai de fretting cylindre-plan, on ne peut pas calculer de facteur de concentration de contrainte K_t . Enfin, l'utilisation de cette notion est complémentaire à un état de contrainte ponctuel afin de caractériser plus exhaustivement une sollicitation en fatigue en vue d'un dimensionnement.

▪ **Origine de l'effet du gradient des contraintes sur la tenue en fatigue**

Cette étude n'a pas permis d'apporter d'explications physiques sur l'effet du gradient des contraintes observé sur l'Inconel 718. Néanmoins, quelques pistes peuvent être évoquées.

– *Initiation et propagation*

Les essais de fatigue sur éprouvettes entaillées laissent penser que l'effet de gradient de contrainte observé à la rupture des éprouvettes peut s'expliquer à la fois par un effet de

gradient sur l'amorçage mais également par des différences de durées de propagation de fissures introduites par les différences de facteurs de concentration de contrainte.

Les résultats expérimentaux obtenus dans cette étude ne permettent pas de justifier complètement cette hypothèse car on ne dispose pas de résultats quantitatifs suffisants.

Mais on s'appuie sur les observations expérimentales suivantes :

- faible effet de gradient mesuré,
- part significative de la durée de vie composée de la phase de propagation (environ 20% mesuré),
- écart significatif de la durée de propagation de fissures entre les deux géométries testées malgré les faibles variations de facteurs de concentration de contrainte (écart de 50% entre l'éprouvette Kt2.35 et l'éprouvette Kt2.57).

Ainsi, l'effet du gradient des contraintes, habituellement analysé sur des données à rupture, peut avoir deux origines :

- l'amorçage,
- la propagation de fissures.

- *Régime de fatigue*

Généralement, les études sur l'effet du gradient de contrainte en fatigue sont réalisées dans le domaine de l'endurance illimitée ce qui justifie de ne pas dissocier le nombre de cycles à amorçage et le nombre de cycles à rupture.

On pense donc que l'étude de l'effet du gradient des contraintes passe donc par :

- la quantification du nombre de cycles à initiation et du nombre de cycles à rupture afin de dissocier l'effet du gradient de contrainte à l'amorçage de fissures tel qu'observé sur les essais de fretting et l'effet du champ de contraintes sur les vitesses de propagation de fissures tel qu'observé sur les éprouvettes entaillées,
- et la prise en compte du domaine de fatigue de l'étude : endurance limitée, endurance illimitée.

Dans le cas de l'Inconel 718 et en endurance limitée, l'effet du gradient des contraintes sur l'amorçage serait donc faible pour les facteurs de concentration de contrainte étudiés avec les éprouvettes entaillées et un critère de fatigue multiaxiale ponctuel permet une bonne description des conditions d'amorçage. La description de l'effet du gradient des

contraintes observé à la rupture pourrait être réalisée en prenant en compte la phase de propagation de fissures. Dans ce cas, l'utilisation d'un critère de fatigue multiaxiale ne prenant pas en compte l'effet de gradient des contraintes constituerait une première approche simple pour le dimensionnement en fatigue à l'amorçage de fissures d'applications en Inconel 718 à faibles gradients de contraintes.

– *Propriétés mécaniques du matériau*

Les résultats obtenus sur l'Inconel 718 montrent une faible sensibilité à l'effet du gradient des contraintes, notamment comparé à des résultats obtenus dans d'autres études sur des alliages d'aluminium. L'analyse de résultats présentés dans un recueil de fatigue du CETIM montre que, concernant l'effet de gradient de contrainte sur des aciers, on peut classer les matériaux selon leur résistance mécanique à la rupture R_m . La sensibilité à l'effet de gradient de contrainte est d'autant plus faible que la résistance mécanique à la rupture est élevée pour les aciers. Il y a donc une cohérence avec les résultats présentés dans cette étude puisque l'Inconel 718 présente une faible sensibilité à l'effet de gradient et une résistance mécanique à la rupture élevée.

▪ **Dimensionnement en fatigue d'une manille munie d'une bague montée avec interférence**

Plusieurs approches de fatigue multiaxiale intégrant l'effet du gradient de contrainte ont été appliquées à la manille. Aucune des approches étudiées ne donne des résultats conservatifs. Si l'effet du gradient des contraintes était significatif, le critère de Crossland aurait dû être conservatif.

Néanmoins, les méthodes de calcul permettent une estimation raisonnable avec 7% à 13% d'écarts sur la contrainte à rupture avec les résultats expérimentaux selon les modèles. Ces écarts sont tout à fait comparables aux écarts habituellement obtenus avec un critère de fatigue multiaxiale appliqué à des éprouvettes lisses soumises à des chargements multiaxiaux de fatigue. L'effet du gradient des contraintes sur ce système n'est donc pas suffisamment significatif pour être mis en évidence expérimentalement. Dans un contexte de dimensionnement, on peut donc envisager d'introduire une notion de gradient de contrainte seuil (fonction du matériau) en dessous duquel l'effet du

gradient des contraintes n'est pas significatif devant la dispersion introduite par le phénomène de fatigue, les procédés de fabrication et d'assemblages etc...

L'étude paramétrique du système montre que l'interférence entre la bague et l'alésage est le paramètre déterminant sur la tenue en fatigue devant le coefficient de frottement entre la bague et l'alésage. Le dimensionnement précis du système passe donc par une bonne maîtrise de cette interférence.

