



Prise en compte des contraintes résiduelles dans le dimensionnement en fatigue oligocyclique par des méthodes simplifiées

Bruno Levieil

► To cite this version:

Bruno Levieil. Prise en compte des contraintes résiduelles dans le dimensionnement en fatigue oligocyclique par des méthodes simplifiées. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Université de Bretagne occidentale - Brest, 2016. Français. NNT : 2016BRES0070 . tel-01433853

HAL Id: tel-01433853

<https://theses.hal.science/tel-01433853>

Submitted on 13 Jan 2017

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.



université de bretagne
occidentale

UNIVERSITE
BRETAGNE
LOIRE

THÈSE / UNIVERSITÉ DE BRETAGNE OCCIDENTALE

sous le sceau de l'Université de Bretagne Loire

pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE BRETAGNE OCCIDENTALE

Mention : Sciences pour l'ingénieur

École Doctorale des Sciences de la Mer

présentée par

Bruno LEVIEIL

Préparée à l'IRDL FRE CNRS 3744

Institut de Recherche Dupuy de Lôme

Prise en compte des contraintes résiduelles dans le dimensionnement en fatigue oligocyclique par des méthodes simplifiées



Thèse soutenue le 3 Novembre 2016

devant le jury composé de :

Sylvie POMMIER

Professeur des Universités, LMT, ENS Cachan / *Présidente du jury*

Fabien LEFEBVRE

Docteur-ingénieur, Cetim / *Examineur*

Thomas BONNEMAINS

Maître de conférence, IRDL, UBO / *Examineur*

Rodrigue DESMORAT

Professeur des Universités, LMT, ENS Cachan / *Rapporteur*

Thierry PALIN-LUC

Professeur, Arts & métiers ParisTech I2M-DuMAS / *Rapporteur*

Sylvain CALLOCH

Professeur des Universités, IRDL, ENSTA Bretagne / *Directeur de thèse*

Cédric DOUDARD

Professeur, IRDL, ENSTA Bretagne / *Co-encadrant*

David THEVENET

Professeur, IRDL, ENSTA Bretagne / *Co-encadrant*

Florent BRIDIER

Docteur-ingénieur, DCNS Research / *Partenaire industriel*

Anthony EZANNO

Docteur-ingénieur, DGA Techniques Navales / *Partenaire industriel*

*La vie semble tellement plus simple
quand on fait de la mécanique*

Star Wars, Episode II : L'attaque des clones

Anakin Skywalker

Remerciements

Si l'on n'a rien sans rien, on n'est également rien sans personne. Parce que je ne l'oublie pas, je souhaite remercier ceux qui m'ont permis de mener à bien ce projet de thèse, du lancement à la soutenance, et dont certains m'accompagnent encore aujourd'hui, au moment où j'écris cette page.

En premier lieu, je souhaite remercier Sylvie Pommier d'avoir présidé le jury, Rodrigue Desmorat et Thierry Palin-Luc d'avoir été des rapporteurs attentifs ainsi que l'ensemble du jury pour ses remarques pertinentes, qui ont témoigné du temps qu'ils ont bien voulu consacrer à l'examen de mon travail.

Je remercie Sylvain Calloch de m'avoir fait confiance et d'avoir permis à ce projet d'exister ainsi que Cédric Doudard et David Thévenet qui m'ont co-encadré pendant ces trois années. Au même titre, je souhaite remercier Florent Bridier qui n'a eu de cesse de me questionner avec un regard différent qui m'a permis de voguer avec un très bon équilibre entre la recherche de questions scientifiques et de solutions industrielles. Grâce à leur expérience et à la liberté qu'ils m'ont donnée, tout en se rendant disponible quand je les sollicitais, ils m'ont permis d'avancer avec rigueur, en m'aidant à ouvrir chacune des portes menant à une technique expérimentale ou de modélisation.

Je tiens à remercier Bruno Leblé d'avoir piloté le projet auquel appartient cette thèse et plus globalement la Direction Générale de l'Armement et le groupe DCNS pour leur financement qui m'a permis de travailler sereinement.

Je souhaite remercier particulièrement Sylvain Moyne pour son aide sur la partie numérique ; Didier Penchenat et Frédéric Montel, pour leur savoir-faire expérimental ; Claude Morvan pour son taux de succès en matière de recherche d'articles, et plus généralement l'ensemble des personnes à l'ENSTA Bretagne ou ailleurs qui m'ont à un moment ou un autre apporté leur aide comme Patrick Allain de DCNS qui a réalisé la plupart des mesures DRX présentées.

Une page de remerciements n'est rien sans un paragraphe truffé de sobriquets historiques sur les camarades du laboratoire. Cependant par amour pour eux, je ne dévoilerai pas leur nom de scène et me contenterai de les remercier pour tous les bons moments, en salle café, au bord de l'eau ou au comptoir.

Sur un plan encore plus personnel, je tiens à exprimer ma reconnaissance éternelle envers mes parents, qui sont les plus concernés par la première ligne de cette page et m'ont donné, sinon le goût du travail, celui de donner le meilleur de soi-même afin de ne jamais avoir de regrets. Pour terminer, la meilleure pour la fin, je remercie Justine pour son soutien de tous les jours et d'avoir supporté les dommages collatéraux d'une fin de thèse.

Sommaire

Notations.....	v
Glossaire.....	vi
Introduction.....	1
1) Contexte	1
2) Stratégies de dimensionnement en fatigue oligocyclique	3
3) Mise en place du modèle de dimensionnement en plasticité confinée	4
4) Plan du mémoire de thèse	6
Chapitre 1 : Identification des propriétés en fatigue oligocyclique du 80HLES.....	7
1.1) Introduction à la fatigue oligocyclique.....	7
1.1.1) Présentation de la fatigue	7
1.1.2) Caractéristiques de la fatigue dans les aciers	8
1.2) Critères d’amorçage en fatigue oligocyclique.....	11
1.2.1) Revue bibliographique des critères de fatigue oligocyclique	11
1.2.2) Adaptation des critères uniaxiaux aux chargements multiaxiaux	14
1.3) Identification du critère de Manson-Coffin-Basquin sur l’acier 80HLES.....	15
1.3.1) Présentation de l’acier 80HLES	15
1.3.2) Description des essais cycliques à $R_e = -1$	16
1.3.3) Identification des paramètres du critère de Manson-Coffin-Basquin	18
1.4) Prise en compte du rapport de chargements sur des essais à $R_e \neq -1$	19
1.5) Bilan sur le premier chapitre.....	25
Chapitre 2 : Identification du comportement élasto-plastique du 80HLES.....	27
2.1) Essai de traction avec charges-décharges (TCD).....	28
2.1.1) Présentation des éprouvettes pour les essais TCD	28
2.1.2) Protocole de l’essai de traction avec charges-décharges	29
2.1.3) Résultats des essais de traction avec charges-décharges.....	30
2.2) Identification du modèle mixte Voce-Armstrong-Frederick.....	34
2.2.1) Présentation du modèle.....	34
2.2.2) Proposition d’une procédure d’identification séquentielle.....	37
2.3) Contraintes moyennes lors d’essais à déformation cyclique répétée	39
2.3.1) Essais cycliques en traction répétée par paliers	39
2.3.2) Prévisions des contraintes moyennes par la loi de comportement VAF	41
2.4) Enrichissement de la loi de comportement avec des écrouissages à seuil.....	42
2.4.1) Inconvénient d’un écrouissage cinématique classique.....	42
2.4.2) Formulation des écrouissages à seuil.....	43
2.4.3) Influence de l’écrouissage à seuil sur la courbe d’évolution de la contrainte moyenne	44
2.4.4) Validation de la loi à seuil 1 sur les résultats d’essais.....	50

2.4.5) Proposition d'une deuxième procédure d'identification du seuil	57
2.5) Bilan du deuxième chapitre	61
Chapitre 3 : Prévion de durées de vie en plasticité confinée	63
3.1) Présentation des méthodes simplifiées	64
3.1.1) De la nécessité d'une méthode simplifiée	64
3.1.2) Approches basées sur l'utilisation d'une loi de changement d'échelle	65
3.2) Essais sur éprouvettes à encoches AmFiBiE (état initial vierge)	66
3.2.1) Présentation des essais AmFiBiE à $R_0=0$ et $R_0=-\infty$ sans CR	66
3.2.2) Durées de vie sous chargement cyclique de plasticité confiné	67
3.2.3) Mesures de déformations lors des essais AmFiBiE	69
3.3) Mise au point des modèles éléments finis.....	70
3.4) Identification des opérateurs de localisation.....	72
3.4.1) Mise en équations de l'opérateur de localisation de Herbrand.....	72
3.4.2) Mise en équations de l'opérateur de localisation de Darlet.....	73
3.4.3) Mise en pratique des deux procédures d'identification	73
3.4.4) Prévisions du premier quart de cycle par les MS.....	75
3.5) Boucles stabilisées pour les lois VAF et à seuil 1 à $R_0=0$ et $R_0=-\infty$ (MS & EF)	77
3.6) Comparaison des prévisions des paramètres des critères d'amorçage.....	79
3.7) Comparaison des prévisions de durées de vie EF, MS et expérimentales.....	81
3.8) Etude de la sensibilité des résultats par rapport aux choix effectués	83
3.8.1) Sur les paramètres d'équivalence multiaxiaux du critère de fatigue	83
3.8.2) Influence de la valeur du seuil de la loi de comportement.....	84
3.8.3) Non-conservatisme d'une hypothèse contraintes planes	84
3.8.4) Influence de l'hypothèse d'un unique opérateur de Herbrand	86
3.8.5) Absence d'influence du gradient de contraintes	87
3.9) Conclusion du chapitre III.....	88
Chapitre 4 : Prise en compte des contraintes résiduelles dans la méthodologie.....	89
4.1) Influence des contraintes résiduelles sur la durée de vie.....	90
4.1.1) Origine des contraintes résiduelles.....	90
4.1.2) Influence des contraintes résiduelles sur la résistance des structures.....	92
4.1.3) Analyse des contraintes résiduelles	95
4.2) Introduction des contraintes résiduelles dans les éprouvettes AmFiBiE.....	98
4.2.1) Techniques d'introduction utilisées	98
4.2.2) Validation de l'état initial dans les éprouvettes AmFiBiE	100
4.3) Influence des contraintes résiduelles sur les essais en traction répétée	102
4.3.1) Influence des CR sur les durées de vie en traction répétée (AmFiBiE)	102
4.3.2) Influence de l'état initial sur le suivi des déformations ($R_0=0$)	103
4.3.3) Evolution des contraintes résiduelles sous chargement cyclique	104
4.3.4) Essais EvoCRes : évolution des contraintes moyennes et maximales	106

4.4) Influence des CR sur les essais AmFiBiE en compression répétée	107
4.4.1) Influence des CR sur les durées de vie en compression répétée	107
4.4.1) Influence de l'état initial sur le suivi des déformations ($R_0=-\infty$).....	108
4.4.2) Evolution des contraintes résiduelles sous chargement cyclique	109
4.5) Stratégie de prise en compte des contraintes résiduelles dans les MS.....	110
4.5.1) Influence des CR sur l'identification des opérateurs de localisation	110
4.5.2) Introduction des CR au point critique par les méthodes simplifiées	111
4.6) Simulation de la prise en compte des contraintes résiduelles	112
4.6.1) Courbes contrainte-déformation de l'introduction des CR	112
4.6.2) Effet de l'introduction des contraintes résiduelles sur les courbes cycliques	113
4.6.3) Evolution cyclique des contraintes par les méthodes simplifiées	114
4.6.4) Calcul des paramètres équivalents stabilisés des critères d'amorçage	119
4.6.5) Prévisions de durées de vie avec CR par les méthodes simplifiées	121
4.7) Conclusion du chapitre IV	124
Chapitre 5 : Application de la méthodologie à un joint soudé en T	125
5.1) Description des essais sur joints soudés en 80 HLES	125
5.1.1) Campagne d'essai en flexion 4 points sur joint soudé en T	125
5.1.2) Etat métallurgique de la zone soudée	126
5.2) Identification des paramètres matériaux du 80HLES-ZAT	126
5.2.1) Obtention du matériau 80HLES-ZAT simulée.....	126
5.2.2) Essai de traction avec charges-décharges sur 80HLES-ZAT	127
5.2.3) Paramètres de la loi de comportement à seuil du 80HLES-ZAT.....	128
5.2.4) Identification de la tenue en de fatigue du 80HLES-ZAT	129
5.3) Position du point critique dans un joint soudé pour l'application des MS	130
5.3.1) Description des essais sur éprouvettes à encoches dissymétriques	130
5.3.2) Pertinence des différents critères de localisation du point critique.....	134
5.4) Application de la méthode simplifiée sur joint soudé en 80HLES.....	136
5.4.1) Mise au point du modèle éléments finis.....	136
5.4.2) Prévisions de durées de vie par les MS et par EF sur joint soudé en T	137
5.5) Conclusion du chapitre.....	140
Conclusion générale	141
Bibliographie.....	145
Annexes	153
Annexe A : Prévion des courbes de durée de vie sans contraintes résiduelles.....	I
Annexe B : Validation de la démarche sur essais AmFiBiE ZAT	II
Annexe C : Article: "User Influence on Two Complementary Residual Stress Determination Methods: Contour Method and Incremental X-Ray Diffraction	VI

Notations

Symbole	Grandeur
b	Exposant du critère de Manson-Coffin
b_i	Paramètre cinétique de l'écrouissage cinématique
c	Exposant du critère de Basquin
C_i	Paramètre asymptotique de l'écrouissage cinématique
dp	Taux de plasticité équivalent cumulé
dε_p	Taux de plasticité
E	Module d'Young isotrope
E_a	Module d'Young isotrope asymptotique
E₀	Module d'Young isotrope initial
f	Surface seuil
G	Module de cisaillement
J₂(σ)	Contrainte équivalente de von Mises
<u>K_T</u>	Opérateur de concentration de contrainte
<u>L</u>	Opérateur de localisation
p	Déformation plastique équivalente cumulée
Q_i	Paramètre asymptotique de l'écrouissage isotrope
R_{lim i}	Paramètre seuil de l'écrouissage isotrope
R_i	Ecrouissage isotrope
R_ε	Rapport de charge en déformation
R_σ	Rapport de charge en contrainte
<u>X_i</u>	Ecrouissage cinématique
X_{lim i}	Paramètre seuil de l'écrouissage cinématique
Δε	Etendue de déformation cyclique
Δσ	Etendue de contrainte cyclique
γ_i	Paramètre cinétique de l'écrouissage cinématique
<u>ε</u>	Tenseur de déformation
<u>ε_e</u>	Tenseur de déformation élastique
ε_a	Amplitude de déformation appliquée
ε'_f	Paramètre du critère de Basquin
<u>ε_{moy}</u>	Déformation moyenne cyclique
<u>ε_p</u>	Tenseur de déformation plastique
ε_y	Déformation à la limite d'élasticité en traction
ν	Coefficient de Poisson isotrope
<u>σ</u>	Tenseur des contraintes
σ_a^{nom}	Amplitude de contrainte nominale appliquée
σ_a	Amplitude de contrainte cyclique
<u>σ^D</u>	Déviateur du tenseur des contraintes
σ'_f	Paramètre du critère de Manson-Coffin
<u>σ_{moy}</u>	Contrainte moyenne cyclique
σ_y	Limite d'élasticité

De manière générale, un vecteur est superposé d'une flèche ($\vec{A}$), un tenseur d'ordre 2 est souligné une fois (A) et un tenseur d'ordre 4 est doublement souligné (A). Sinon, la composante principale du tenseur est désignée. Les indices ou exposants utilisés sont répertoriés ci-dessous :

Notation	Signification
A_a	Valeur appliquée
A_I	Valeur dans l'inclusion
A_{loc}	Valeur locale
A_M	Valeur dans la matrice
A_{amp}	Amplitude du cycle
A_{max}	Valeur maximale du cycle
A_{min}	Valeur minimale du cycle
A_{moy}	Valeur moyenne du cycle
A_{nom}	Valeur nominale
A_{stab}	Valeur stabilisée
A^{eq}	Paramètre équivalent

Glossaire

Acronyme	Signification
ACPD	Alternative current potential drop
AmFiBiE	Amorçage de fissures sur éprouvettes bi-encoches
CCD	Compression avec charges-décharges
CR	Contraintes résiduelles
DRX	Diffraction des rayons X
DRXI	Diffraction des rayons X incrémental
EvoCRes	Evolution des contraintes résiduelles
EF	Eléments finis
HLES	Haute limite d'élasticité soudable
LdC	Loi de comportement
MB	Métal de Base
MCB	Manson-Coffin-Basquin
MM	Morrow modifié
MS	Méthode simplifiée
MSD	Méthode simplifiée de Darlet
MSH	Méthode simplifiée de Herbland
SWT	Smith-Watson-Topper
TCD	Traction avec charges-décharges
VAF	Voce-Armstrong-Frederick
ZAT	Zone affectée thermiquement

Introduction

1) Contexte

Cette étude s'inscrit dans un Programme d'Etudes Amont lancé par la Direction Générale de l'Armement en partenariat avec DCNS. L'objectif industriel à long-terme de ce projet est d'améliorer le dimensionnement de la coque résistante des sous-marins en essayant de mieux comprendre les phénomènes entourant l'apparition de fissures dont l'influence des contraintes résiduelles sur l'amorçage de fissures.

La Figure 1 montre une photographie d'un sous-marin nucléaire d'attaque de classe Rubis. Cette classe de sous-marins ayant été mise en service entre 1976 et 1991, les bâtiments ont donc entre 25 et 40 années de service. En considérant que les sous-marins effectuent une plongée par jour avec un taux de disponibilité de 50% [1], ils ont déjà effectué entre 5000 et 7500 cycles d'immersion. Ceci oriente l'étude dans le domaine de la fatigue oligocyclique, *i.e.* à faible nombre de cycles.

La fabrication de cette coque est principalement réalisée par l'assemblage de tôles roulées puis soudées entre elles afin de former des tronçons cylindriques tels que celui présenté sur la Figure 2, qui sont à leur tour soudés entre eux. Des raidisseurs en forme d'anneaux à section rectangulaire sont soudés afin d'accroître la résistance au flambement de l'ensemble. Ces soudures sont des sites privilégiés pour l'amorçage de fissures en fatigue oligocyclique. En effet, lors de chaque plongée du sous-marin, une pression uniforme s'exerce sur l'ensemble de la coque. Chaque joint soudé situé à l'intérieur du tronçon subit alors un chargement de compression cyclique exacerbé par le bras de levier entre chaque raidisseur, comme illustré sur la Figure 3.



Figure 1 : Photographie d'un sous-marin de classe Rubis



Figure 2: Tronçon de coque avant assemblage

En plus du chargement cyclique, la coque du sous-marin présente de hauts niveaux de contraintes résiduelles introduits par le roulage et le soudage [2]. Ces contraintes internes sont dues à la déformation plastique permanente et hétérogène entraînée par le roulage mais aussi aux contraintes engendrées par la cinétique thermique durant le soudage dans ces pièces épaisses.

En absence de plasticité lors de l'application du chargement en service, ces contraintes résiduelles n'évolueraient pas. En raison du haut niveau de chargement cyclique et de la présence de concentrateurs de contraintes en pied de joint soudé, des déformations plastiques peuvent apparaître localement, entraînant une évolution des contraintes résiduelles initialement introduites par le procédé de fabrication.

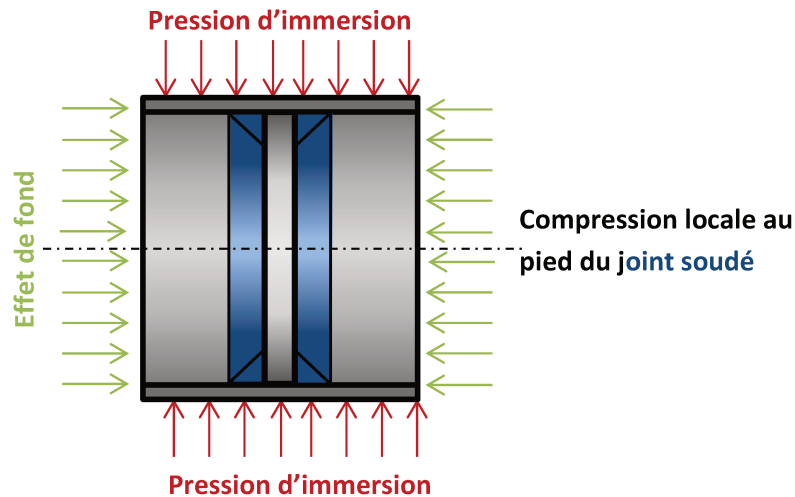


Figure 3 : Représentation schématique du chargement d'un tronçon de coque de sous-marin à l'origine du chargement local de compression en pied de joint soudé

Les contraintes résiduelles influent elles-mêmes sur le chargement cyclique car elles peuvent :

- favoriser ou empêcher l'apparition de plasticité cyclique ;
- entraîner une modification du rapport de chargement cyclique local ;
- modifier le comportement du matériau par l'apport d'une pré-déformation.

Il y a donc localement, au pied du joint soudé, une interaction entre le chargement résiduel et le chargement cyclique, qui est illustrée sur la Figure 4.

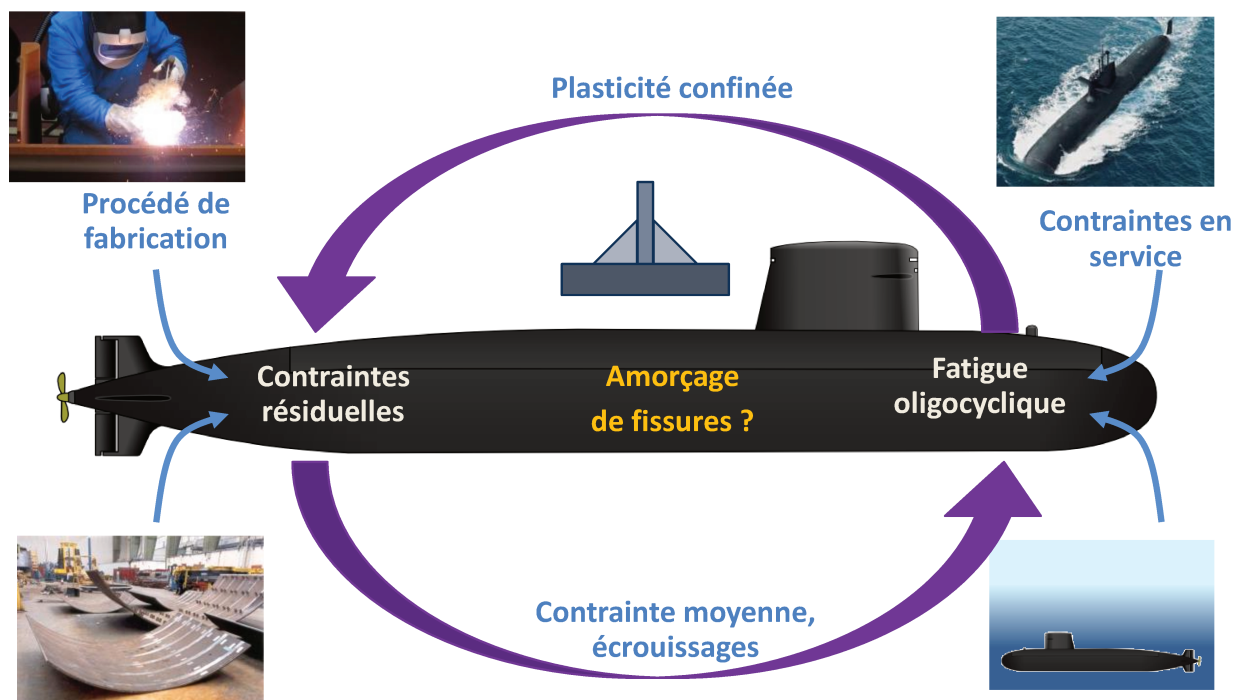


Figure 4 : Illustration de l'interaction entre contraintes résiduelle et fatigue oligocyclique en plasticité confinée

Afin de prendre en compte correctement cette interaction, plusieurs verrous scientifiques existent actuellement. Il est d'abord nécessaire de prévoir correctement l'évolution des contraintes sous chargement local de plasticité confinée. Il est également important que le critère d'amorçage, utilisé pour prévoir les durées de vie, soit capable de traduire l'influence des contraintes résiduelles

stabilisées. Ces deux points devront être validés pour des chargements cycliques de compression, ce qui est un cas moins fréquent et qui a donc été moins étudié que le cas de la traction dans la littérature. Enfin, du point de vue industriel, il est nécessaire que la méthode soit applicable en bureau d'étude, *i.e.*, qu'un compromis entre la précision, le coût et le niveau technique soit trouvé.

2) Stratégies de dimensionnement en fatigue oligocyclique

Il existe différentes stratégies pour prévoir la tenue en fatigue à l'amorçage des structures. La démarche générale est d'estimer l'amplitude de chargement au point critique, *i.e.* le point faible de la structure, afin de calculer la durée de vie à l'aide de courbes de Wöhler. Cependant, le calcul de l'amplitude de chargement au point critique n'est pas toujours une chose aisée. Cette section a pour but de recenser les différentes possibilités d'évaluation des durées de vie lorsque le chargement ou la géométrie sont complexes.

En phase de vérification, il est possible de tester une structure complète. C'est ce qui est fait dans l'aéronautique pour l'homologation des avions de ligne, par exemple. Cette méthode directe ne permet cependant pas de comprendre les mécanismes qui coexistent et mènent à la ruine de la structure, ni d'effectuer un pré-dimensionnement. Cette technique est plus généralement employée sur des pièces de petites dimensions telles que les roulements à billes ou les assemblages boulonnés. Cela permet d'obtenir des courbes maîtresses, comme celle de la Figure 5, qui peuvent alors servir au dimensionnement.

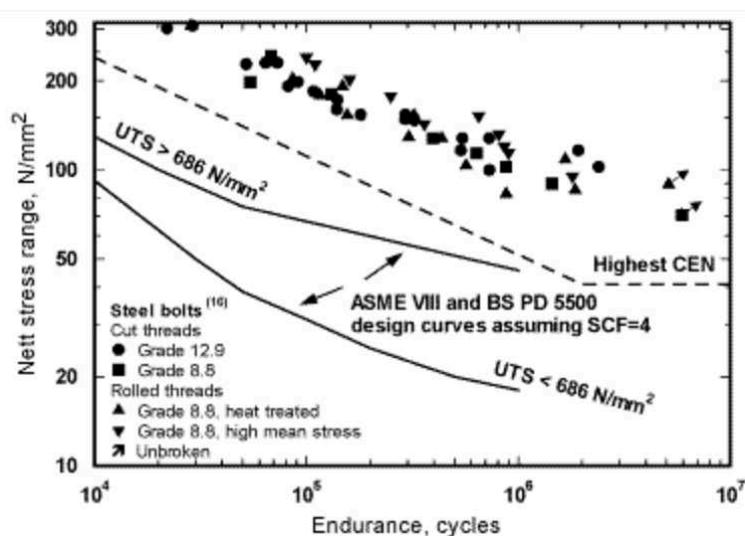


Figure 5 : Courbes de durées de vie d'assemblages boulonnés de différentes classes [3]

Dans l'optique de réduire les coûts, sur des structures importantes telles qu'un navire ou une plateforme pétrolière, il est possible de ne tester qu'un détail structural critique en reproduisant les conditions de chargement au loin. C'est une solution employée fréquemment pour le calcul de joints soudés en fatigue. Cependant, la variété des configurations de joints soudés (forme, épaisseurs, techniques de soudage) entraîne la nécessité d'utiliser des facteurs correctifs qui sont le plus souvent empiriques et nécessitent la réalisation de nombreux essais de validation.

Le *International Institute of Welding* (IIW) [4] a centralisé les nombreuses campagnes d'essais réalisés par le passé et a élaboré des courbes maîtresses largement utilisées dans l'industrie pour le dimensionnement en fatigue des joints soudés. L'IIW définit chaque classe de joints soudés par la contrainte admissible pour une limite d'endurance de $2 \cdot 10^6$ cycles. Un exemple de ces essais et de la courbe maîtresse associée est visible sur la Figure 6.

Le calcul de la contrainte au point critique reste cependant un point délicat et entraîne une incertitude supplémentaire qui s'ajoute à la dispersion importante des résultats d'essais. La combinaison des deux entraîne l'utilisation de règles de calcul menant soit à un dimensionnement très conservatif et donc coûteux, soit à une sur-estimation dangereuse des durées de vie [5].

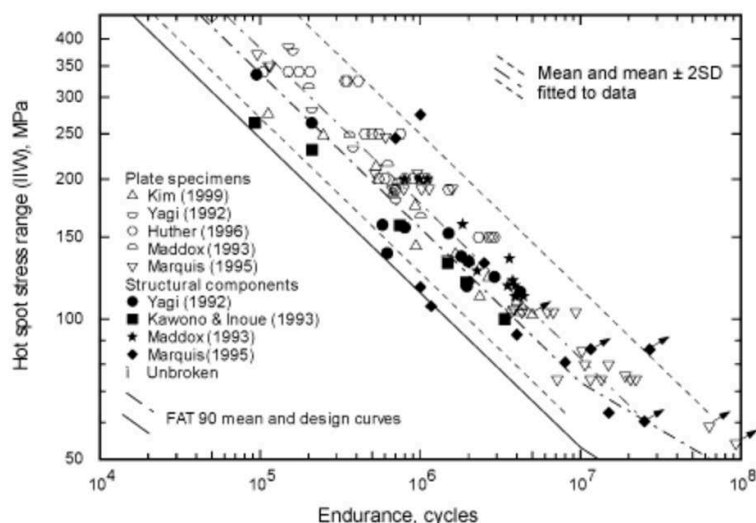


Figure 6 : Courbe maîtresse pour la classe FAT80 et les résultats expérimentaux associés [6]

Afin de calculer directement la contrainte au point critique de la structure, la méthode des éléments finis (EF) est une solution reconnue qui peut cependant représenter un coût élevé dans des structures de grandes dimensions. De surcroît, en fatigue oligocyclique où l'apparition de déformation plastique alourdit directement le calcul et retarde également l'établissement du cycle stabilisé, ce coût peut devenir prohibitif pour une application en bureau d'étude.

Afin d'éviter ces coûteux calculs numériques, il est possible d'utiliser des méthodes approchées comme les sauts de cycles [7], les zooms structuraux [8] ou encore les méthodes simplifiées dont les plus connues sont celles développées par Neuber [9] et par Molski & Glinka [10]. C'est vers ce type d'approche que s'orientera cette étude et plus particulièrement vers les méthodes récentes développées par Herblant [11] et Darlet [12].

3) Mise en place du modèle de dimensionnement en plasticité confinée

Afin de mettre en place le modèle de dimensionnement en fatigue oligocyclique, des éprouvettes plates à double encoche seront utilisées dans un premier temps, car c'est une structure dans laquelle la géométrie et l'état métallurgique du matériau sont mieux maîtrisés que sur des joints soudés. Ces éprouvettes ont été mises au point afin de pouvoir y introduire un état de contraintes résiduelles maîtrisé par un procédé mécanique, et également pour pouvoir mesurer leur évolution sous chargement cyclique de manière non destructive. La démarche adoptée pour le dimensionnement en fatigue consiste en la détermination du comportement au point critique par une méthode simplifiée, afin de calculer la durée de vie correspondante grâce à un critère de fatigue approprié. Pour cela, il est nécessaire de déterminer le comportement élasto-plastique du matériau afin d'élaborer un modèle aux éléments finis de la structure à dimensionner. Les conditions aux limites de la structure sont prises en compte dans le modèle éléments finis tandis que l'état initial du matériau, *i.e.* les contraintes résiduelles et les écrouissages initiaux, sont pris en compte par la méthode simplifiée. Cette dernière permet de simuler le comportement cyclique de manière approchée avec un gain de temps important par rapport aux calculs éléments finis. Le comportement cyclique stabilisé est ensuite introduit dans le critère de fatigue qui doit être préalablement calibré sur des éprouvettes

simples sans accidents géométriques. Enfin, il sera nécessaire de valider les prévisions obtenues par la méthodologie proposée, à l'aide des données expérimentales obtenues sur des structures avec accidents géométriques. La démarche complète est synthétisée dans la Figure 7 avec une présentation schématique du plan de ce mémoire.

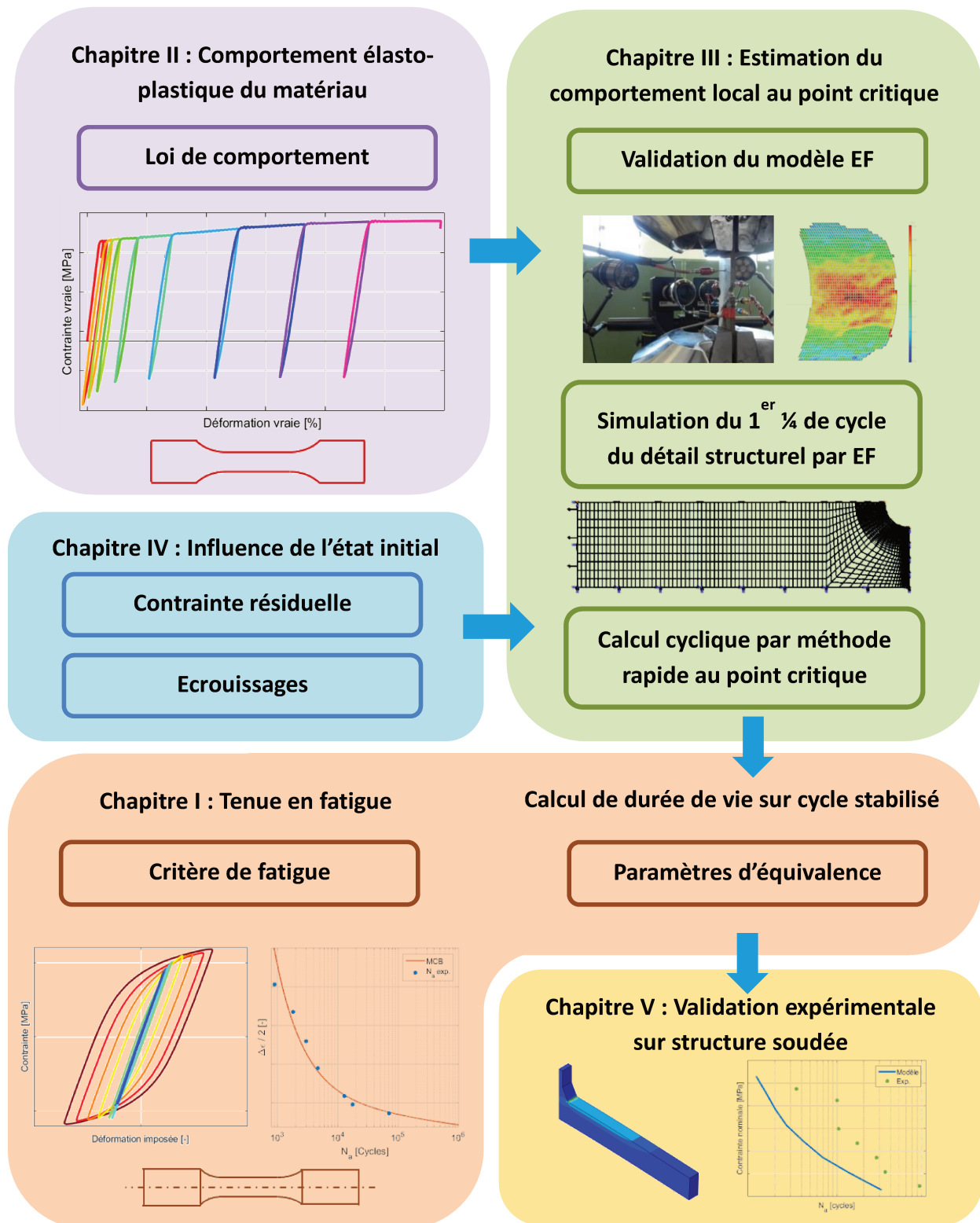


Figure 7 : Logigramme présentant la démarche adoptée pour la prévision de durée de vie en en plasticité confinée

4) Plan du mémoire de thèse

Le premier chapitre de cette thèse débute par une introduction à la fatigue oligocyclique dans les aciers. Une revue des différents critères de prévision de l'amorçage en fatigue oligocyclique est ensuite effectuée afin de sélectionner ceux qui peuvent potentiellement être intéressants dans le contexte de cette étude. Les paramètres de ces critères d'amorçage sont ensuite identifiés sur des éprouvettes axisymétriques à l'aide d'essais de fatigue à déformation cyclique alternée imposée puis validés expérimentalement sur d'autres séries d'essais à déformation moyenne non-nulle.

Dans le deuxième chapitre, une loi de comportement est choisie et identifiée de manière séquentielle. La loi de comportement est ensuite évaluée sur les essais à déformation imposée décrits dans le chapitre précédent afin de prévoir les durées de vie à l'amorçage. La capacité de la loi à prendre en compte l'effet du rapport de charge sur les cycles stabilisés, nécessaires au calcul du critère d'amorçage, est examinée. Ce point est important pour traduire l'influence des contraintes résiduelles dans le modèle. En effet, ces dernières peuvent modifier le rapport de charge, et leur prise en compte dans le modèle ne peut être faite que si la loi de comportement prévoit correctement l'influence du rapport de charge. La loi de comportement est ensuite enrichie afin d'améliorer la prise en compte de cet effet et le gain obtenu par cette modification est examiné.

Le troisième chapitre présente la méthodologie de prévision de l'amorçage en fatigue oligocyclique sur structures sollicitées en plasticité confinée. Cette méthodologie utilise l'état stabilisé calculé à l'aide de la loi de comportement. Afin de permettre une application industrielle, deux méthodes rapides basées sur une loi de localisation sont utilisées. Ces méthodes, développées par Herbrand [11] puis par Darlet [12], sont basées sur une loi de localisation. Elles sont ensuite validées sur les prévisions de calculs par la méthode des éléments finis, plus classiquement utilisée. En effet, sur des structures de grandes dimensions tels que les sous-marins, les calculs éléments finis sont coûteux et l'utilisation d'une approche simplifiée est nécessaire. Les essais effectués sur des éprouvettes plates à encoches, qui présentent une concentration de contraintes similaire à celle d'un joint soudé, sont ensuite comparés aux prévisions afin de valider la méthode. Deux rapports de charges différents sont étudiés afin de montrer la pertinence des critères d'amorçage et des lois de comportement identifiés précédemment. Une étude de la sensibilité à différentes hypothèses est enfin réalisée afin de justifier chacun des choix effectués.

Dans le quatrième chapitre, la méthode de prise en compte de l'influence des contraintes résiduelles est étudiée. Pour cela, des essais sont effectués sur les mêmes mini-structures que celles du chapitre précédent. Au préalable, cette série d'éprouvettes a subi un chargement mécanique pour introduire soit des contraintes résiduelles de compression, soit des contraintes résiduelles de traction. L'influence des contraintes résiduelles sur les durées de vie expérimentales est analysée, puis le modèle est testé et validé sur ces nouvelles configurations.

Le dernier chapitre détaille l'application de la méthode sur une structure soudée afin de mettre en avant les étapes nécessaires à la transposition de la méthode depuis les structures idéales que sont les éprouvettes plates à encoche, vers les joints soudés de type sous-marins. En effet, ces derniers présentent une hétérogénéité des propriétés du matériau mais également de la géométrie dues au procédé de soudage. Ces effets très localisés déterminent la durée de vie du joint soudé et doivent être pris en compte. La localisation du point critique est tout particulièrement étudiée.

Chapitre 1 : Identification des propriétés en fatigue oligocyclique du 80HLES

Ce chapitre débute par une présentation détaillée de la fatigue et plus particulièrement de la fatigue à faible nombre de cycles (10^3 - 10^5 cycles), communément appelée fatigue oligocyclique. Les mécanismes microscopiques entraînant l'apparition de fissures sont introduits avant de s'intéresser au comportement macroscopique du matériau. Ce dernier est défini par l'évolution des contraintes et des déformations jusqu'à stabilisation.

Dans une deuxième sous-partie, les critères de dimensionnement en fatigue oligocyclique sont présentés. La distinction est faite suivant le type de formulation proposée par leurs auteurs respectifs : uniaxiale, multiaxiale ou énergétique.

Le critère choisi est ensuite identifié sur l'acier 80HLES après une présentation de ce matériau utilisé dans les coques de sous-marins. Pour cela, des essais à déformation cyclique alternée sont réalisés. D'autres essais avec différents rapports de charge sont alors réalisés pour mettre en évidence la prise en compte du rapport de charge sur les durées de vie par le critère. Une modification du critère est enfin proposée pour améliorer la prise en compte du rapport de charge.

1.1) Introduction à la fatigue oligocyclique

1.1.1) Présentation de la fatigue

La fatigue est l'étude du comportement des matériaux sous l'effet de contraintes qui varient, de manière généralement cyclique. Elle peut conduire à la formation de fissures dans une pièce voire à sa rupture si celles-ci se propagent. Ce mode de ruine est devenu plus fréquent avec la révolution industrielle et l'apparition des premières machines à vapeur, conduisant à la réalisation de grands nombres de cycles sur des pièces métalliques.