- **Pertinence de l'essai manille pour identifier des revêtements palliatifs pour le fretting**

La réalisation d'essais de fatigue sur la manille munie d'une bague montée avec interférence a permis de mettre en évidence qu'aucune dégradation de surface significative n'intervient dans l'interface bague/alésage. Cette observation laisse penser que cet essai ne met donc pas en jeu de phénomènes majeurs de fretting. L'essai n'est donc pas adapté à l'évaluation de revêtements déposés sur la bague destinés à augmenter la durée de vie en limitant les phénomènes de fretting. Afin de distinguer davantage les différences de performance de revêtements testés sur cet essai, on propose de modifier le chargement extérieur appliqué sur la manille. La superposition d'un chargement de plus faible amplitude et de plus haute fréquence se rapprochant des phénomènes vibratoires, au chargement de fatigue déjà appliqué à la manille permettrait de reproduire les phénomènes vibratoires rencontrés sur les structures en service à l'origine des phénomènes de fretting.

Deux problématiques ont été posées en introduction. A l'issue de cette étude voici les réponses que nous pouvons y apporter.

- **Peut-on proposer un modèle permettant de décrire les résultats d'essais élémentaires et capable d'être transféré à la description du comportement d'une structure plus complexe ?**

Nous avons vu dans cette étude sur l'Inconel 718, que l'on est capable de décrire correctement l'amorçage de fissures en fretting et en fatigue dans le cadre d'une approche de fatigue multiaxiale intégrant le gradient de contrainte. L'application à une structure représentative montre que la prise en compte de l'effet du gradient de contrainte n'est pas primordiale pour cette application. L'Inconel 718 présente une

faible sensibilité à l'effet de gradient de contrainte. Un simple critère de fatigue multiaxiale permet de décrire correctement la durée de vie du système.

- **Quel est l'impact du frottement sur la tenue en fatigue des systèmes type chape avec bague frettée ?**

Un modèle simple de fatigue multiaxiale a permis d'étudier l'impact du coefficient de frottement sur la tenue en fatigue de la manille. Le modèle ne met pas en évidence d'effet significatif du coefficient de frottement sur la tenue en fatigue. Néanmoins, ce résultat n'a pas pu être validé expérimentalement. De plus, ce résultat ne signifie pas que l'utilisation de revêtements en vue de diminuer le coefficient de frottement ne permet pas une amélioration plus significative de la tenue en fatigue que celle calculée. En effet, les calculs réalisés ne tiennent pas compte du phénomène d'accommodation plastique dans qui peut apparaître avec un revêtement.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Antoni N, Gaisne F, Analytical modelling for static stress analysis of pin-loaded lugs with bush fitting, *Applied Mathematical Modelling*, 2010, in press

Araujo J A, Nowell D, Analysis of pad size effects in fretting fatigue using short crack arrest methodologies, *International Journal of Fatigue* 21 (1999) 947–956

Araujo J A, Nowell D, The effect of rapidly varying contact stress fields in fretting fatigue, *International Journal of Fatigue* 2002; 24:763-75.

Araujo J A, Susmel L, Taylor D, Ferro J C T, Mamiya E N, On the use of the Theory of Critical Distances and the Modified Wöhler Curve Method to estimate fretting fatigue strength of cylindrical contacts, *International Journal of Fatigue* 29 (2007) 95–107.

Araujo J A, Susmel L, Taylor D, Ferro J C T, Ferreira J L A, On the prediction of high cycle fretting fatigue strength: theory of critical distances vs hot spot approach, *Engineering Fracture Mechanics* 75 (2008) 1763-1778.

Araujo J A, Nowell D, Mixed high low fretting fatigue of Ti6Al4V: Tests and modelling, *Tribology International* 42 (2009) 1276–1285.

Banvillet A, Palin Luc T, Lasserre S, A volumetric energy based high cycle multiaxial fatigue criterion, *International Journal of Fatigue* 25 (2003) 755-769.

Bartha B B, Nicholas T, Farris T N, Modeling of geometry effects in fretting fatigue, *Tribology International*, 39 (2006) 1131-1141.

Bernasconi A, Papadopoulos I V, Efficiency for algorithms for shear stress amplitude calculation in critical plane class fatigue criteria, *Computational Material Science* 34 (2005) 355-368.

Bertolino G, Constantinescu A, Ferjani M, Treiber P, A multiscale approach of fatigue and shakedown for notched structures, 2007, *Theoretical and applied fracture mechanics*, 48, 2007, 140-151.

Billaudeau T, *Fatigue multiaxiale des matériaux à défauts: mécanismes et critère d'endurance*, 2002, Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, Ecole National Supérieure de Mécanique et d'Aéronautique.

Bramhall R, *Studies in fretting fatigue*. D. Phil. Thesis, Univeristy of Oxford; 1973.

Brand A, Flavenot J F, Gregoire R, Tournier C, *Receuil de données technologiques sur la fatigue*, 1980, CETIM, ISBN 2-85400-024-2.

- Buch A, Fatigue and fretting of pin-lug joints with and without interference fit, 1976, *Wear*, 43, 9-16.
- Buque C, Persistent slip band in cyclically deformed nickel polycrystals, *International Journal of Fatigue* 23 (2001) 459-466.
- Buch A, Fatigue strength calculation, 1988, Trans Tech Publications.
- Cattaneo C, Sul conttata di due corpi elastici: distribuzione locale degli sforzi. *Rendiconti dell'Accademia dei Lincei* 1938;6 p 343-8, 434-6, 474-8.
- Chan S K, Roles of microstructure in fatigue crack initiation, *International Journal of Fatigue* 32 (2010) 1428-1447.
- Chakherlou T N, Mirzajanzadeh M, Abazadeh B, Saeedi K, An investigation about interference fit effect on improving fatigue life of a holed single plate in joints, *European Journal of Mechanics A/Solids* 29 (2010) 675-682.
- Crossland B, Effect of large hydrostatic pressure on the torsional fatigue strength of an alloy steel, in *proc. of int. conf. on fatigue of metals*, London, 1959.
- Dang Van K, Sur la résistance à la fatigue des métaux, Thèse de doctorat, Université Paris VI, 1973.
- Davoli P, Bernasconi A, Filippini M, Foletti S, Papadopoulos I V, Independence of the torsional fatigue limit upon a mean shear stress, *International Journal of Fatigue* 25 (2003) 471-480.
- Dubar L, Froustey C, Lasserre S, L'effet d'entaille en fatigue multiaxiale, *Revue Française de Mécanique*, 1992-1.
- Eden E M, Rose W N, Cunningham F L, The endurance of metals, *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers* 4 (1911), p. 839-974.
- Eichlseder W, Fatigue analysis by local stress concept based on finite element results, *Computers & Structures*, 80, 2002, 2109-2113.
- Essmann E, Mughrabi H, Annihilation of dislocations during tesile and cyclic deformation and limits of dislocation densities, *Phil. Mag. A* 171 (1979) 731-756.
- Fellows L J, Nowell D, Hills D A, Contact stresses in a moderately thin strip (with particular reference to fretting experiments), *Wear* 185 (1995) 235-238.
- Fine M E, Ritchie R O, Fatigue-crack initiation and near-threshold crack growth, Meshii M, editor. *Fatigue and microstructure*. Metals Park (OH): ASM; 1978. p. 245-78.
- Forsyth P J E, The application of 'fractography' to fatigue failure investigations, Royal Aircraft Est., Tech Note Met 1957;257
- Fouvry S, Kapsa Ph, Vincent L, Dang Van K, Theoretical analysis of fatigue cracking under dry friction for fretting loading conditions, *Wear* 195 (1996) 21-34

- Fouvry S, Kapsa P, Vincent L, Quantification of fretting damage, *Wear* 200 (1996) 186-205
- Fouvry S, Kapsa Ph, Sidoroff F, Vincent L, Identification of the characteristic length scale for fatigue cracking in fretting contacts, *J. Phys IV France* 8, 1998 Pr8-159
- Fouvry S, Kapsa Ph, Vincent L, Fretting-Wear and Fretting-Fatigue: Relation through a mapping concept, *ASTM STP* 1367, 2000
- Fouvry S, Kapsa Ph, Vincent L, A multiaxial fatigue analysis of fretting contact taking into account the size effect, *ASTM STP* 2000;1367:167-82.
- Fouvry S, Elleuch K, Simeon G, Prediction of crack initiation under partial slip fretting conditions, *Journal Strain Analysis, ImechE* 2002; 37(6):549-64
- Fouvry S, Duo P, Perruchaut Ph, A quantitative approach of Ti-6Al-4V fretting damage: friction, wear and crack nucleation, *Wear* 257 (2004) 916–929.
- Froustey C and Lasserre S, Multiaxial fatigue endurance of 30NCD16 steel. *International Journal of Fatigue*, 1989, 11, 169-175.
- Hills DA, Nowell D, O'Connor JJ, *Wear* 1988;125:129-56.
- Hills D A, Nowell D, *Mechanics of fretting-fatigue*, Kluwer Academic Publishers, 1994.
- Jin O, Mall S, Effects of independent pad displacement on fretting fatigue behaviour of Ti-6Al-4V, *Wear* 253 (2002) 585-596.
- Johnson K L, *Contact mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
- Kiddle F E, *Fatigue endurance, crack sensitivity and nucleation characteristics in structural elements in four Al-Cu alloys*, C.P. No 1259, RAE, Farnborough, 1974.
- Madge J J, Leen S B, Shipway P H, The critical role of fretting wear in the analysis of fretting fatigue, *Wear* 2007;263:542-51.
- Madge J J, Leen S B, Shipway P H, A combined wear and crack nucleation–propagation methodology for fretting fatigue prediction, *International Journal of Fatigue* (2008)
- Makonnen M, Statistical size effect in the fatigue limit of steel, *International Journal of Fatigue*, 2001, 23, 395-402.
- Makonnen M, Notch size effects in the fatigue limit of steel, *International Journal of Fatigue*, 2003, 25, 17-26.
- Matlik J F, Farris T N, Haake F K, Swanson G R, Duke G C, High-frequency, high-temperature fretting-fatigue experiments, *Wear* 261 (2006) 1367–1382
- McDowell J R, *Fretting corrosion tendencies of several combinations of materials* in Symposium on fretting corrosion, *ASTM STP* 144 (1953), p. 24-39.

Meriaux J, Fouvry S, Kubiak K J, Deyber S, Characterization of crack nucleation in TA6V under fretting fatigue loading using the potential drop technique, *International Journal of Fatigue*, 2010, 32(10), 1658-1668.

Mielke S Festigkeitsverhalten metallischer Werkstoffe unter zweiachsiger schwingender Beanspruchung mit verschiedenen Spannungszeitverläufen. Diss., 1980, TH Aachen, Germany.