Le mécanisme de la fatigue est devenu un domaine d'étude important à la suite de la catastrophe ferroviaire de Meudon en 1842. De nombreux cas de rupture en service ont eu lieu depuis dans différents domaines et particulièrement celui des transports. Campbell [13] recensait déjà en 1981, plus de 300 accidents d'avions dus à l'amorçage de fissures dans les métaux.

Dès la deuxième moitié du XIX^{ème} siècle, Wöhler a suggéré de caractériser les matériaux en fatigue par l'utilisation de diagrammes représentant le nombre de cycles à rupture établis à différents niveaux de sollicitations.

Entre la contrainte à rupture du matériau (R_m) pour laquelle la pièce se rompt dès le premier quart cycle de chargement et la limite d'endurance (σ_d) où, pour certains matériaux, la rupture n'a jamais lieu quel que soit le nombre de cycles appliqués, il convient de distinguer trois niveaux de fatigue décrits sur la Figure 8 :

- la fatigue à très faible nombre de cycles, pour les durées de vie inférieures à 1000 cycles ;
- la fatigue oligocyclique, qui est le champ de cette étude, avec des durées de vie comprises généralement entre 10^3 et 10^5 cycles ;
- la fatigue polycyclique qui concerne les durées de vie comprises entre 10^5 et 2.10^6 cycles de manière conventionnelle.

Au-delà de la limite d'endurance généralement considérée de $2 \cdot 10^6$ cycles, le domaine de la fatigue gigacyclique est un domaine de plus en plus étudié grâce notamment au développement de machines d'essais à très haute fréquence [14].

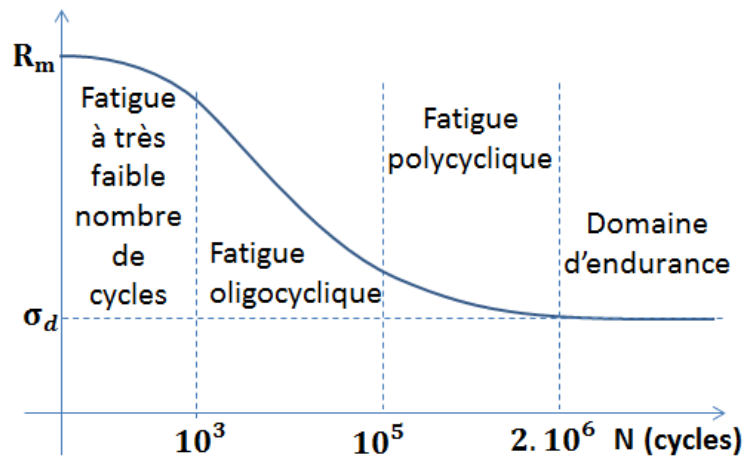


Figure 8: Schéma d'une courbe de Wöhler

1.1.2) Caractéristiques de la fatigue dans les aciers

La dégradation d'une pièce en fatigue comprend deux étapes qui sont l'amorçage et la propagation. Seule la première nous intéresse dans cette étude. Elle comprend plusieurs stades qui peuvent être décrits comme suit [15]:

- établissement d'un régime stabilisé après apparition d'éventuels phénomènes cycliques tels que le Rochet, la relaxation de la contrainte moyenne, l'adoucissement ou le durcissement cyclique (Figure 9) ;
- formation de bandes de glissement persistantes qui se traduisent en surface par des intrusions/extrusions dans le plan de cisaillement maximal (Figure 10) ;
- apparition de microfissures en surface suivant les bandes de glissement persistantes lors du stade I ;
- après avoir traversé un ou plusieurs grains, la fissure change de direction et se propage généralement en mode I, *i.e.*, dans le plan perpendiculaire à la direction de la plus grande contrainte principale. Cette étape est appelée stade II.

En fatigue oligocyclique, il y a en général amorçage de plusieurs microfissures qui coalescent de manière à former un unique front de fissure macroscopique.

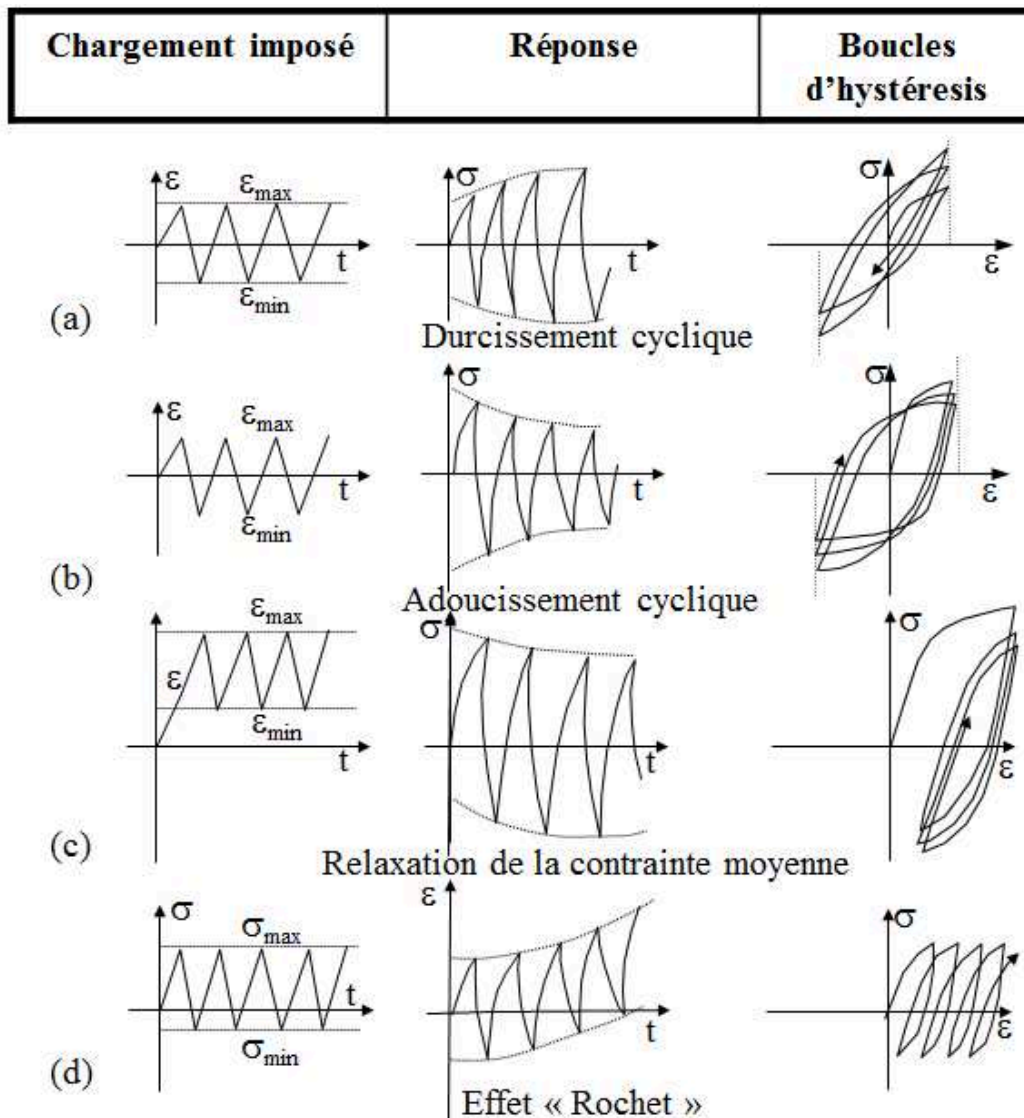


Figure 9 : Représentation schématique de différents phénomènes cycliques apparaissant fréquemment dans les matériaux métalliques [16]

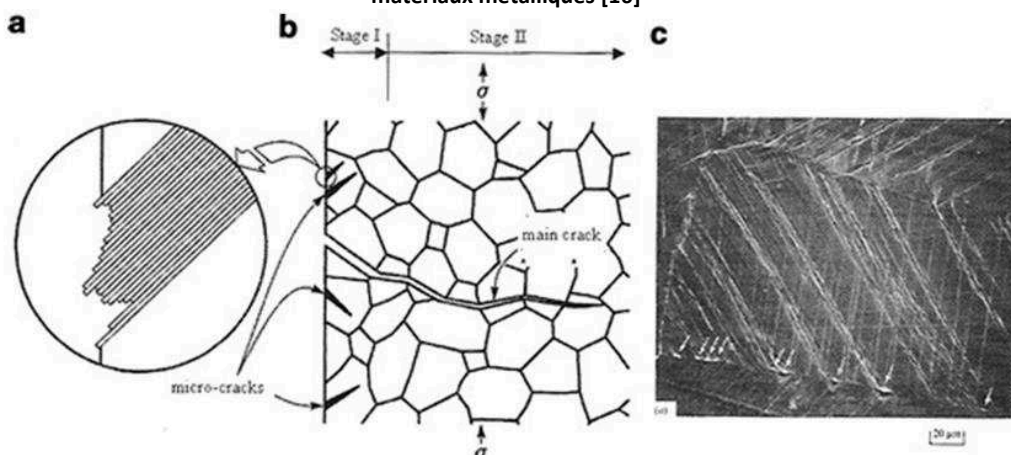


Figure 10 : a) Phénomène d'intrusion-extrusion en surface b) Formation d'une fissure à partir de microfissures c) intrusions-extrusions sur une éprouvette de cuivre [15]

Comme détaillé précédemment, la première étape précédant l'apparition des fissures est l'établissement d'un régime stabilisé. Il est donc important d'observer l'évolution de la boucle contraintes-déformations aussi appelée boucle d'hystérésis, telle que celle schématisée sur la Figure 11.

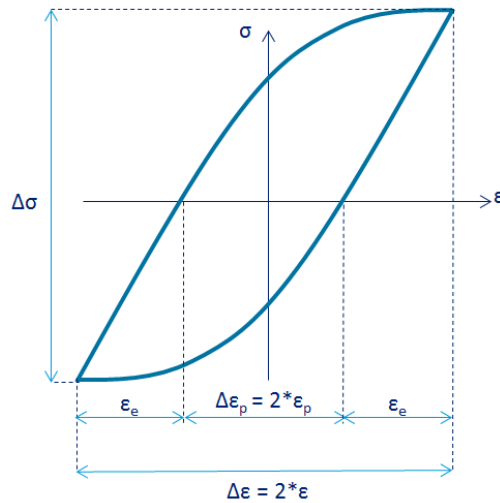


Figure 11 : Schéma d'une boucle d'hystérésis

Trois évolutions de cette boucle peuvent être observées avant stabilisation. Elles sont ici décrites pour un essai à contrainte imposée alternée et présentées dans la Figure 12.

- adaptation : elle se produit dans la plupart des cas pour une amplitude de contrainte faible. Après un certain nombre de cycles, la boucle d'hystérésis devient fermée (*i.e.* c'est un segment de droite), ce qui signifie que le comportement du matériau est redevenu macroscopiquement élastique. Ce régime correspond généralement à celui de la fatigue polycyclique.
- accommodation : le cycle se stabilise mais la boucle d'hystérésis reste ouverte. Il y a donc apparition de plasticité à chaque cycle, ce qui caractérise généralement la fatigue oligocyclique.
- Rochet : ce phénomène intervient en général pour des contraintes moyennes et des amplitudes de contraintes élevées. Il s'agit d'une accumulation de déformation plastique à chaque cycle ce qui conduit à une augmentation de la déformation moyenne.

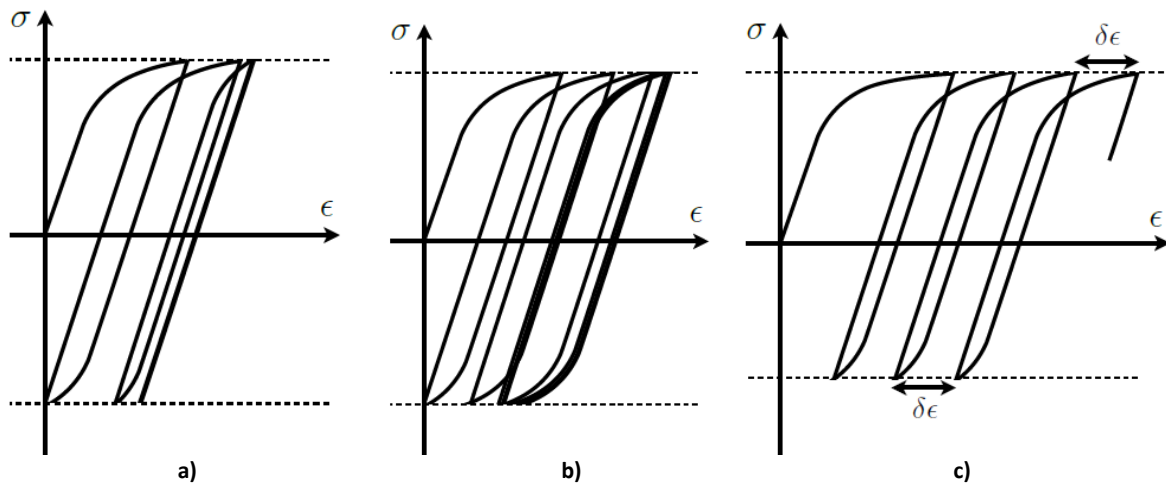


Figure 12 : Evolutions possibles d'un essai cyclique à contrainte imposée avec le cycle stabilisé en rouge: a) adaptation, b) accommodation, c) Rochet [12]

La présence d'une contrainte moyenne non nulle influe sur le comportement en fatigue. Cet effet est illustré sur la Figure 13 pour des essais sur des éprouvettes en acier austénitique AISI 316L à contrainte imposée où le rapport de charge $R_\sigma = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ est différent de -1 [17]. Il existe d'autres phénomènes conduisant à l'apparition d'une contrainte moyenne qui sont :

- dans le cas d'essais à déformation imposée, la déformation plastique peut introduire une modification du rapport de charge et donc l'apparition d'une contrainte moyenne non nulle [18] ;
- la présence de contraintes résiduelles dans une pièce revient dans certains cas à considérer une contrainte moyenne non nulle [19] ;
- la présence d'accidents géométriques peut conduire à la modification du rapport de charge local avec l'apparition d'une contrainte moyenne non nulle au point critique [20].

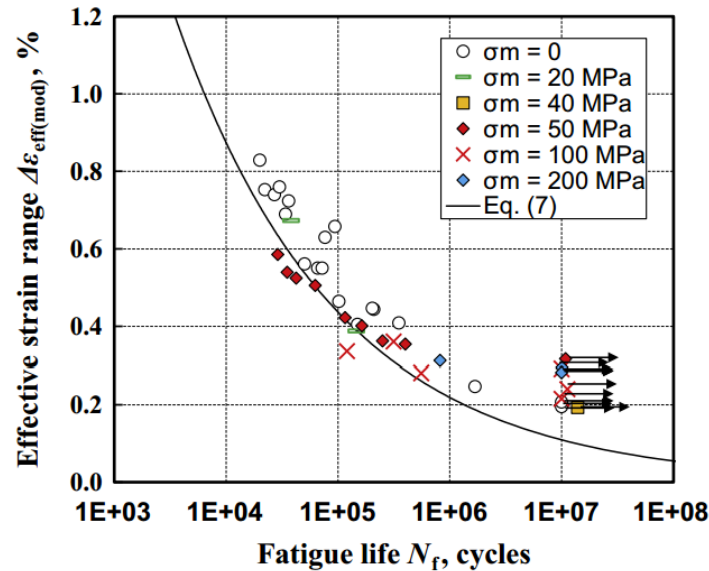


Figure 13 : Influence d'une contrainte moyenne σ_m sur l'acier austénitique AISI 316L [17]

Sous sollicitations cycliques, la contrainte moyenne peut évoluer [20]. Elle tend parfois à se relaxer totalement ou partiellement [21]. Elle peut également engendrer une déformation progressive qui conduit à une ruine prématurée de la structure, si elle ne se stabilise pas [15]. La contrainte moyenne est liée au rapport de charge et peut avoir un rôle essentiel sur la durée de vie de la pièce. Elle doit donc être prise en compte. Différents critères permettant ou non la prise en compte du rapport de charge existent et vont maintenant être présentés.

1.2) Critères d'amorçage en fatigue oligocyclique

1.2.1) Revue bibliographique des critères de fatigue oligocyclique

Les critères de fatigue sont classés ici en fonction du type de sollicitation pour laquelle ils ont été proposés. La revue présentée dans ce travail se concentre sur les critères qui ont été envisagés pour répondre à l'objectif de ce travail et n'est donc pas exhaustive.

1.2.1.1) Critères uniaxiaux

La plupart des critères utilisés en fatigue oligocyclique sont basés sur le critère de Manson-Coffin-Basquin [22], [23] (1953) qui permet de lier le nombre de cycles à rupture N_r à l'amplitude de déformation totale

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma'_f}{E_0} (2 \cdot N_r)^b + \varepsilon'_f (2 \cdot N_r)^c. \quad 1$$

Le critère de Manson-Coffin-Basquin contient 5 paramètres dont le module d'Young E_0 soient 4 paramètres restants à identifier. Les paramètres σ'_f et b , respectivement ε'_f et c , sont identifiés sur une courbe de fatigue en traction-compression cyclique à $R_\epsilon = -1$.

Le critère de Morrow [24] (1965) consiste à soustraire la contrainte moyenne σ_{moy} au coefficient de résistance en fatigue uniaxiale σ'_f permettant ainsi la prise en compte de l'influence du rapport de charge ou d'une contrainte résiduelle

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_{moy}}{E_0} (2.N_r)^b + \varepsilon'_f (2.N_r)^c. \quad 2$$

Pour conserver l'indépendance du rapport de déformation élasto-plastique vis-à-vis de la contrainte moyenne, Manson & Halford [25] ont proposé en 1981 un nouveau critère. Ce critère permet également de calibrer l'effet de la contrainte moyenne à l'aide des coefficients k et k' et s'écrit

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - k\sigma_{moy}}{E_0} (2.N_r)^b + \varepsilon'_f \left(\frac{\sigma'_f - k\sigma_{moy}}{\sigma'_f} \right)^{\frac{c}{b}} k'^{b-\frac{c}{b}} (2.N_r)^c. \quad 3$$

Ces critères ne s'appliquent à l'origine que pour des sollicitations uniaxiales. Une adaptation de ces critères sera étudiée ensuite via l'utilisation de paramètres équivalents. D'autres critères ont été proposés directement pour des sollicitations multiaxiales par différents auteurs.

1.2.1.2) Critères multiaxiaux

Smith, Watson et Topper [26] ont proposé en 1970 de définir un plan critique qui est celui où l'étendue de déformation normale à ce plan $\Delta \varepsilon^n$ est maximale. Bien qu'une hypothèse différente sera effectuée dans ce travail, les critères uniaxiaux peuvent être aisément transposés au cas d'une sollicitation multiaxiale en effectuant la même hypothèse que Smith, Watson et Topper. Ils ont également proposé de prendre en compte l'influence du rapport de charge au travers de la contrainte maximale normale au plan critique en écrivant

$$\frac{\Delta \varepsilon^n}{2} = \left[\frac{\sigma_f'^2}{E} (2.N_r)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2.N_r)^{b+c} \right] \frac{1}{\sigma_{max}^n}. \quad 4$$

Le critère de Kandil-Brown-Miller [27] (1982) considère que l'amorçage s'effectue, non pas dans le plan où la déformation normale est maximale mais dans le plan de cisaillement maximal. Il s'écrit

$$\frac{\Delta \gamma^n}{2} + \frac{S \Delta \epsilon_t^n}{2} = \frac{\tau'_f}{G} (2.N_r)^{b_0} + \gamma'_f (2.N_r)^{c_0}, \quad 5$$

où $\Delta \gamma^n$ est l'étendue de la déformation en cisaillement et avec

$$S = 2 \left(\frac{\tau_{fl}}{\sigma_{fl}} - 0,5 \right) \frac{1 + \nu}{1 - \nu}. \quad 6$$

Les constantes τ'_f , b_0 , γ'_f et c_0 sont identifiées sur une courbe de fatigue en torsion cyclique à $R_\epsilon = -1$. σ_{fl} et τ_{fl} sont respectivement les limites d'endurance en traction et torsion alternées, tandis que G désigne le module de cisaillement et ν le coefficient de Poisson du matériau.

Un écrouissage cyclique peut également être pris en compte par le critère de Fatemi-Socie [28] (1988) qui propose l'identification d'un paramètre supplémentaire k qui transforme l'équation en

$$\frac{\Delta\gamma^n}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{max}^n}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau_f'}{G} (2 N_r)^{b_0} + \gamma_f' (2 N_r)^{c_0}. \quad 7$$

Wang et Brown [29] (1993) ont proposé un critère pour les chargements non-proportionnels à l'aide d'un coefficient de Poisson élastique ν_e et d'un pseudo-coefficient de Poisson plastique ν_p , généralement égal à 0,5 pour les aciers où l'on considère que la déformation plastique est isochore.

$$\frac{\Delta\gamma^n}{2} + S \frac{\Delta\epsilon^n}{2} = (1 + \nu_e(1 - \nu_e)S) \frac{\sigma_f'}{E} (2 N_r)^b + (1 + \nu_p(1 - \nu_p)S) \epsilon_f' (2 N_r)^c. \quad 8$$

Tous ces critères sont calculés à l'aide des valeurs extrêmes des cycles stabilisés. Toutefois, il existe une autre famille de critères qui utilisent l'intégralité du trajet de chargement, qui sont les critères énergétiques.

1.2.1.3) Critères énergétiques

Les critères énergétiques se basent sur l'aire de la boucle stabilisée ΔW qui représente, l'énergie de déformation plastique totale lors d'un cycle comme l'illustre la Figure 14.

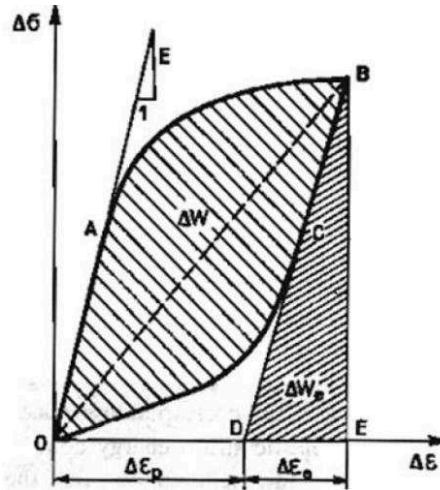


Figure 14 : Equivalence en 1D entre courbe stabilisée et énergie de déformation plastique totale [30]

Le critère d'Ellyin-Kujawski [30] (1985) est défini comme

$$\Delta W_t = W_f (2 N_r)^d + \Delta W_{end}, \quad 9$$

où W_f et d sont identifiés sur une courbe de fatigue ΔW_t en fonction N_r et ΔW_{end} est l'énergie de déformation élastique correspondant à la limite d'endurance.

Au cours de ces cinquante dernières années, les critères se sont complexifiés pour améliorer la prévision de la tenue en fatigue comme le montre le Tableau 1. Qu'elle soit en cisaillement ou dans la direction normale au chargement, l'amplitude de déformation est le paramètre le plus utilisé dans les critères de fatigue oligocyclique. Indirectement, via la contrainte moyenne ou maximale, le rapport de charge entre aussi en considération.

Le choix d'un critère peut se faire selon sa capacité à prendre en compte l'influence du rapport de charge et du trajet de chargement, suivant qu'il soit uniaxial ou multiaxial, proportionnel ou non mais également suivant les essais nécessaires à son identification. Dans cette étude, seuls des essais d'identification à faible nombre de cycles sont envisagés. Pour ces raisons, le critère de Manson-Coffin-Basquin sera identifié pour permettre l'utilisation des critères de Morrow et de Smith-Watson-Topper.

Cependant, tous ces critères n'ont pas été formulés directement en multiaxial. Or, même en supposant que la contrainte résiduelle et la contrainte en service soient uniaxiales, elles ne sont pas nécessairement orientées de la même manière. Il est donc nécessaire d'adapter ces critères au cas multiaxial.

Auteurs	Année	Formulation	Paramètres	Identification
Manson Coffin Basquin	1953	$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_r)^b + \epsilon'_f (2N_r)^c$	$\sigma'_f, b, \epsilon'_f, c$	Traction- compression LCF
Morrow	1965	$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_{moy}}{E} (2N_r)^b + \epsilon'_f (2N_r)^c$	$\sigma'_f, b, \epsilon'_f, c$	Traction- compression LCF
Smith Watson Topper	1970	$\frac{\Delta\epsilon^n}{2} \sigma_{max}^n = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_r)^{2b} + \epsilon'_f \sigma'_f (2N_r)^{b+c}$	$\sigma'_f, b, \epsilon'_f, c$	Traction- compression LCF
Manson- Halford	1981	$\begin{aligned} \frac{\Delta\epsilon}{2} &= \frac{\sigma'_f - k\sigma_{moy}}{E_0} (2.N_r)^b \\ &+ \epsilon'_f \left(\frac{\sigma'_f - k\sigma_{moy}}{\sigma'_f} \right)^{\frac{c}{b}} k'^{b-\frac{c}{b}} (2.N_r)^c \end{aligned}$	$\sigma'_f, b, \epsilon'_f, c, k, k'$	Traction- compression LCF
Kandil Brown Miller	1982	$\frac{\Delta\gamma^n}{2} + S \frac{\Delta\epsilon^n}{2} = \frac{\tau'_f}{G} (2N_r)^{b_0} + \gamma'_f (2N_r)^{c_0}$	$S, \tau', b_0, \gamma', c_0$	Torsion- cyclique HCF
Ellyin Kujawski	1985	$\Delta W_t = W_f (2N_r)^d + \Delta W_{end}$	W_f, W_{end}, d	Traction- compression HCF
Fatemi Socie	1988	$\frac{\Delta\gamma^n}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{max}^n}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau'_f}{G} (2N_r)^{b_0} + \gamma'_f (2N_r)^{c_0}$	$k, \tau', b_0, \gamma', c_0$	Torsion- cyclique HCF
Wang Brown	1993	$\frac{\Delta\gamma^n}{2} + S \frac{\Delta\epsilon^n}{2} = (1 + \nu_e(1 - \nu_e)S) \frac{\sigma'_f}{E} (2N_r)^b + (1 + \nu_p(1 - \nu_p)S) \epsilon'_f (2N_r)^c$	$\sigma'_f, b, \epsilon'_f, c, S, \nu_e, \nu_p$	Traction- compression + torsion cyclique HCF

Tableau 1 : Bilan des principaux critères de fatigue

1.2.2) Adaptation des critères uniaxiaux aux chargements multiaxiaux

Deux approches ont été envisagées dans cette étude. La première est de supposer que la déformation normale au plan critique pilote seule l'apparition d'une fissure, comme dans le critère de Smith-Watson-Topper (SWT). Une deuxième approche sera retenue ici qui est de considérer une déformation équivalente $\Delta\epsilon_{eq}$ prenant en compte l'ensemble des composantes du tenseur des déformations. Elle s'écrit :

$$\Delta\epsilon^{eq} = \sqrt{\frac{\underline{\Delta\epsilon^e} : \underline{\Delta\epsilon^e}}{1 + 2\nu^2}} + \sqrt{\frac{2}{3} \underline{\Delta\epsilon^p} : \underline{\Delta\epsilon^p}}, \quad 10$$

où $\underline{\Delta\epsilon^e}$ et $\underline{\Delta\epsilon^p}$ sont respectivement les étendues des tenseurs des déformations élastiques et plastiques. Les deux formulations permettent aisément de retrouver la formulation classique dans le cas où le tenseur est uniaxial.

Il est également nécessaire d'utiliser un paramètre équivalent pour les contraintes. Pour cela, le deuxième invariant du tenseur des contraintes, i.e. la contrainte de von Mises est utilisée :

$$\sigma_{max}^{eq} = J_2(\underline{\sigma}_{max}) = \sqrt{\frac{3}{2} \underline{\sigma}_{max}^D : \underline{\sigma}_{max}^D}, \quad 11$$

où $\underline{\sigma}_{max}^D$ est la partie déviatorique du tenseur $\underline{\sigma}_{max}$

$$\underline{\sigma}_{max}^D = \underline{\sigma}_{max} - \frac{1}{3} tr(\underline{\sigma}_{max}) \underline{I}. \quad 12$$

et $\underline{I}$ est le tenseur identité.

Pour le calcul de la contrainte moyenne équivalente σ_{moy}^{eq} , le premier invariant du tenseur des contraintes (i.e. la trace) sera utilisé car cela permet d'en conserver le signe. Si le deuxième invariant du tenseur de la contrainte moyenne était choisi, une contrainte moyenne uniaxiale de compression deviendrait positive et entraînerait une diminution de la prévision de la durée de vie à l'amorçage selon le critère de Morrow, contrairement à ce qui est observé expérimentalement. Pour cela, le premier invariant est privilégié.

Ces deux formulations permettent de mener l'identification des paramètres du critère de Manson-Coffin-Basquin (MCB) sur des essais uniaxiaux tels que réalisés classiquement et de l'appliquer ensuite sur des cas multiaxiaux. Si la formulation passant par un plan critique paraît plus simple, il peut s'avérer coûteux de déterminer numériquement le plan critique et la deuxième formulation basée sur des invariants devient alors plus intéressante. Il est à noter que d'autres combinaisons d'invariants sont possibles. Cependant, les essais qui seront présentés dans cette étude à partir du chapitre III ne permettront pas de discriminer ces choix comme il sera montré dans un cas.

1.3) Identification du critère de Manson-Coffin-Basquin sur l'acier 80HLES

1.3.1) Présentation de l'acier 80HLES

Comme présenté en introduction, le matériau étudié ici est l'acier 80HLES dont les initiales ont pour signification « Haute Limite d'Elasticité Soudable ». La composition de cet acier bas carbone est donné dans le Tableau 2.

C	Si	Mn	S	P	Cu	Ni	Cr	Mo
≤0,16	≤0,27	≤0,54	≤0,015	≤0,02	≤0,25	4-4,87	≤0,53	≤0,43

Tableau 2 : Éléments d'addition du 80HLES

Le matériau subit une trempe à l'eau après un maintien en température à 830°C pendant 30 minutes avant de subir un revenu à l'air à 620°C pendant 30 minutes également. L'intérêt de cet acier réside dans sa haute limite d'élasticité, sa soudabilité, mais également dans sa haute résilience qui lui confère une bonne résistance aux chargements dynamiques que peut subir une structure militaire. Enfin, il présente une ténacité élevée pour ce type d'acier, avec une température de transition ductile-fragile inférieure à 0 °C.

Le matériau de cette étude a été fourni sous forme de tôles laminées dans deux directions perpendiculaires afin de réduire les effets d'anisotropie. Les plaques fournies mesurent 500*300*24 mm³. Des observations micrographiques des tôles à cœur et en peau, visibles respectivement sur la Figure 15 et la Figure 16, ont permis de mettre en évidence une structure similaire dans les deux cas.

Il s'agit d'une structure aciculaire de type bainitique avec une taille de grain pré-austénitique estimée, dans les deux cas, à $G = 9$.

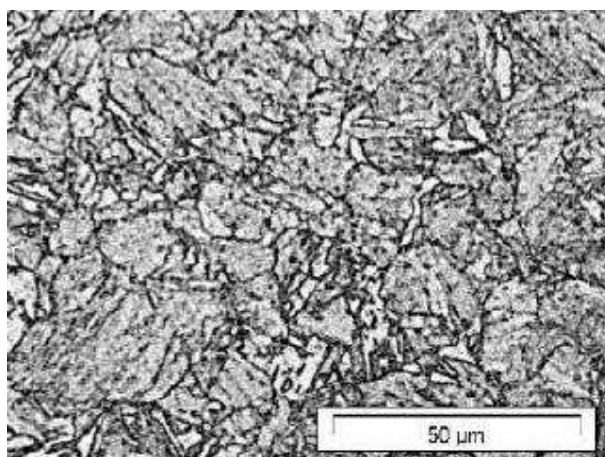


Figure 15 : Micrographie à cœur du 80HLES

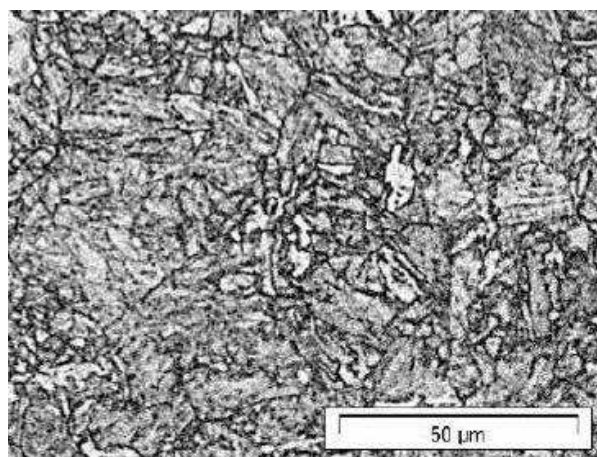


Figure 16 : Micrographie en peau du 80HLES

Une mesure du gradient de dureté a également été effectuée mais n'a pas permis de mettre en évidence un effet cœur/peau avec une dureté moyenne mesurée de 254 HV₁₀, comme le montre la Figure 17. Des essais complémentaires seront présentés dans le chapitre II afin de préciser l'homogénéité du matériau suivant l'épaisseur de la tôle.

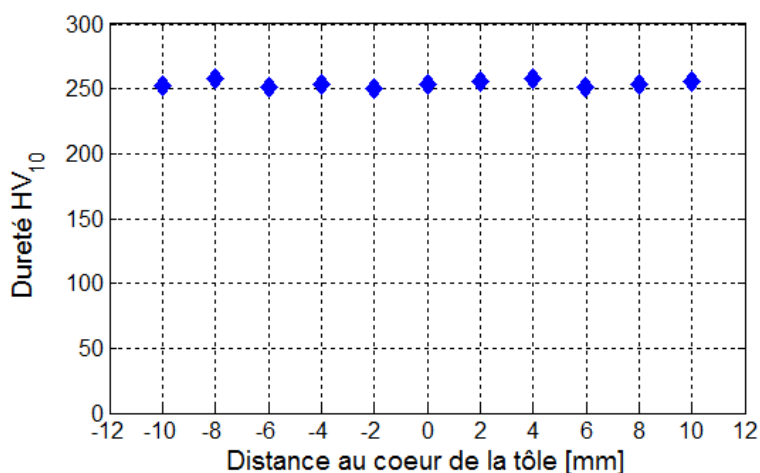


Figure 17 : Filiation de dureté suivant l'épaisseur de la tôle de 80HLES

1.3.2) Description des essais cycliques à $R_\epsilon = -1$

Afin d'identifier les paramètres du critère d'amorçage de Manson-Coffin-Basquin (MCB), huit essais cycliques à déformation imposée alternée ont été réalisés à l'aide d'une machine servo-hydraulique Instron® de 100 kN de capacité et d'un extensomètre à couteaux visible sur la Figure 18. Afin de respecter la confidentialité des données matériaux, les valeurs présentées dans tout ce mémoire sont adimensionnées. Les contraintes sont adimensionnées par la limite élastique en traction monotone quasi-statique du matériau σ_y et les déformations par la déformation correspondante $\epsilon_y = \sigma_y / E_0$ où E_0 est le module d'Young du matériau, qui sera identifié dans le prochain chapitre.

Ces essais à déformation imposée alternée ($R_\epsilon = \epsilon_{\min} / \epsilon_{\max} = -1$) ont été réalisés sur des éprouvettes axisymétriques dont les dimensions sont données sur la Figure 19, à une vitesse moyenne de 10^{-3} s^{-1} . La fréquence de l'essai est donc dépendante du niveau du chargement de l'essai. Une validation de l'absence d'influence de la vitesse de sollicitation a été réalisée en effectuant 100 cycles à une vitesse

de 10^{-4} s^{-1} , puis 100 cycles à une vitesse de 10^{-3} s^{-1} . La superposition parfaite des courbes au centième cycle, visibles sur la Figure 20, montre que la vitesse de sollicitation n'a pas d'influence sur ce matériau dans cette gamme.



Figure 18 : Eprouvette instrumentée entre les mors de la machine Instron® 100 kN

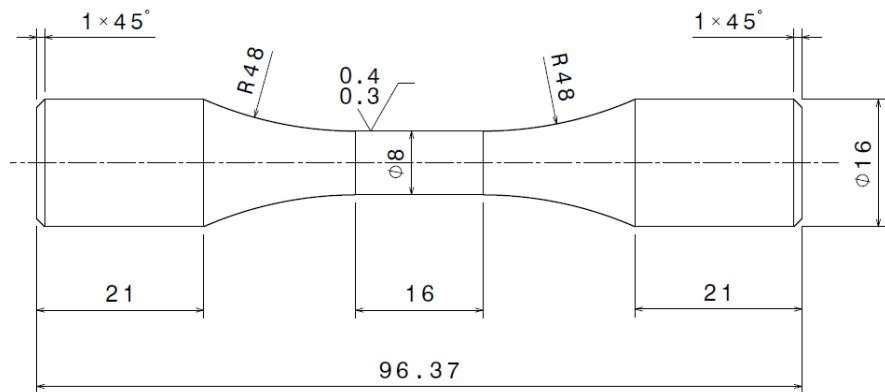


Figure 19 : Plan des éprouvettes utilisées pour la réalisation des essais cycliques

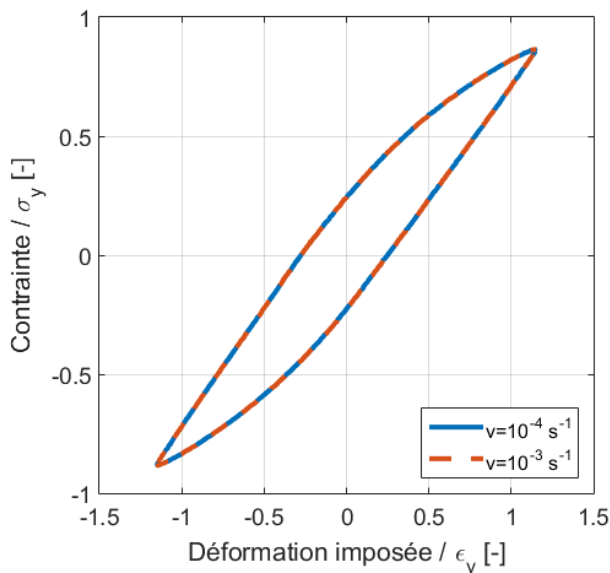


Figure 20 : Comparaison du centième cycle pour deux vitesses d'essais différentes

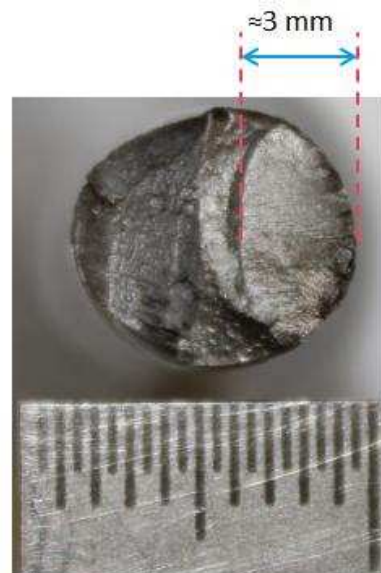


Figure 21 : Faciès de rupture de l'éprouvette cyclée à $\epsilon_a = 0,87 \epsilon_y$

Le critère d'arrêt des essais est une variation de l'effort maximal de 25%. Par la suite, les essais sont ré-analysés et l'amorçage est déterminé dès qu'il y a une variation de la pente de la contrainte maximale, comme illustré sur la Figure 22 pour l'essai réalisé à $\epsilon_a = (\epsilon_{max} - \epsilon_{min})/2 = 0,87 \epsilon_y$. La valeur de N_a déterminée est de 12900 cycles. Avec cet essai qui avait été poursuivi jusqu'à 15078 cycles avant rupture totale de l'éprouvette, la phase de propagation représente donc environ 14% de la durée de vie. La fissure s'est alors propagée sur environ 3 mm.

Un léger adoucissement cyclique à long-terme du matériau peut être également noté sur la Figure 22 avec une baisse de 5% de l'amplitude entre le cycle 1000 et l'amorçage tandis que la contrainte moyenne est stabilisée à une valeur proche de zéro.

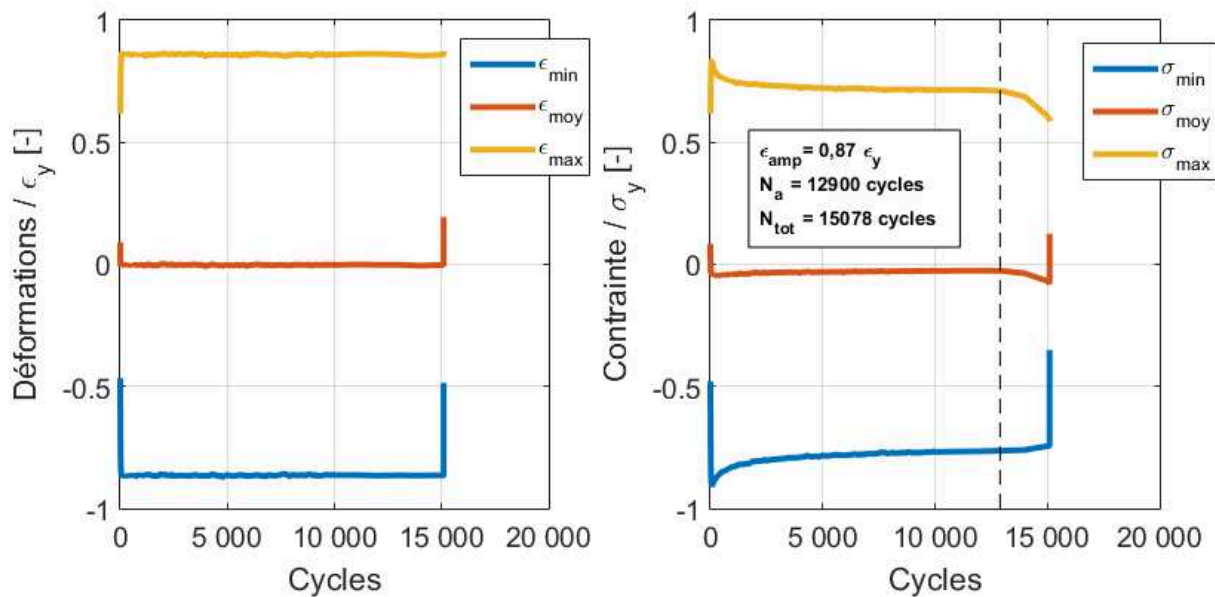


Figure 22 : Evolution des déformations et des contraintes lors d'un essai alterné à $\epsilon_a = 0,87\epsilon_y$

1.3.3) Identification des paramètres du critère de Manson-Coffin-Basquin

Le critère d'amorçage devant être identifié à partir des amplitudes de déformations stabilisées, un critère de stabilisation doit être défini. Dans cette étude, le cycle stabilisé est considéré comme étant le cycle à la moitié de la durée de vie à l'amorçage de l'éprouvette. L'intérêt d'un tel critère est d'utiliser ainsi un cycle représentatif de ce qu'a subi l'éprouvette durant l'ensemble de l'essai. Les boucles stabilisées sont visibles sur la Figure 23.

Comme décrit dans la section 1.2.1), le critère de MCB contient quatre paramètres à identifier en plus du module d'Young qui sera identifié séparément. Les paramètres σ'_f et b , respectivement ϵ'_f et c , sont les coefficients de la droite obtenue en traçant le logarithme de la déformation élastique, respectivement de la déformation plastique, en fonction du logarithme du double de la durée de vie. La droite élastique correspond au critère de Basquin adapté à la fatigue à grand nombre de cycles et la droite plastique au critère de Manson-Coffin adapté à la fatigue à faible nombre de cycles. La Figure 25 montre ces 2 droites ainsi que le critère MCB en noir. Le calcul de la déformation plastique est obtenu en divisant l'amplitude de la contrainte par le module d'Young identifié à la décharge [31]. Il est important de noter que les essais dont l'amplitude de déformation plastique est inférieure à $0,06\epsilon_y$ ne sont pas pris en compte pour l'identification de la partie plastique. En effet, sur ces essais, l'incertitude expérimentale sur la détermination de la déformation plastique, liée au module d'Young identifié sur le cycle stabilisé, est considérée proportionnellement trop importante. De plus, ces points se situant à une extrémité de la droite d'identification, ils auraient un poids trop important. Cet offset est celui qui sera utilisé dans tout ce travail comme seuil de détection de la déformation plastique.

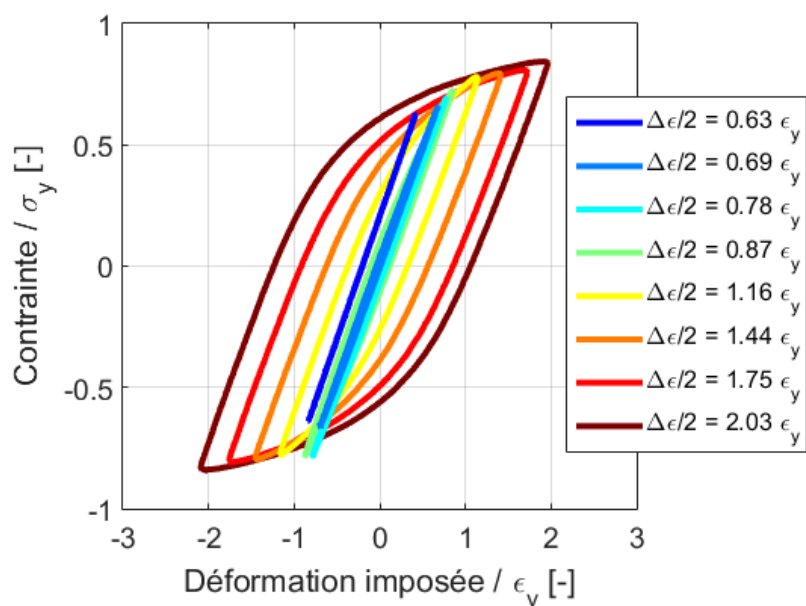


Figure 23 : Boucles stabilisées obtenues lors des essais à $R_\epsilon = -1$

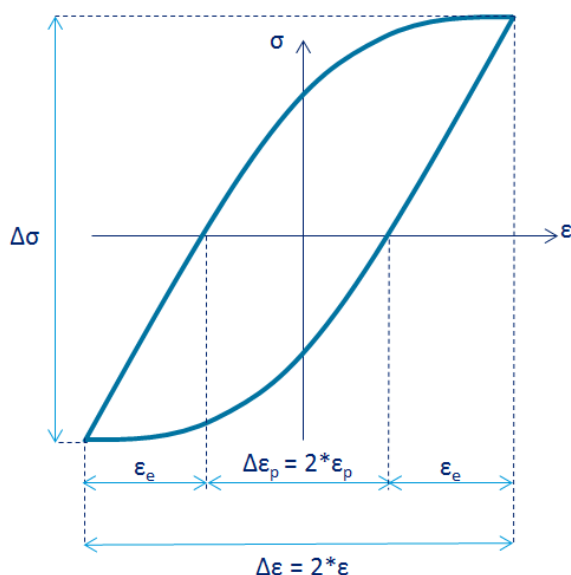


Figure 24 : Partition de la déformation plastique sur la boucle d'hystérésis

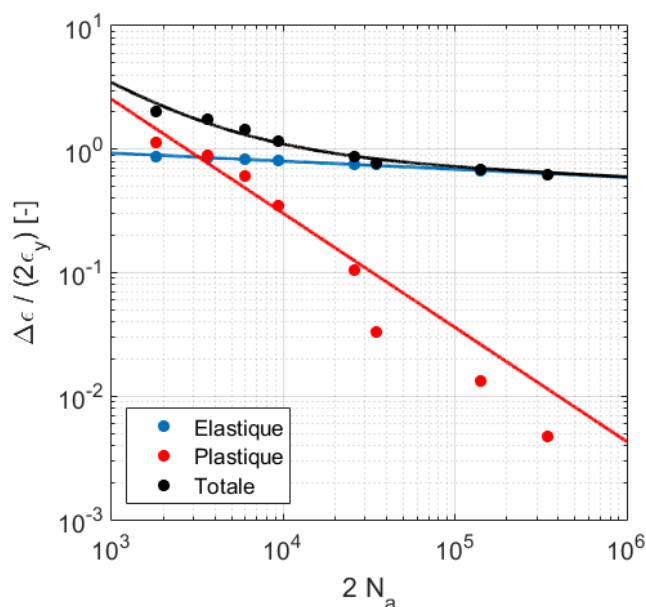


Figure 25 : Identification du critère de Manson-Coffin-Basquin sur essais à $R = -1$

$\sigma'_t / \sigma_y [-]$	$b [-]$	$\epsilon'_t / \epsilon_y [-]$	$c [-]$
1,46	-0,0652	1500	-0,924

Tableau 3 : Paramètres MCB identifiés sur les essais à $R_\epsilon = -1$ sur 80HLES

1.4) Prise en compte du rapport de chargements sur des essais à $R_\epsilon \neq -1$

Afin de valider sur ces éprouvettes la prise en compte du rapport de déformation par les critères, trois séries d'essais supplémentaires ont été utilisées :

- $R_\epsilon = 0$: traction répétée ;
- $R_\epsilon = -0,2$: essais à déformation moyenne positive alternée ;
- $R_\epsilon = -5$: essais à déformation moyenne négative alternée.

Les courbes de durée de vie à l'amorçage sont visibles sur la Figure 26 pour les quatre rapports de déformation étudiés. L'effet de ce dernier est bien visible puisque, plus le rapport de déformation est élevé, plus la déformation moyenne imposée est élevée, et plus les durées de vie sont faibles.

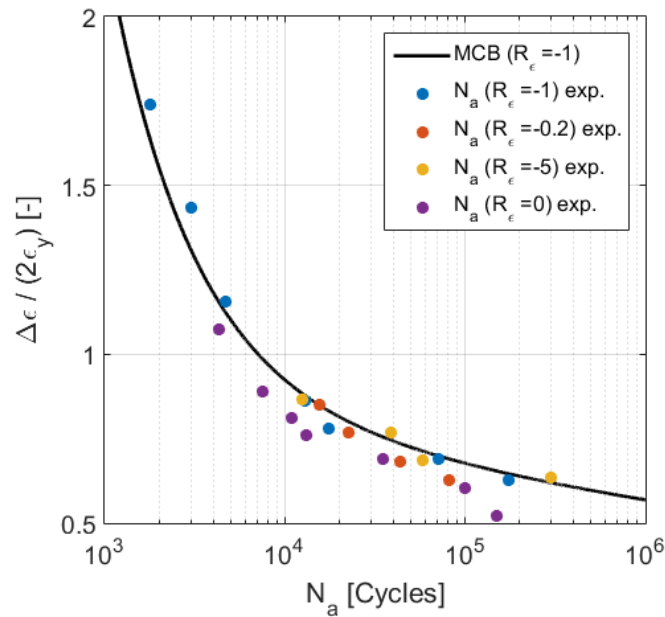


Figure 26 : Courbes de durée de vie à l'amorçage

Les boucles d'hystérésis stabilisées, pour tous les rapports de charge employés, sont visibles sur la Figure 27.

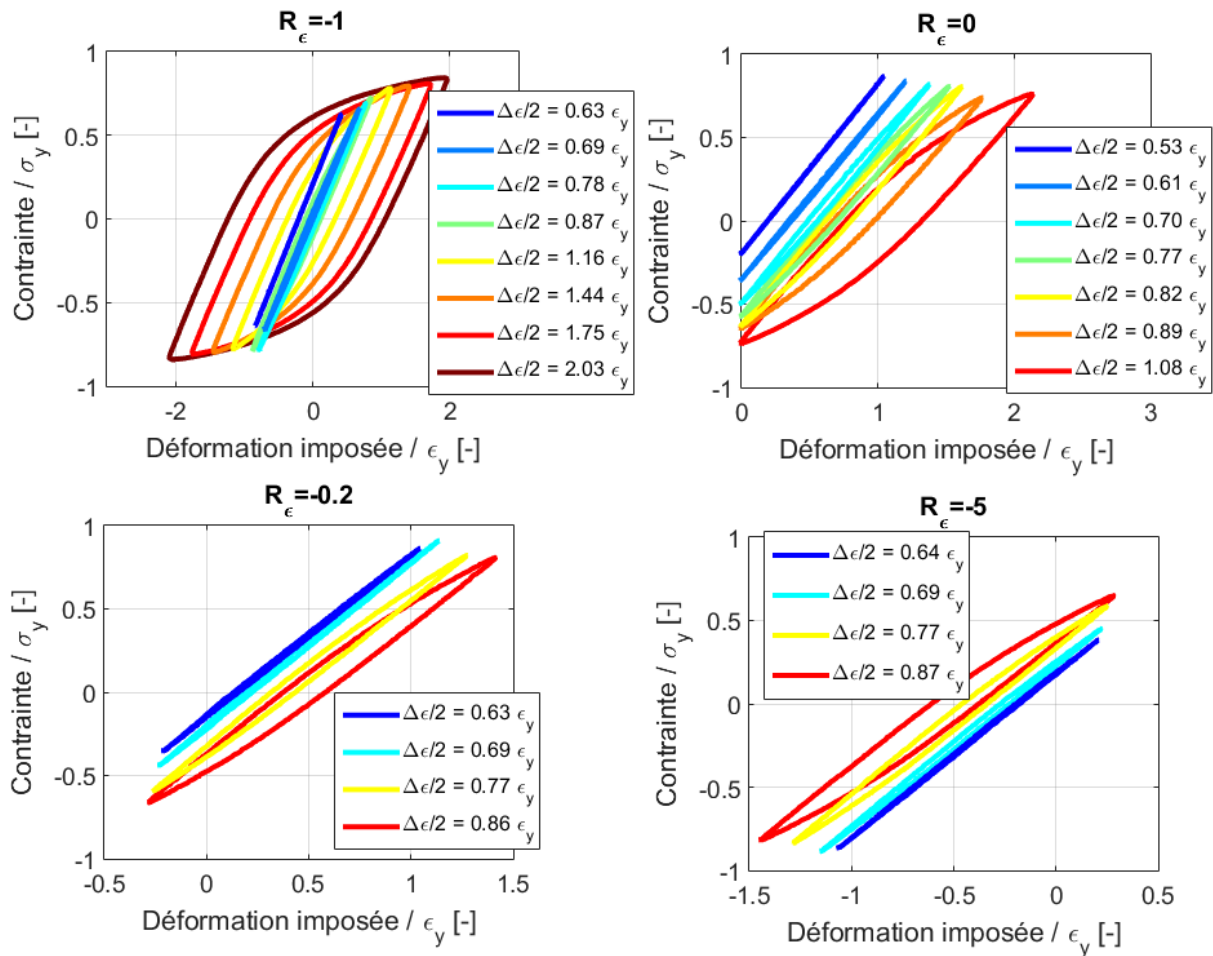


Figure 27 : Boucles stabilisées sur essais à $R_\epsilon = -1$, à $R_\epsilon = 0$, à $R_\epsilon = -0.2$ et à $R_\epsilon = -5$

Plus la déformation moyenne est élevée et plus les valeurs de contraintes semblent élevées. Cette impression est vraie pour des amplitudes inférieures à ϵ_y comme le montrent les courbes de la contrainte moyenne et de la contrainte maximale stabilisées, visibles respectivement sur la Figure 28 et la Figure 29. Au-delà, la contrainte moyenne est entièrement relaxée, *i.e.* elle est nulle, quel que soit le rapport de déformation. La contrainte maximale est, elle aussi, indépendante du rapport de déformation pour des amplitudes supérieures à ϵ_y . L'aire de la boucle stabilisée, visible sur la Figure 31, ne dépend pas du rapport de déformation, et ce, quel que soit l'amplitude de déformation imposée.

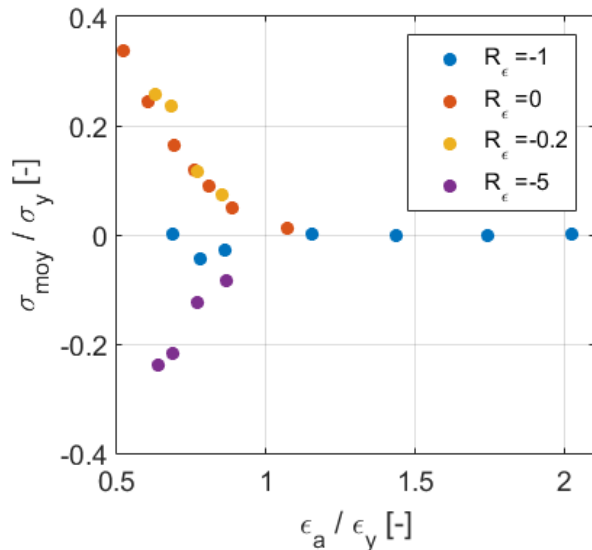


Figure 28 : Contraintes moyennes stabilisées pour les quatre rapports de charge

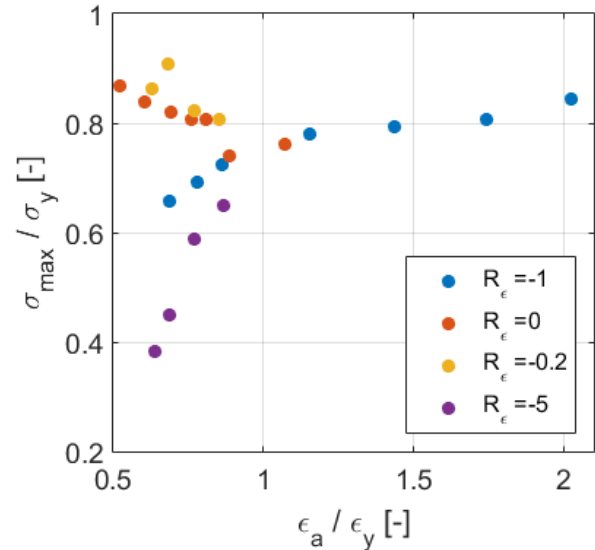


Figure 29 : Contraintes maximales stabilisées pour les quatre rapports de charge

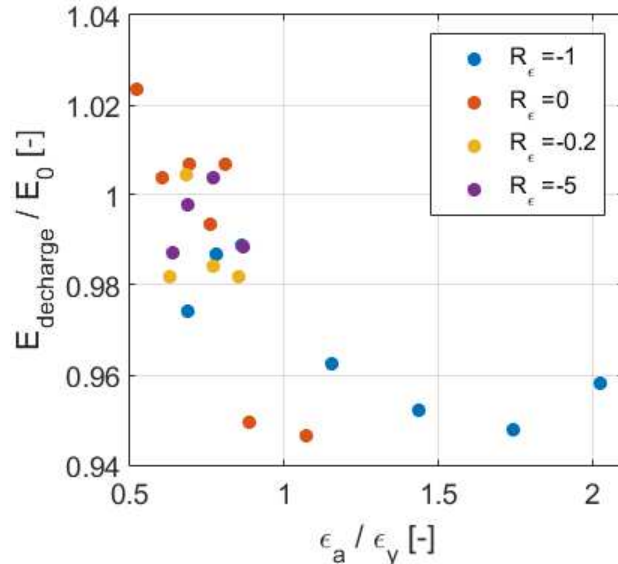


Figure 30 : Module de Young stabilisés, lors la décharge, pour les quatre rapports de charge

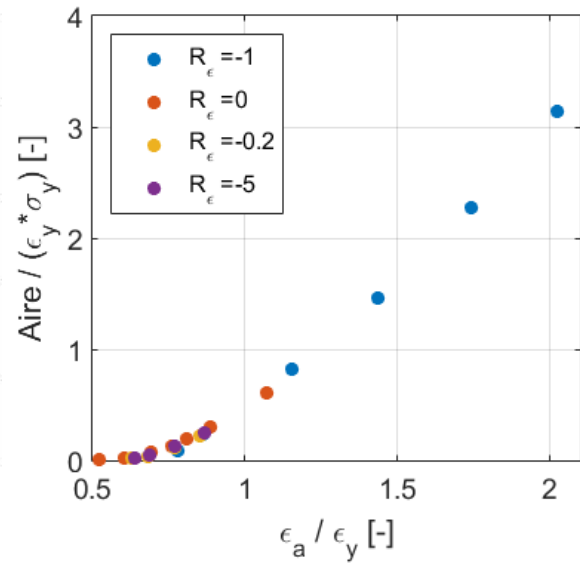


Figure 31 : Aire des boucles stabilisées pour les quatre rapports de charge

A l'aide des valeurs de contraintes moyennes et maximales stabilisées, il est possible de calculer pour chaque essai la durée de vie estimée pour les critères de Morrow et de Smith-Watson-Topper. Les estimations ainsi obtenues pour chaque série d'essais sont visibles sur la Figure 32.

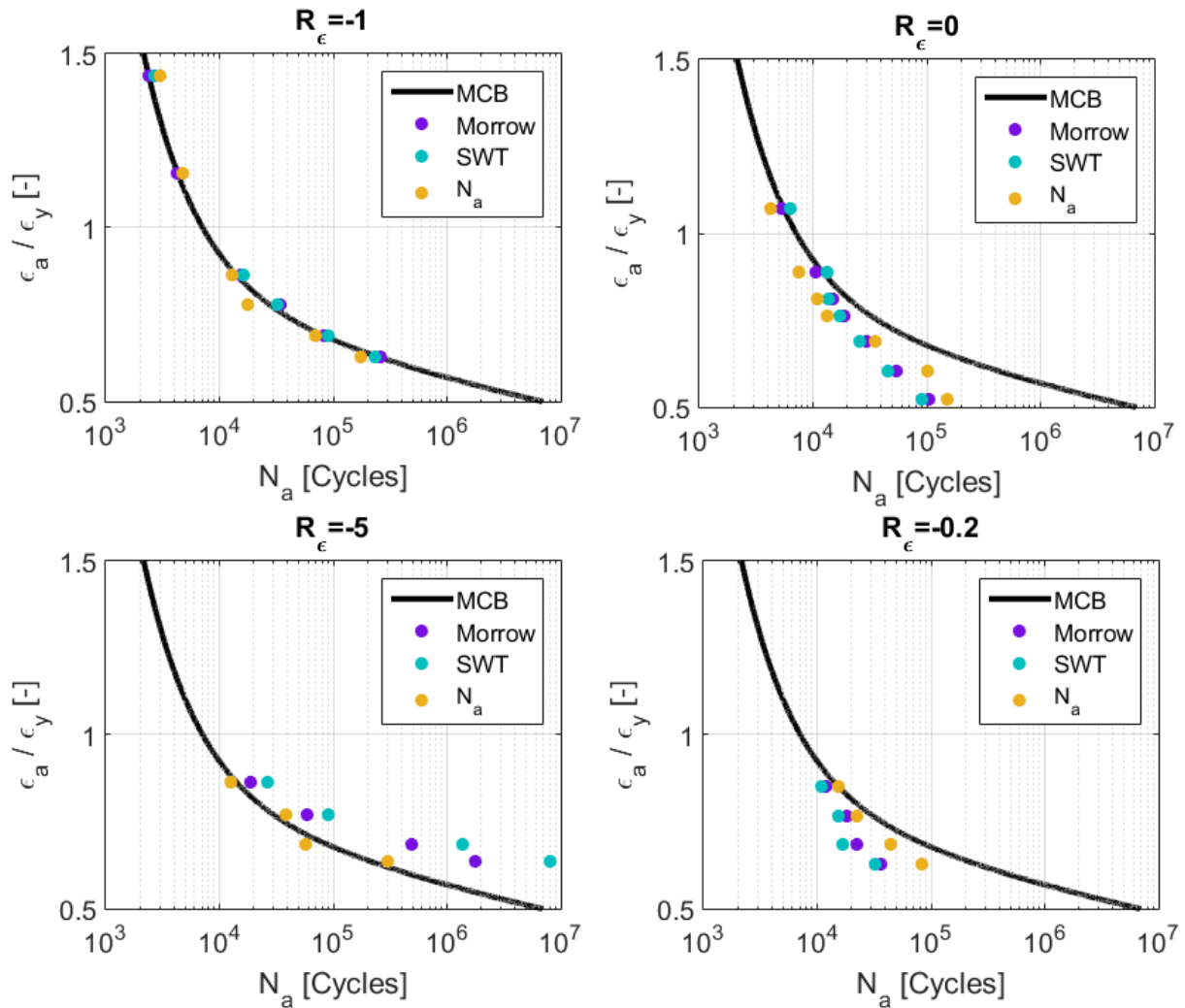


Figure 32 : Comparaisons des critères MCB, Morrow et SWT sur essais à $R_\epsilon = -1$, à $R_\epsilon = 0$, à $R_\epsilon = -0,2$ et à $R_\epsilon = -5$

A $R_\epsilon = -1$, le critère de Morrow ne montre pas de différence significative avec le critère MCB, ce qui est logique puisque la contrainte moyenne est quasiment nulle. La contrainte maximale prend également sa valeur de « référence » dans le sens où elle ne semble pas avoir d'influence significative sur les durées de vie estimées par le critère de SWT.

A $R_\epsilon = 0$, les durées de vie expérimentales sont moins élevées que les prévisions du critère de MCB, et le facteur de non-conservatisme est d'autant plus important que l'amplitude de déformation imposée est faible. Les critères de Morrow et de SWT permettent tous les deux de prendre en compte l'effet d'une déformation moyenne positive. Ce résultat est confirmé par les courbes d'essais à $R_\epsilon = -0,2$ où le critère de SWT est plus conservatif que celui de Morrow.

En revanche, il n'a pas été constaté de variation significative des durées de vie sur les essais à $R_\epsilon = -5$, contrairement à l'idée généralement admise qu'une contrainte moyenne négative se traduit par une augmentation des durées de vie. L'explication pourrait être que si la présence d'une contrainte moyenne négative a une influence positive sur les durées de vie par rapport à une contrainte moyenne nulle ($R_\epsilon = -1$), il y aurait une concurrence avec l'augmentation de la déformation plastique maximale en valeur absolue qui, pour une même amplitude de déformation imposée, est plus élevée sur les essais à $R_\epsilon = -5$ qu'à $R_\epsilon = -1$ comme illustré sur la Figure 33 pour deux niveaux de sollicitations de mêmes amplitudes. Dans le cas d'essais avec contrainte moyenne de traction, les deux effets (déformation maximale atteinte et proportion du cycle dans le domaine de la traction) se cumulent, tandis qu'ils s'opposent sur les essais à contrainte moyenne négative, n'entraînant pas de variations

significatives des durées de vie. Cette idée est présente dans les critères de fatigue à grand nombre de cycles.

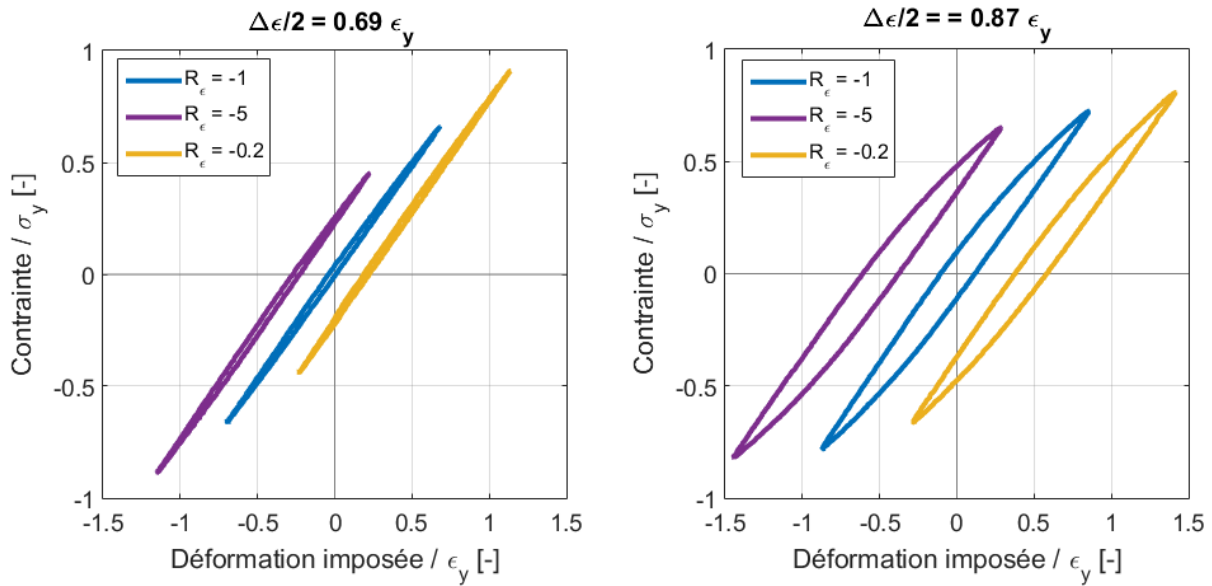


Figure 33 : Boucles stabilisées pour trois rapports de déformations et deux niveaux de sollicitations : $\epsilon_a=0,69\epsilon_y$ à gauche et $\epsilon_a=0,87\epsilon_y$ à droite

Les critères de Morrow et de SWT prévoient tous les deux une augmentation des durées de vie sur les essais à $R_\epsilon=-5$, et ne sont donc pas conservatifs pour ce rapport de déformation. Pour pallier ce problème une formulation légèrement modifiée du critère de Morrow est proposée qui utilise la partie positive de la contrainte moyenne. La partie positive d'un nombre, notée $\langle . \rangle$, est définie comme étant :

$$\langle A \rangle = \begin{cases} A & \text{si } A > 0, \\ 0 & \text{sinon.} \end{cases} \quad 13$$

Le critère de Morrow devient

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_f' - \langle \sigma_{moy} \rangle}{E_0} (2 \cdot N_r)^b + \epsilon_f' (2 \cdot N_r)^c \quad 14$$

En utilisant cette formulation, le critère de Morrow ne change pas dans le cas où la contrainte moyenne est positive, et devient équivalent au critère de Manson-Coffin-Basquin dans le cas où la contrainte moyenne est négative. Les prévisions effectuées par le critère de Morrow modifié pour les quatre rapports de déformation sont alors globalement proches des points expérimentaux sans exception. L'écart maximal entre les durées de vie prévues et observées expérimentalement est un facteur 2 comme le montre la Figure 34. Les trois autres critères envisagés au début de ce chapitre montrent des prévisions globalement correctes mais sont mis en défaut soit sur les essais à déformation moyenne positive (MCB) soit sur les essais à déformation moyenne négative (Morrow et SWT). Au vu des bonnes performances du critère proposé quel que soit le rapport de déformation, il est choisi de l'utiliser comme critère de référence pour la suite de cette étude. Les résultats obtenus avec les autres critères pourront être étudiés de manière ponctuelle.

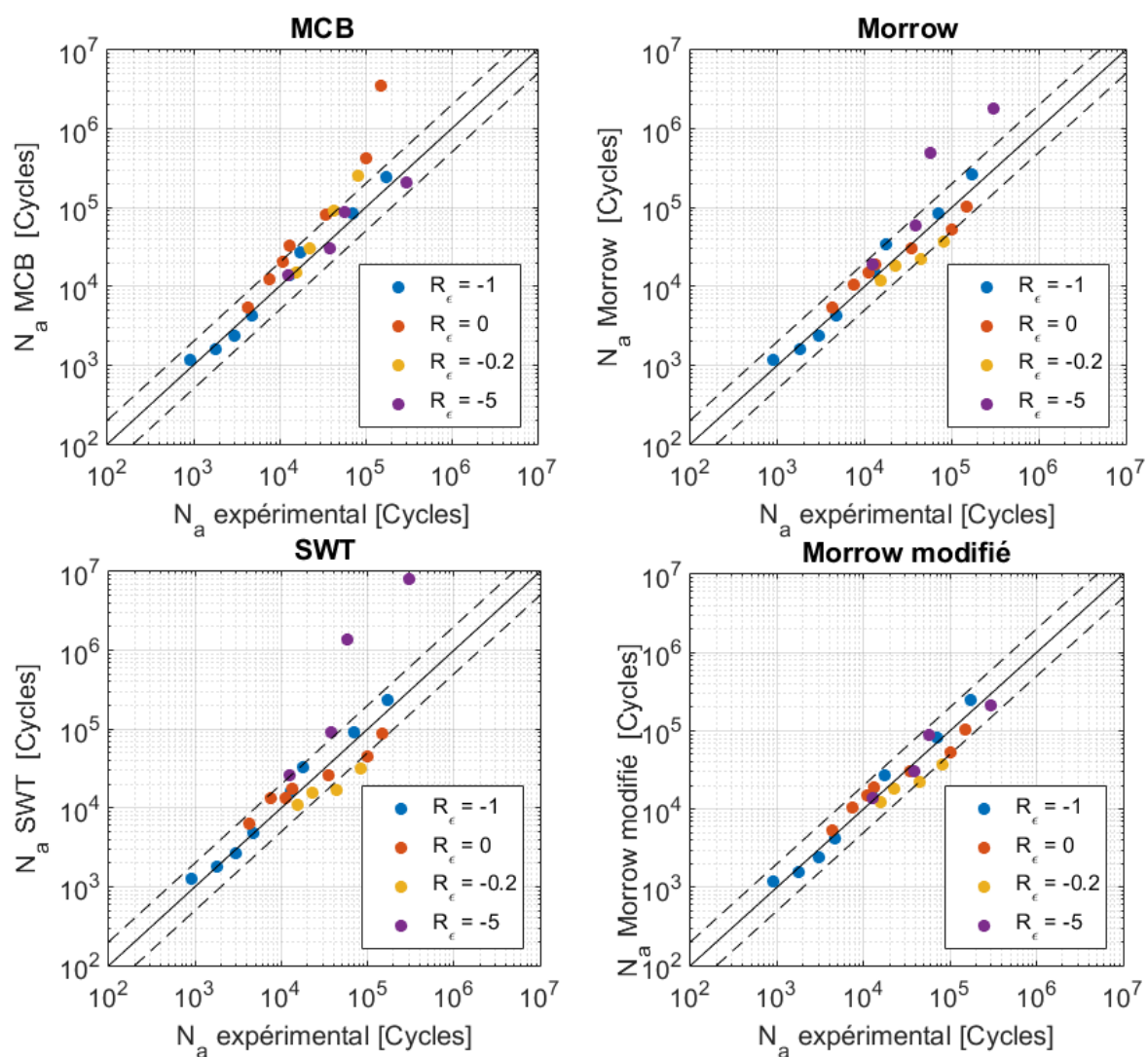


Figure 34 : Comparaisons entre durées de vie prévues et estimées par les quatre critères calculés à partir des données expérimentales stabilisées

1.5) Bilan sur le premier chapitre

Ce chapitre a permis d'introduire la fatigue oligocyclique, domaine de la fatigue généralement compris entre 1000 et 100000 cycles, généralement accompagné de déformations plastiques macroscopiques.

Les principaux critères en fatigue oligocyclique issus de la bibliographie ont donc été présentés. Trois d'entre eux ont été sélectionnés par rapport à la base d'essais nécessaire à leur identification et deux formulations multiaxiales ont été proposées pour chacun des paramètres utilisés. La première formulation suppose une approche de type plan critique qui est celui où l'amplitude de déformation normale est maximale. La détermination du plan critique peut cependant s'avérer délicate sur des simulations numériques. La deuxième formulation permet de pallier ce problème en utilisant uniquement une approche basée sur des invariants. Les essais effectués dans cette thèse ne permettant pas de discriminer ces critères, il serait nécessaire d'effectuer des essais multiaxiaux tels que des essais en traction-torsion ou en traction combinée à une pression interne.

Il est important de noter que ces deux formulations sont strictement équivalentes sur des essais uniaxiaux tels que ceux pratiqués pour l'identification de ces trois critères. En effet, ils sont identifiés à partir de la même base d'essais cycliques à déformation imposée alternée ($R_\epsilon = -1$) sur des éprouvettes lisses axisymétriques. Des essais de validation à déformation moyenne positive ($R_\epsilon = 0$ et $R_\epsilon = -0,2$) ont été réalisés et ont montré une influence négative de ce rapport de chargement sur les durées de vie, qui n'est prise en compte que par les critères de Morrow et de SWT. Des essais à déformation moyenne négative ($R_\epsilon = -5$) ont également été réalisés et n'ont pas montré d'influence significative sur les durées de vie. Or, les critères de Morrow et de SWT prévoient une augmentation importante des durées de vie pour ce rapport de déformation entraînant des prévisions fortement non-conservatives.

Un critère de Morrow modifié qui utilise la partie positive de la contrainte moyenne a alors été proposé et a montré son efficacité quel que soit le rapport de chargement. Ce critère, comme celui de Morrow et de SWT, nécessite de connaître les valeurs de contraintes et de déformations stabilisées, et n'a pu être calculé que pour les niveaux correspondants aux essais effectués. L'utilisation d'une loi de comportement permet d'obtenir les valeurs de contraintes et de déformations pour tous les niveaux désirés afin de tracer la courbe complète. Il est nécessaire pour cela de procéder à des essais d'identification du comportement du matériau, qui serviront de base d'identification à la loi qui sera proposée au vu des résultats obtenus.

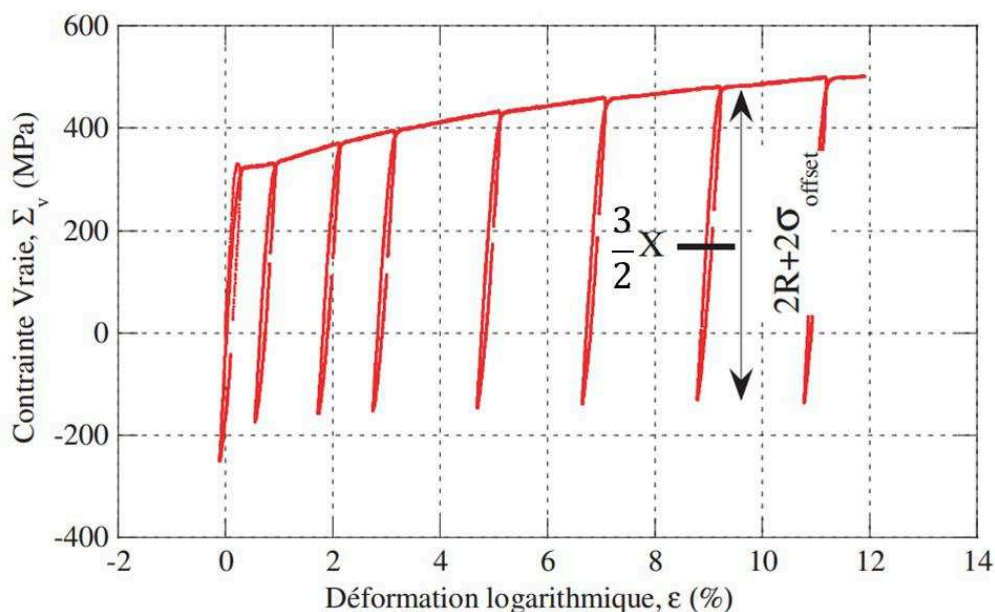
Chapitre 2 : Identification du comportement élasto-plastique du 80HLES

L'objectif des essais d'identification de la loi de comportement (LdC) du matériau est de permettre de prévoir la réponse du matériau à une sollicitation donnée. Dans les matériaux métalliques, trois paramètres de sollicitations peuvent être étudiés :

- le comportement élasto-plastique qui dépend uniquement du chargement mécanique ;
- le comportement thermique qui est fonction de la température à laquelle le matériau est exposé ;
- le comportement visqueux qui dépend de la vitesse à laquelle est sollicité le matériau [32] ;

D'autres paramètres tels que les changements de phase [33], la corrosion [34], le vieillissement [35] ou encore l'endommagement [36] peuvent intervenir également. Ces différents effets peuvent se combiner.

Au vu de l'application industrielle sur des coques de sous-marins, qui comprend de faibles variations de températures et de faibles vitesses de sollicitations, l'influence de la température et de la vitesse de sollicitation est négligée. L'objectif est donc d'identifier uniquement le comportement élasto-plastique. Pour cela, il est nécessaire de caractériser le domaine élastique initial et son évolution. L'essai de caractérisation choisi est un essai de traction avec charges-décharges [37]. Un exemple de ce type d'essai, effectué sur un acier Dual-Phase 600 est présenté sur la Figure 35.



Cet essai permet d'identifier l'évolution du domaine élastique avec la déformation plastique. Cependant, il ne permet pas l'identification des phénomènes cycliques tels que l'adoucissement par exemple, que permettraient l'identification sur les boucles stabilisées des essais cycliques à $R_\epsilon = -1$. Une validation sera donc nécessaire afin de montrer la capacité de la LdC à prévoir le cycle stabilisé observé expérimentalement, condition nécessaire à son utilisation comme donnée d'entrée des critères d'amorçage. Le choix de cet essai est en cohérence avec la méthode de dimensionnement choisi. En effet, la simulation par éléments finis ou par méthode rapide ne permet pas la simulation du comportement cyclique à long terme. L'identification de ces phénomènes par la loi de comportement n'aurait donc pas d'effet sur la réponse obtenue lors du dimensionnement de structures. La validation servira essentiellement à qualifier l'écart qui pourrait être obtenu entre la

simulation sur quelques cycles via la loi de comportement identifiée et le comportement expérimental stabilisé à long terme. De plus, cet essai peut être réalisé et analysé en deux heures, contrairement aux essais cycliques à déformation imposée.

L'objectif de ce chapitre est donc d'identifier la loi de comportement qui servira au calcul des données stabilisées servant au critère d'amorçage en fatigue. Dans un premier temps, les résultats des différents essais de traction avec charges-décharges sont présentés. Une première loi de comportement est identifiée à partir de ces résultats via une démarche d'identification séquentielle. La prévision, par cette loi de comportement, des courbes de durées de vie pour les essais à déformation imposée réalisés dans le premier chapitre est présentée.