Miller K J, Materials science perspective of metal fatigue resistance, *Material Science Technology* 1993;9:453-62.

Mindlin R D, Deresiewicz H. Elastic spheres in contact under varying oblique forces. *Trans ASME Ser E, J Appl Mech* 1953; 20:327-44.

Morel F, Palin-Luc T, Froustey C, Comparative study and link between mesoscopic and energetic approaches in high cycle multiaxial fatigue, *International Journal of Fatigue* 23 (2001) 317-327.

Morel F and Palin-Luc T, A non local theory applied to high cycle multiaxial fatigue, 2002, *Fatigue Fracture Engineering Material Structures*, 25, 649-665.

Morel F, Huyen N, Plasticity and damage heterogeneity in fatigue, *Theoretical and applied fracture mechanics* 49 (2008) 98-127.

Morel F, Morel A, Nadot Y, Comparison between micro notches in multiaxial fatigue – The size and the gradient effect, *International Journal of Fatigue* 31 (2009) 263–275.

Mugadu A, Hills DA, Nowell D, *Wear* 2002;252:475-83.

Nadot Y, Billaudeau T, Multiaxial fatigue limit criterion for defective materials, *Engineering fracture mechanics*, 73 (2006) 112-133.

Navarro C, Munoz S, Dominguez J, On the use of multiaxial fatigue criteria for fretting fatigue life assessment, *International Journal of Fatigue* 2008; 30:32-44.

Nedbal I, Siegl J, Kunz J, *Advances in Fracture Research, ICF5*, Pergamon Press 3483-3491., 1989.

Neuber H, *Theory of notch stresses: principles for exact calculation of strength with reference to structural form and material*. 2nd ed Berlin: Springer Verlag; 1958

Nowell D, *An analysis of fretting fatigue*. D Phil Thesis, University of Oxford; 1973.

Nowell D and Hills D A, Contact problems incorporating elastic layers, *International Journal Solids Structures*, 1988, vol 24 No 1 pp 105-115.

Nowell D, Dini D, Stress gradient effects in fretting fatigue, *Tribology international* 36(2003) 71-78.

Nowell D, Dini D, Hills D A, Recent developments in the understanding of fretting fatigue, *Engineering Fracture Mechanics* 73 (2006) 207–222

Palin-Luc T and Lasserre S. An energy based criterion for high cycle multiaxial fatigue. *Eur. J. Mechanics, A/Solids*, 17(2) :237–251, 1998.

Palin-Luc T, Lasserre S, and Bérard J-Y. Experimental investigation on the significance of the conventional endurance limit of a spheroidal graphite cast iron. *Fat. Fract. Engng. Mater.Struct.*, 21(3) :192–200, 1998.

Palin-Luc T, Approche énergétique et volumique de la fatigue multiaxiale des métaux, 2004, Habilitation à diriger des recherches.

Papadopoulos I V, Fatigue Polycyclique des métaux: une nouvelle approche, Thèse de doctorat, 1987, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées

Papadopoulos I V, A new criterion of fatigue strength for out-of-phase bending and torsion of hard metals, *Fatigue*, 1994, vol 16 August, 377-384.

Papadopoulos I V, A high-cycle fatigue criterion applied in biaxial and triaxial out-of-phase stress conditions, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 18, No. 1, pp. 79-91, 1995.

Papadopoulos I V, Panoskaltsis V P, Invariant formulation of a gradient dependant multiaxial high-cycle fatigue criterion, 1996, vol. 55, No. 4, pp. 513-528.

Papadopoulos I V, Davoli P, Gorla, C, Filippini M, Bernasconi A, A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for hard metals, *International Journal of Fatigue*, 1997, vol 19, issue 3, 219-235.

Papadopoulos I V, Long life fatigue under multiaxial loading, 2001, *International Journal of Fatigue*, 23, 839-849.

Peterson R E, Notch sensitivity. In. Sines G, Waisman J L, editors. *Metal fatigue*. New York: Mc Graw Hill; 1959. p. 293-306.

Petiot C, Vincent L, Dang Van K, Maouche N, Fouldquier J, Journet B, *Wear* 181-183 (1995) 101-111.

Proudhon H, Fouvry S, Yantio G R, Determination and prediction of the fretting crack initiation: introduction of the (P, Q, N) representation and definition of a variable process volume, *International Journal of Fatigue* 28 (2006) 707–713

Proudhon H, Fouvry S, Buffière J Y, A fretting crack initiation prediction taking into account the surface roughness and the crack nucleation process volume, *International Journal of Fatigue*, vol 27, 2005, pp 569-579.

Qylafku G, Azari Z, Kadi N, Gjonaj M, Pluvinage G. Application of a new model proposal for fatigue life prediction on notches and key-seats. *Int J Fatigue* 1999;21:753–60.

Sansoz F, Propagation des petites fissures de fatigue dans les zones de concentration de contraintes dans le superalliage N18, Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris, 2000.

Schwob C, Approche non locale probabiliste pour l'analyse en fatigue des zones à gradients de contraintes, 2007, Thèse de doctorat, Université Paul Sabatier de Toulouse III, Toulouse, France, ISBN 978-613-53532-1.

Schwob C, Chambon L, Ronde-Oustau F, Evaluation probabiliste de la durée de vie de structures, 2007, 18^e Congrès Français de Mécanique.