Suite à la mise en défaut de cette première loi, un enrichissement par des écrouissages à seuil est proposé. Une proposition d'identification de cette deuxième loi sans utiliser plus de données que pour la première est réalisée et l'intérêt de son utilisation est présenté. Enfin, une version alternative de cette deuxième loi est identifiée sur les données issues des essais à déformation répétée. Le gain quantitatif apporté par l'ajout de ces données dans la base d'identification sur les prévisions de durée de vie est finalement discuté.

2.1) Essai de traction avec charges-décharges (TCD)

Cet essai consiste en un essai de traction interrompu par des décharges élastiques à différents niveaux de déformation plastique jusqu'à la détection de la limite d'élasticité en compression. A chaque décharge, la taille du domaine élastique (*i.e.* l'écrouissage isotrope) et son centre (*i.e.* l'écrouissage cinématique) sont donc caractérisés pour le niveau de déformation plastique correspondant.

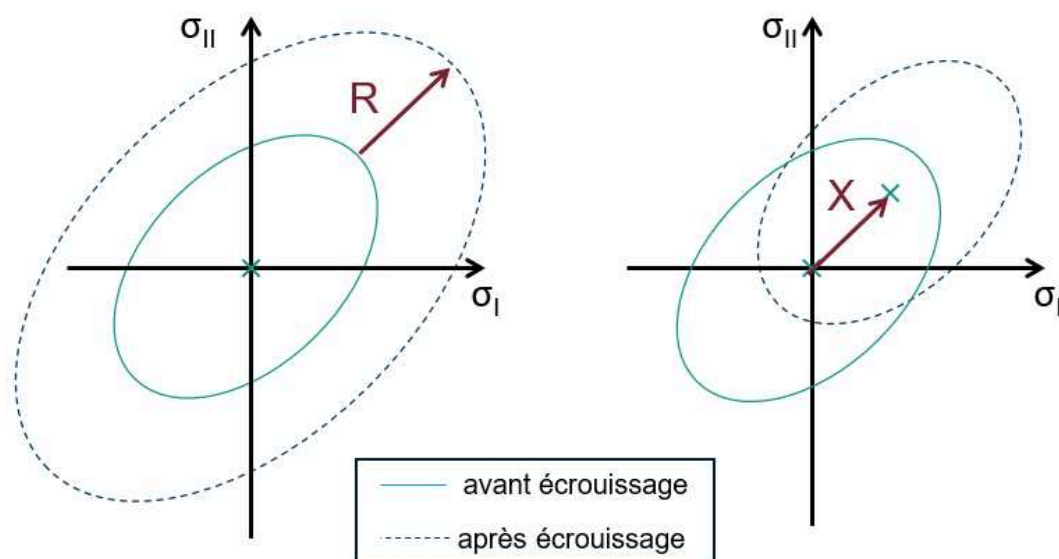


Figure 36 : Illustration de l'effet sur la surface seuil d'un écrouissage isotrope (à gauche) et d'un écrouissage cinématique (à droite)

2.1.1) Présentation des éprouvettes pour les essais TCD

Les essais sont réalisés sur des éprouvettes plates de section utile $10 \times 4 \text{ mm}^2$ dont les dimensions sont visibles sur la Figure 37. Les éprouvettes ont été découpées par électroérosion, tout d'abord sous forme d'éprouvettes de 24 mm d'épaisseur prélevées dans une tôle d'acier 80HLES de la même

épaisseur, puis tranchées par électroérosion en cinq éprouvettes de 4 mm d'épaisseur comme illustré sur la Figure 38. De ces cinq éprouvettes, deux éprouvettes (en bleu) sont identifiées comme un prélèvement en « peau » des tôles et trois éprouvettes (en rouge) comme un prélèvement « à cœur » des tôles.

Par ailleurs, des prélèvements d'éprouvettes dans 3 directions ont été effectués : 0° , 45° et 90° . Quinze éprouvettes ont donc été testées représentant chacune une combinaison des 3 directions et des 5 éprouvettes prélevées dans l'épaisseur.

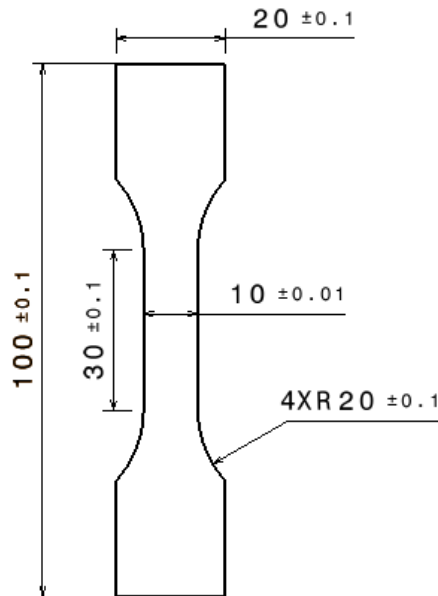


Figure 37 : Plan des éprouvettes servant aux essais de charge-décharge

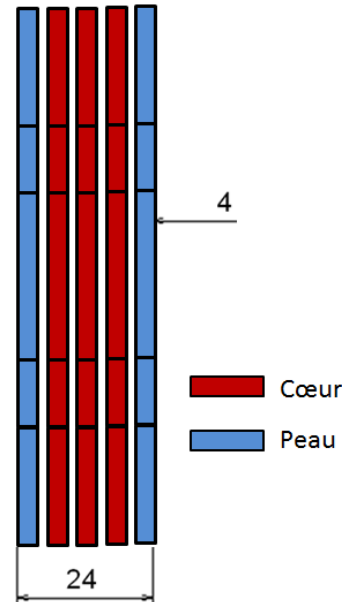


Figure 38: Plan de prélèvement des éprouvettes dans l'épaisseur de la tôle

2.1.2) Protocole de l'essai de traction avec charges-décharges

L'essai est piloté à une vitesse de déformation de 5.10^{-5} s^{-1} via un extensomètre et le logiciel LabVIEW® qui contrôle une machine servo-hydraulique Instron® 100 kN. En effet, le logiciel Instron® ne permet pas de piloter correctement cet essai car le module d'Young est recalculé après chaque inversion du signe de chargement. Le signe du chargement est, lui, inversé quand la déformation plastique est détectée, ce qui ne pourrait être intégré directement dans le logiciel Instron®.

Le protocole de l'essai de traction avec charges-décharges (TCD), illustré sur la Figure 39, est le suivant :

- début de l'essai en traction en imposant la vitesse de déformation et calcul du module d'Young à la charge E_c par régression linéaire entre 2 valeurs de contraintes définies par l'utilisateur ;
- calcul de la droite d'équation $E_c \cdot (\epsilon + \text{offset})$ où l'offset est le seuil à partir duquel est détectée la plasticité, fixé à $0,3 \epsilon_y$;
- lorsque le signe de l'équation $\sigma_{exp} - E_c \cdot (\epsilon + \text{offset})$ change, l'apparition de déformation plastique est détectée ;
- l'éprouvette est alors chargée jusqu'à un niveau de déformation plastique ϵ_p ;
- le signe de la rampe de déformation imposée est alors inversé et la décharge débute avec le calcul d'un nouveau module d'Young à la décharge E_d ;

- lorsque le signe de l'équation $\sigma_{exp} - E_d \cdot (\epsilon - offset)$ change, la limite d'élasticité en compression est détectée et la décharge est arrêtée ;
- les étapes précédentes sont renouvelées à partir du chargement obtenu à l'étape précédente pour le nombre de niveaux de déformation plastique désiré. Les modules d'Young E_c et E_d sont recalculés après chaque inversion du chargement.

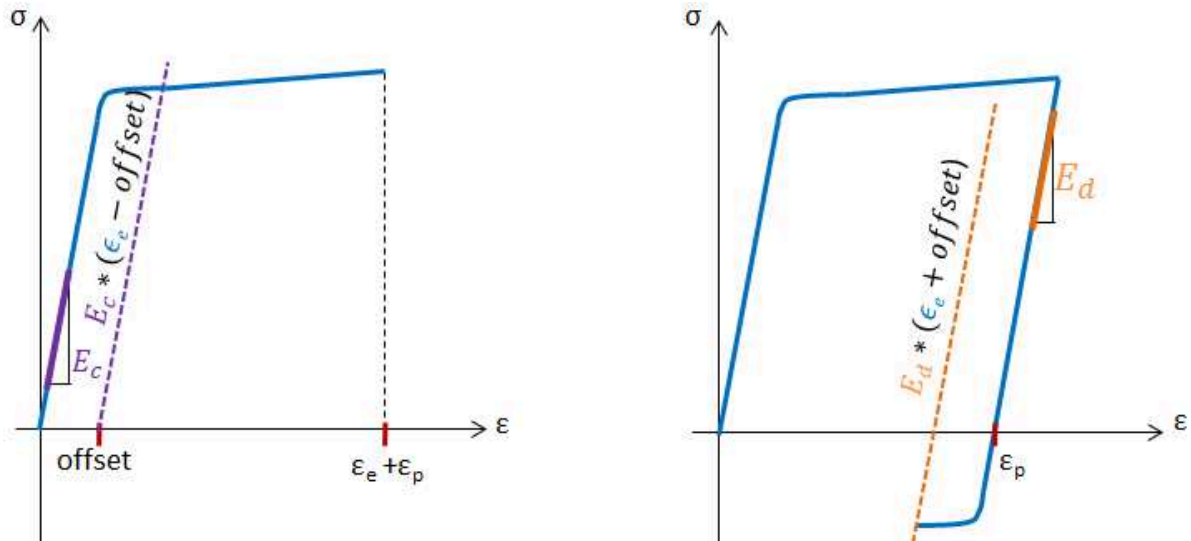


Figure 39 : Déroulement de la charge (à g.) et de la décharge (à d.)

2.1.3) Résultats des essais de traction avec charges-décharges

Les résultats de l'essai TCD pour une éprouvette située à cœur à 0° sont illustrés sur la Figure 40. Huit niveaux de déformations plastiques ont été étudiés, correspondant à la déformation mesurée à chacune des huit décharges.

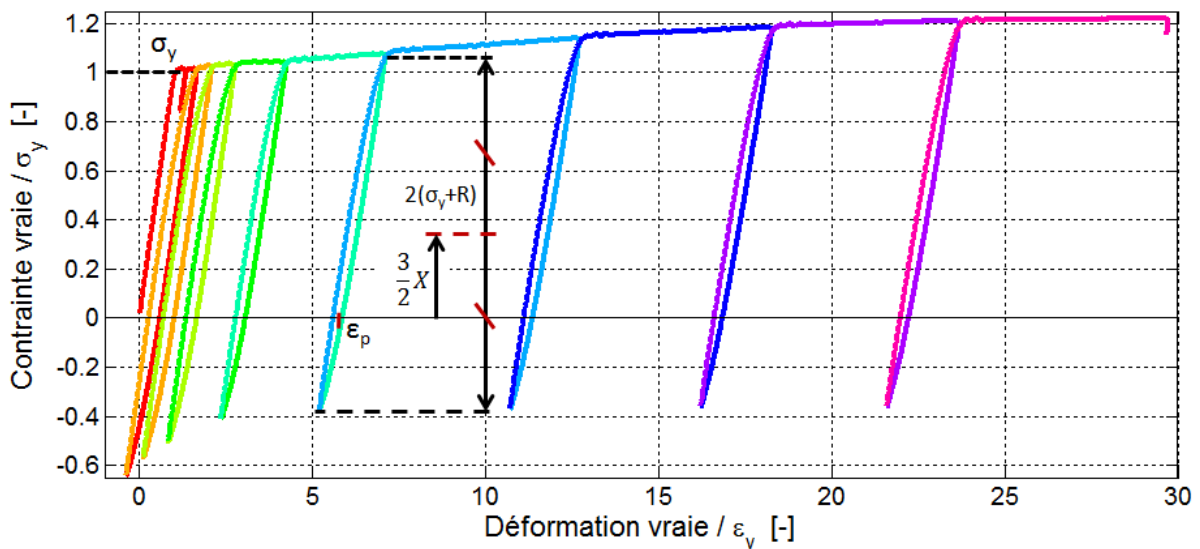


Figure 40 : Illustration de l'essai de charge-décharge sur éprouvette prélevée à cœur à 0°

2.1.3.1) Choix d'un compromis sur l'offset de post-traitement de l'essai TCD

Le post-traitement de l'essai conduisant à l'identification des écrouissages cinématique X et isotrope R est illustré sur la cinquième décharge. Il est important de noter que lors du post-traitement des données d'essais, l'offset permettant la détection de la limite d'élasticité σ_y à la charge comme à la

décharge peut être inférieur à celui de l'essai. Une diminution de l'offset permet une identification des écrouissages à de plus petits niveaux de déformation plastique. Cependant, en dessous d'un certain niveau, la dispersion augmente et les paramètres reflètent alors des mécanismes plastiques non-pertinents comme illustré sur la Figure 41.

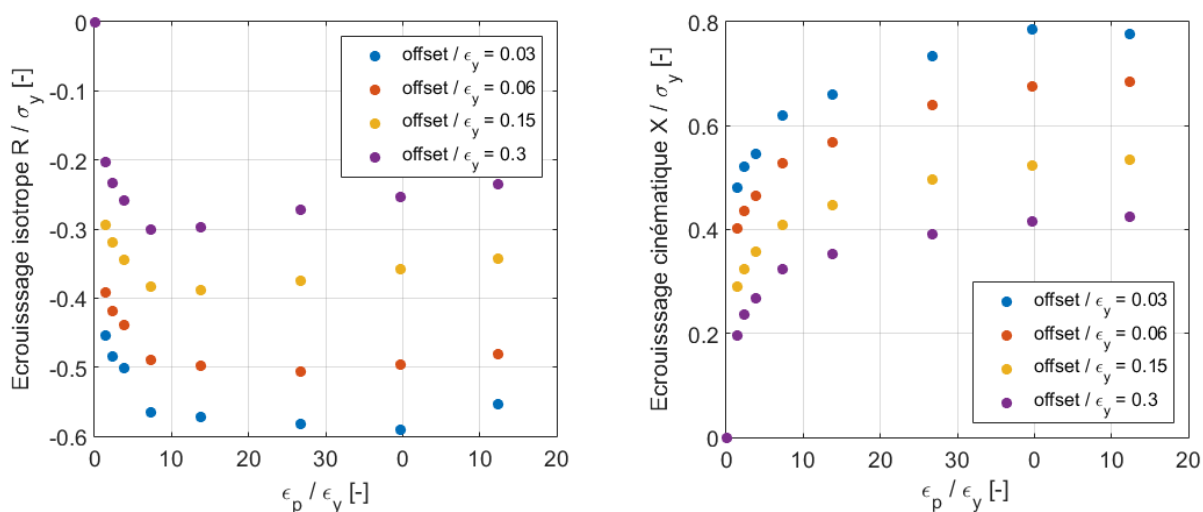


Figure 41 : Influence de l'offset sur la détermination expérimentale de l'écrouissage isotrope (à g.) et cinématique (à d.)

Dans cette étude, le compromis sur l'offset de post-traitement a été fixé à $0,06 \epsilon_y$ comme lors de l'identification du critère de Manson-Coffin-Basquin et permet de représenter des niveaux de plasticité plus petits que la limite conventionnelle de 0,2%. L'influence de cette valeur est discutée dans la section 2.4.4.3).

2.1.3.2) De l'absence des effets d'histoire des décharges lors de l'essai TCD

L'influence des décharges successives sur les suivantes a été évaluée sur un essai avec une seule décharge pour une éprouvette à cœur à 0° . La superposition des deux essais est visible sur la Figure 42. L'écart relatif des deux domaines élastiques lors de la dernière décharge est de 4,6%, ce qui est inférieur à l'écart-type relatif des quinze domaines élastiques évalués suivant le protocole complet (5,6%). La déformation plastique introduite lors de chaque décharge a donc un effet négligeable sur le domaine élastique devant l'incertitude intrinsèque de l'essai sur le matériau.

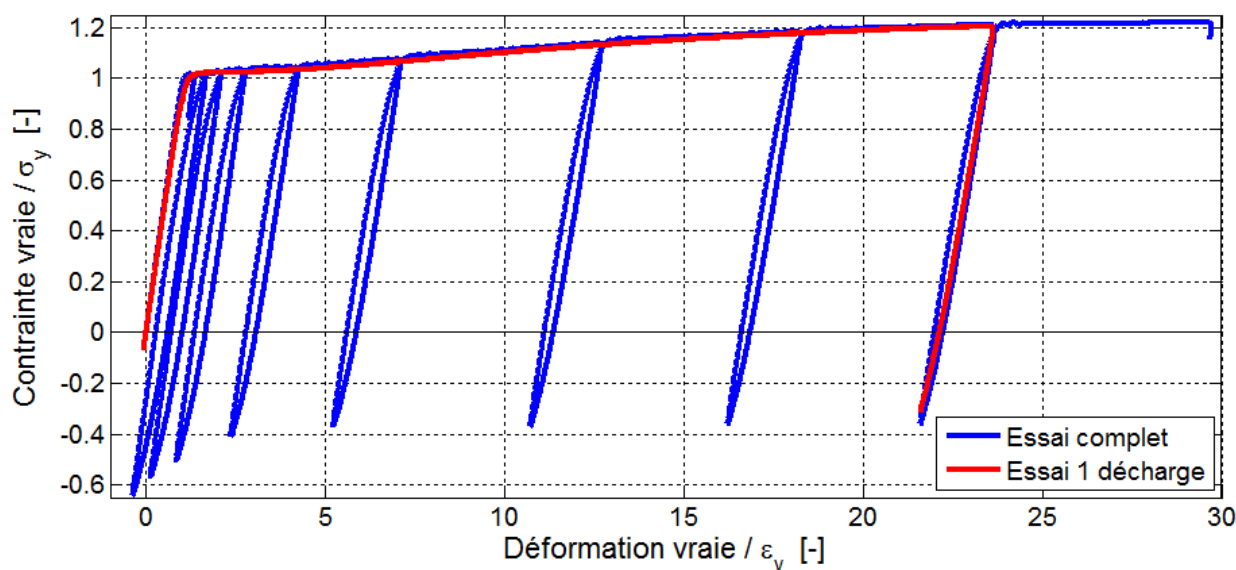


Figure 42 : Superposition de l'essai de référence à cœur à 0° avec celui ne comprenant qu'une décharge

2.1.3.3) Evolution des écrouissages lors de l'essai TCD

Les quinze courbes d'évolution de l'écrouissage cinématique et de la taille du domaine élastique sont visibles sur la Figure 43. L'écrouissage cinématique est croissant de manière non-linéaire puis, de manière linéaire à partir de $2 \varepsilon_y$. Le domaine d'élasticité, qui est directement lié à l'écrouissage isotrope diminue de manière non linéaire et se stabilise dès $3 \varepsilon_y$ à environ la moitié de sa taille initiale.

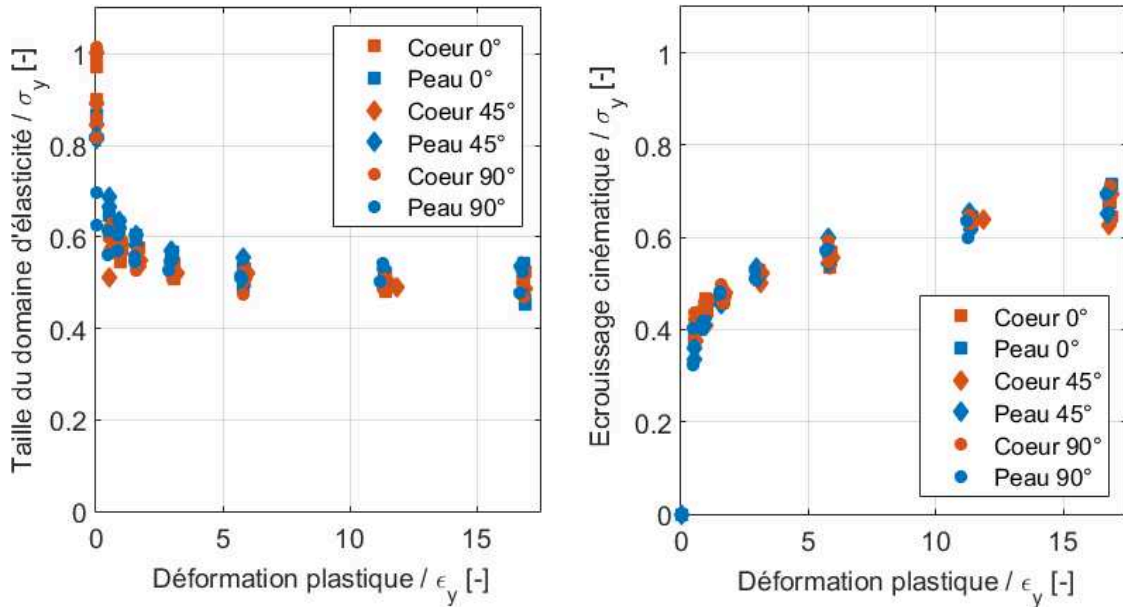


Figure 43 : Evolution de l'écrouissage cinématique (à g.) et de la taille du domaine (à d.) lors des essais CD

Les valeurs initiales de la taille du domaine d'élasticité pour chacune des six combinaisons position/orientation sont présentées dans le Tableau 4.

$\sigma/\sigma_y [-]$	0°	45°	90°
Cœur	0,96	0,91	0,90
Peau	0,86	0,82	0,66

Tableau 4 : Taille du domaine d'élasticité initial / σ_y

$E/E_0 [-]$	0°	45°	90°
Cœur	1,01	0,99	1
Peau	0,96	0,97	0,96

Tableau 5 : Module d'Young initial / E_0

Aucune différence significative de comportement n'a été notée suivant la direction de prélèvement des éprouvettes à cœur traduisant une faible anisotropie du matériau dans les directions longues de la tôle d'apport. Cela peut s'expliquer par le fait que la tôle a été laminée à chaud dans deux directions perpendiculaires, dans le but d'atténuer les effets d'anisotropie liés au laminage classique unidirectionnel. Par contre, un effet cœur/peau est bien visible puisque le domaine élastique initial est plus grand à cœur qu'en peau. Une anisotropie est également visible en peau. Cela peut éventuellement s'expliquer par le fait que le laminage introduit une pré-déformation plastique en peau, *i.e.* un pré-écrouissage, qui a pour conséquence d'entraîner une diminution de la taille du domaine initial sans modifier le comportement asymptotique du matériau.

2.1.3.4) Symétrie du comportement du matériau entre traction et compression

La symétrie initiale du domaine a également pu être vérifiée par un essai de compression avec charges-décharges (CCD), visible sur la Figure 44. L'essai a été réalisé à l'aide d'une machine de traction MTS® 250kN sur une éprouvette tubulaire afin de retarder le flambement. Cet essai a montré que le comportement du matériau est également symétrique au niveau de l'évolution des écrouissages comme le montre la Figure 45. Ce point est intéressant car dans la suite de cette étude,

tant pour l'introduction des contraintes résiduelles que pour la sollicitation cyclique en fatigue, le matériau sera chargé en traction mais également en compression.

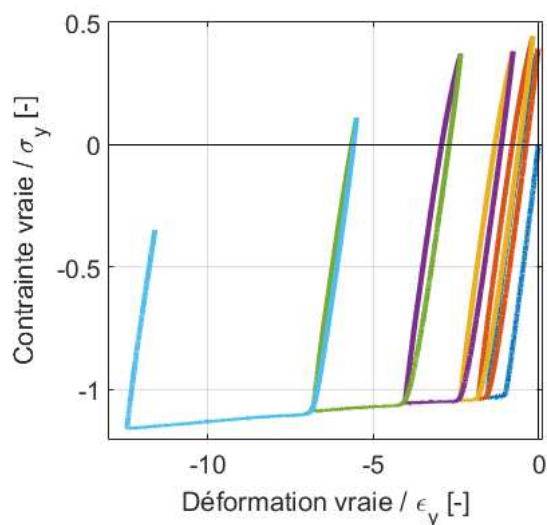


Figure 44 : Essai de compression avec charges-décharges réalisé sur éprouvette tubulaire

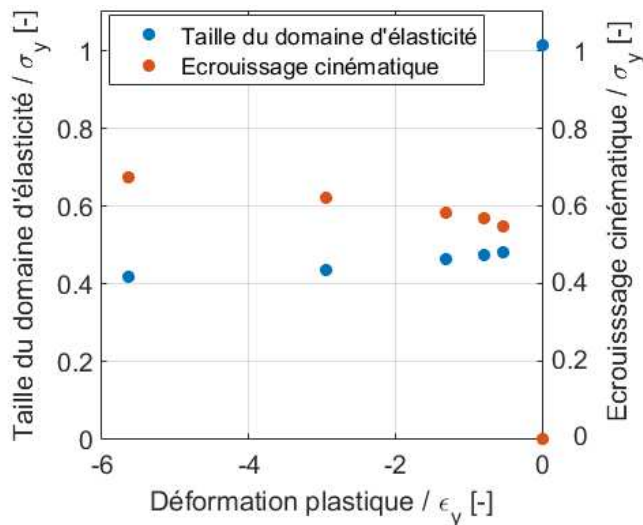


Figure 45 : Evolution de l'écrouissage cinématique et de la taille du domaine lors de l'essai de compression avec charges-décharges

2.1.3.5) Etude de la baisse du module d'Young avec la déformation plastique

Les valeurs de module d'Young pour les six combinaisons d'essai TCD sont présentées dans le Tableau 5. Comme le domaine d'élasticité, le module d'Young diminue également avec la déformation plastique. Ce phénomène, connu depuis plus d'un siècle [39], serait une conséquence de l'augmentation de la densité de dislocations [40]–[42] et apparaît fréquemment dans les matériaux métalliques [37], [43]–[49] avec une baisse pouvant aller jusqu'à 30% pour les aciers [50]. Ici, la baisse est de l'ordre de 12% à la fin de l'essai, comme l'illustre la Figure 46, qui inclue également les résultats de l'essai CCD.

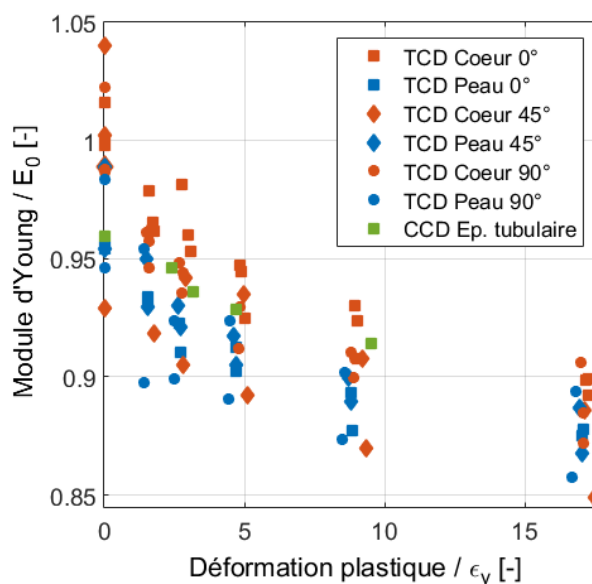


Figure 46 : Evolution du module d'Young à la décharge avec la déformation plastique lors des essais CD

2.1.3.6) Bilan des essais avec charges-décharges

Les essais TCD et CCD ont permis de mettre en évidence un certain nombre de caractéristiques de comportement de l'acier 80HLES. C'est un matériau isotrope donc le domaine initial est symétrique, *i.e.* il n'y a pas d'écrouissage cinématique initial. Les essais réalisés ont mis en évidence un effet cœur/peau sur la tôle de 24 mm. Par la suite, toutes les éprouvettes étudiées seront prélevées à cœur et seule la loi de comportement à cœur sera identifiée.

Ces essais TCD ont également permis de mettre en évidence un écrouissage cinématique non-linéaire et un écrouissage linéaire positif ainsi qu'un écrouissage isotrope non linéaire négatif. Un modèle mixte présenté par Chaboche [32] combinant deux écrouissages cinématiques de type Armstrong-Frederick (1966) [51] et un écrouissage isotrope tel qu'introduit par Voce (1955) [52] sont suffisants pour décrire l'essai TCD. Pour faciliter l'identification des paramètres, un troisième écrouissage cinématique non-linéaire sera cependant utilisé. Cette Loi de Comportement (LdC) du matériau sera nommée VAF dans ce travail pour Voce-Armstrong-Frederick. D'autres lois seront introduites ensuite après avoir montré l'insuffisance de cette loi pour la prévision des paramètres stabilisés servant au calcul des critères de durées de vie à l'amorçage sur les essais à déformation imposée du chapitre I.

2.2) Identification du modèle mixte Voce-Armstrong-Frederick

2.2.1) Présentation du modèle

Le modèle élasto-plastique utilisé est un modèle à multi-écrouissages [53]. Il convient de définir d'abord les équations de la partie élastique du modèle.

Le tenseur des déformations totales $\underline{\epsilon}$ est partitionné entre celui des déformations élastiques $\underline{\epsilon_e}$ et plastiques $\underline{\epsilon_p}$ suivant

$$\underline{\epsilon} = \underline{\epsilon_e} + \underline{\epsilon_p}. \quad 15$$

La loi de Hooke permet de lier le tenseur des contraintes $\underline{\sigma}$ aux déformations élastiques et s'écrit

$$\underline{\epsilon_e} = \frac{1 + \nu}{E} \underline{\sigma} - \frac{\nu}{E} \text{tr}(\underline{\sigma}) \underline{I}, \quad 16$$

où E et ν sont respectivement le module d'Young et le coefficient de Poisson du matériau. tr désigne la trace du tenseur et $\underline{I}$ est le tenseur identité.

Ces équations définissent le lien entre le tenseur des contraintes et celui des déformations tant que le chargement est élastique, *i.e.* tant que la surface seuil f n'est pas atteinte, *i.e.* tant que

$$f = J_2(\underline{\sigma} - \underline{X}) - \sigma_y - R \leq 0, \quad 17$$

où $\underline{X}$ est le tenseur d'écrouissage cinématique total, R est l'écrouissage isotrope total, σ_y est la limite d'élasticité du matériau. J_2 représente la norme au sens de von Mises donnée par

$$J_2(\underline{\sigma}) = \sqrt{\frac{3}{2} (\underline{\sigma} - \underline{X})^D : (\underline{\sigma} - \underline{X})^D}, \quad 18$$

où l'exposant D fait référence au déviateur du tenseur $(\underline{\sigma} - \underline{X})$ défini par

$$(\underline{\sigma} - \underline{X})^D = (\underline{\sigma} - \underline{X}) - \frac{1}{3} \text{tr}((\underline{\sigma} - \underline{X})) \underline{I}. \quad 19$$

Le taux de plasticité équivalent $\underline{dp}$ est défini par

$$\underline{dp} = \sqrt{\frac{2}{3} \underline{d\epsilon}_p : \underline{d\epsilon}_p}. \quad 20$$

Le taux d'écoulement $\underline{d\epsilon}_p$ est, lui, calculé à l'aide de la règle de normalité

$$\underline{d\epsilon}_p = \underline{dp} \frac{3}{2} \frac{(\underline{\sigma}^D - \underline{X})}{J_2(\underline{\sigma}^D - \underline{X})}. \quad 21$$

L'écrouissage cinématique total $\underline{X}$ est défini comme une somme de tenseurs d'écrouissages cinématiques $\underline{X}_i$.

$$\underline{X} = \sum_i \underline{X}_i. \quad 22$$

L'écrouissage cinématique est défini par son taux donné par le modèle d'Armstrong-Frederick [51]

$$\underline{\dot{X}} = \frac{2}{3} C \underline{\dot{\epsilon}}^p - \gamma \underline{X} \dot{p} \quad 23$$

où C est la constante de la partie linéaire et γ est la constante du terme de rappel de l'écrouissage cinématique.

Le taux d'écrouissage isotrope non-linéaire de Voce [52] s'écrit

$$\underline{\dot{R}} = b(Q - R) \dot{p} \quad 24$$

où Q est la valeur asymptotique de l'écrouissage isotrope, b le terme cinétique de l'écrouissage isotrope.

Le seul phénomène expérimental qui ne peut être pris en compte par les écrouissages est la baisse du module d'Young avec la déformation plastique qui peut être décrite par le modèle de Yoshida [54]

$$E = E_0 - (E_0 - E_a) [1 - \exp(-\xi \epsilon_0^p)] \quad 25$$

où E_0 est le module d'Young initial, E_a est la valeur stabilisée du module d'Young et ξ est le paramètre servant à calibrer la cinétique d'évolution du module d'Young. Les travaux de Yoshida [54] ayant pour application le pliage des tôles, il s'est intéressé à un unique cycle de précharge et le paramètre ϵ_0^p est donc le niveau de déformation plastique à la fin de la première charge.

Grâce aux essais cycliques, il est possible de montrer qu'il n'y a aucun effet de la plasticité cumulée sur la chute du module d'Young. En effet, comme illustré sur la Figure 47 pour un essai à déformation alternée d'amplitude $1,44 \epsilon_y$, le module d'Young baisse lors des premiers cycles, jusqu'à ce que le pilotage de l'essai soit stabilisé. A partir de là, le module d'Young ne varie plus de manière significative. Cette observation est valable sur tous les essais cycliques à déformation imposée. De plus, une faible ré-augmentation du module d'Young lors de l'ajout de déformation plastique en compression a été observée sur les essais TCD. Cela est cohérent avec le fait que, lors des essais cycliques, le module d'Young mesuré à la charge soit toujours supérieur à celui mesuré à la précédente décharge. Cette observation est consistante avec celles de différents auteurs [44], [45]

dont Yamaguchi [55] qui a aussi mis en évidence que la baisse du module de Young n'avait lieu que dans la direction dans laquelle le matériau avait été prédéformée, rendant ainsi le matériau anisotrope. Luo et Gosh [56] ont proposé un modèle permettant de traduire cette anisotropie basée sur le modèle d'endommagement de Lemaître et Desmorat [57], [58]. Toutefois, le fait que le module d'Young puisse être restauré par un traitement à basse température (100°C pendant 90h) [59] écarte l'hypothèse qu'un endommagement irréversible soit l'explication physique de ces observations.

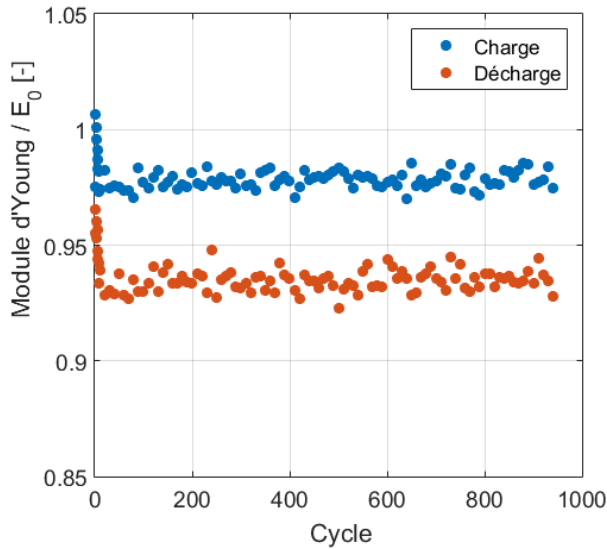


Figure 47 : Evolution des modules d'Young à la charge et à la décharge lors des 950 premiers cycles de l'essai en déformation alterné à $\epsilon_{amp} = 1,44 \epsilon_y$

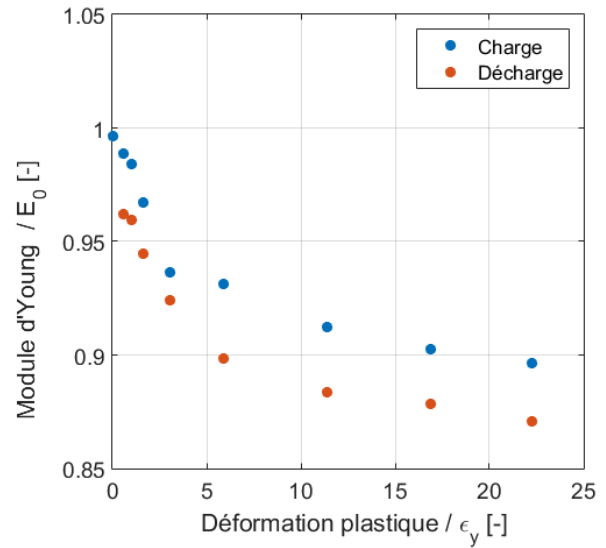


Figure 48 : Evolution des modules d'Young à la charge et à la décharge lors de l'essai TCD à cœur à 0°

Au vu des résultats, il a été choisi de considérer le maximum de la valeur absolue de la déformation plastique $|\epsilon^p|_{max}$. Cette variable d'histoire permet de rendre compte du caractère permanent de la chute du module d'Young et de la symétrie de cette évolution entre les domaines de la traction et de la compression, observée sur la Figure 46. Le léger regain de raideur qui apparaît quand le signe du chargement est inversé n'est pas considéré. Enfin, la formulation choisie ne tient pas compte d'un découplage entre les directions de sollicitations tel qu'observé par Yamaguchi car :

- Les essais nécessaires pour l'observer sur l'acier 80HLES n'ont pu être réalisés;
- Les chargements étudiés dans ce travail sont essentiellement uniaxiaux ;
- Le modèle d'élasticité utilisé est un modèle isotrope.

L'équation 25 est donc reformulée

$$E = E_0 - (E_0 - E_a)[1 - \exp(-\xi|\epsilon^p|_{max})]. \quad 26$$

La formulation proposée permet de mettre en avant la non-réversibilité du phénomène et l'absence d'influence de la plasticité cumulée observées lors des essais cycliques du premier chapitre. Elle ne permet ni de rendre compte d'une anisotropie, ni de la différence entre charge et décharge. Comme il sera montré par la suite, cette variation du module d'Young n'a pas d'influence significative sur la durée de vie à l'amorçage. Aussi, l'évolution du module d'Young ne sera pas prise en compte *in fine* dans le modèle d'amorçage. Il est cependant nécessaire de la modéliser afin de montrer son absence d'influence.

2.2.2) Proposition d'une procédure d'identification séquentielle

2.2.2.1) Identification des paramètres élastiques

Le module d'Young initial E_0 est identifié par régression linéaire entre 10 et 30 % de la limite d'élasticité σ_y à la première charge. Cette dernière est déterminée avec un offset de $0,06 \epsilon_y$. Cette limite est plus basse que la norme du $R_{p\ 0,2\%}$ et a pour intérêt de détecter la plasticité plus rapidement et ainsi de permettre une meilleure représentation de la plasticité lors d'essais cycliques de faible amplitude. La valeur asymptotique du paramètre E_a et celle du paramètre cinétique ξ sont identifiées sur la Figure 46. La Figure 49 montre le résultat de l'identification sur les essais cycliques à déformation imposée, sur un essai de compression avec charges-décharges (CCD) ainsi que sur un essai de traction avec charges-décharges (TCD) de référence, *i.e.* à cœur à 0° .

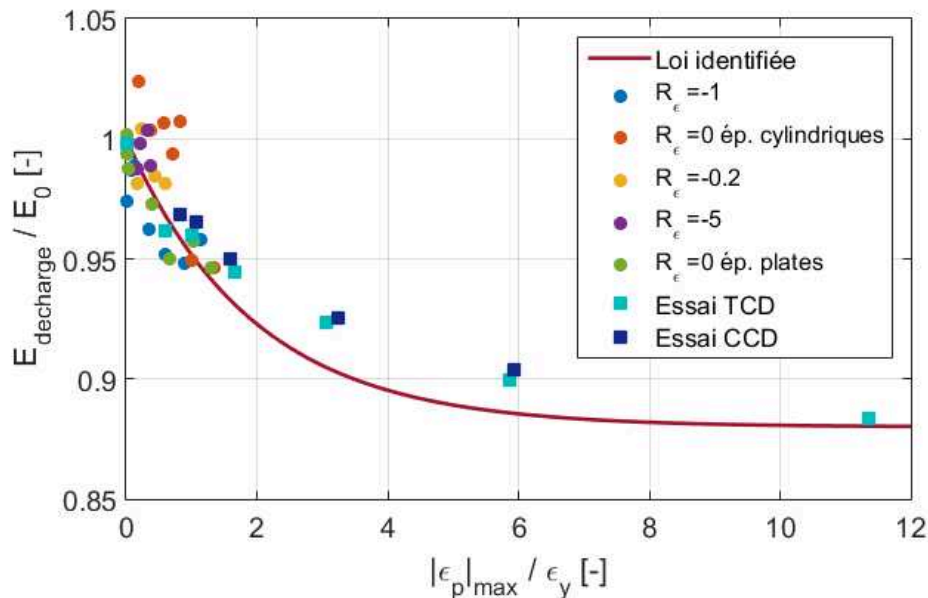


Figure 49 : Corrélation entre la loi identifiée pour l'évolution du module d'Young et celle observée lors de essais de traction avec charges-décharges (TCD), de compression avec charges-décharges (CCD) et lors de des essais cycliques à déformation imposée pour différents rapports de charge

2.2.2.2) Identification des écrouissages

Trois écrouissages cinématiques vont être identifiés. Le premier écrouissage identifié, l'écrouissage cinématique linéaire X_2 , ne nécessite qu'un seul paramètre C_2 . Ce coefficient doit être identifié comme étant la pente de la partie linéaire de la courbe de traction dans le domaine plastique.

L'écrouissage non-linéaire X_1 a deux paramètres : C_1 et γ_1 . Le rapport C_1/γ_1 , qui est la valeur asymptotique de l'écrouissage, est estimé par la différence entre la courbe de traction dans le domaine plastique et la droite d'équation $\sigma_y + \gamma_2 \epsilon_p$. Le paramètre γ_1 , qui influe sur la cinétique de l'écrouissage, est ensuite optimisé afin que l'allure de la courbe d'écrouissage corresponde à l'écrouissage mesuré expérimentalement lors des essais avec charges-décharges.

L'écrouissage isotrope R_1 mesuré expérimentalement est identifié grâce au modèle de Voce. Le paramètre Q_1 est identifié comme étant la valeur asymptotique de l'écrouissage isotrope. Le paramètre b_1 est optimisé de manière à représenter correctement l'évolution de l'écrouissage isotrope en fonction de la déformation plastique.

Comme l'ajout de cet écrouissage isotrope a modifié le comportement en traction du matériau, il est alors nécessaire de le compenser par un troisième écrouissage cinématique supplémentaire pris tel que $\gamma_3 = b_1$ et $C_3 = -b_1 * Q_1$.

Les paramètres obtenus sont présentés dans le Tableau 6. Il a été choisi de ne pas prendre en compte la baisse du module d'Young identifiée. La très faible influence de cette évolution sur les essais cycliques, qui justifie de ne pas la prendre en compte, sera montrée dans la section 2.4.4.3).

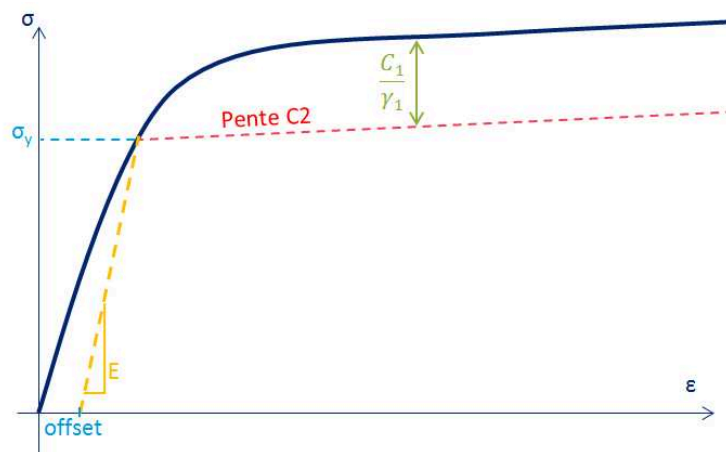


Figure 50 : Identification de l'écrouissage cinématique

Comportement	Paramètre	Valeur	Identification
Elastiques	σ_y/σ_y	1	Figure 40
	E_0/E_0	1	
	ν	0,3	Littérature
Ecrouissage cinématique non-linéaire X1	C_1/σ_y	85,7	Figure 40
	γ_1	5000	
Ecrouissage cinématique linéaire X2	C_2/σ_y	3,14	
	γ_2	0	
Ecrouissage cinématique non-linéaire X3	C_3/σ_y	500	$-b_1 * Q_1$
	γ_3	1000	$= b_1$
Ecrouissage isotrope non-linéaire R1	b_1	1000	Figure 43
	Q_1	-0,5	

Tableau 6 : Paramètres de la loi de comportement VAF 80HLES

La comparaison de l'essai de traction simulé à l'aide de la loi identifiée, sur les données expérimentales d'écrouissages isotrope et cinématique est présentée sur la Figure 51. Une très bonne corrélation entre les essais et la loi de comportement peut être observée montrant la pertinence de la loi choisie couplée à la procédure d'identification séquentielle décrite.

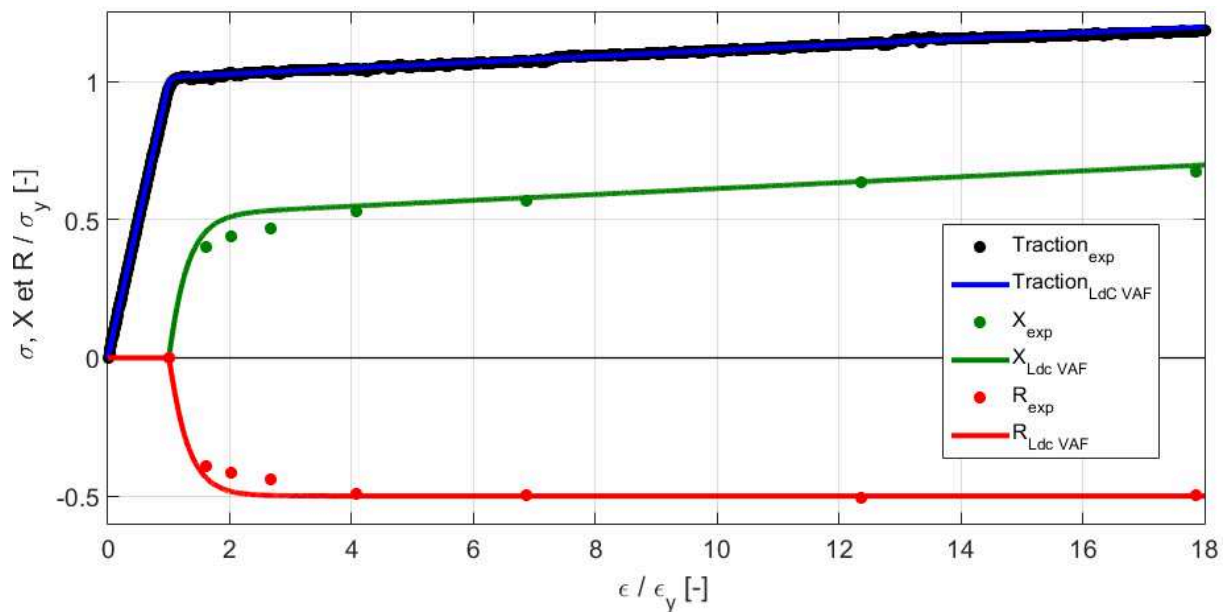


Figure 51 : Comparaison des données expérimentales avec la LdC VAF des courbes de traction et d'écroutissages

La loi de comportement identifiée de manière séquentielle sur la base des essais de traction avec charges-décharges permet de représenter correctement cet essai monotone. Cependant, l'objectif étant la prévision du comportement cyclique du matériau, il est important de valider ces résultats sur les essais à déformation cyclique déjà réalisés pour l'identification du critère d'amorçage.

2.3) Contraintes moyennes lors d'essais à déformation cyclique répétée

2.3.1) Essais cycliques en traction répétée par paliers

Les essais à déformation cyclique répétée ont été réalisés pour des amplitudes supérieures à $\epsilon_y/2$. Des essais à de plus faibles amplitudes ont été effectués sur une éprouvette identique à celle utilisée pour les essais de traction avec charges-décharges. Le premier essai a été effectué pour la plus faible amplitude de déformation ($\epsilon_a = 0,13 \epsilon_y$) jusqu'à stabilisation de la contrainte moyenne, qui est obtenue lorsque la contrainte moyenne ne varie pas de plus de 0,2 MPa par cycle. L'éprouvette est alors chargée avec une amplitude plus importante jusqu'à obtenir de nouveau une stabilisation de la déformation moyenne et ainsi de suite jusqu'au niveau le plus important. Cette procédure permet d'obtenir le comportement stabilisé pour une gamme de chargements plus étendue avec une seule éprouvette.

Les cinétiques de stabilisation de la contrainte moyenne lors de ces essais et les boucles d'hystérésis, sont visibles respectivement sur la Figure 52 et la Figure 53. La stabilisation est obtenue au bout de quelques cycles pour les plus faibles niveaux de chargement qui sont élastiques et en quelques dizaines de cycles pour les niveaux de chargement les plus élevés.

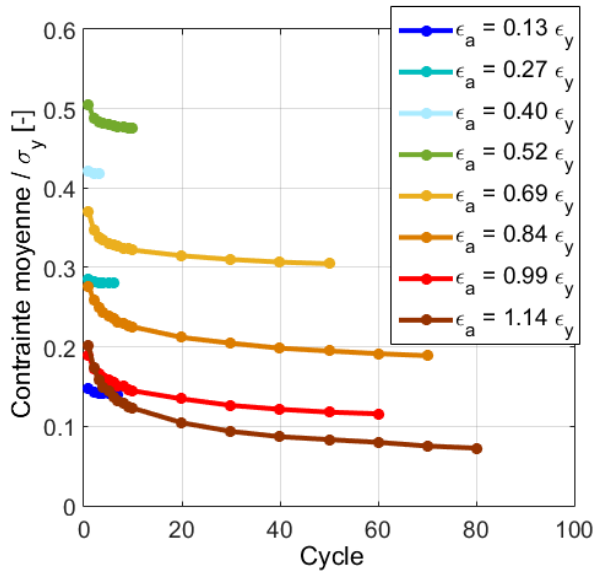


Figure 52 : Stabilisation de la contrainte moyenne lors des essais à $R_\epsilon = 0$ sur éprouvettes plates

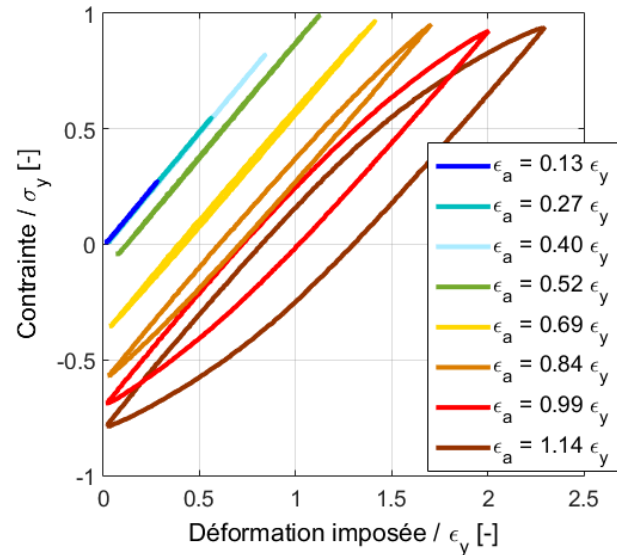


Figure 53 : Boucles stabilisées des essais à $R_\epsilon = 0$ sur éprouvettes plates

Les essais cycliques sur éprouvettes plates ont permis d'observer une différence sur la courbe des contraintes moyennes stabilisées visibles sur la Figure 54 par rapport à celles obtenues lors des essais sur éprouvettes cylindriques. Les courbes d'amplitudes de contraintes stabilisées, visibles également sur la Figure 54, sont cependant identiques. Cela peut s'expliquer par le changement de critère de stabilisation puisque les données utilisées pour les éprouvettes cylindriques sont les boucles obtenues à la moitié de la durée de vie de l'éprouvette tandis qu'un critère sur la variation de la contrainte moyenne a été utilisé pour les éprouvettes plates. Un adoucissement à long terme lors des essais cycliques ayant été identifié (Figure 22), il permet d'expliquer la raison pour laquelle la contrainte moyenne est plus élevée sur les boucles stabilisées après quelques dizaines de cycles que sur celles relevées à $N_a/2$ sans que les amplitudes de contraintes stabilisées ne changent. Malgré cette différence quantitative, les essais par amplitudes croissantes sur éprouvette plate permettent de dresser l'allure complète de la courbe d'évolution des contraintes stabilisées avec une seule éprouvette.

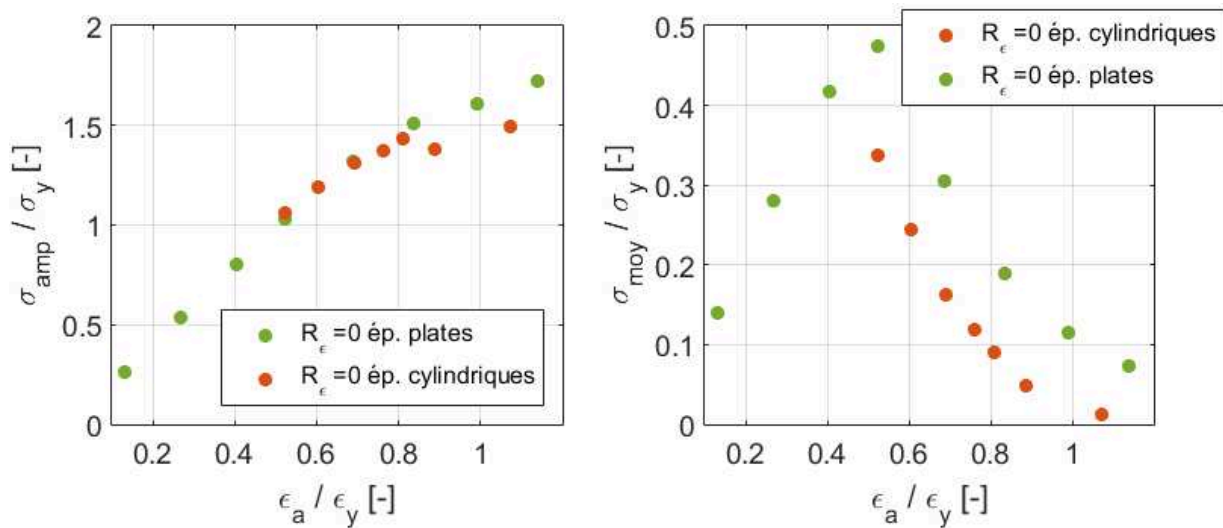


Figure 54 : Amplitudes de contrainte stabilisées (à gauche) et contraintes moyennes stabilisées en fonction de l'amplitude de déformation imposée pour des essais à $R_\epsilon=0$

La courbe d'évolution de la contrainte moyenne peut être divisée en trois parties :

- la première partie est linéaire croissante et représente des essais avec boucles d'hystérésis adaptées et des niveaux de sollicitations élastiques ;
- au-delà de $\epsilon_y/2$, la contrainte moyenne stabilisée décroît ;
- enfin, au-delà de ϵ_y , la contrainte moyenne est presque entièrement relâchée.

Ces nouvelles données vont servir à valider ou invalider les prévisions des paramètres stabilisés obtenus par la loi de comportement, *i.e.* la prévision des contraintes moyennes et maximales stabilisées.

2.3.2) Prévisions des contraintes moyennes par la loi de comportement VAF

Afin d'obtenir les contraintes moyennes et maximales stabilisées, la loi de comportement est intégrée suivant un trajet de chargement à $R_\epsilon = 0$, jusqu'à obtention du critère de stabilisation, qui est une variation inférieure à 0,2 MPa de la contrainte moyenne entre 2 cycles. Les valeurs de contraintes moyennes et maximales stabilisées obtenues par cette méthode sont visibles sur la Figure 55.

Si le comportement est bien décrit jusqu'à une amplitude de déformation imposée de $0,7 \epsilon_y$, une chute soudaine de la contrainte moyenne est ensuite observée jusqu'à une valeur nulle. La contrainte maximale enregistre également une forte baisse avant de croître jusqu'aux alentours de $1,2 \epsilon_y$ où les prévisions de contraintes moyennes et maximales redeviennent alors correcte. Cette chute brutale apparaît lorsque le niveau de déformation imposée entraîne une plastification à la décharge. En dessous, il y a adaptation dès la première décharge, qu'il y ait eu apparition de plasticité à la première charge ou non. A partir du moment où il y a de la plasticité lors de la décharge, la courbe ne se stabilisera que lorsque l'écrouissage isotrope sera saturé. Ceci entraîne alors la relaxation complète de la contrainte moyenne.

Ce décrochage a pour conséquence la forme en « Z » des courbes de durée de vie prévues par les critères de Morrow et de SWT, visible sur la Figure 56. Les contraintes moyennes prévues étant positives, le critère de Morrow et le critère de Morrow modifié sont équivalents.

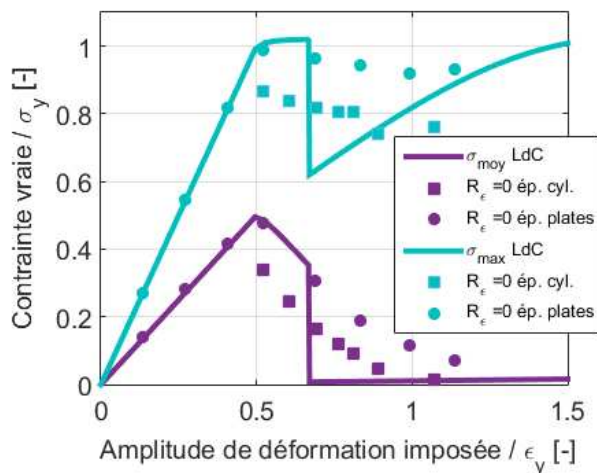


Figure 55 : Prévisions de contraintes stabilisées pour des essais à $R_\epsilon = 0$ avec la loi VAF

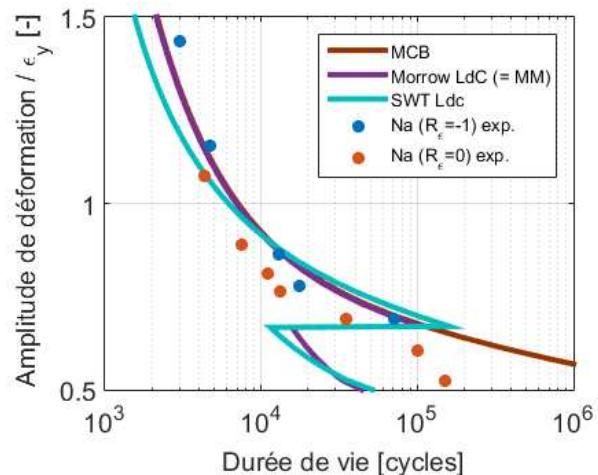


Figure 56 : Prévision de durées de vie pour des essais à $R_\epsilon = 0$ avec la loi VAF

Dû au décrochage des contraintes moyennes et maximales autour de $0,7 \epsilon_y$, les critères proposés ne sont pas capables de prendre en compte l'effet du rapport de déformation sur la durée de vie via la loi de comportement VAF pour des déformations imposées comprises entre $0,7 \epsilon_y$ et $1,2 \epsilon_y$, qui correspondent expérimentalement à des durées de vie appartenant au domaine de la fatigue

oligocyclique. Si la loi de comportement VAF permet bien de décrire l'évolution des écrouissages liée à un chargement cyclique, elle ne permet pas de prévoir l'évolution cyclique du domaine élastique pour les niveaux de chargement correspondants aux durées de vie ciblées dans cette étude. Un enrichissement de la loi par des écrouissages à seuil est donc proposé.

2.4) Enrichissement de la loi de comportement avec des écrouissages à seuil

2.4.1) Inconvénient d'un écrouissage cinématique classique

Un modèle avec écrouissage cinématique linéaire, tel que celui proposé par Präger ne permet pas la relaxation de la contrainte moyenne observée sur les essais à $R_e = 0$. Un modèle avec écrouissage cinématique non-linéaire tel que proposé par Armstrong-Frederick ne permet, quant à lui, qu'une relaxation complète de la contrainte moyenne [37].

Pour illustrer cet effet, trois lois de comportement fictives sont utilisées. Leurs paramètres sont visibles dans le Tableau 7. La première comporte un simple écrouissage cinématique linéaire tandis que les deux suivantes, ont un écrouissage cinématique non-linéaire avec une même valeur à saturation C_1/γ_1 . Cependant, la dernière loi ayant une cinétique cent fois plus rapide que la deuxième, seules les deux premières lois décrivent la même courbe de traction jusqu'à 1% comme le montre la Figure 57.

Loi	σ_y [MPa]	E_0 [MPa]	C_1 [MPa]	γ_1 [-]
Test 1	500	200000	20000	0
Test 2	500	200000	20000	100
Test 3	500	200000	2000000	10000

Tableau 7 : Paramètres des trois lois tests

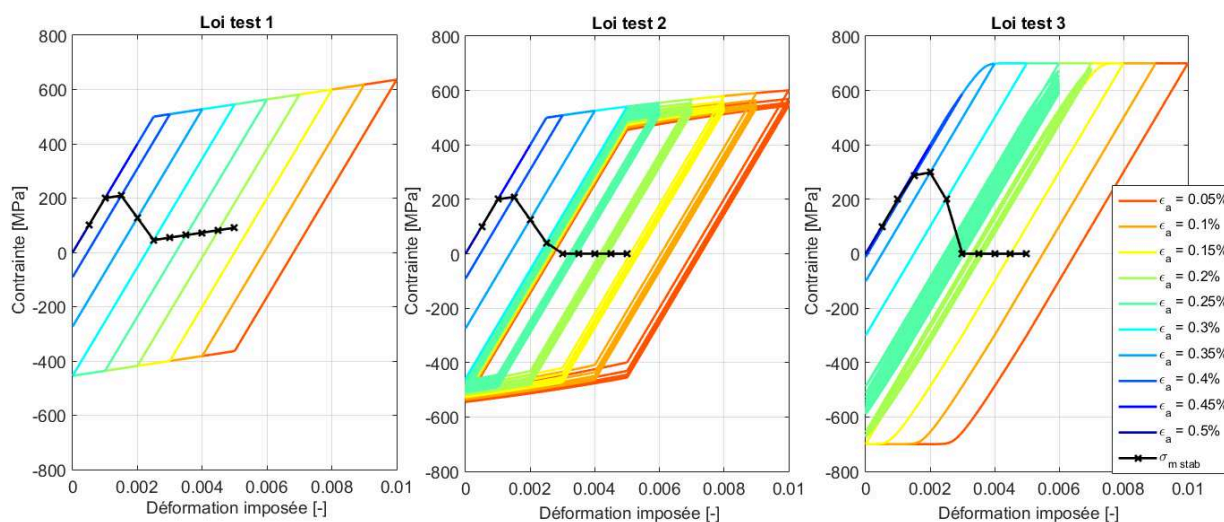


Figure 57 : Essais cycliques à déformation répétée en traction avec les trois lois tests proposées

La loi test 1 montre clairement qu'un écrouissage cinématique linéaire ne permet pas de rendre compte d'une relation de la contrainte moyenne lors d'essais en traction répétée. La deuxième et la troisième loi montrent qu'un écrouissage cinématique non-linéaire permet d'obtenir une relaxation de la contrainte moyenne pour les hauts niveaux de chargement mais uniquement sur les essais où une déformation plastique est observée lors de la première décharge. Il y a alors stabilisation de la boucle avec une valeur de contrainte moyenne nulle. Il est donc impossible avec une telle loi

d'obtenir une relaxation partielle de la contrainte moyenne, telle qu'observée dans la gamme de déformations conduisant à des durées de vie de 10^4 à 10^5 cycles (cf. Figure 56).

2.4.2) Formulation des écrouissages à seuil

Chaboche [60] a proposé en 1991 une formulation d'écrouissage cinématique permettant d'avoir un écrouissage linéaire tant qu'il ne dépasse pas une valeur seuil X_{lim} , en annulant le terme de rappel puis non-linéaire au-delà. Comme il sera montré ensuite, cette formulation permet de contrôler la relaxation de la contrainte moyenne en fonction de la valeur du seuil. Elle s'écrit

$$\dot{\underline{X}} = \frac{2}{3} C \dot{\underline{\epsilon}}^p - \gamma \left\langle 1 - \frac{X_{lim}}{\|\underline{X}\|} \right\rangle \underline{X} \dot{p}. \quad 27$$

L'opérateur $\langle . \rangle$ se réfère à la partie positive d'un nombre et est défini par

$$\langle A \rangle = \begin{cases} A & \text{si } A > 0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}. \quad 28$$

La norme d'un tenseur est définie là aussi comme étant le deuxième invariant du déviateur du tenseur des contraintes. Le tenseur d'écrouissage cinématique étant déviatorique, la norme de l'écrouissage cinématique devient

$$\|\underline{X}\| = \sqrt{\frac{3}{2} \underline{X} : \underline{X}}. \quad 29$$

Afin de conserver le processus d'identification proposé, cette formulation est utilisée uniquement pour le dernier écrouissage cinématique qui se compense avec un écrouissage isotrope. Il est possible de reformuler l'écrouissage isotrope du modèle de Voce de manière similaire

$$\dot{R} = b(Q - \langle |R| - R_{lim} \rangle) \dot{p}. \quad 30$$

où R_{lim} est la valeur seuil de l'écrouissage isotrope fixée égale à X_{lim} .

La valeur à saturation de l'écrouissage isotrope du modèle de Voce utilisé dans la LdC VAF est $Q_{sat} = Q_1$. Afin de respecter cette valeur expérimentale, la valeur asymptotique de l'écrouissage isotrope de la LdC à seuil $Q_{1\text{seuil}}$ doit respecter

$$Q_{sat} = Q_{1\text{seuil}} - R_{lim}. \quad 31$$

Afin de respecter le principe de la méthodologie d'identification séquentielle présentée dans ce chapitre, qui a pour intérêt d'être robuste et rapide, il a été choisi de se limiter à une seule paire d'écrouissages à seuil : un cinématique et son pendant isotrope. La valeur du seuil de chacun de ces écrouissages est prise égale afin qu'ils se compensent mutuellement sur une courbe de traction :

$$X_{lim} = R_{lim}. \quad 32$$

2.4.3) Influence de l'écrouissage à seuil sur la courbe d'évolution de la contrainte moyenne

2.4.3.1) Présentation de l'allure de la courbe de la contrainte moyenne stabilisée

La partie qui suit a pour objectif d'établir de manière analytique l'allure de la courbe de la contrainte moyenne. Pour cela, et comme le matériau présente un comportement quasiment « plastique parfait », seuls un écrouissage cinématique à seuil et un écrouissage isotrope à seuil sont considérés et l'évolution du module d'Young n'est pas prise en compte. La valeur à saturation de l'écrouissage isotrope Q_{sat} est partitionnée équitablement entre $Q_{1\text{ seuil}}$ et $R_{lim\ 1}$. Les paramètres obtenus arbitrairement à des fins d'illustrations, de cette loi « plastique parfait » sont présentés dans le Tableau 8 et les résultats sur les données issues des essais avec charges-décharges sont présentés sur la Figure 58.

Nom	Paramètre	Loi à seuil arbitraire
Paramètres élastiques	σ_y/σ_y	1
	E_0/E_0	1
	ν	0,3
Ecrouissage cinématique non-linéaire à seuil X1	C_1/σ_y	250
	γ_1	1000
	$X_{lim\ 1}/\sigma_y$	0,25
Ecrouissage isotrope non-linéaire à seuil R1	b_1	1000
	Q_1/σ_y	-0,25
	$R_{lim\ 1}/\sigma_y$	0,25

Tableau 8 : Paramètres de la loi à seuil exemple

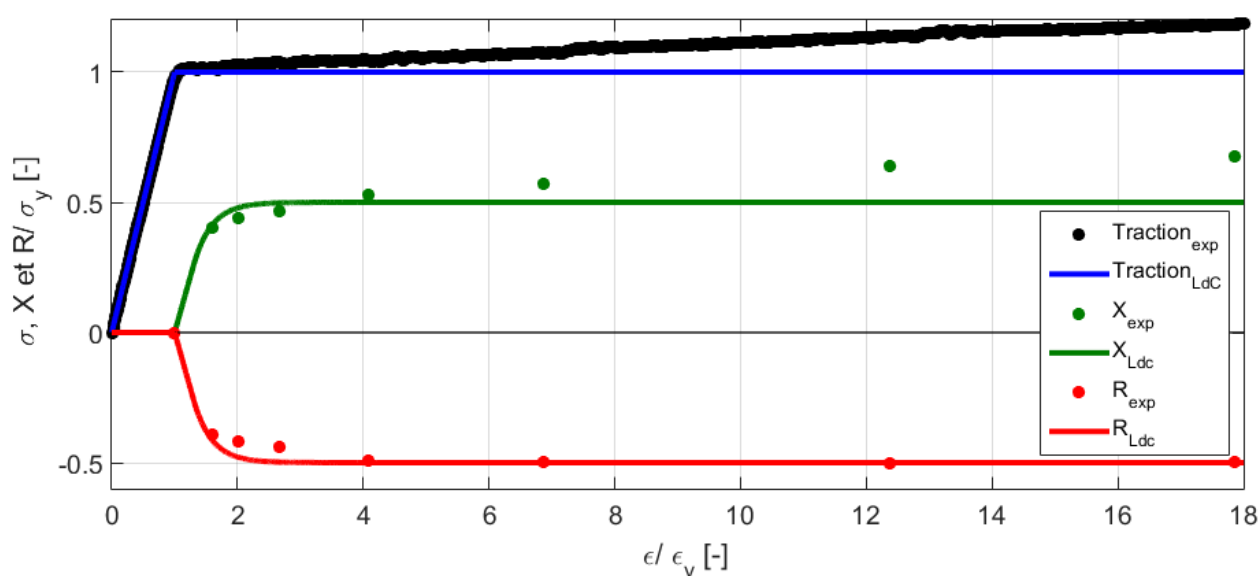


Figure 58 : Illustration de la loi à seuil exemple

Cette loi ne servira qu'à illustrer l'effet du seuil sur la prévision des essais à déformation répétée ($R_{\epsilon}=0$). Il est possible d'obtenir les courbes visibles sur la Figure 59 pour quatre niveaux de chargement. Ces niveaux sont les valeurs limites correspondants aux quatre régimes qui régissent l'allure de la courbe de la contrainte moyenne stabilisée correspondante tracée en violet.

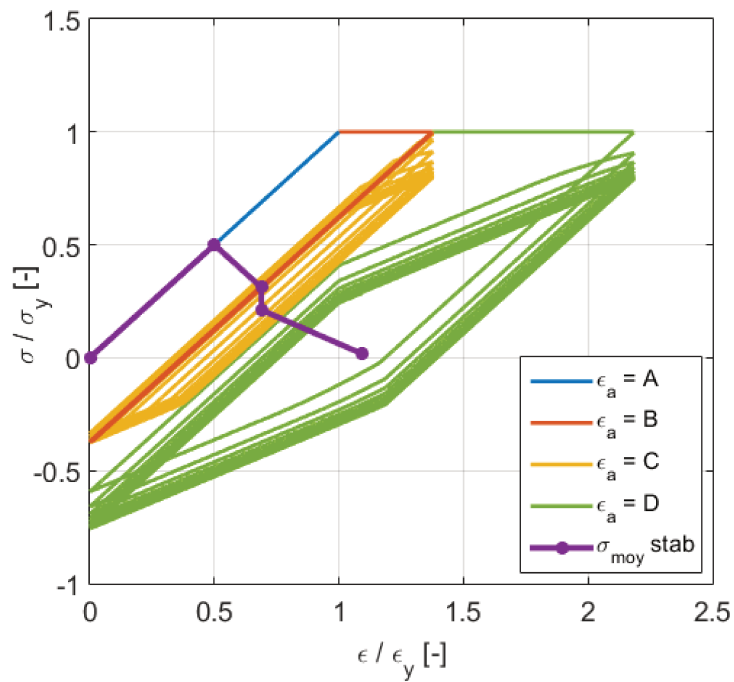


Figure 59 : Courbes analytiques à $R_e=0$ pour quatre niveaux de chargements ($X_{lim}=0,25 \sigma_y$)

L'allure schématique de cette même courbe de relaxation de la contrainte moyenne représentée sur la Figure 60. Les courbes d'essais jusqu'à stabilisation aux points A, B, C et D correspondent à ceux de la Figure 59.

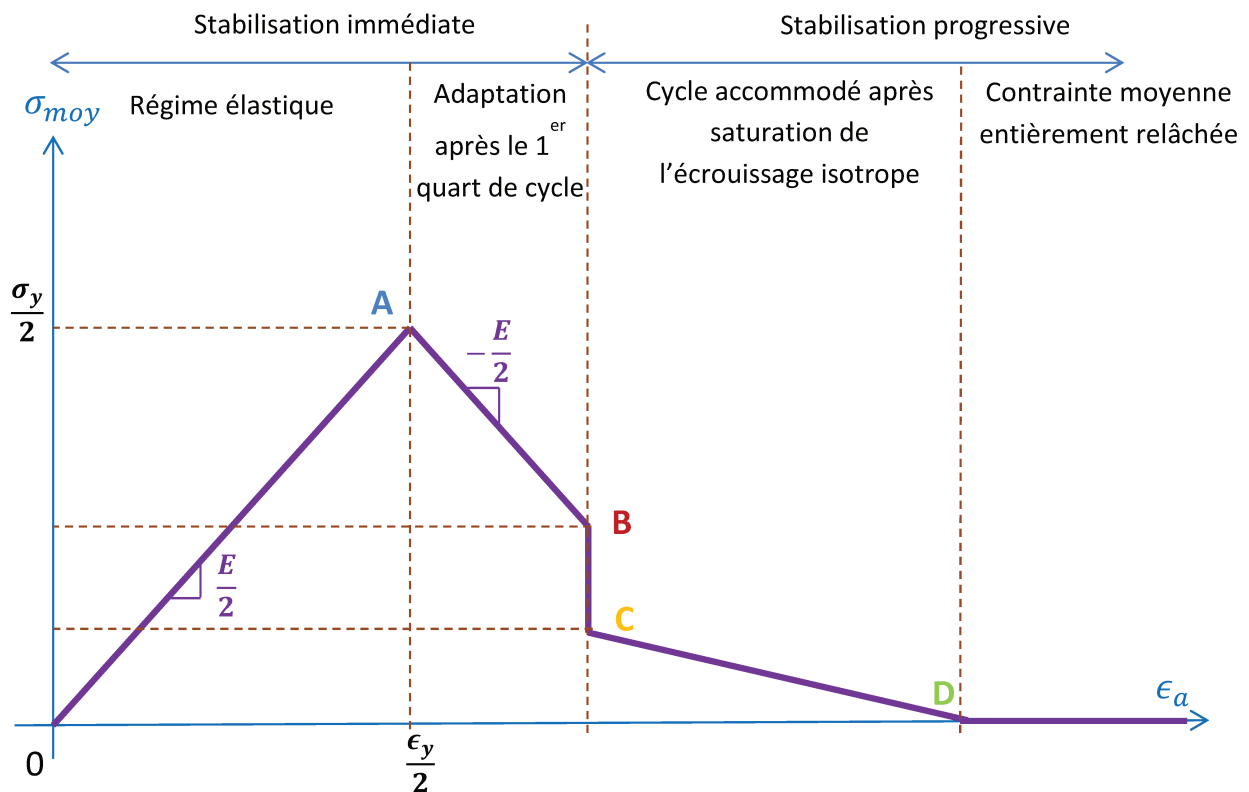


Figure 60 : Allure théorique de la contrainte moyenne stabilisée en fonction de l'amplitude de contrainte imposée pour des essais à $R_e=0$ sous hypothèse plastique parfait

2.4.3.2) Détermination des coordonnées du point A

La première partie de la courbe de la contrainte moyenne stabilisée [0A] correspond au régime élastique. La stabilisation est immédiate et la contrainte moyenne vaut la moitié de la contrainte maximale. Ce régime est valable jusqu'à ce que la déformation maximale soit égale à

$$\epsilon_{maxA} = \frac{\sigma_y}{E} = \epsilon_y. \quad 33$$

La contrainte moyenne vaut alors

$$\sigma_{moyA} = \frac{\sigma_y}{2}. \quad 34$$

Au-delà, la contrainte moyenne stabilisée diminue. En effet, la contrainte maximale ne peut plus augmenter car le matériau est « plastique parfait » alors que la contrainte minimale devient négative. Dans un premier temps, il n'y a pas de plasticité à la décharge, mais seulement à la charge. Le cycle est alors adapté dès la première décharge. Ceci est vrai jusqu'au point B.

2.4.3.3) Détermination des coordonnées du point B

Au-delà du point B, il y a apparition de plasticité à la décharge. L'écrouissage isotrope entraîne une évolution de la taille du domaine lors de la décharge qui entraîne une nouvelle apparition de plasticité lors de la charge suivante. La contrainte moyenne continue d'évoluer, par l'apparition de plasticité à la charge et à la décharge, et ce tant que l'écrouissage isotrope n'est pas saturé et que l'écrouissage cinématique reste linéaire.

Il y a donc, tout de suite après le point B, une forte diminution de la contrainte moyenne stabilisée, qui est représentée par le point C de la courbe. Au-delà du point C, la contrainte moyenne stabilisée diminue de manière linéaire avec l'amplitude de déformation imposée jusqu'à atteindre une valeur nulle au point D.

Si le paramètre X_{lim} était égal à 0, ce qui équivaut à l'écrouissage cinématique proposé par Armstrong-Frederick, la contrainte moyenne stabilisée au point C aurait également une valeur nulle. Le paramètre X_{lim} permet donc de réduire la discontinuité de la courbe de la contrainte moyenne stabilisée en fonction de la déformation imposée lors de l'essai à $R_e=0$ qui apparaît lorsque le niveau de déformation imposée est suffisant pour provoquer l'apparition de plasticité à la décharge.

La multiplication des écrouissages permet de rendre quasi inexistante cette discontinuité [21] en effectuant cette relaxation par petits sauts. Toutefois, l'identification de multiples écrouissages peut s'avérer fastidieuse et requiert également une certaine expérience.

Il est cependant possible de supprimer la discontinuité sur la courbe de relaxation de la contrainte moyenne avec un seul écrouissage. Cela peut être fait, soit en optimisant la valeur du seuil, soit directement en calculant le seuil de manière à ce que les points B et C soient confondus. Leurs abscisses étant déjà identiques, il suffit donc que leurs ordonnées (*i.e.* les contraintes moyennes stabilisées en ces deux points) soient égales. Le paragraphe présent a pour but d'établir l'ordonnée du point B et le suivant, celle du point C.

Au point B, il y a adaptation dès le 1^{er} quart de cycle, comme sur tout niveau du segment [AB], le cycle stabilisé est donc élastique, ce qui implique

$$2(\sigma_y + R_1) = E\epsilon_{max\ B}. \quad 35$$

Si l'hypothèse est faite que le chargement ne dépasse pas la valeur ϵ_{lim} à partir de laquelle l'érouissage isotrope devient non-linéaire¹, ce dernier se simplifie en

$$R_1 = b_1 Q_1 p_{max\ B}. \quad 36$$

Or, il n'y a plasticité que lors du premier quart de cycle donc $p_{max\ B} = \epsilon_{p\ max\ B} = \epsilon_{max\ B} - \frac{\sigma_y}{E}$. L'équation 36 devient

$$2\left(\sigma_y + b_1 Q_1 \left(\epsilon_{max\ B} - \frac{\sigma_y}{E}\right)\right) = E\epsilon_{max\ B}. \quad 37$$

La relation suivante est obtenue

$$\epsilon_{max\ B} = \frac{2\sigma_y}{E - 2b_1 Q_1} \left(1 - \frac{b_1 Q_1}{E}\right). \quad 38$$

Il reste à écrire la condition pour vérifier l'hypothèse permettant d'écrire l'équation 36 :

$$\epsilon_{max\ B} < \epsilon_{lim}$$

qui devient

$$\epsilon_{max\ B} < \epsilon_{lim}^e + \epsilon_{lim}^p. \quad 39$$

Or, justement, par hypothèse, l'érouissage isotrope est linéaire

$$\epsilon_{lim}^p = p_{lim} = -\frac{R_{lim1}}{b_1 Q_1}. \quad 40$$

L'équation 39 devient

$$\epsilon_{lim} < \frac{\sigma_y}{E} + \frac{R_{lim1}}{b_1 Q_1}. \quad 41$$

Cette condition doit être vérifiée pour permettre l'écriture de l'équation 38. Dans le cas contraire, il faut réécrire l'équation 36 sous la forme d'un érouissage isotrope non-linéaire. La Figure 61 explicite graphiquement les équations établies.