Simbürger A, Festigkeitsverhalten zäher Werkstoffe bei einer mehrachsigen, phasenverschobenen Schwingbeanspruchung mit körperfesten und veränderlichen Hauptspannungsrichtungen. 1975, LVF, Bericht Nr. FB-121, Darmstad, Germany.

Sims C T, Stoloff N S, Hagel W C, Superalloys II, Wiley Interscience publication, 1987, John & Wiley.

Susmel L, The theory of critical distances: a review of its application in fatigue, Engineering Fracture Mechanics, 75 (2008) 1706–1724.

Szolwinski MP, Farris TN, Mechanics of fretting fatigue crack formation, Wear 198 (1996) 93-107.

Szolwinski MP, Matlik JF, Farris TN, Effects of HCF loading on fretting fatigue crack nucleation, International Journal of fatigue 21 (1999) 671-677.

Taylor D, The theory of critical distances, Engineering Fracture Mechanics 75 (2008)

Vallellano C, Navarro A, Dominguez J, Fatigue crack growth threshold conditions at notches. Part I: Theory, Fatigue Fract Engng Mater Struct 23, 113-121.

Vallellano C, Navarro A, Dominguez J, Fatigue crack growth threshold conditions at notches. Part II: Generalization and application to experimental results, Fatigue Fract Engng Mater Struct 23, 123-128.

Vincent L, Berthier Y, Godet M, Testing methods in fretting fatigue: a critical appraisal, ASTM STP 1159, 1992, pp33-48

Vingsbo O and Soderberg M, On fretting maps, Wear, 126 (1988) 131-147.

Vogwell J and Minguez J M, Failure in lug joints and plates with holes, Engineering failure analysis, 1995, vol. 2, No 2 pp 129-135.

Waryoba D C R & Mshana J S, Effect of size and stress gradient on fatigue behaviour, International Journal of Pressure Vessels & Piping, 60, 1994, 177-182.

Waterhouse, R.B, Fretting Fatigue, Applied Science publishers, 1981.

Weber B, Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargements quelconques, 1999, Thèse de doctorat, INSA Lyon (Lyon, France)

Zhu M H, Zhou Z R, Kapsa Ph, Vincent L, Radial fretting fatigue damage of surface coatings, Wear 2001 ;250 :650-7.

ANNEXE I : SYNTHÈSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET DES CALCULS DE CRITERES DE FATIGUE MULTIAXIALE

1. Fretting

Le tableau ci-dessous rassemble l'ensemble des conditions d'amorçage identifiées avec les essais de fretting sans et avec précontrainte.

Données expérimentales				Critère local de Crossland			Approche "volume constant"	Approche "volume variable"	Approche "fonction de poids"		
R (mm)	$p_0/p_{0,ref}$	$q_{C,max}/p_{0,ref}$	σ_p (MPa)	$\sqrt{J_{2,a}}/\tau_{-1}$	$\sigma_{H,max}/\tau_{-1}$	$q_{C,max,num}/\tau_{-1}$	$q_{C,max,num}/\tau_{-1}$	$q_{C,max,num}/\tau_{-1}$	Gradient moyen $\ \nabla\sigma_{H,max}\ $	Gradient ponctuel $\ \nabla\sigma_{H,max}\ _{d/2}$	$q_{C,max,num}/\tau_{-1}$
20	1.75	1.635	0	1.14	0.92	0.860	1.483	1.498	14935	13770	1.131
20	2	1.688	0	1.17	0.94	0.863	1.530	1.610	16122	14889	1.219
40	1.5	1.295	0	0.90	0.73	0.858	1.275	1.295	10075	9439	0.869
40	1.75	1.315	0	0.92	0.74	0.860	1.315	1.315	10999	10274	0.907
40	2	1.418	0	0.99	0.80	0.863	1.345	1.345	111824	10976	0.948
80	1	0.990	0	0.69	0.57	0.853	-	-	5892	5504	-
80	1.25	1.015	0	0.71	0.58	0.855	1.128	1.065	6650	6235	0.745
80	1.5	1.058	0	0.74	0.60	0.858	1.155	1.108	7344	6899	0.766
80	1.75	1.133	0	0.77	0.62	0.860	1.183	1.130	7982	7499	0.805
20	1.25	1.083	3/4 Re	0.76	1.27	-	0.893	1.048	12360	11492	0.659
20	1.5	1.295	3/4 Re	0.91	1.40	-	0.943	1.065	13719	12749	0.736
20	1.75	1.475	3/4 Re	1.04	1.50	-	0.993	1.103	14966	13949	0.816
20	2	1.543	3/4 Re	1.09	1.54	-	1.040	1.188	16164	15111	0.905
80	1	0.893	3/4 Re	0.63	1.18	-	0.628	0.568	5893	5524	0.403

Tableau 2 : Données expérimentales des conditions d'amorçage en fretting et résultats obtenus avec les différents critères de fatigue multiaxiale

2. Fatigue

2.1. Essais de fatigue en torsion pure

On présente ici la plan de l'éprouvette utilisée pour l'essai de torsion ainsi que les résultats des essais de fatigue.