2.4.3.4) Détermination des coordonnées du point C

Enfin, si la déformation maximale dépasse celle du point B, il y a plasticité à la décharge. De ce fait, l'érouissage isotrope évolue à la décharge et le cycle n'est pas immédiatement stabilisé. La stabilisation n'aura lieu que lorsque l'érouissage isotrope sera saturé. La taille du domaine élastique est alors de $2(\sigma_y + Q_{sat})$ et l'amplitude de contrainte stabilisée s'écrit

$$\Delta\sigma_{stab} = \frac{3}{2}\Delta X_{stab} + 2(\sigma_y + Q_{sat}). \quad 42$$

¹ Cette hypothèse permet uniquement de simplifier l'écriture de l'érouissage isotrope et sera vérifiée *a posteriori*

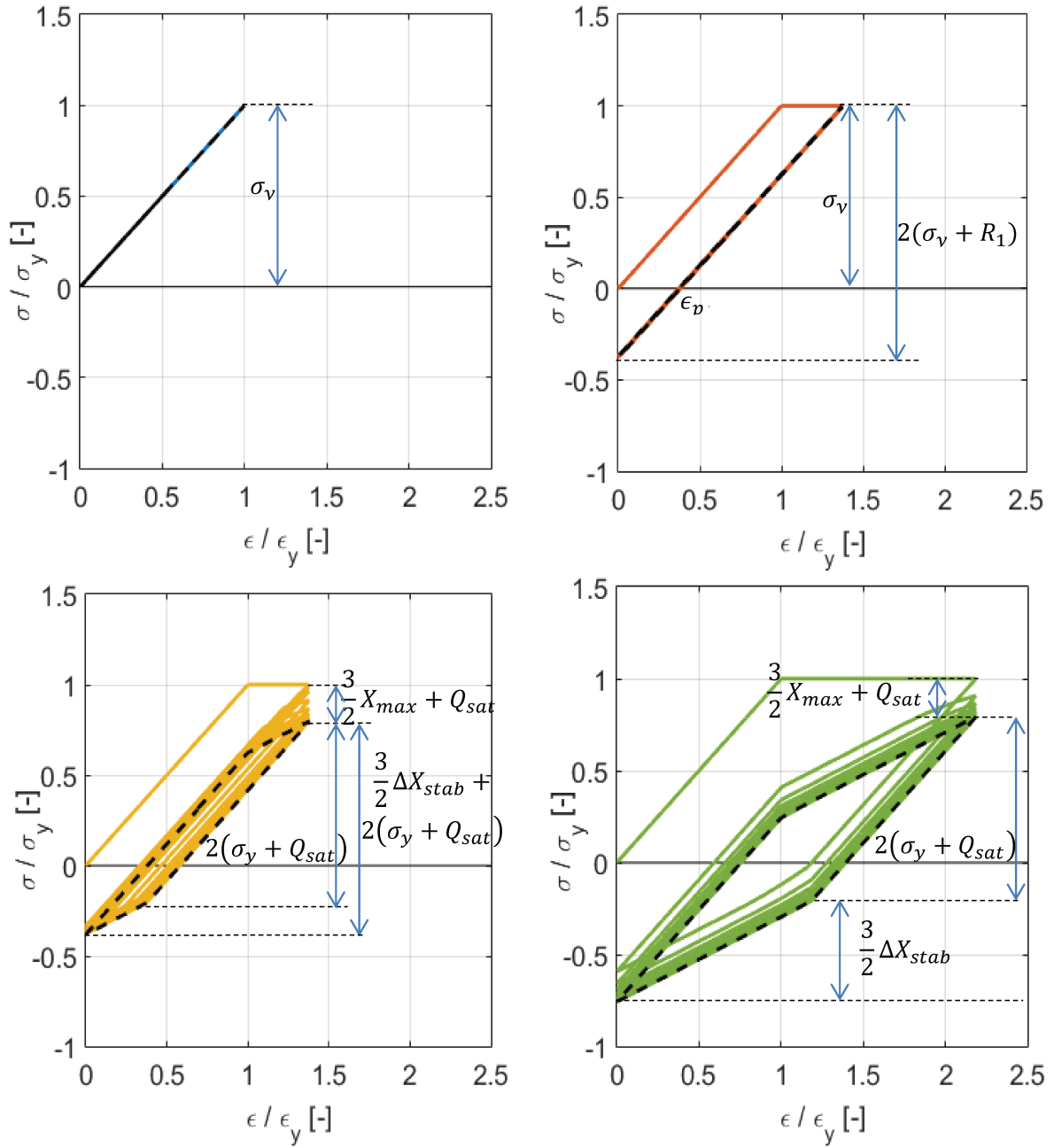


Figure 61 : Essais numériques cycliques correspondant aux niveaux de chargement A,B,C et D avec illustration des formules établies dans cette partie

De plus, l'écroûssage cinématique est supposé être toujours linéaire une fois le cycle stabilisé atteint, ce qui est la condition nécessaire pour ne plus avoir de relaxation de la contrainte moyenne, donc

$$\Delta X_{stab} = \frac{2}{3} C_1 \Delta \epsilon_p = \frac{2}{3} C_1 \left(\epsilon_{max} - \frac{\Delta \sigma_{stab}}{E} \right). \quad 43$$

En combinant les deux équations précédentes, l'étendue de contraintes stabilisées

$$\Delta \sigma_{stab} = \frac{E C_1}{E + C_1} \epsilon_{max} + \frac{2E}{E + C_1} (\sigma_y + Q_{sat}). \quad 44$$

Il est alors possible de calculer la contrainte moyenne pour tous les points compris entre C et D

$$\sigma_{moy} = \sigma_{max} - \frac{\Delta\sigma_{stab}}{2} = \frac{3}{2}X_{max} + \sigma_y + Q_{sat} - \frac{\Delta\sigma_{stab}}{2}. \quad 45$$

Etant donné que l'écroissance cinématique est linéaire (sur la boucle stabilisée), la valeur maximale de cet écroissance vérifie l'inégalité suivante

$$\frac{3}{2}X_{max} \leq X_{lim}. \quad 46$$

Cette équation définit le segment [CD].

En supposant l'égalité dans l'équation précédente, la contrainte moyenne s'écrit

$$\sigma_{moy} = X_{lim} - \frac{EC_1}{2(E + C_1)}\epsilon_{max} + \frac{C_1}{E + C_1}(\sigma_y + Q_{sat}). \quad 47$$

En conclusion, pour éviter la discontinuité du passage du point B au point C, il faut que ces 2 points soient confondus, i.e.

$$\begin{cases} \epsilon_{max,B} = \epsilon_{max,C} \\ \sigma_{moy\ B} = \sigma_{moy\ C} \end{cases} \quad 48$$

et donc que les équations respectent le couple d'équations

$$\begin{cases} \epsilon_{max\ B} = \frac{2\sigma_y}{E - 2b_1Q_1} \left(1 - \frac{b_1Q_1}{E}\right) = \epsilon_{max\ C} \\ \sigma_y - \frac{E}{2}\epsilon_{max\ B} = X_{lim} - \frac{EC_1}{2(E + C_1)}\epsilon_{max\ C} + \frac{C_1}{E + C_1}(\sigma_y + Q_{sat}). \end{cases} \quad 49$$

Pour respecter la procédure d'identification, les égalités suivantes qui permettent la résolution du système précédent sont rappelées, $X_{lim1} = R_{lim1}$, $Q_{sat} = Q_1 - R_{lim}$ et $C_1 = -b_1Q_1$.

2.4.3.5) Détermination des coordonnées du point D

Au point D, la contrainte moyenne est nulle. L'équation du segment CD étant donnée par l'équation 47, la déformation maximale au point D est

$$\epsilon_{max} = \left[X_{lim} - \frac{C_1}{E + C_1}(\sigma_y + Q_{sat}) \right] \frac{2(E + C_1)}{EC_1} \quad 50$$

Or, pour un essai en traction répétée, $\epsilon_{max} = 2\epsilon_{amp}$, donc l'abscisse du point D est

$$\epsilon_{amp\ D} = \left[X_{lim} - \frac{C_1}{E + C_1}(\sigma_y + Q_{sat}) \right] \frac{E + C_1}{EC_1}. \quad 51$$

2.4.3.6) Bilan

La Figure 62 montre la valeur du saut sur la contrainte moyenne en fonction de la valeur de Q_1 . Ce saut s'annule pour une valeur de $-0,16\ \sigma_y$, qui sera donc la valeur retenue, conduisant à une valeur de $X_{lim1} = 0,34\ \sigma_y$.

Un autre critère, qui aurait pu être choisi est celui de l'abscisse du point D, qui est expérimentalement de $0,96\ \epsilon_y$ (Figure 54). Cependant la Figure 63 indique qu'il faudrait choisir une valeur de Q_1 légèrement supérieure à $-0,1\ \sigma_y$, ce qui conduirait à un saut négatif, soit une

augmentation de la contrainte moyenne au moment du passage entre le point B et C, ce qui n'est pas admissible.

Ainsi la modification apportée permet de conserver la procédure d'identification et ne nécessite pas d'élargir la base d'identification. Ce compromis permet de supprimer la discontinuité de la courbe de relaxation de la contrainte moyenne, comme cela est montré dans la Figure 65.

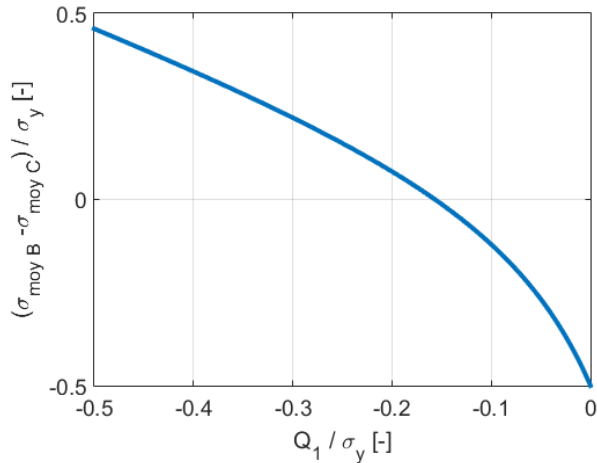


Figure 62 : Saut sur la contrainte moyenne entre les points B et C en fonction de la valeur de Q_1

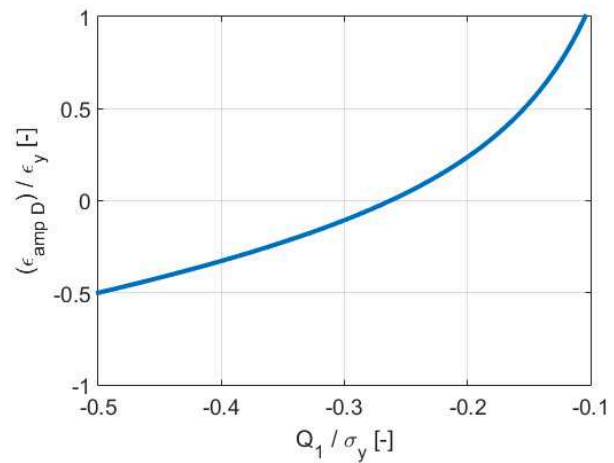


Figure 63 : Amplitude de déformation du point D en fonction de la valeur de Q_1

2.4.4) Validation de la loi à seuil 1 sur les résultats d'essais

2.4.4.1) Prédiction des essais de traction avec charges-décharges

La description des écrouissages cinématique et isotrope change très légèrement en raison de la partie non-linéaire de la loi de comportement avec seuil mais permet toujours de bien décrire l'évolution des écrouissages. La courbe de traction reste inchangée, puisque le seuil est utilisé uniquement sur les deux écrouissages qui se compensent mutuellement comme le montre la Figure 64.

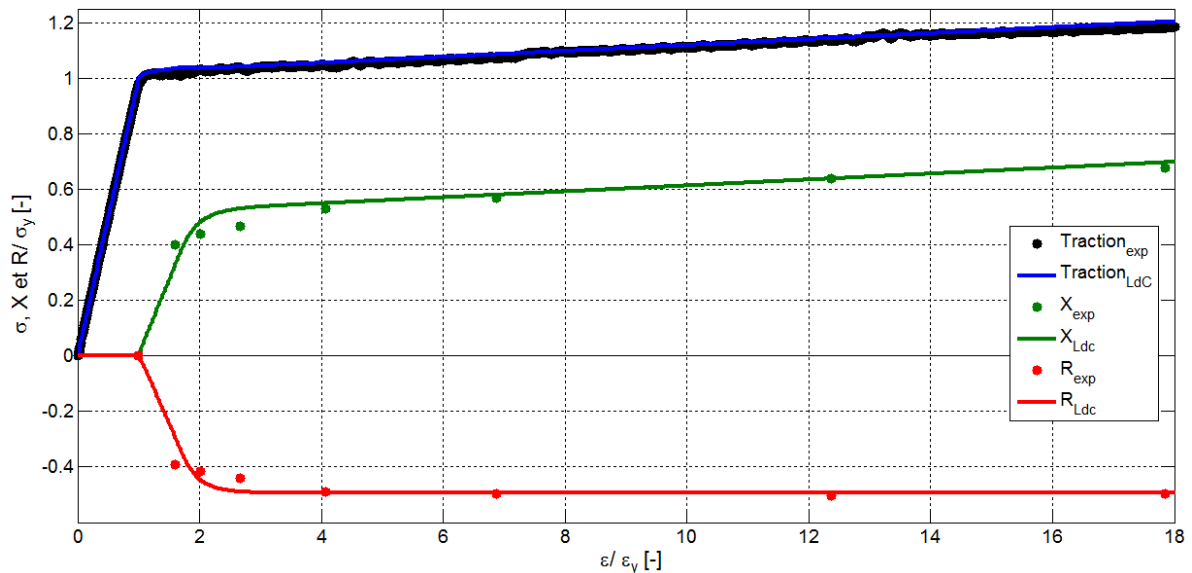


Figure 64: Comparaison des données expérimentales avec la LdC à seuil 1 ($X_{lim} = 0,34 \sigma_y$) des courbes de traction et d'écrouissages

2.4.4.2) Prédiction des essais à déformation imposée répétée

Les prévisions des critères de Morrow et de SWT avec la LdC à seuil peuvent être alors obtenues comme pour la LdC VAF et montrent une nette amélioration de la prédiction. La courbe de relaxation de la contrainte moyenne est maintenant correcte dans la zone d'intérêt et si une chute de la contrainte maximale est toujours visible, elle est deux fois plus faible que précédemment comme le montre la Figure 65. La courbe du critère de SWT présente donc toujours une forme en « Z » bien que celui-ci soit diminué mais il a totalement disparu de la courbe du critère de Morrow visible sur la Figure 66. A noter que là encore, puisque les contraintes moyennes identifiées sont positives, la modification du critère de Morrow ne change pas les prévisions de durée de vie et ce critère n'est pas représenté.

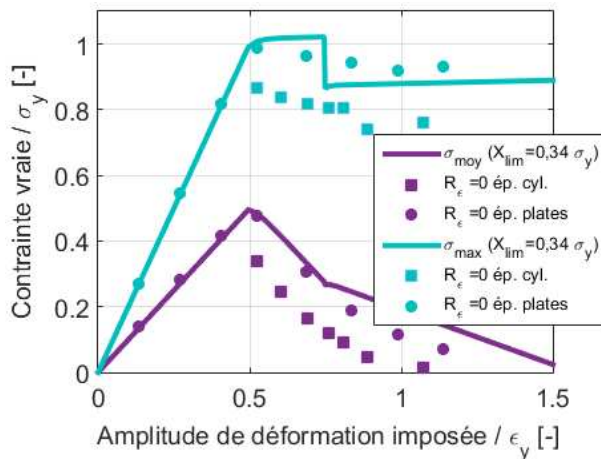


Figure 65 : Comparaison entre essais et LdC à seuil 1 ($X_{lim} = 0,34 \sigma_y$) des contraintes moyennes et maximales pour des essais à $R_\epsilon=0$

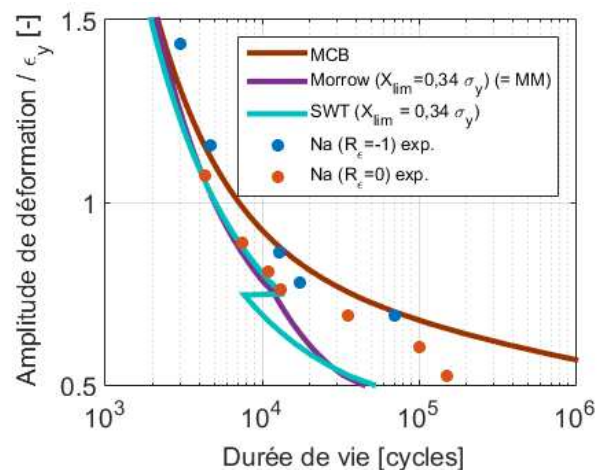


Figure 66 : Critères de MCB, SWT, et correction de Morrow calculés à partir de la LdC à seuil 1 ($X_{lim} = 0,34 \sigma_y$) pour des essais à $R_\epsilon=0$ comparés aux essais à $R_\epsilon = -1$ et à $R_\epsilon = 0$

Si le critère utilisé pour la détermination des seuils d'écrouissages permet de supprimer le saut sur la courbe de relaxation de la contrainte moyenne, il entraîne également dans le cas présent une légère surestimation de cette contrainte moyenne. Dans le cas d'un essai en traction répétée, cette surestimation est conservative, ce que confirment les courbes de la Figure 67. A l'inverse, dans le cas d'un essai en compression répétée, une surestimation (en valeur absolue) d'une contrainte moyenne négative entraînera un non-conservatisme des durées de vie calculées à l'aide du critère de Morrow et de SWT, et n'aura pas de conséquences sur celles calculées avec le critère de Morrow modifié.

Avant de s'intéresser à l'influence de la procédure d'identification du seuil, un autre paramètre doit être discuté, qui est celui de la valeur de l'offset utilisé pour la détermination expérimentale des écrouissages.

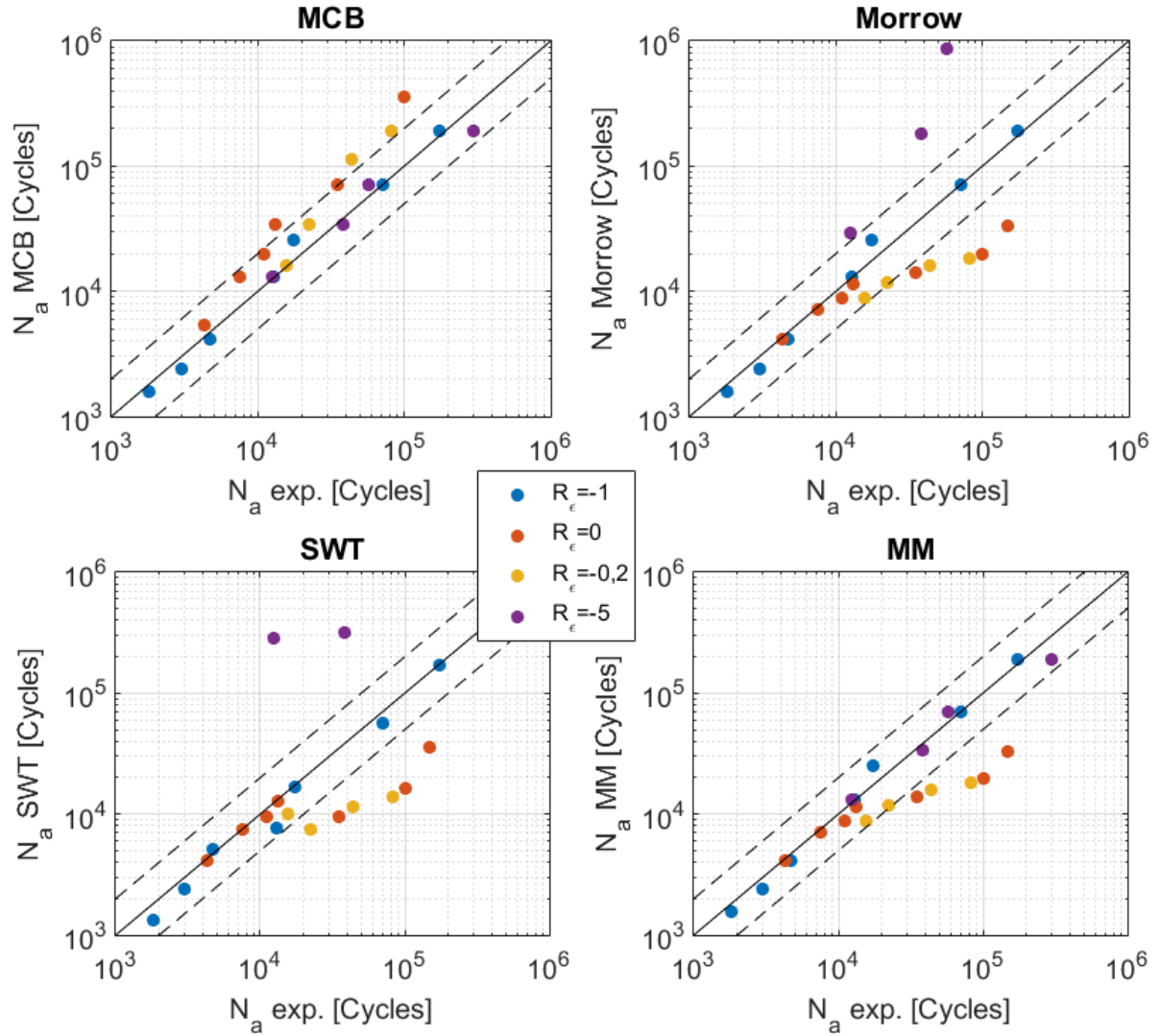


Figure 67 : Comparaisons entre durées de vie prévues et estimées par les quatre critères calculés à partir des données stabilisées calculées à l'aide de la LdC à seuil 1

2.4.4.3) Influence du choix effectué sur l'offset de post-traitement de l'essai TCD

Lors de l'identification des écrouissages, le choix d'une valeur d'offset de $0,06 \epsilon_y$ a été fait. Afin d'étudier l'influence de ce choix, la loi de comportement à seuil a été ré-identifiée suivant la même procédure pour deux autres valeurs d'offsets limites : $0,03 \epsilon_y$ et $0,3 \epsilon_y$. Seuls les paramètres des écrouissages à seuil ont été adaptés aux écrouissages visibles sur la Figure 41. Bien que la limite d'élasticité dépende de la valeur de l'offset, le caractère quasiment élasto-plastique parfait du matériau rend cette variation très légère et il a été choisi de ne pas la changer par souci de clarté.

La valeur à saturation de l'écrouissage isotrope Q_{sat} est donc identifiée pour chaque offset sur la Figure 41 puis partitionnée entre R_{lim1} et Q_1 à l'aide des équations 49. L'écrouissage cinématique X_3 est ajusté en respectant $C_3 = -b_1 Q_1$ et $X_{lim3} = R_{lim1}$. Cette procédure ne modifie donc pas l'allure de la courbe de traction et permet de retrouver numériquement l'évolution expérimentale des écrouissages pour chaque valeur d'offset. Les valeurs des paramètres identifiés sont visibles dans le Tableau 9.

Nom	Paramètre	Offset =0,03 ϵ_y	Offset =0,06 ϵ_y	Offset =0,3 ϵ_y
Paramètres élastiques	σ_y/σ_y	1	1	1
	E_0/E_0	1	1	1
	ν	0,3	0,3	0,3
Ecroissement cinématique non-linéaire X_1	C_1/σ_y	85,7	85,7	85,7
	γ_1	5000	5000	5000
Ecroissement cinématique linéaire X_2	C_2/σ_y	3,14	3,14	3,14
	γ_2	0	0	0
Ecroissement cinématique non-linéaire à seuil X_3	C_3/σ_y	86	160	190
	γ_3	1000	1000	1000
	$X_{lim 3}/\sigma_y$	0	0,34	0,21
Ecroissement isotrope non-linéaire à seuil R_1	b_1	1000	1000	1000
	Q_1/σ_y	-0,086	-0,16	-0,19
	$R_{lim 1}/\sigma_y$	0,20	0,34	0,33

Tableau 9 : Paramètres de la loi à seuil en fonction de l'offset de détermination des écrouissements

Les prévisions de contraintes moyennes et de contraintes maximales pour les lois obtenues à partir des trois offsets sont visibles sur la Figure 68. L'offset semble avoir peu d'effet sur la contrainte moyenne stabilisée mais en a plus sur la contrainte maximale prévue par les LdC associées. Plus l'offset est grand, plus la contrainte maximale stabilisée est importante, car les écrouissements diminuant, il y a moins de relaxation possible.

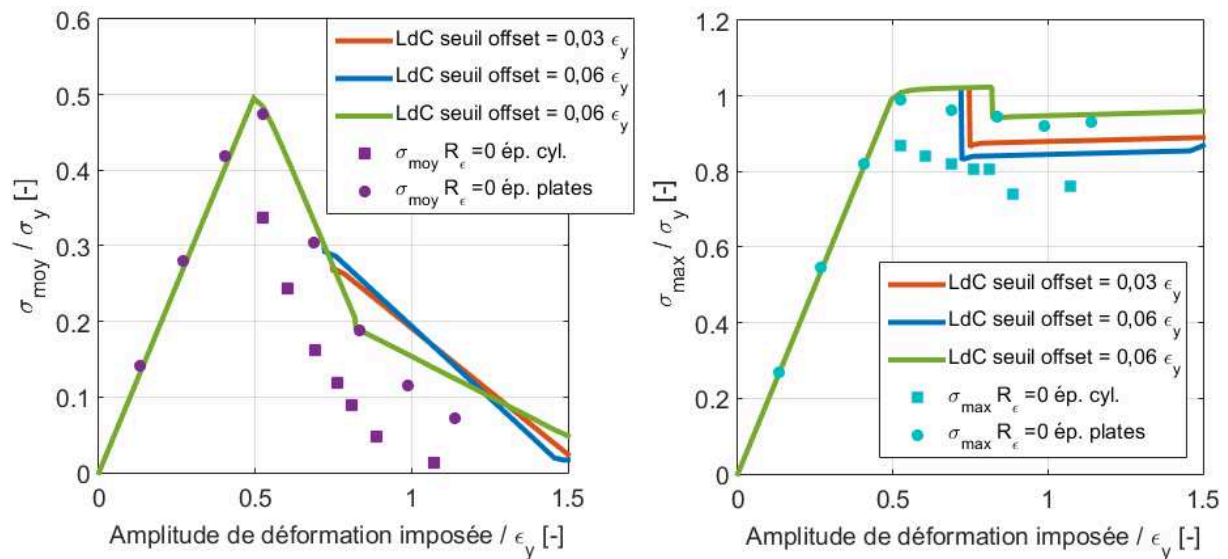


Figure 68 : Influence de trois valeurs de l'offset sur la prévision des contraintes moyennes (à gauche) et maximales (à droite) stabilisées prévues par les trois associées lors des essais à $R_\epsilon=0$

Les courbes de durées de vie associées à ces trois lois sont visibles sur la Figure 69 pour les critères de SWT et de Morrow, qui équivaut à celui de Morrow modifié puisque les contraintes moyennes stabilisées sont positives. L'offset a principalement de l'influence sur ce dernier critère car les contraintes maximales qui entrent dans son calcul dépendent de l'offset tandis que les contraintes moyennes n'en dépendent que très peu entraînant une absence d'influence significative de la valeur de l'offset sur les prévisions de durée de vie par les critères de Morrow ou de Morrow modifié.

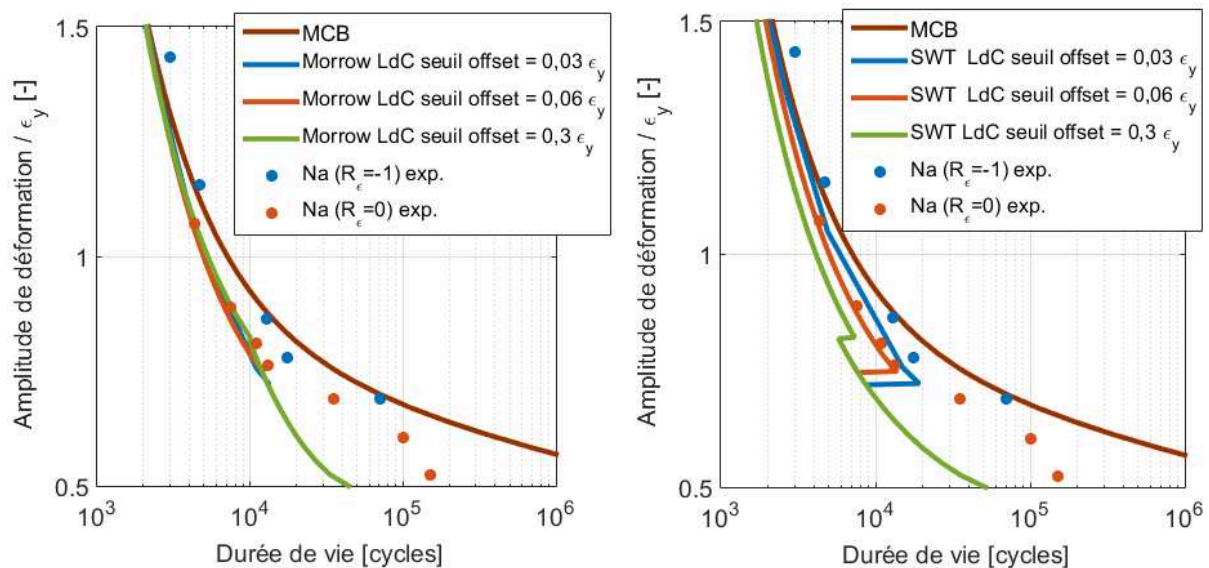


Figure 69 : Influence des trois LdC associées à trois valeurs d'offset sur les durées de vie prévues lors des essais à $R_\epsilon=0$ avec le critère de Morrow équivalent à celui de Morrow modifié (à g.), et par le critère de Smith-Watson-Topper (à d.)

L'influence de l'offset sur l'aire des boucles stabilisées est un paramètre intéressant pour discriminer la valeur de l'offset. La Figure 73 montre donc ce résultat-là. Plus l'offset est petit, et plus les boucles stabilisées sont ouvertes rapidement avec l'augmentation de l'amplitude de déformation, ce qui est logique puisque le domaine d'élasticité est plus faible. Un offset trop grand entraîne donc un retard sur l'ouverture des boucles. Un offset trop petit conduit en revanche à une sous-estimation de l'aire des boucles pour de plus fortes amplitudes de déformations. La valeur choisie entraîne un compromis raisonnable sur la prévision de l'aire des boucles stabilisées. Bien que ce paramètre ne rentre pas directement en compte dans les critères choisis, il paraît optimiste d'espérer obtenir des prévisions correctes avec une loi de comportement qui serait complètement inadaptée à prévoir l'aire des boucles stabilisées.

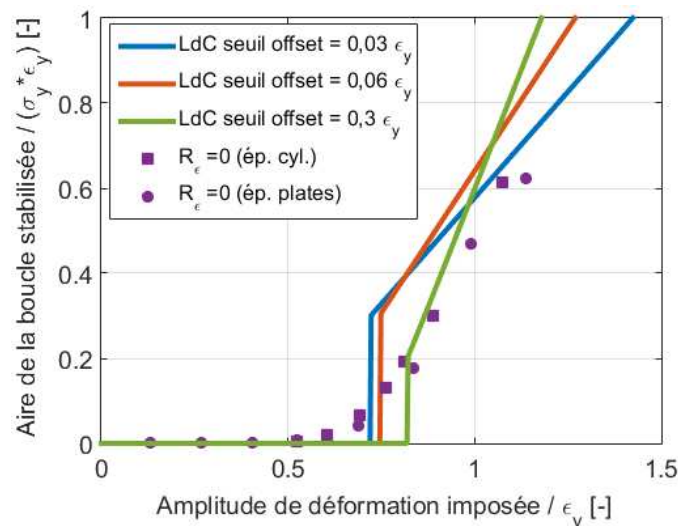


Figure 70 : Influence de l'évolution du module d'Young sur la prévision de l'aire des boucles stabilisées lors des essais à $R_\epsilon=0$

La procédure proposée permet d'identifier simplement une valeur de seuil d'écrouissage qui repose sur une valeur d'offset. Il a été montré que celle-ci possède peu d'influence sur les prévisions de durée de vie par le critère de Morrow (ou Morrow modifié). La valeur d'offset choisie est le résultat d'un compromis qui permet de bien représenter l'évolution des écrouissages tout en permettant d'obtenir des prévisions d'aires de boucles stabilisées raisonnables, bien que ce dernier résultat ne

soit utilisé par aucun des critères d'amorçage choisis. La question de la valeur de l'offset n'est donc pas de premier ordre pour expliquer le conservatisme des courbes de durées de vie. Afin d'affiner les prévisions de durée de vie, il convient de s'interroger sur les autres hypothèses qui ont pu être effectuées. S'il a été vu que le module d'Young diminuait avec la déformation plastique, cette évolution n'a pour l'instant pas été prise en compte dans le modèle et va donc être étudiée dans la prochaine section.

2.4.4.4) Influence de la prise en compte de l'évolution du module d'Young

Une diminution de 12% du module d'Young a été identifiée aussi bien lors des essais de traction ou de compression avec charges-décharges que sur les essais cycliques à déformation imposée. Le modèle de Yoshida [54] a été adapté (voir section 2.1.3.5) pour prendre en compte cette évolution mais celle-ci n'a pas pour l'instant été intégrée au modèle utilisé. La section qui suit a pour but de montrer l'influence de cette hypothèse sur la prévision de durées de vie en fatigue.

La loi à seuil identifiée pour un offset de $0,06 \epsilon_y$ est donc comparée à la même loi, mais qui intègre en plus l'évolution du module d'Young. Les prévisions de contraintes moyennes et maximales stabilisées sont visibles sur la Figure 71. Aucune influence n'est visible sur la contrainte maximale tandis qu'une légère augmentation de la contrainte moyenne apparaît. Cela est dû à l'augmentation de la contrainte minimale liée à la diminution de la pente de la droite élastique. La contrainte maximale ne dépendant pas du module d'Young, la contrainte moyenne augmente alors.

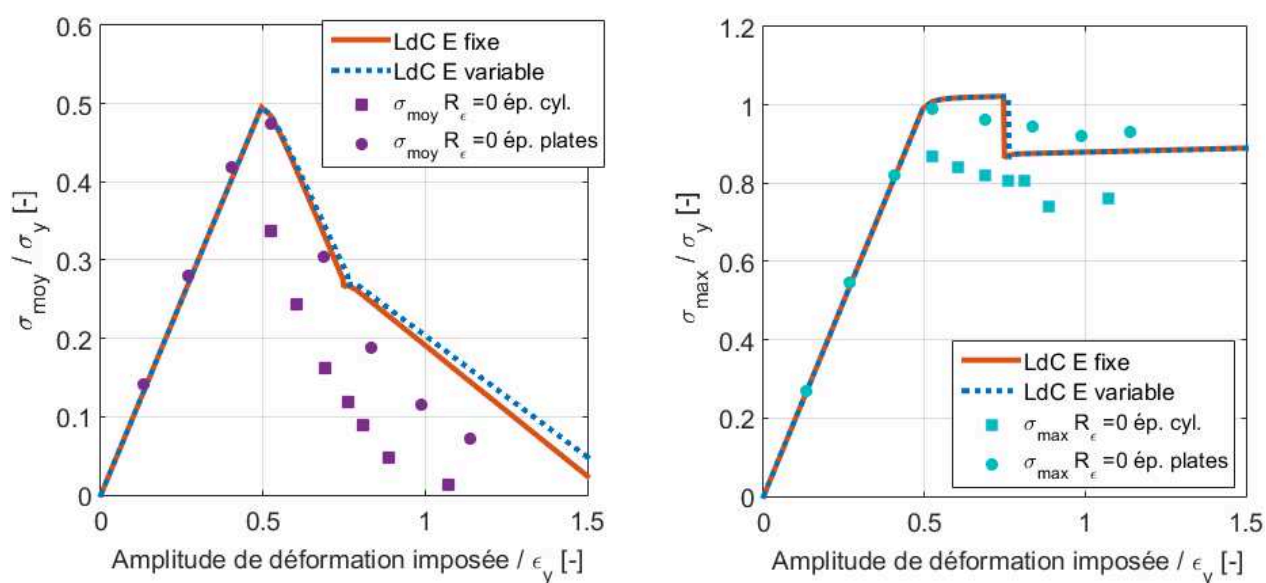


Figure 71 : Influence de l'évolution du module d'Young sur la prévision des contraintes moyennes (à gauche) et maximales (à droite) stabilisées prévues lors des essais à $R_e=0$

Cette très légère augmentation de la contrainte moyenne est sans conséquence sur les prévisions de durées de vie par le critère de Morrow, qui est équivalent au critère de Morrow modifié, comme il est possible de le constater sur la Figure 72. Le critère de SWT n'évolue pas, puisque la contrainte maximale n'a pas évolué à part aux environs de $0,7 \epsilon_y$, où le saut sur la contrainte maximale est retardé par la prise en compte de l'évolution du module d'Young.

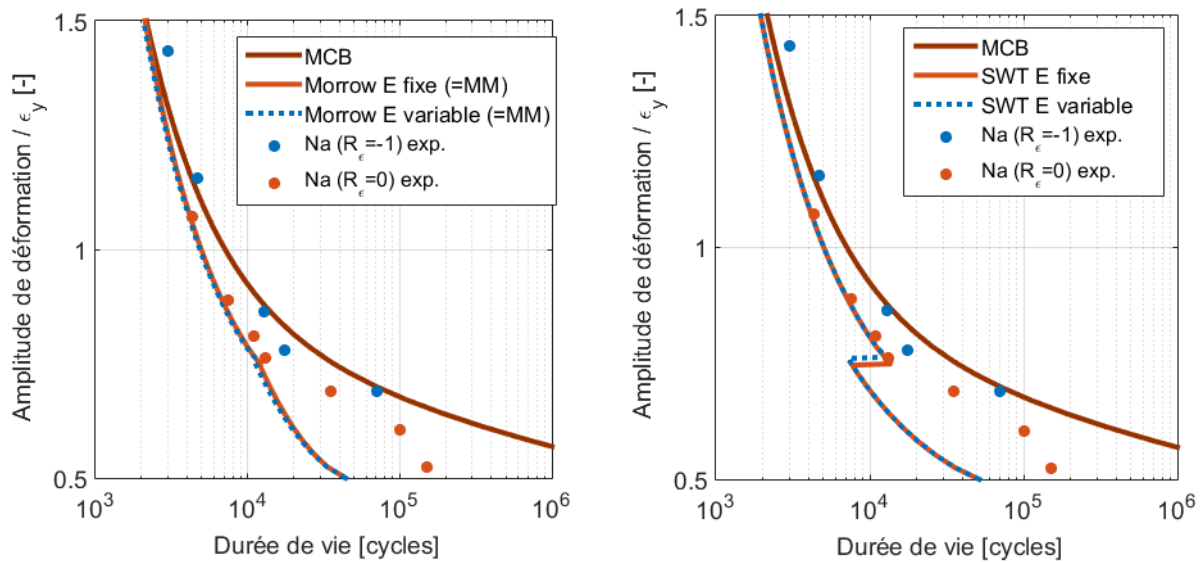


Figure 72 : Influence de l'évolution du module d'Young sur les durées de vie lors des essais à $R_\epsilon=0$ avec le critère de Morrow équivalent à celui de Morrow modifié (à gauche), et par le critère de Smith-Watson-Topper (à droite)

L'influence de l'évolution du module d'Young est beaucoup plus remarquable sur la prévision de l'aire des boucles stabilisées, visibles sur la Figure 73. En effet, une diminution du module d'Young entraîne une plus forte inclinaison de la partie élastique de la courbe et donc une diminution de l'aire de la boucle. La différence est de l'ordre de 10% pour un niveau d'amplitude de déformation donné.

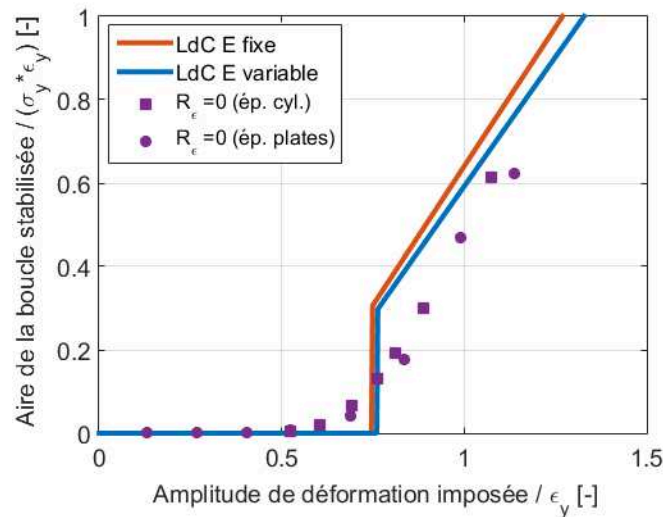


Figure 73 : Influence de l'évolution du module d'Young sur l'aire des boucles stabilisées prévues lors des essais à $R_\epsilon=0$

Si l'évolution du module d'Young a une légère influence sur l'aire des boucles prévues par la LdC, il n'en a pas sur les prévisions de contraintes moyennes et maximales stabilisées et donc sur les courbes de durées de vie, qui sont la finalité de ce travail. Afin d'alléger le modèle, il est donc choisi de ne pas prendre en compte cette évolution dans la suite de ce travail.

Il a été vu, au cours de l'étude de l'influence de l'offset et de l'évolution du module d'Young, que les contraintes moyennes et maximales sont surestimées par rapport aux données expérimentales. Cela conduit à une augmentation du conservatisme déjà observé lors du chapitre I en calculant les critères à l'aide des données expérimentales. Ce conservatisme est dû en partie au choix arbitraire quant à la procédure d'identification de la valeur du seuil d'écrouissage, qui vise à supprimer le saut sur la courbe de relaxation de la contrainte moyenne. Une deuxième procédure est maintenant proposée afin de réduire le conservatisme en affinant les prévisions de contraintes moyennes et maximales stabilisées.

2.4.5) Proposition d'une deuxième procédure d'identification du seuil

Afin d'éviter la surestimation des contraintes moyennes, il est possible d'optimiser la valeur du paramètre X_{lim} directement sur les résultats de contraintes moyennes et maximales obtenues expérimentalement sur les essais cycliques. Le résultat de la prévision des contraintes est visible sur la Figure 74. Avec ce jeu de paramètres, la discontinuité réapparaît sur la courbe de la contrainte moyenne stabilisée et est plus prononcée sur la courbe de la contrainte maximale. Cependant, les contraintes moyennes prévues correspondent quasiment parfaitement aux valeurs de contraintes moyennes à $N_a/2$ obtenues lors des essais cycliques sur éprouvettes cylindriques sur lesquelles la valeur du seuil a été optimisée.

L'influence de ces nouveaux paramètres sur les courbes de durées de vie prévues avec la nouvelle loi est visible dans la Figure 75. Le saut sur les prévisions de contraintes stabilisées se retrouve sur les courbes des critères de Morrow et de SWT. Bien que la prévision des contraintes ait été améliorée, il est difficile de dire s'il en est de même pour les prévisions de durées de vie en raison de la variabilité des essais et à la présence de la discontinuité des courbes de durée de vie.

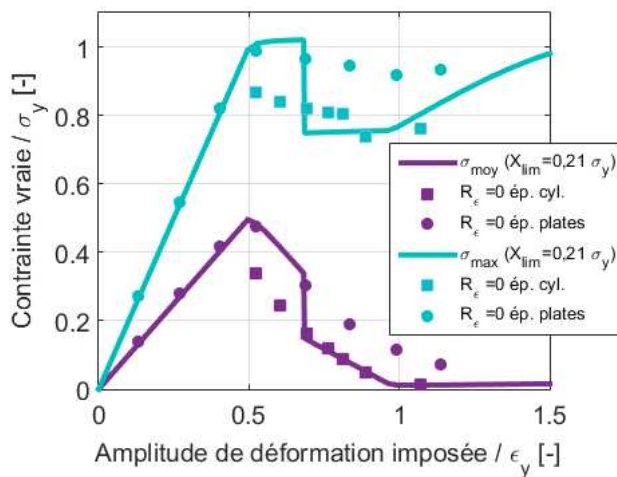


Figure 74 : Comparaison entre essais et LdC à seuil 2 ($X_{lim} = 0,21 \sigma_y$) des contraintes moyennes et maximales pour des essais à $R_e=0$

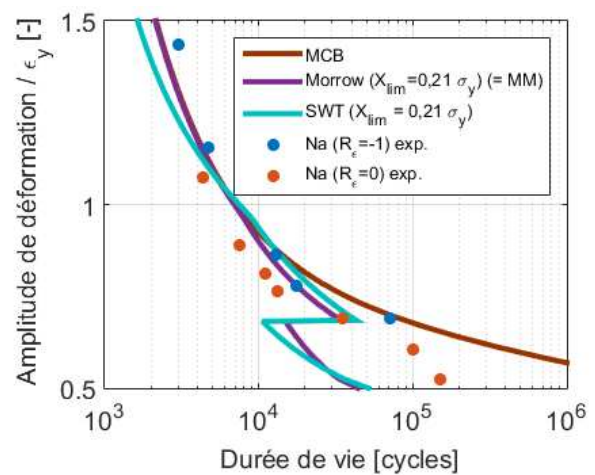


Figure 75 : Critères d'amorçage calculés à partir de la LdC à seuil 2 ($X_{lim} = 0,21 \sigma_y$) pour des essais à $R_e=0$, comparés aux essais à $R_e = -1$ et à $R_e = 0$

2.4.5.1) Prédiction des essais à $R_e=-0,2$ par les trois lois de comportement

L'influence de la loi de comportement sur la prévision des contraintes moyennes et maximales pour des essais à $R_e=-0,2$ est présentée sur la Figure 76. Les tendances sont sensiblement les mêmes que celles observées pour les essais à $R_e=0$. La loi VAF (sans seuil) relâche totalement la contrainte moyenne tandis qu'avec un seuil, la relaxation est moins brutale. Les courbes sont mieux représentées avec une valeur de $X_{lim}=0,21 \sigma_y$ qu'avec un $X_{lim} = 0,34 \sigma_y$. Il est intéressant de noter que la courbe de la contrainte moyenne avec un $X_{lim} = 0,34 \sigma_y$ augmente pour une amplitude de $0,8 \epsilon_y$.

Dans la Figure 77, seules les courbes de durées de vie associées aux deux lois à seuil sont représentées pour faciliter la visualisation du graphique. Les tendances observées lors des essais à $R_e=0$ se retrouvent. La LdC à seuil 2 avec $X_{lim} = 0,21 \sigma_y$ semble mieux correspondre aux résultats expérimentaux. En effet, les critères surestiment l'effet du rapport de charge et les contraintes prévues avec cette loi sont plus proches de celles mesurées expérimentalement et surtout plus faibles que celle prévues avec la LdC à seuil 1 avec $X_{lim} = 0,34 \sigma_y$.

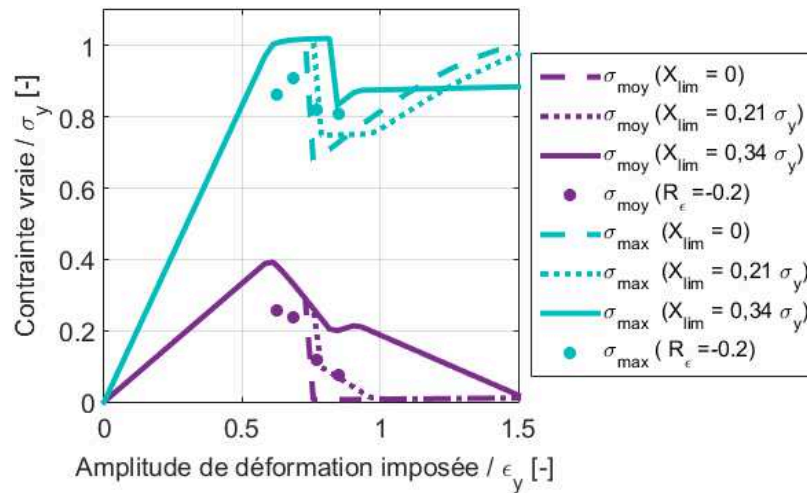


Figure 76 : Comparaison entre essais et LdC des contraintes moyennes et maximales pour des essais à $R_\epsilon = -0,2$

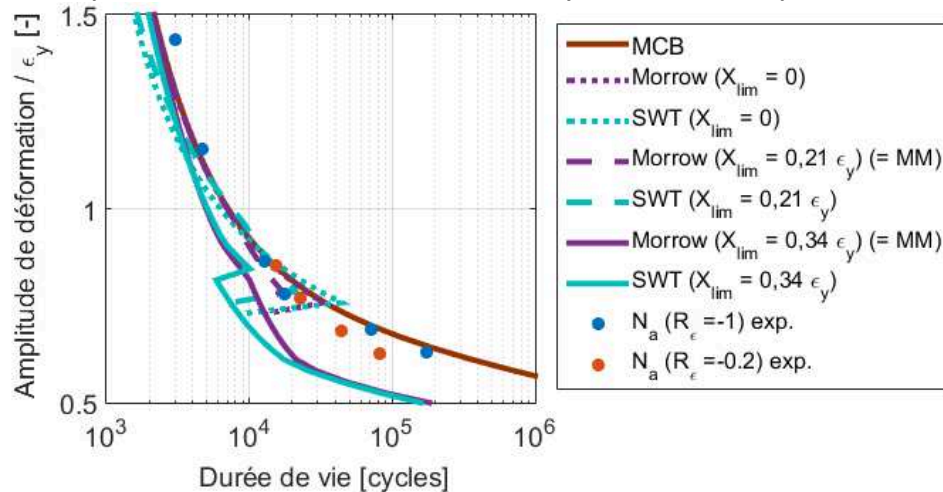


Figure 77 : Critères de MCB, SWT, et correction de Morrow calculés à partir des LdC à seuil 1 et 2 ($X_{lim} = 0,21 \sigma_y$ et $X_{lim} = 0,34 \sigma_y$) pour des essais à $R_\epsilon = -0,2$ comparés aux essais à $R_\epsilon = -1$ et à $R_\epsilon = -0,2$

2.4.5.2) Prévision des essais à $R_\epsilon = -5$ par les trois lois de comportement

La Figure 78 montre les prévisions de contraintes moyennes pour les essais à $R_\epsilon = -5$, qui correspond à un chargement opposé à celui des essais à $R_\epsilon = -0,2$. Les prévisions de contraintes moyennes sont donc opposées à celles des essais à $R_\epsilon = -0,2$. Par contre, les contraintes maximales ne le sont pas car ce sont, dans ce cas, les contraintes à chargement minimal pour un essai à $R_\epsilon = -5$ tandis qu'il s'agissait des contraintes à chargement maximal lors des essais à $R_\epsilon = -0,2$. Là encore, la loi avec $X_{lim} = 0,21 \sigma_y$ permet de mieux prévoir les valeurs de contraintes stabilisées.

La Figure 79 montre les durées de vie prévues pour les essais à $R_\epsilon = -5$. Sur les essais en compression la surestimation de la contrainte moyenne (en valeur absolue) conduit à une surestimation des prévisions de durée de vie. Les contraintes moyennes étant négatives, les prévisions de durée de vie à l'aide du critère de Morrow modifié sont cette fois-ci équivalentes au critère de MCB montrant une bonne corrélation avec les essais. La modification du critère qui a été proposée à partir des résultats expérimentaux pour ce rapport de charge est efficace même lorsque les paramètres stabilisés entrant dans le calcul du critère sont obtenus par la loi de comportement et non plus à partir des boucles stabilisées expérimentales (cf. chapitre I). Enfin, dans le cas d'essais à déformation imposée comme ici, il n'y a pas d'influences sur les durées de vie prévues par le critère de Morrow modifié, puisque quelle que soit la loi utilisée, la contrainte moyenne stabilisée est négative et considérée nulle dans le critère de Morrow modifié.

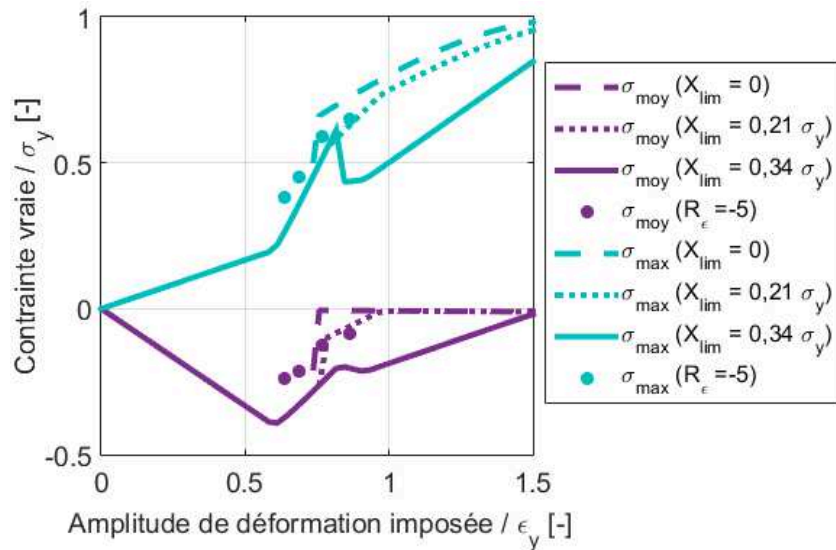


Figure 78 : Comparaison entre essais et LdC des contraintes moyennes et maximales pour des essais à $R_\epsilon = -5$

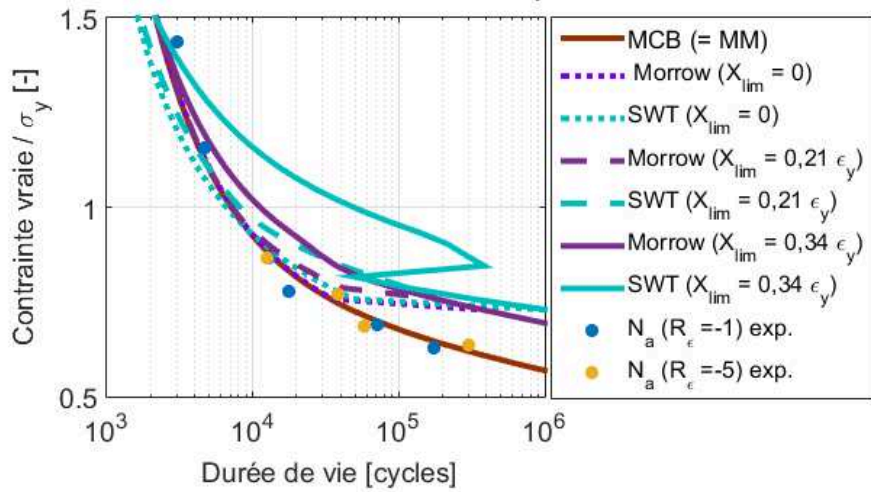


Figure 79 : Critères de MCB, SWT, et correction de Morrow calculés à partir des LdC à seuil ($X_{lim} = 0,21 \epsilon_y$ et $X_{lim} = 0,34 \epsilon_y$) pour des essais à $R_\epsilon = -5$ comparés aux essais à $R_\epsilon = -1$ et à $R_\epsilon = -5$

La confrontation entre les durées de vie pour les quatre rapports de charges et les quatre critères calculés à partir des données stabilisées obtenues à l'aide de la LdC à seuil 2 sont visibles dans la Figure 80. Si certains points sont maintenant mieux alignés avec la droite de pente unitaire, les résultats correspondants à de grandes durées de vie avec chargement moyen en traction n'ont pas varié par rapport aux valeurs calculées à l'aide de la LdC à seuil 1, ce qui est logique car la modification du seuil n'agit que pour les niveaux de faibles amplitudes.

Les trois lois de comportement identifiées sont récapitulées dans le Tableau 10. Par la suite, et bien qu'elle conduise à une surestimation des contraintes, la loi de référence sera la LdC à seuil 1 ($X_{lim} = 0,34 \sigma_y$). Ce choix est motivé par l'intérêt que revêt cette loi qui n'est identifiée qu'à partir des essais de traction avec charges-décharges. L'influence des autres lois sera étudiée ponctuellement sur les résultats les plus discriminants.

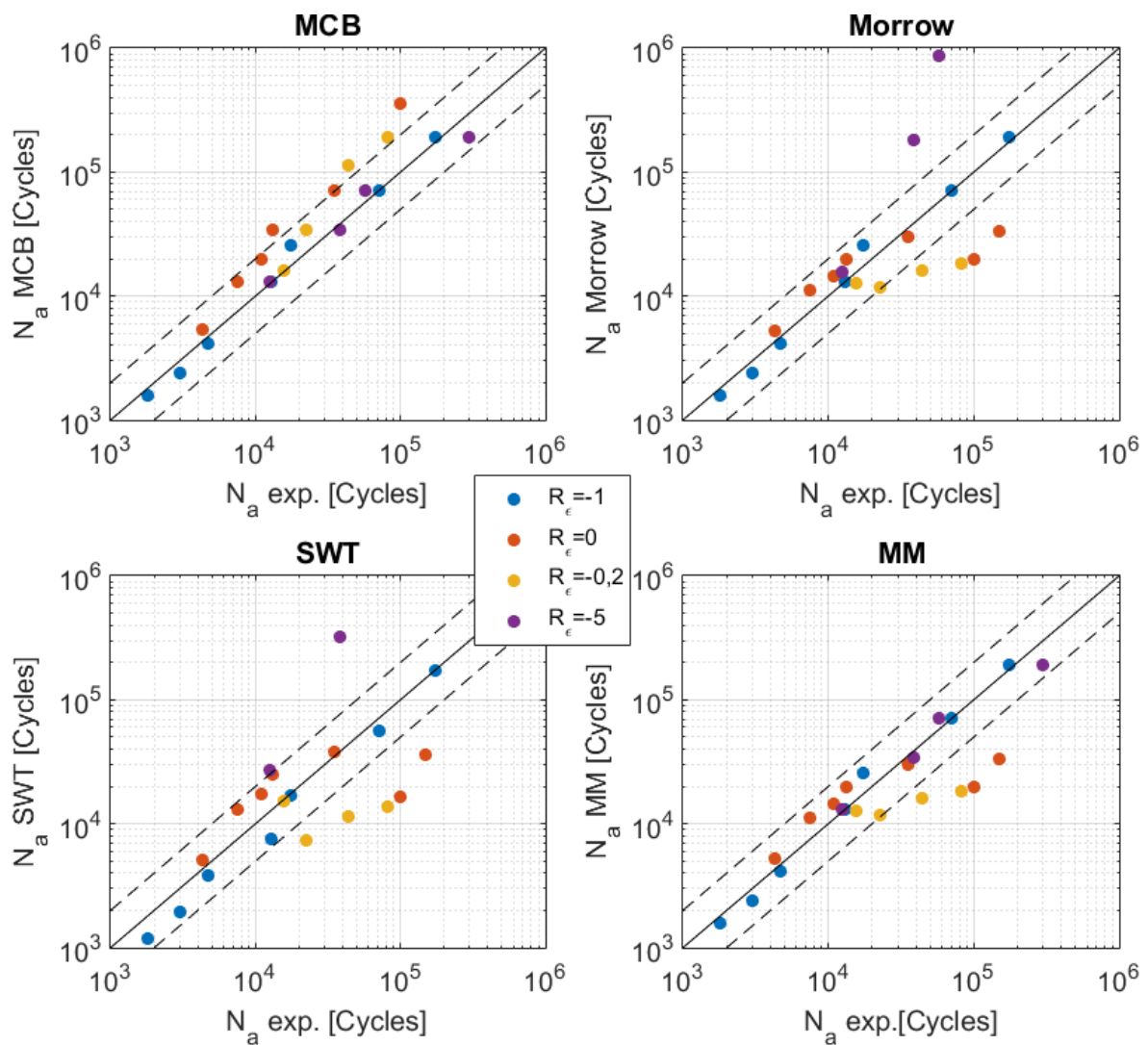


Figure 80 : Comparaisons entre durées de vie prévues et estimées par les quatre critères calculés à partir des données stabilisées calculées à l'aide de la LdC à seuil 2

Nom	Paramètre	Loi VAF	Loi à seuil 1	Loi à seuil 2
Paramètres élastiques	σ_y/σ_y	1	1	1
	E_0/E_0	1	1	1
	E_a/E_0	0,88	0,88	0,88
	ξ	150	150	150
	ν	0,3	0,3	0,3
Ecrouissage cinématique non-linéaire X_1	C_1/σ_y	85,7	85,7	85,7
	γ_1	5000	5000	5000
Ecrouissage cinématique linéaire X_2	C_2/σ_y	3,14	3,14	3,14
	γ_2	0	0	0
Ecrouissage cinématique non-linéaire à seuil X_3	C_3/σ_y	500	160	290
	γ_3	1000	1000	1000
	$X_{lim\ 3}/\sigma_y$	0	0,34	0,21
Ecrouissage isotrope non-linéaire à seuil R_1	b_1	1000	1000	1000
	Q_1/σ_y	-0,5	-0,16	-0,29
	$R_{lim\ 1}/\sigma_y$	0	0,34	0,21

Tableau 10 : Bilan des trois lois de comportement identifiées pour le 80HLES

2.5) Bilan du deuxième chapitre

Ce deuxième chapitre s'est concentré sur l'identification de la loi de comportement élasto-plastique du matériau en vue de prévoir l'état de contraintes et de déformations stabilisées du matériau afin de pouvoir appliquer les critères de fatigue étudiés lors du premier chapitre. Dans un premier temps, le comportement du matériau a été identifié à l'aide d'essais de traction avec charges-décharges. Un écrouissage isotrope négatif, ainsi que deux régimes d'écrouissages cinématiques – un linéaire et un non-linéaire - ont été observés.

Une procédure d'identification séquentielle qui permet d'éviter toute optimisation couplée des paramètres a été proposée afin d'identifier un modèle mixte combinant les modèles de Voce et Armstrong-Frederick.

Ce modèle (LdC VAF) a montré cependant des limites au niveau de la prévision des contraintes moyennes et maximales stabilisées lors d'essais en traction répétée. Ces paramètres étant essentiels pour la prise en compte de l'influence du rapport de charge dans les prévisions de durée de vie, et donc dans la suite de ce travail pour permettre la prise en compte des contraintes résiduelles, il est nécessaire de pouvoir prévoir correctement ces valeurs de contraintes stabilisées.

Pour cela, un enrichissement des écrouissages, basé sur un modèle de loi d'écrouissage cinématique à seuil, a été choisi. Son équivalent pour l'écrouissage isotrope a été proposé afin de conserver la procédure d'identification séquentielle.

Ce deuxième modèle (LdC à seuil 1) peut être identifié sans utiliser d'essais supplémentaires. Une troisième loi (LdC à seuil 2) qui utilise les essais cycliques en traction répétée dans la base d'identification a été proposée également. Cette loi améliore la description des courbes de contraintes moyennes stabilisées. L'influence des différentes lois, sur la prévision des essais à déformation moyenne positive et négative, a également été étudiée. Il en ressort que les lois à seuil sont capables de prévoir l'influence du rapport de charge sur les contraintes stabilisées. Cela est d'autant plus vrai pour la LdC à seuil 2 dont la valeur du seuil est optimisée sur la courbe de la contrainte moyenne stabilisée à $R_\epsilon=0$. Cependant, dans la suite de ce travail, la loi de référence sera la LdC à seuil 1 identifiée uniquement avec les essais de traction avec charges-décharges. L'influence de ce choix sera rediscutée dans la suite de ce travail.

A l'aide de la loi de comportement identifiée, il a été montré qu'il est possible de prévoir la boucle contrainte/déformation stabilisée dans une éprouvette droite axisymétrique, par intégration directe de la loi de comportement. La suite de ce travail est la prévision des états de contraintes et des courbes de durée de vie pour des structures présentant un accident géométrique. Pour cela, le recours aux éléments finis est la première possibilité. Cependant les calculs cycliques étant longs, une large partie du prochain chapitre est consacrée à l'utilisation de méthodes simplifiées pour la prévision de l'état de contraintes et de déformations en plasticité confinée. Les essais servant à la validation du modèle sont présentés afin d'introduire en même temps le cas d'étude.

Chapitre 3 : Prédiction de durées de vie en plasticité confinée

Lors des deux premiers chapitres, une démarche de dimensionnement en fatigue oligocyclique a été présentée. L'estimation du cycle stabilisé par intégration d'une loi de comportement permet l'utilisation d'un critère de fatigue approprié, identifiés sur un matériau donné. Cependant, cette démarche n'a été pour l'instant appliquée qu'à des éprouvettes de géométrie simple. Elle doit donc être adaptée afin de prendre en compte les accidents géométriques tels que des gorges, des encoches ou encore des rayons de raccords fréquemment présents dans les pièces industrielles. Ce point est l'objet de ce chapitre comme le rappelle la Figure 81.

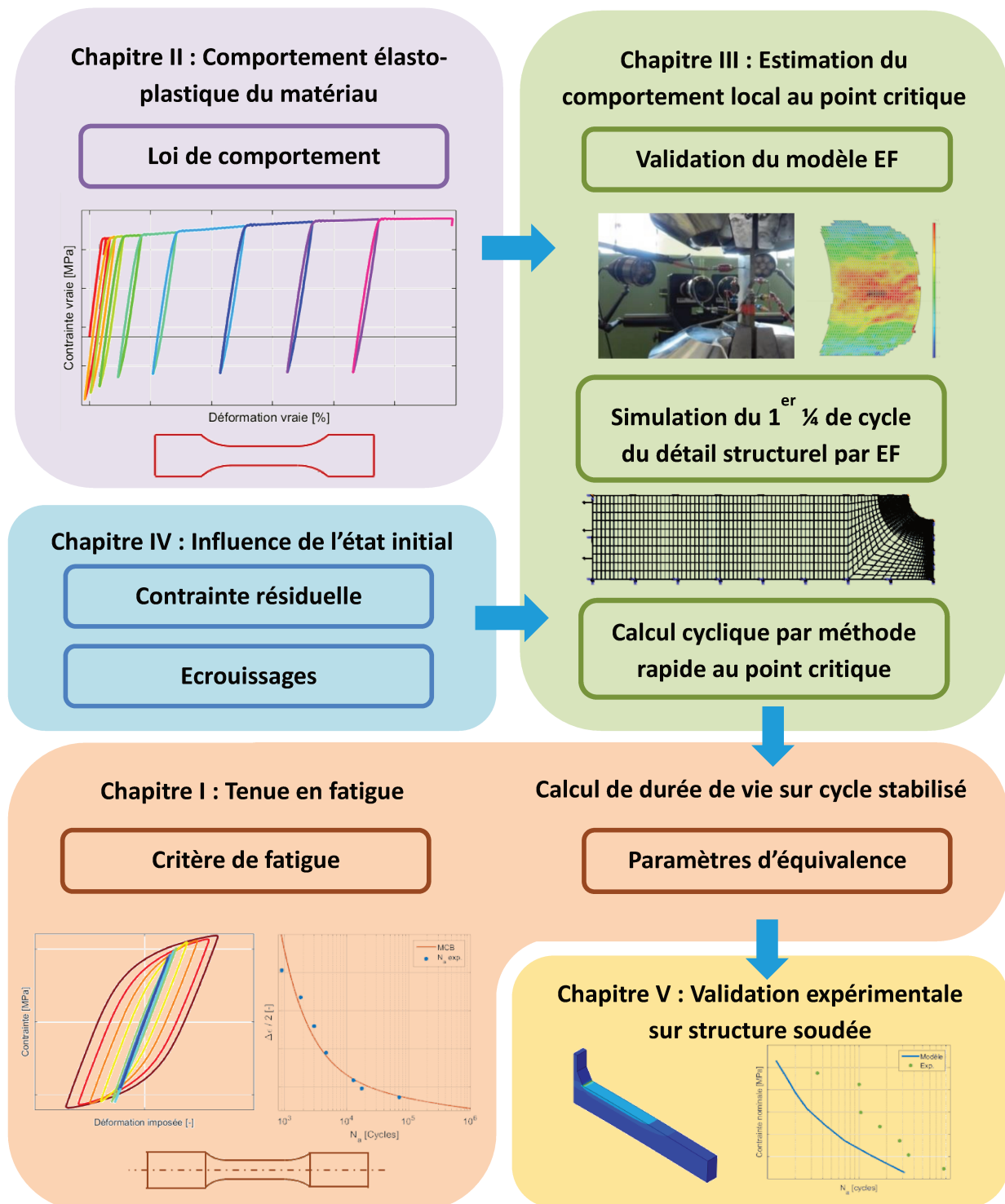


Figure 81 : Logigramme présentant la démarche adoptée pour la prédiction de durée de vie en plasticité confinée

3.1) Présentation des méthodes simplifiées

3.1.1) De la nécessité d'une méthode simplifiée

L'idée de la démarche de dimensionnement est d'obtenir les valeurs stabilisées nécessaires à l'application de critères d'amorçages au point critique, *i.e.* l'amplitude de déformation, la contrainte moyenne ou la contrainte maximale locale. S'il est possible d'obtenir ces données par la simple intégration de la loi de comportement dans le cas d'une géométrie simple comme cela a été fait sur les éprouvettes axisymétriques, l'application de la démarche à une structure nécessite la simulation du comportement à l'aide d'un code de calcul Eléments Finis (EF).

Compte tenu des niveaux de chargements étudiés, de la plasticité confinée se développe autour du point critique. Cela a pour conséquence de retarder l'établissement du régime stabilisé mais également d'alourdir le calcul EF. Une simulation cyclique est donc doublement coûteuse. L'obtention de courbes de durées de vie à partir de cycles stabilisés sur un maillage « convergé » n'est donc pas toujours une solution envisageable en bureau d'étude.

Une alternative au calcul EF doit donc pouvoir être utilisée. Différentes méthodes existent et ont été compilées dans différents travaux de thèse [12], [61]. On retiendra la simplicité de mise en application des méthodes énergétiques les plus anciennes telles que la règle de Neuber [9] et de celle de Molski-Glinka [10].

La règle de Neuber fait l'hypothèse, pour un état de contraintes uniaxial, que le produit de la contrainte par la déformation d'un point de la courbe élasto-plastique équivaut à celui de la droite élastique. Molski et Glinka ont proposé une hypothèse similaire mais en utilisant l'aire sous les courbes élasto-plastiques et élastiques comme illustré sur la Figure 82.

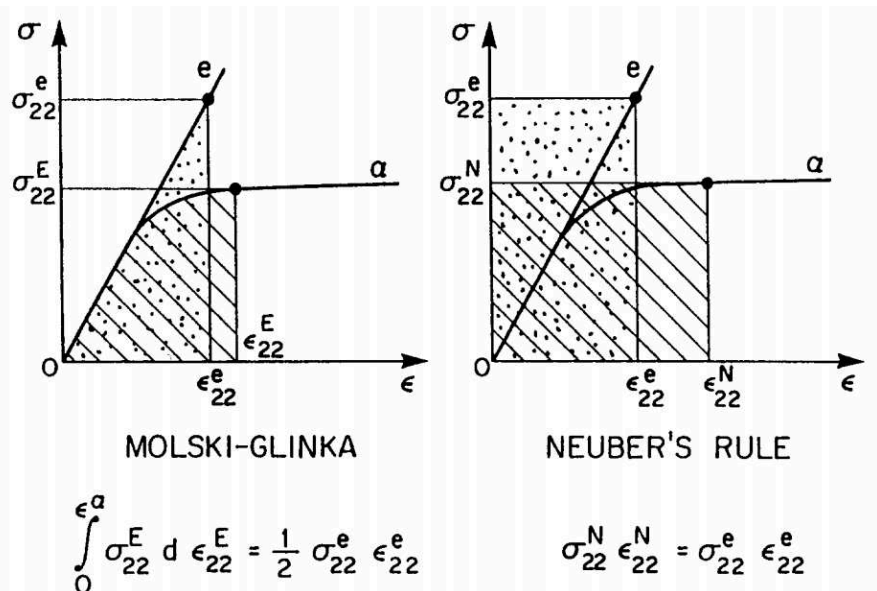


Figure 82 Comparaison des règles de Neuber et de Molski-Glinka dans un cas uniaxial [62]

Il a été montré que la règle de Neuber surestimait les contraintes tandis que celle de Molski-Glinka les sous-estime [11], [63]. De plus, ces méthodes ne peuvent être appliquées dans le cadre général multiaxial. Des extensions à un cadre multiaxial ont été proposées par Hoffman et Seeger [64], Ellyin et Kujawski [65], ou encore Moftakhar *et al.* [66] mais nécessitent de faire une hypothèse de multiaxialité.

3.1.2) Approches basées sur l'utilisation d'une loi de changement d'échelle

Dans un cadre multiaxial, et en se plaçant dans le repère des contraintes principales, la détermination du tenseur des contraintes et des tenseurs des déformations élastiques et plastiques nécessitent neuf équations afin de déterminer les trois tenseurs

$$\underline{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_I & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{II} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{III} \end{pmatrix}, \underline{\epsilon} = \begin{pmatrix} \epsilon_I & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{II} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{III} \end{pmatrix} \text{ et } \underline{\epsilon}^p = \begin{pmatrix} \epsilon_I^p & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{II}^p & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{III}^p \end{pmatrix}.$$

La loi de Hooke donne trois équations, la règle d'écoulement en donne trois également, la condition de bord libre en surface en donne une, la règle de Neuber généralisée une également, mais il manque une dernière équation, appelée l'heuristique de multiaxialité [12]. Différentes heuristiques de multiaxialité ont été proposés [66], [67] mais aucune ne permet d'obtenir une solution satisfaisante quel que soit le chargement.

Afin de contourner le problème, une autre approche n'utilisant pas la règle de Neuber généralisée mais une loi de localisation a été proposée [11]². Cette loi se base sur l'analogie entre le problème d'une zone de plasticité confinée en surface d'un milieu élastique et celui d'une inclusion élasto-plastique dans une matrice élastique décrit par Eshelby [68] qui est illustrée sur la Figure 83.

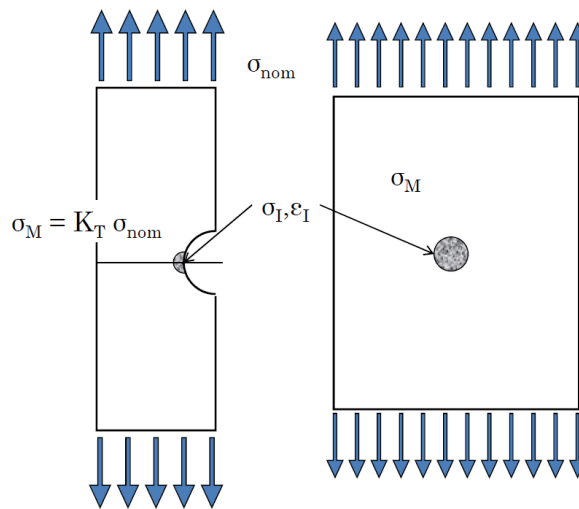


Figure 83 : Illustration de l'analogie à l'origine de la loi de localisation [61]

Il est alors possible de lier la contrainte dans l'inclusion $\underline{\sigma}_I$ à la contrainte macroscopique dans la matrice élastique $\underline{\sigma}_M$ à l'aide de la relation

$$\underline{\sigma}_I = \underline{\sigma}_M - \underline{\underline{L}} \underline{\epsilon}_I^p \quad 52$$

où $\underline{\epsilon}_I^p$ est la déformation plastique dans l'inclusion et $\underline{\underline{L}}$ est un opérateur de localisation.

² Bien que Darlet [12] a montré qu'il était possible d'établir un lien entre les deux approches.

L'équation précédente peut être directement adaptée au problème de la plasticité en fond d'encoche en réécrivant l'équation précédente

$$\underline{\underline{\sigma}}^{loc} = \underline{\underline{K}}_T \underline{\underline{\sigma}}^{nom} - \underline{\underline{L}} \underline{\underline{\epsilon}}_p^{loc} \quad 53$$

où l'exposant **loc**, respectivement **nom**, fait référence à des grandeurs prises au point critique, respectivement loin du point critique. $\underline{\underline{K}}_T$ est la matrice de concentration de contraintes identifiée sur n'importe quel incrément de calcul élastique, *i.e.* vérifiant $\underline{\underline{\epsilon}}_p^{loc} = \underline{\underline{0}}$ et est définie dans le cas d'un chargement proportionnel par

$$\underline{\underline{\sigma}}^{loc} = \underline{\underline{K}}_T \underline{\underline{\sigma}}^{nom} \quad 54$$

La méthode simplifiée de Herbland [11] propose d'identifier l'opérateur de localisation grâce à une simulation élasto-plastique d'un quart de cycle EF pour chaque niveau de sollicitation. Darlet [69] propose, lui, d'identifier un opérateur de localisation également lié au matériau, à la géométrie et à la direction du chargement mais identique quel que soit le niveau de la sollicitation macroscopique. Pour cela, il propose d'effectuer deux simulations EF élastiques dont une avec un pseudo-coefficient de Poisson de 0,5 afin de simuler les déformations plastiques incompressibles. Les récents travaux de Raujol-Veillé [70] proposent une variante permettant une identification plus rapide grâce à une formulation analytique de l'opérateur de localisation, mais ne sera pas utilisée dans ce travail.

Dans tous les cas, après identification de l'opérateur de localisation par une ou deux simulations EF sous chargement monotone, le comportement cyclique du matériau est obtenu en combinant l'intégration de la loi de comportement à la loi de localisation afin de déterminer le cycle stabilisé. Un gain substantiel est ainsi obtenu en évitant tout calcul EF cyclique sur la structure.

Dans ce chapitre, la méthode sera appliquée sur des essais en plasticité confinée réalisés sur des éprouvettes à double-encoche pour deux rapports de charges nominaux. Les EF seront utilisés comme moyen de validation. Ces essais visent donc l'étude de l'Amorçage de Fissures sur éprouvettes Bi-Encoches (AmFiBiE) sans prise en compte des contraintes résiduelles. L'influence de celles-ci sera étudiée dans le chapitre suivant.

3.2) Essais sur éprouvettes à encoches AmFiBiE (état initial vierge)

3.2.1) Présentation des essais AmFiBiE à $R_\sigma=0$ et $R_\sigma=-\infty$ sans CR

La géométrie des éprouvettes AmFiBiE est visible sur la Figure 84. Elles ont pour objectif de permettre l'étude de la fatigue oligocyclique en plasticité confinée avec ou sans contraintes résiduelles. Elles ont donc fait l'objet d'un compromis [71] entre plusieurs critères :

- possibilité d'introduire un niveau choisi de contraintes résiduelles et de simuler numériquement le procédé d'introduction ;
- possibilité de mesurer la contrainte résiduelle sans détruire l'éprouvette ;
- état métallurgique du matériau maîtrisé (pas de soudure) ;
- compatibilité avec la machine MTS 250 kN utilisée pour les essais cycliques.

Afin d'obtenir les éprouvettes de référence, *i.e.* sans contraintes résiduelles, les tôles de 24 mm sont surfacées puis rectifiées pour ne garder que la partie à cœur d'une épaisseur de 7,2 mm. Les

éprouvettes sont ensuite découpées par électroérosion. Ce procédé qui permet de n'introduire que très peu de contraintes résiduelles [72] dans le matériau, génère une couche d'oxydation en surface qui biaise les mesures de contraintes résiduelles en surface. Les encoches sont donc systématiquement électro-polies pour enlever une couche d'une centaine de microns d'épaisseur et obtenir une surface de fond d'encoche vierge de toute contrainte résiduelle.

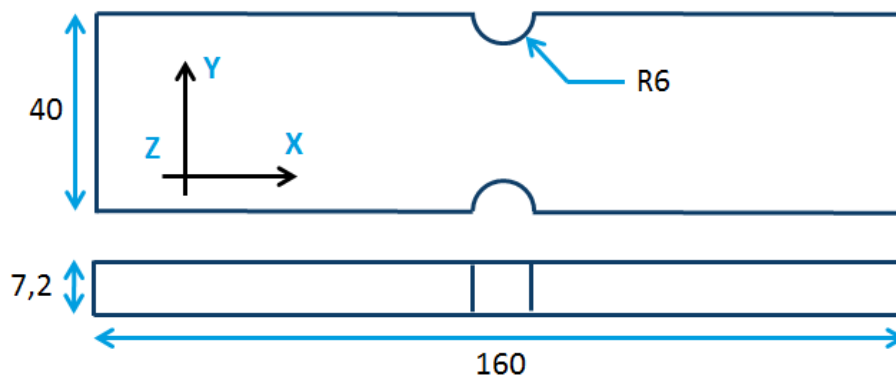


Figure 84 : Géométrie des éprouvettes AmFiBiE (dimensions en mm)

3.2.2) Durées de vie sous chargement cyclique de plasticité confiné

Deux rapports de charge nominaux $R_{\sigma}^{nom} = \sigma_{min}^{nom} / \sigma_{max}^{nom}$ ont été utilisés pour en étudier l'influence sur la durée de vie.

- traction répétée $R_{\sigma}^{nom} = 0$;
- compression répétée $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$.

Si le premier chargement est classique et permet d'observer plus facilement l'amorçage d'une fissure, le deuxième a été choisi car il est représentatif de la sollicitation subie par un sous-marin.

Les éprouvettes ont été sollicitées en fatigue à 2 Hz, sauf les 1000 premiers cycles qui sont réalisés à une fréquence de 1 Hz afin d'enregistrer plus de points par cycle. Ces chargements sont appliqués en bout d'éprouvette mais le pilotage local aux points critiques n'est pas maîtrisé car il dépend du comportement élasto-plastique du matériau comme illustré sur la Figure 85.

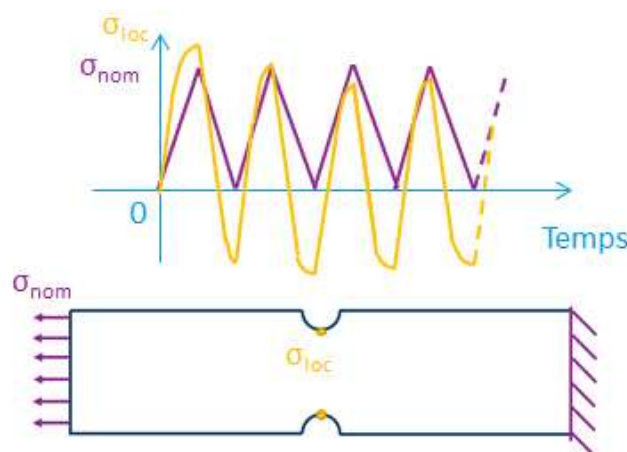


Figure 85 : Différence dans l'évolution du chargement local et du nominal pour un essai à $R_{\sigma} = 0$

L'amorçage est détecté grâce au système ACPD (Alternative Current Potential Drop) développé par la société Matelect®[73]. Le principe est de mesurer la différence de potentiel électrique de part et d'autre de la zone d'apparition de la fissure. La variation du potentiel indique l'amorçage et la propagation de la fissure. Cette mesure doit être calibrée pour lui faire correspondre une taille de

fissure. Une des éprouvettes a été plongée dans l'azote après avoir atteint le critère ACPD choisi ($\Delta V = 0,02$ V) et rompu de manière fragile. Le faciès de rupture pour le critère choisi est visible sur la Figure 86. Le front de fissure (en trait pointillé rouge) est semi-elliptique avec une profondeur de fissure inférieure à 1 mm. Il est également possible d'observer qu'il y a eu multi-amorçage avec trois amorces de fissures principales.