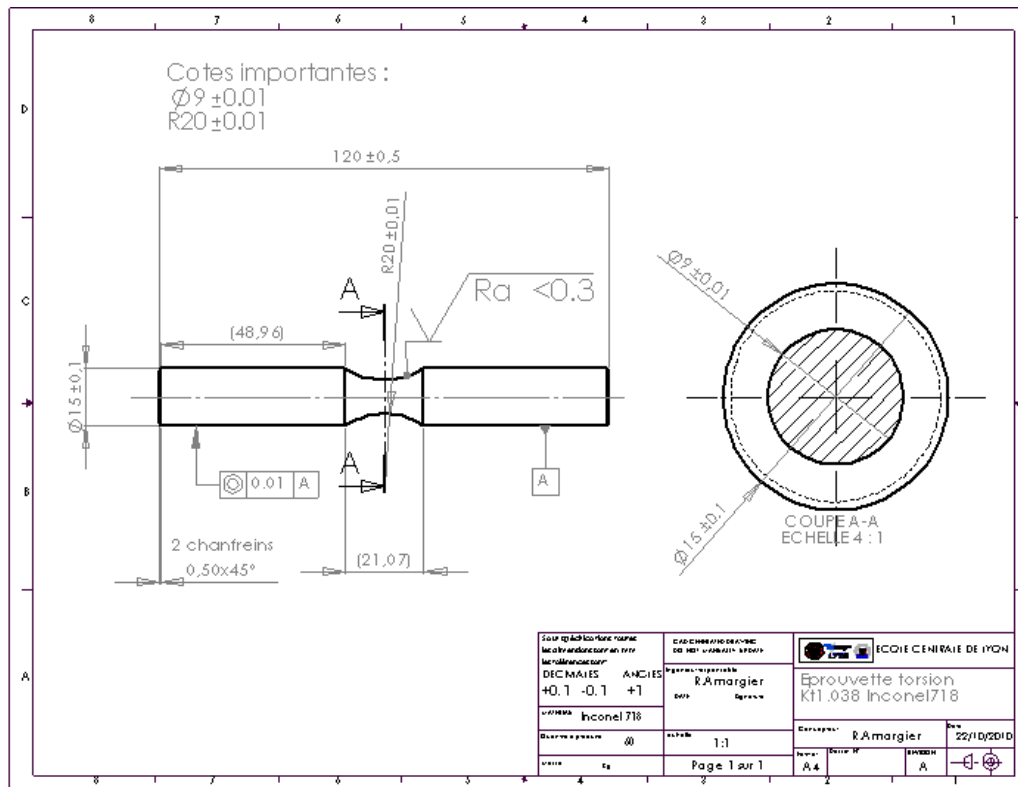


Figure 24 : Plan de l'éprouvette de torsion pour les essais de fatigue

τ_u/τ_{-1}	Nombre de cycles à rupture Nr
1.253	6978
1.090	43199
1.029	92799
1.029	62000
1.029	65081
1.029	78917
1.007	105515
1.007	114741
1.007	59915
0.984	102073
0.984	169000
0.984	100587

Tableau 3 : Résultats des essais de torsion sur éprouvette Kt=1.038

2.2. Essais de fatigue sur éprouvette plate trouée

2.2.1. Résultats des essais de fatigue

On présente ici les résultats des essais de fatigue sur éprouvettes plates trouées.

Référence	$\sigma_{l,max}/Re$	Nombre de cycles à rupture Nr	Comptage de stries
4	1.086	80826	
8	1.058	87907	
3	1.028	98737	
6	1.000	90869	✓
2	0.972	125993	✓
7	0.942	159304	✓
5	0.914	161149	
9	0.886	229883	
1	0.858	340609	
10	0.858	188141	

Tableau 4 : Résultats des essais de fatigue sur éprouvette plate trouée Kt=2.57

Référence	$\sigma_{l,max}/Re$	Nombre de cycles à rupture Nr	Nombre de cycles de propagation mesuré par suivi électrique Np	Comptage de stries
5	0.938	77108	11608	
14	0.938	91101	17101	✓
7	0.899	112686	23686	
13	0.899	131424	18924	✓
9	0.860	122154	22154	✓
12	0.860	167201	47201	
10	0.821	168261	20761	
11	0.821	238441	26941	
15	0.743	257515	57515	

Tableau 5 : Résultats des essais de fatigue sur éprouvette plate trouée Kt=2.35

Kt	$\sigma_{l,max}/Re$	$\sqrt{J_{2,a}}/\tau_{-1}$	$\sigma_{H,max}/\tau_{-1}$	$(\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \cdot \sigma_{H,max})/\beta$
2.35	0.912	0.49	0.628	1.01
2.57	0.992	0.533	0.684	1.10

Tableau 6: Condition d'amorçage de fissures à 10^5 cycles sur les éprouvettes plates trouées Kt2.35 et Kt2.57.

2.2.2. Méthode de suivi électrique de fissuration

Les éprouvettes Kt2.35 ont été équipées pour réaliser une mesure de propagation de fissures par « suivi électrique ». La méthode consiste à introduire un courant pulsé (10 Ampères) dans l'éprouvette pour détecter l'amorçage de fissures et suivre la propagation de fissures grâce à une variation de tension U engendrée par la diminution de la section de l'éprouvette conductrice de courant. Une illustration du dispositif expérimental est présentée Figure 25.

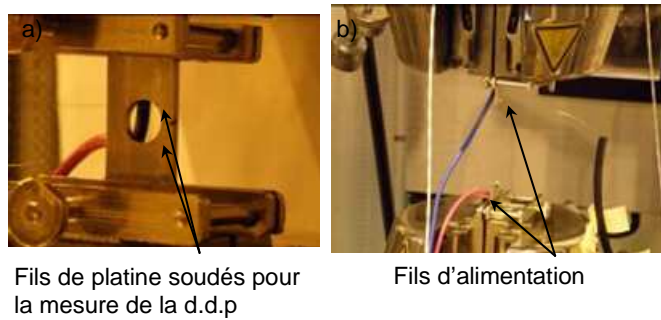


Figure 25 : Dispositif expérimental pour la mesure de propagation de fissures par « suivi électrique », a) avant essai, b) après rupture

Les résultats obtenus avec la méthode de « suivi électrique » sont exploités sous la forme d'une courbe $\frac{U-U_0}{U_0} \times 100$ en fonction du nombre de cycles comme présenté sur

la Figure 26. On observe sur cette figure la rupture des deux ligaments de l'éprouvette plate trouée : le ligament court cassant en premier suivi de la rupture du ligament long.

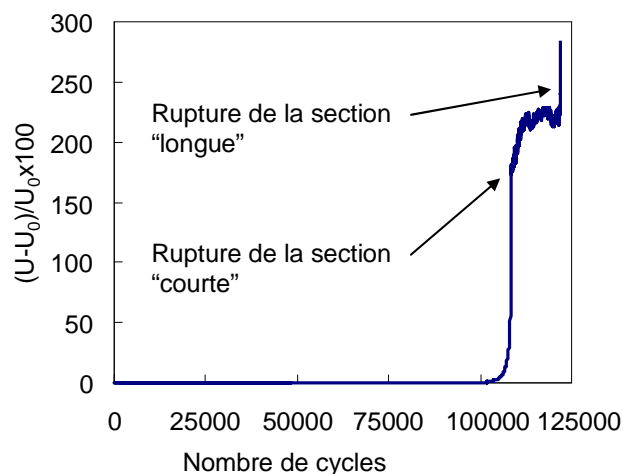


Figure 26 : Evolution de la d.d.p mesurée au cours de l'essai

On analyse les durées de propagation de fissures des 3 échantillons analysés au MEB précédemment. On obtient les durées de propagation de fissures indiquées dans le Tableau 7. On note que la durée de propagation obtenue avec la méthode de « suivi électrique » est quasiment 2 fois supérieure à celle obtenue par comptage de stries de fatigue.

Echantillon	1	2	3
Nombre de cycles de propagation mesuré par « suivi électrique »	22154	17101	18924
Nombre de cycles de propagation obtenu par comptage de stries de fatigue	≈ 10000		

Tableau 7: Nombre de cycles de propagation de fissures mesuré par « suivi électrique »

2.2.3. Comptage de stries de fatigue sur les faciès de rupture

La tableau ci-dessous indique les valeurs de vitesses de propagation de fissures mesurées au MEB.

Kt	Référence		a (mm)		da/dN (µm/cycle)		Référence		a (mm)		da/dN (µm/cycle)	
2.57	2		0.408	0.16	6	0.375	0.121	7	0.578	0.164		
			0.408	0.18		0.375	0.116		0.578	0.148		
			0.408	0.15		0.506	0.197		0.795	0.305		
			0.744	0.29		0.506	0.241		1.078	0.264		
			0.744	0.25		0.683	0.215		1.078	0.255		
			0.744	0.27		0.913	0.263		1.157	0.378		
			1.112	0.31		0.913	0.292		1.157	0.309		
			1.112	0.28		1.287	0.378		1.548	0.309		
			1.428	0.3		1.287	0.297		1.725	0.47		
			1.75	0.28		1.857	0.51		1.725	0.397		
			1.75	0.44		2.78	0.517		2.9	0.646		
			2.947	0.63		2.78	0.646		2.9	0.62		
			2.947	0.68		3.14	0.635		3.109	0.649		
			3.258	0.67		3.398	0.85		3.551	0.646		
			3.258	0.73		3.398	0.71		3.551	0.66		
			3.584	0.76		3.988	1.298		3.817	1.131		
3.587	0.85											
3.964	1.17											
3.962	0.98											

Tableau 8 : Données issues du comptage de stries de fatigue sur trois éprouvettes Kt=2.57

Kt	Référence	a (mm)		da/dN		Référence	a (mm)		da/dN		Référence	a (mm)		da/dN	
				($\mu\text{m}/\text{cycle}$)			($\mu\text{m}/\text{cycle}$)			($\mu\text{m}/\text{cycle}$)				($\mu\text{m}/\text{cycle}$)	
2.35	9	0.188	0.35	13	0.368	0.259	14	0.29	0.366						
		0.4	0.37		0.511	0.194		0.375	0.296						
		0.51	0.29		0.511	0.149		0.595	0.189						
		0.6	0.256		0.779	0.245		0.595	0.206						
		0.916	0.317		0.779	0.294		0.638	0.298						
		1.31	0.434		0.85	0.21		0.638	0.387						
		1.355	0.505		0.85	0.245		0.656	0.23						
		1.63	0.769		0.885	0.289		1.046	0.366						
		1.76	0.694		0.885	0.333		1.392	0.39						
		2.3	0.731		1.359	0.372		1.628	0.578						
		3.1	0.857		1.73	0.581		2.225	0.627						
		3.111	0.976		1.73	0.608		2.46	0.877						
		3.878	1.254		1.73	0.634		2.723	0.857						
					1.875	0.641		3.037	1.14						
					2.692	0.694		3.06	1.058						
					2.75	0.645		3.29	0.888						
		3.025	1.075	3.439	1.732										
		3.423	1.25	3.439	1.515										

**Tableau 9 : Données issues du comptage de stries de fatigue sur trois éprouvettes
Kt=2.35**

3. Essai technologique « manille »

On présente dans le Tableau 10 les résultats des essais de fatigue sur la manille munie d'une bague montée avec interférence.

Référence	F_{\max} (kN)	$\sigma_{L,\max}/Re$	$\sigma_{\text{von Mises}}/Re$	Nombre de cycles à rupture Nr	Nombre de cycles à initiation (E.P.D)
1	80	1.216	1.223	52612	-
2	70	1.053	1.057	54958	-
8	70	1.053	1.057	68207	61000
3	60	0.887	0.888	97809	86000
6	60	0.887	0.888	87197	79000
9	60	0.887	0.888	162695	145000
4	50	0.723	0.722	153368	140000
7	50	0.723	0.722	340380	320000
5	40	0.553	0.555	836914	-

Tableau 10 : Résultats des essais de fatigue réalisés sur les manilles

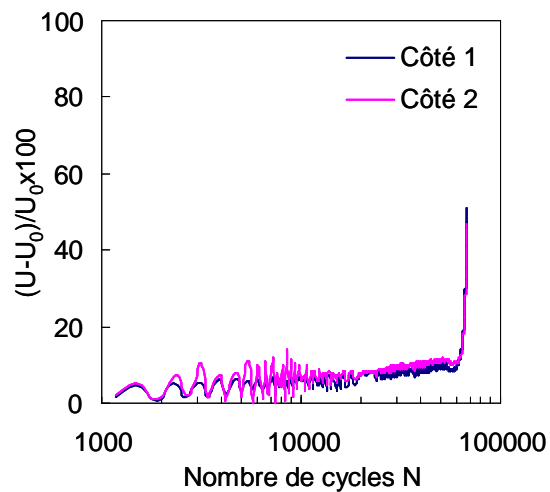


Figure 27 : Evolution des d.d.ps mesurée de chaque côté de l'alésage au cours de l'essai

ANNEXE II : FAITS HISTORIQUES SUR LA FATIGUE ET LE FRETTEMENT

1837 : W Albert est le premier à identifier une rupture par fatigue sur une chaîne d'un engin de levage dans une mine. Plus tard, il met en évidence le lien entre la durée de vie et le nombre de répétition d'une charge.

1839 : J V Poncelet travaille sur la conception d'axes de roues de wagons. Il suggère que les métaux se fatiguent (« tire » en anglais).

1842 : Accident de train à Versailles dû à la rupture d'un axe de roue de la locomotive.

1842 : W Rankine identifie l'importance des concentrations de contraintes en étudiant la rupture de l'axe de roue du train accidenté à Versailles la même année.

1854 : F Braithwaite donne le nom de fatigue (« fatigue » en anglais) au domaine d'étude.

1886 : J Bauschinger propose les premières études sur les courbes cycliques contraintes déformations.

1870 : A Wöhler publie ses travaux. Il travaille également les axes de roues de wagons et réalisent des essais de flexion rotative. Il étudie l'effet de l'amplitude et de la valeur moyenne des contraintes. Il propose le concept de limite d'endurance.

1903 : J Ewing mène des observations microscopiques et montre que les fissures de fatigue apparaissent suite à la formation de microfissures dans des bandes de glissement.

1910 : L Bairstow propose les concepts de durcissement et adoucissement cycliques.

1910 : J Basquin propose une relation log-log pour décrire les courbes de Wöhler.

1911 : E M Eden observe les premiers débris de fretting entre une éprouvette de fatigue et les mors de la machine.

1923: Palmgren publie des travaux sur le cumul linéaire de dommage.

1933 : Hohenemser et Prager propose un modèle pour décrire la tenue en fatigue d'une éprouvette soumise à de la traction et de la torsion.

1935 : Gough et Pollard travaille sur de la flexion et de la torsion combiné.

1945 : Palmgren réintroduit les travaux de Miner sur le cumul de dommage linéaire.

1953 : Mc Dowell montre qu'un contact oscillant sur une éprouvette de fatigue peut accélérer considérablement la rupture.

1953-1954 : Quatre de Havilland Comet 1 s'écrasent à quelques mois d'intervalle très probablement à cause d'une rupture par fatigue due aux cycles de pressurisation-dépressurisation du fuselage et à des hublots carrés.

1955 : Sines propos un critère de fatigue multiaxiale à partir d'invariants de tenseurs.

1957 : Findley propose un critère de fatigue multiaxiale de type plan critique.

1957 : P J E Forsyth avance les notions d'intrusions et d'extrusion de bandes de glissement à la surface des matériaux métalliques pour expliquer la formation de fissures

1958: H Neuber suggère que l'état de contrainte en fond d'entaille peut être surestimé.

1958 :D A Ryder montre la relation existante entre une strie de fatigue et un cycle de chargement en combinant des cycles de chargement de petites et grandes amplitudes.

1961 : P C Paris propose de relier le facteur d'intensité de contrainte K avec la vitesse d'avancée de fissure da/dN .

1971 : Elber propose la notion de fermeture de fissures malgré la sollicitation en tension de l'éprouvette.

1973 : K Dang Van propose un critère de fatigue multiaxiale basée sur une approche mésoscopique.