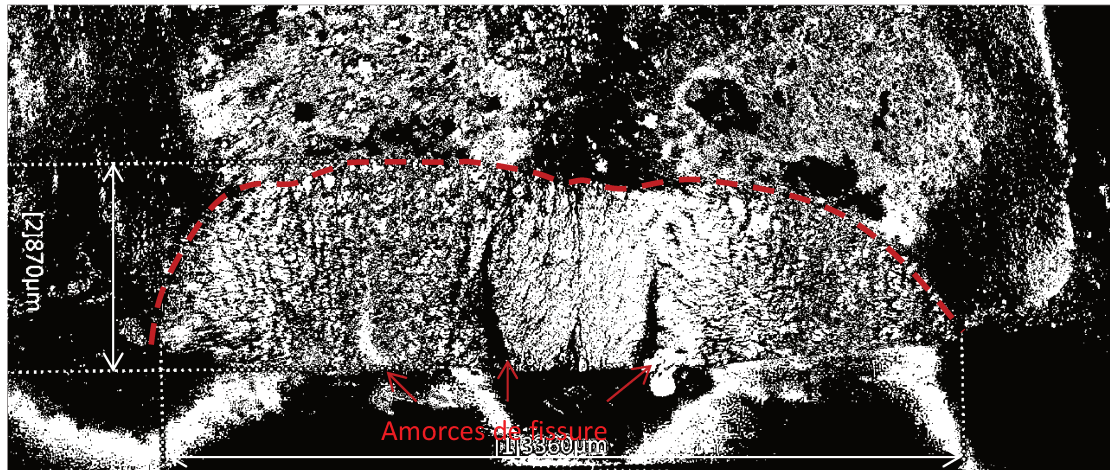


Figure 86 : Faciès de rupture pour un critère de 0,02V

La Figure 87 montre l'évolution de la tension lors d'un essai de même amplitude à $R_{\sigma}^{nom} = 0$ et à $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$. La propagation de la fissure est rapide sous chargement nominal de traction répétée mais est plus lente sous chargement de compression répétée. De ce fait, même si cela ne concerne pas directement cette étude, les essais en traction répétée ont pu être menés jusqu'à rupture de l'éprouvette tandis que les essais en compression répétée n'ont pas permis d'observer la propagation de la fissure, et ce quel que soit le niveau de sollicitation employé. Le signal ACPD tend vers une asymptote montrant l'arrêt de la propagation sur les essais en compression tandis qu'il croît de manière exponentielle sur les essais en traction répétée comme le montre la Figure 87.

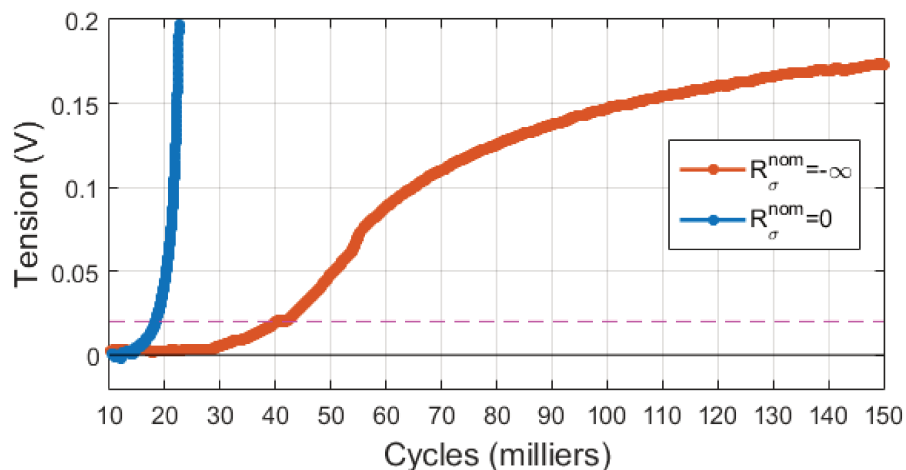


Figure 87 : Evolution du signal ACPD lors d'un essai de même amplitude à $R_{\sigma}^{nom} = 0$ et à $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$

Une conséquence importante de cette remarque est que l'influence du critère d'arrêt utilisé n'est pas la même suivant le rapport de charge utilisé. Pour cette raison, il est d'autant plus important de choisir une valeur de critère d'arrêt des essais la plus faible possible.

Les courbes de durée de vie obtenues pour les deux rapports de charge, visibles sur la Figure 88, montrent une influence bénéfique sur la durée de vie, d'un chargement de compression répétée par rapport à un chargement cyclique de traction répétée.

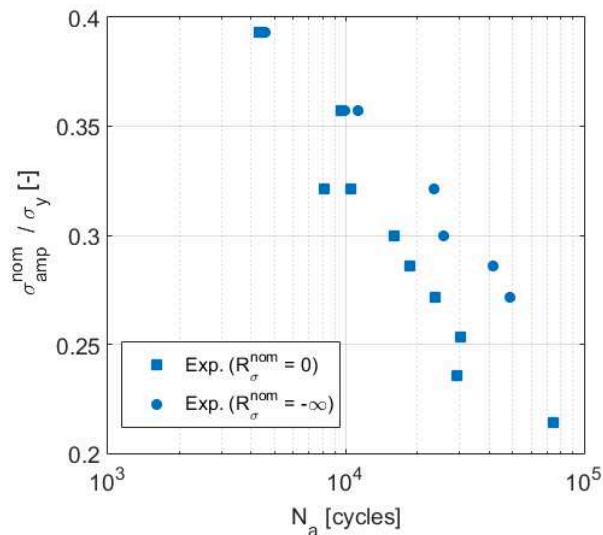


Figure 88 : Courbes de durées de vie expérimentales obtenues lors des essais AmFiBiE à $R_{\sigma}^{nom} = 0$ et à $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$

3.2.3) Mesures de déformations lors des essais AmFiBiE

Afin d'apprécier les capacités du modèle d'amorçage, les essais ont été instrumentés par des jauges de déformation et par des mesures par corrélation d'images. L'intérêt de combiner les deux méthodes réside dans la complémentarité entre l'information de champ apportée par la corrélation d'images, qui permet d'observer la localisation des déformations au moment de l'amorçage et une information locale plus précise apportée par les jauges. Cela permet également d'effectuer une validation simultanée des résultats issus des deux techniques de mesure.

3.2.3.1) Mesure par jauge de déformation

Les jauges de déformation sont des jauges KYOWA® KFG-02-120-C1-11 avec une surface de mesure de 0,2x1,3 mm². Elles ont été collées en fond d'encoche à mi-épaisseur de l'éprouvette avec une colle cyanoacrylate. L'acquisition est réalisée via un système HBM Spider® à une fréquence de 50 Hz permettant une acquisition de 50 points par cycle lors des 1000 premiers cycles.

3.2.3.2) Mesure par stéréo-corrélation d'images

Le système utilisé pour la stéréo-corrélation d'images est le GOM 4M® utilisant un capteur de 4 mégapixels. Le mouchetis pratiqué est visible sur la Figure 89. La taille de sous-fenêtre utilisée est de 25x25 pixels ce qui correspond à environ 0,18x0,18 mm² soient 40 facettes suivant l'épaisseur de l'éprouvette. La profondeur de champ ne permet pas l'acquisition dans toute l'encoche mais est suffisante pour obtenir une bonne corrélation en fond d'encoche où les déformations sont maximales. Afin de post-traiter les résultats, une jauge fictive, qui correspond à la zone ombrée sur la Figure 90, de 7 sous-fenêtres x 1 sous-fenêtres est utilisée afin de suivre les déformations au cours de l'essai. Cela a pour objectif d'avoir une taille de jauge équivalente à celle de la jauge de déformation utilisée sur l'autre encoche et permet également de moyenner le bruit de mesure dans la zone où les déformations sont uniformes. Une photographie de l'éprouvette instrumentée entre les mors de la machine MTS® est visible sur la Figure 91. La comparaison entre les résultats obtenus par une jauge de déformation et par stéréo-corrélation d'images lors du premier cycle de chargement en traction répétée à une amplitude de 0,24 σ_y est visible sur la Figure 92, montrant une bonne corrélation entre les deux techniques bien que les résultats obtenus par stéréo-corrélation d'image soient plus bruités.

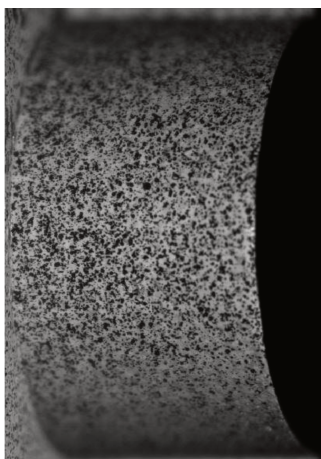


Figure 89 : Photographie du mouchetis dans l'encoche

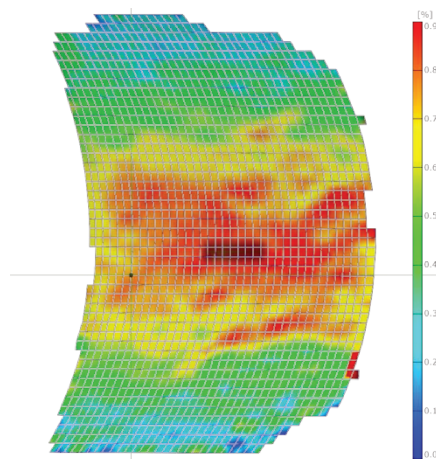


Figure 90 : Jauge artificielle (zone ombrée au centre) utilisée pour le post-traitement de la stéréo corrélation d'image



Figure 91 : Epreuve instrumentée entre les mors : jauge de déformation, stéréo-corrélation et mesure ACPD

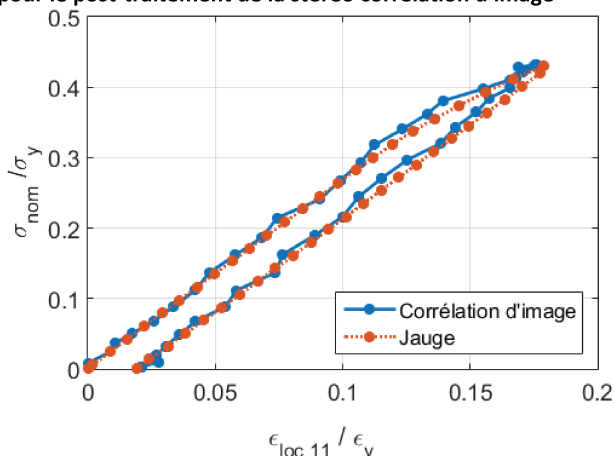


Figure 92 : Comparaison entre les mesures par stéréo-corrélation d'image et par jauge de déformations

Les données mesurées par les jauges de déformation vont permettre de valider les prévisions de déformations données par le modèle EF et par les méthodes simplifiées.

3.3) Mise au point des modèles éléments finis

Le modèle numérique utilisé est un modèle EF 3D réalisé sous Abaqus® d'un huitième de l'éprouvette, grâce à la triple symétrie du problème, présenté sur la Figure 93. Le maillage 2D est extrudé en 4 éléments suivant la demi-épaisseur pour un total de 5880 éléments à 8 nœuds. Les lois de comportement VAF et à seuil seront utilisées.

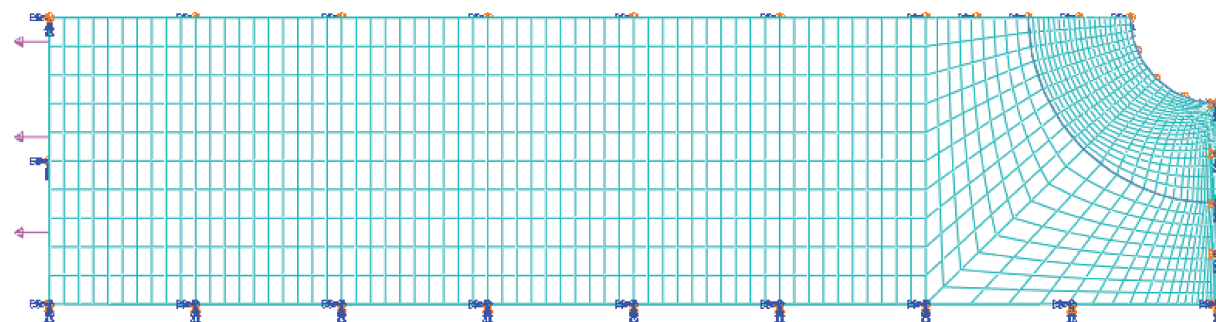


Figure 93 : Maillage plan de l'éprouvette avec conditions limites

Une validation du modèle EF a été réalisée par des mesures de l'amplitude de déformation stabilisée en fond d'encoche. La corrélation entre les amplitudes de déformation stabilisées mesurées expérimentalement et prévues numériquement est présentée sur la Figure 94. Si des différences

existent, l'ordre de grandeur est correct. La loi de comportement VAF et la LdC à seuil 1 sont représentées et montrent, toutes les deux, une bonne capacité à prévoir l'amplitude de déformation longitudinale stabilisée, pour une amplitude de chargement donnée.

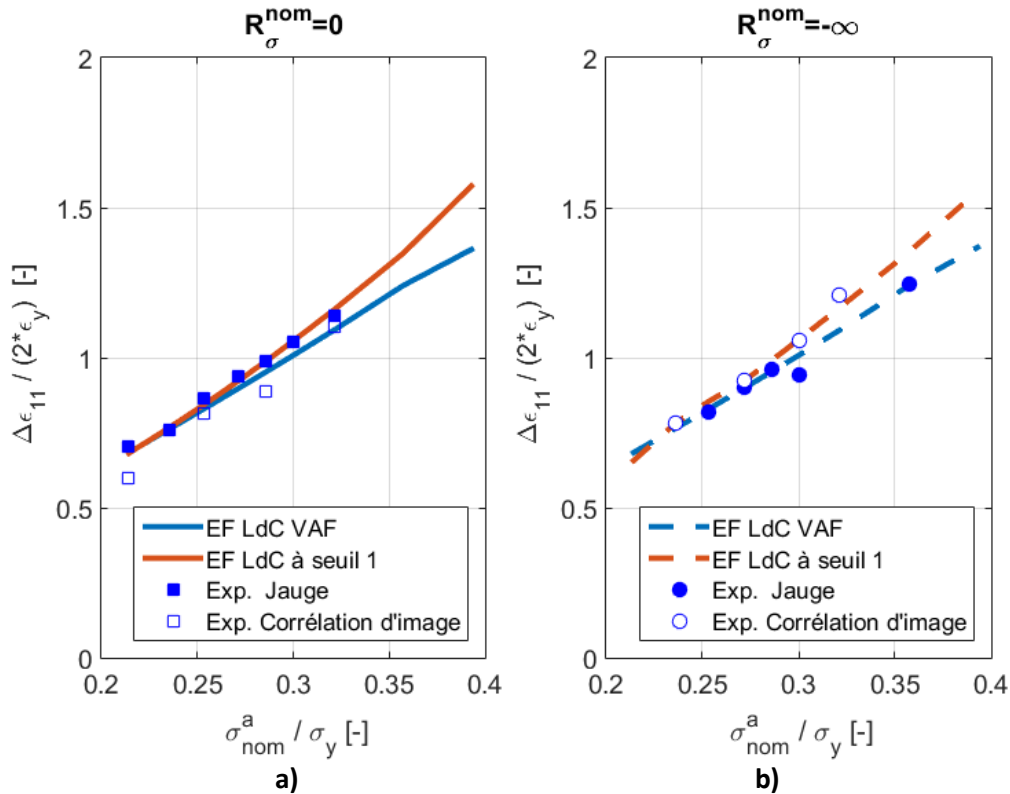


Figure 94 : Comparaison des amplitudes de déformations expérimentales avec les prévisions numériques données par les deux lois de comportement pour des chargements à $R_{\sigma}^{nom} = 0$ (a) et $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$ (b)

Les résultats du modèle EF permettent d'observer le rapport de chargement local R_{σ}^{loc} défini par

$$R_{\sigma}^{loc} = \sigma_{min}^{loc} / \sigma_{max}^{loc}. \quad 55$$

La Figure 95 montre les valeurs de R_{σ}^{loc} obtenues pour des chargements nominaux de traction répétée et de compression répétée. Avec la loi de comportement VAF, le rapport de chargement local est très proche de -1, ce qui correspondrait à un chargement local purement alterné, et ne présente pas de différence significative lorsque le chargement nominal change de signe. Avec la LdC à seuil 1, le rapport de charge local dépend à la fois du niveau de chargement et du signe de la contrainte nominale, permettant de rendre compte de l'influence du rapport de charge. Pour les plus hauts niveaux de chargement et avec les deux rapports de charge nominaux, le rapport de charge local converge vers -1, rendant ainsi compte du fait qu'il n'y a pas d'influence significative du rapport de charge nominal pour ces niveaux-là.

Afin de simuler numériquement le comportement cyclique du matériau, l'utilisation d'une UMAT® a été nécessaire. Cela a été fait pour pouvoir comparer les résultats de la méthode simplifiée à la méthode éléments finis. Cependant, dans le cadre d'une utilisation de la méthode en bureau d'étude, il n'est pas nécessaire de disposer de cette UMAT® puisque l'identification de l'opérateur de localisation se fait sur un quart de cycle et que les LdC avec et sans seuil décrivent le même comportement monotone.

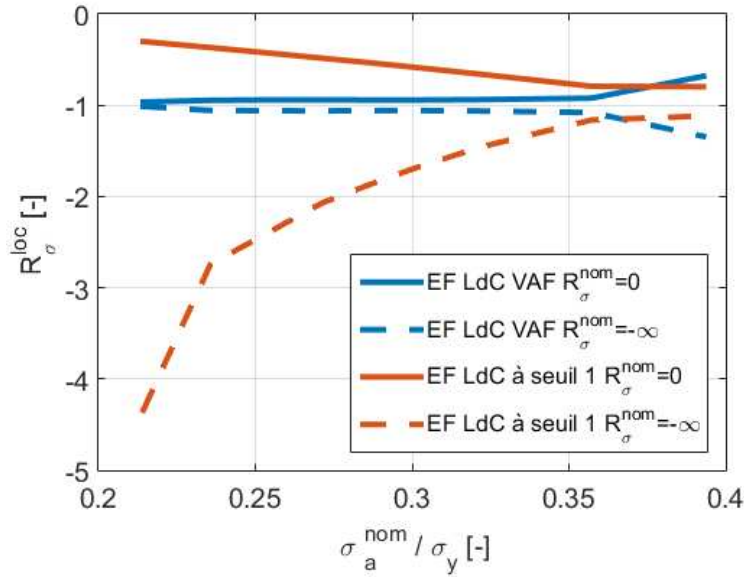


Figure 95 : Prévisions numériques des rapports de charge locaux R_{σ}^{loc} pour les deux lois de comportements et les deux rapports de charge nominaux

3.4) Identification des opérateurs de localisation

3.4.1) Mise en équations de l'opérateur de localisation de Herbland

L'opérateur de localisation $\underline{\underline{L}}^H$ doit ensuite être identifié terme par terme. Des simplifications peuvent être faites. Grâce à la condition de bord libre en surface de l'encoche, la localisation des contraintes, les tenseurs s'écrivent :

$$\underline{\underline{\sigma}}^{loc} = \begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ 0 \\ \sigma_{33} \\ 0 \\ \sigma_{13} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \underline{\underline{\epsilon}}_p^{loc} = \begin{pmatrix} \epsilon_{p11}^{loc} \\ 0 \\ \epsilon_{p33}^{loc} \\ 0 \\ \epsilon_{p13}^{loc} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \underline{\underline{L}}^H = \begin{pmatrix} L_{1111}^H & 0 & L_{1133}^H & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ L_{1133}^H & 0 & L_{3333}^H & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & L_{1313}^H & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad 56$$

La contrainte de cisaillement σ_{13} étant négligeable dans le cas d'éprouvettes plates sollicitées en traction-compression, l'équation 52 devient un couple d'équations scalaires qui dans le cas où la sollicitation nominale est uniaxiale s'écrit :

$$\begin{cases} \sigma_{11}^{loc} = K t_{1111} \sigma_{11}^{nom} - L_{1111}^H \epsilon_{p11}^{loc} - L_{1133}^H \epsilon_{p33}^{loc} \\ \sigma_{33}^{loc} = K t_{1133} \sigma_{11}^{nom} - L_{3333}^H \epsilon_{p33}^{loc} - L_{1133}^H \epsilon_{p11}^{loc} \end{cases} \quad 57$$

Il ne reste donc que trois termes à identifier qui sont optimisés sur la première charge. En pratique, il suffit de déterminer la valeur de L_{1133}^H . Grâce au couple d'équations précédent, les paramètres sont obtenus

$$\begin{cases} L_{1111}^H = \frac{(K t_{1111} \sigma_{11}^{nom} - \sigma_{11}^{loc} - L_{1133}^H \epsilon_{p33}^{loc})}{\epsilon_{p11}^{loc}} \\ L_{3333}^H = \frac{(K t_{1133} \sigma_{11}^{nom} - \sigma_{33}^{loc} - L_{1133}^H \epsilon_{p11}^{loc})}{\epsilon_{p33}^{loc}} \end{cases} \quad 58$$

3.4.2) Mise en équations de l'opérateur de localisation de Darlet

En 2014, Darlet a proposé l'identification de l'opérateur de localisation $\underline{\underline{L}}^D$ basée sur les travaux de thèse Sauzay en 2000 [74]. Ce dernier a étendu le problème d'une inclusion élasto-plastique dans un milieu élastique décrit par Eshelby [68] à celui d'une inclusion élastique hémisphérique en surface. La loi de localisation s'écrit alors

$$\begin{cases} L_{1111}^D = L_{3333}^D = 2G(1 - \beta)Z \\ L_{1133}^D = L_{1111}^D * z \end{cases}, \quad 59$$

où G est le module de cisaillement calculé comme

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}. \quad 60$$

β est le facteur de localisation d'une inclusion plastique dans une matrice élastique telle que proposée par Eshelby en 1958 par

$$\beta = \frac{2(4 - 5\nu)}{15(1 - \nu)}. \quad 61$$

La valeur de Z a été évaluée à 1,79 par Deperrois en 1990 [16] comme la valeur du rapport des contraintes au centre d'une inclusion élastique hémisphérique en surface et Darlet a montré que

$$z = \frac{a - b - \nu + ab\nu}{ab + \nu(a - b) - 1}, \quad 62$$

où a est identifié en fonction du coefficient de Poisson par un calcul EF

$$a = \frac{\sigma_{i33} - \nu\sigma_{i11}}{\nu\sigma_{i33} - \sigma_{i11}}. \quad 63$$

Enfin, b est identifié de manière similaire à a en utilisant un coefficient de Poisson $\nu = 0,5$ afin de simuler le comportement plastique isochore, à la fois dans un second calcul EF et dans l'équation 63.

3.4.3) Mise en pratique des deux procédures d'identification

Pour identifier l'opérateur de localisation de méthode simplifiée de Darlet (MSD), deux simulations EF élastiques sont donc nécessaires contre une seule simulation mais élasto-plastique pour la méthode simplifiée de Herbland (MSH). Dans le cas de la MSD, les données à extraire du modèle EF sont la contrainte au point critique dans les directions longitudinale (11) et hors-plan (33) en se référant au repère de la Figure 84. Il est également nécessaire de connaître la contrainte nominale qui pilote le chargement. Dans le cas de la MSH, il est également nécessaire d'extraire la déformation plastique au point critique.

L'opérateur de Darlet peut être identifié sur n'importe quel incrément de calcul élastique EF et ne dépend pas de l'amplitude du chargement. La procédure d'identification découle directement des équations de la section 3.4.2) et ne nécessite pas d'optimisation ni de choix sur les amplitudes de chargement. Le reste de cette section est consacrée à l'opérateur de Herbland. Il est important de noter que l'une ou l'autre des lois de comportement peut être utilisée puisque le comportement qu'elles représentent est identique lors du premier quart de cycle.

En ce qui concerne le niveau de chargement utilisé pour l'opérateur de localisation afin d'obtenir une courbe complète de durée de vie, les travaux originaux de Herbland ne donnent pas de consigne directe. Cela laisse à penser qu'il n'y a pas d'hypothèses faites sur le niveau de chargement. Il est donc supposé qu'il est nécessaire de l'identifier pour chaque niveau de chargement cyclique simulé.

Les travaux de Plessis [61] ont montré qu'il était conservatif de n'identifier l'opérateur de localisation qu'une seule fois pour le chargement maximal. Cependant, ce conservatisme peut être coûteux puisqu'il conduit alors au surdimensionnement pour les plus faibles chargements comme il sera montré dans la section 3.8.4).

Une solution intermédiaire est proposée ici. Le terme de couplage de l'opérateur de localisation L_{1133}^H est optimisé une seule fois sur le chargement maximal. Ensuite, l'opérateur est calculé directement, pour chaque niveau de chargement, par la méthode simplifiée grâce aux équations 58. Le choix du chargement maximal n'est pas fait pour le conservatisme mais car cela permet d'identifier une valeur de L_{1133}^H sur l'ensemble du trajet de chargement.

L'identification de l'opérateur de localisation est alors entièrement intégrable dans la routine de calcul de la méthode simplifiée et présente un temps d'exécution négligeable. Enfin, les données pour les chargements les plus faibles sont déjà disponibles dans la simulation EF du chargement le plus élevé. La méthodologie complète de l'identification de l'opérateur est résumée sur la Figure 96.

Si l'hypothèse des contraintes planes peut être choisie, la méthode peut alors être appliquée en uniaxial. L'étape 4 est alors supprimée et l'étape 5 est réduite à la résolution d'une seule équation.

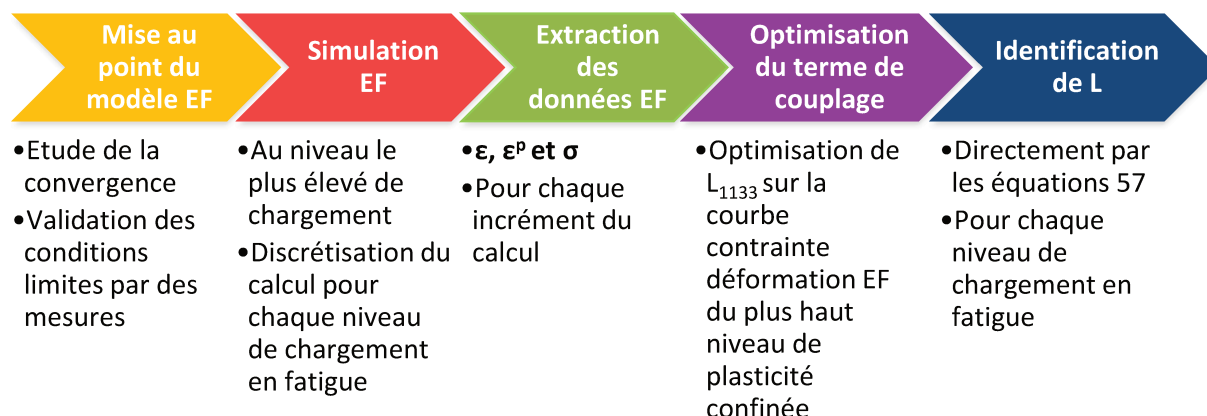


Figure 96 : Procédure d'identification de l'opérateur de localisation de Herbland

Le terme de couplage a été identifié sur le niveau à $\sigma_{nom}^{max} = 0,71 \sigma_y$ car le niveau à $0,79 \sigma_y$ ne respecte pas l'hypothèse de plasticité confinée de la méthode simplifiée comme le montre la Figure 97. La méthode sera cependant étendue sur ce dernier niveau avec une attention particulière.

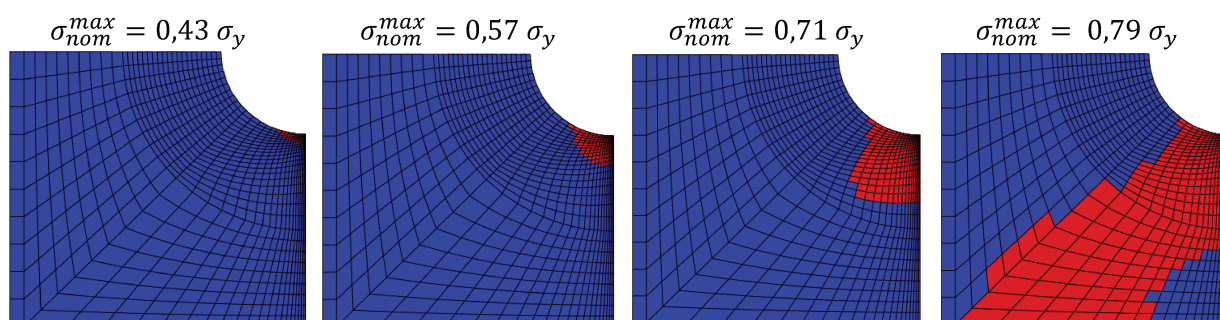


Figure 97 : Zones de plasticité à l'issue de la première charge pour quatre niveaux de chargement

Il est également possible de coupler les deux méthodes en identifiant la valeur de L_{1133}^H à l'aide des travaux de Darlet [12]. Dans le cas complètement multiaxial où les contraintes de cisaillement ne peuvent être négligées (ce qui n'est pas le cas ici), l'opérateur de localisation est également obtenu sans faire plus de calculs par Darlet, tandis qu'il est nécessaire d'effectuer un deuxième calcul élasto-plastique suivant la méthode de Herbrand. Il pourrait être également identifié par la méthodologie proposée par Darlet, permettant une identification déterministe des opérateurs, ce qui combine l'avantage d'un opérateur lié au chargement et *a priori* plus robuste au regard du trajet de chargement et d'une identification sans procédure d'optimisation.

3.4.4) Prévisions du premier quart de cycle par les MS

Les résultats de l'identification de l'opérateur de Herbrand et de l'opérateur de Darlet pour 4 niveaux de chargement de traction monotone, sont visibles respectivement sur la Figure 98 et la Figure 99. Les résultats sont meilleurs sur les plus petits niveaux bien que l'identification du terme de couplage ait été faite sur un niveau élevé. Il est important de noter que, grâce à la symétrie de la loi de comportement, l'opérateur est indépendant du signe du chargement.

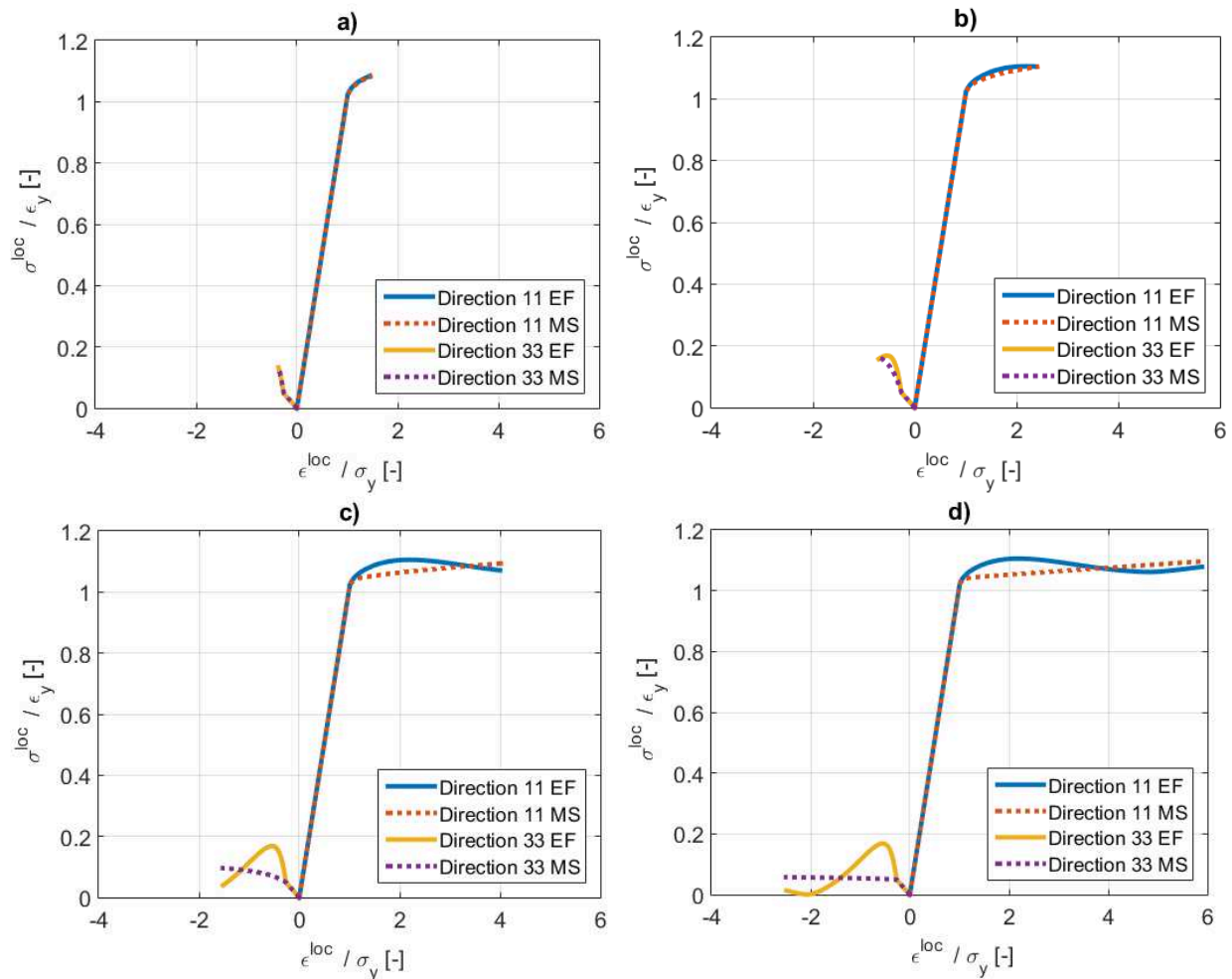


Figure 98 : Identification de l'opérateur de localisation de Herbrand pour 4 niveaux de chargement : a) $\sigma_{max}^{nom} = 0,43 \sigma_y$, b) $\sigma_{max}^{nom} = 0,57 \sigma_y$, c) $\sigma_{max}^{nom} = 0,71 \sigma_y$ et d) $\sigma_{max}^{nom} = 0,79 \sigma_y$

Si l'opérateur de Herbrand semble plus à même de reproduire le comportement local sur ces chargements de traction, c'est en partie parce qu'il a été directement identifié sur chacun de ces trajets. L'objectif de l'application de ces méthodes simplifiées étant la prévision des paramètres

stabilisés servant au calcul des critères de fatigue, l'étape de validation suivante est la comparaison des boucles stabilisées prévues par les deux méthodes avec celles obtenues par EF.

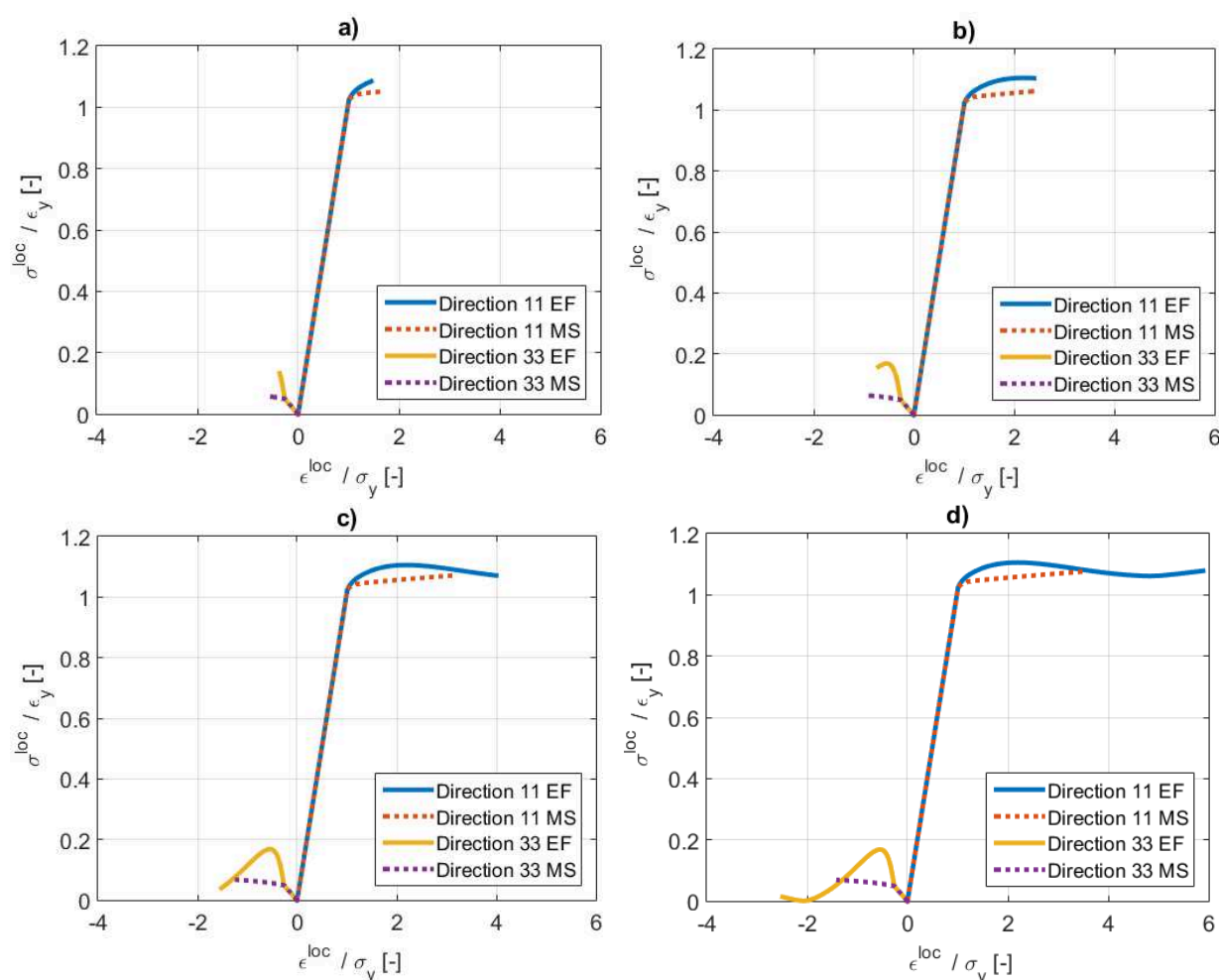


Figure 99 : Résultats de l'identification de l'opérateur de localisation de Darlet pour 4 niveaux de chargement : a) $\sigma_{max}^{nom} = 0,43 \sigma_y$, b) $\sigma_{max}^{nom} = 0,57 \sigma_y$, c) $\sigma_{max}^{nom} = 0,71 \sigma_y$ et d) $\sigma_{max}^{nom} = 0,79 \sigma_y$

Le Tableau 11 résume les écarts observés à l'issue du premier quart de cycle sur les valeurs maximales de contraintes et de déformations locales observées sur les 2 figures précédentes. Si les valeurs de contraintes sont bien prévues avec les 2 opérateurs, ce qui s'explique en partie par le comportement quasiment plastique parfait du matériau, les écarts sur la déformation maximale observée sont de 22% pour le dernier niveau de plasticité confinée et atteignent 40 % pour le niveau suivant avec l'opérateur de localisation de Darlet. En revanche, les écarts sur le niveau maximal sont négligeables avec l'opérateur de Herbrand.

σ_{max}^{nom}	ϵ_{max}^{loc}		σ_{max}^{loc}	
	MSH	MSD	MSH	MSD
0,43	0,2%	9,1%	-0,2%	-3,1%
0,57	0,2%	-1,7%	-0,1%	-4,0%
0,71	0,3%	-22,4%	2,1%	0,0%
0,79	0,3%	-40,2%	1,7%	-0,3%

Tableau 11 : Ecart relatifs en % sur les valeurs prévues par les méthodes simplifiées par rapport à la prévision EF du premier quart de cycle.

3.5) Boucles stabilisées pour les lois VAF et à seuil 1 à $R_\sigma=0$ et $R_\sigma=-\infty$ (MS & EF)

Une fois que l'opérateur de localisation est identifié, le comportement cyclique peut être simulé jusqu'à obtention de la boucle stabilisée. La comparaison des boucles pour les deux lois à $R_\sigma^{nom} = 0$, respectivement à $R_\sigma^{nom} = -\infty$, est réalisée sur la Figure 100, respectivement la Figure 101, pour les 4 niveaux de chargement précédents et par les trois méthodes :

- méthode éléments finis (EF) ;
- méthode simplifiée avec opérateur de localisation de Herbrand (MSH) ;
- méthode simplifiée avec opérateur de localisation de Darlet (MSD).

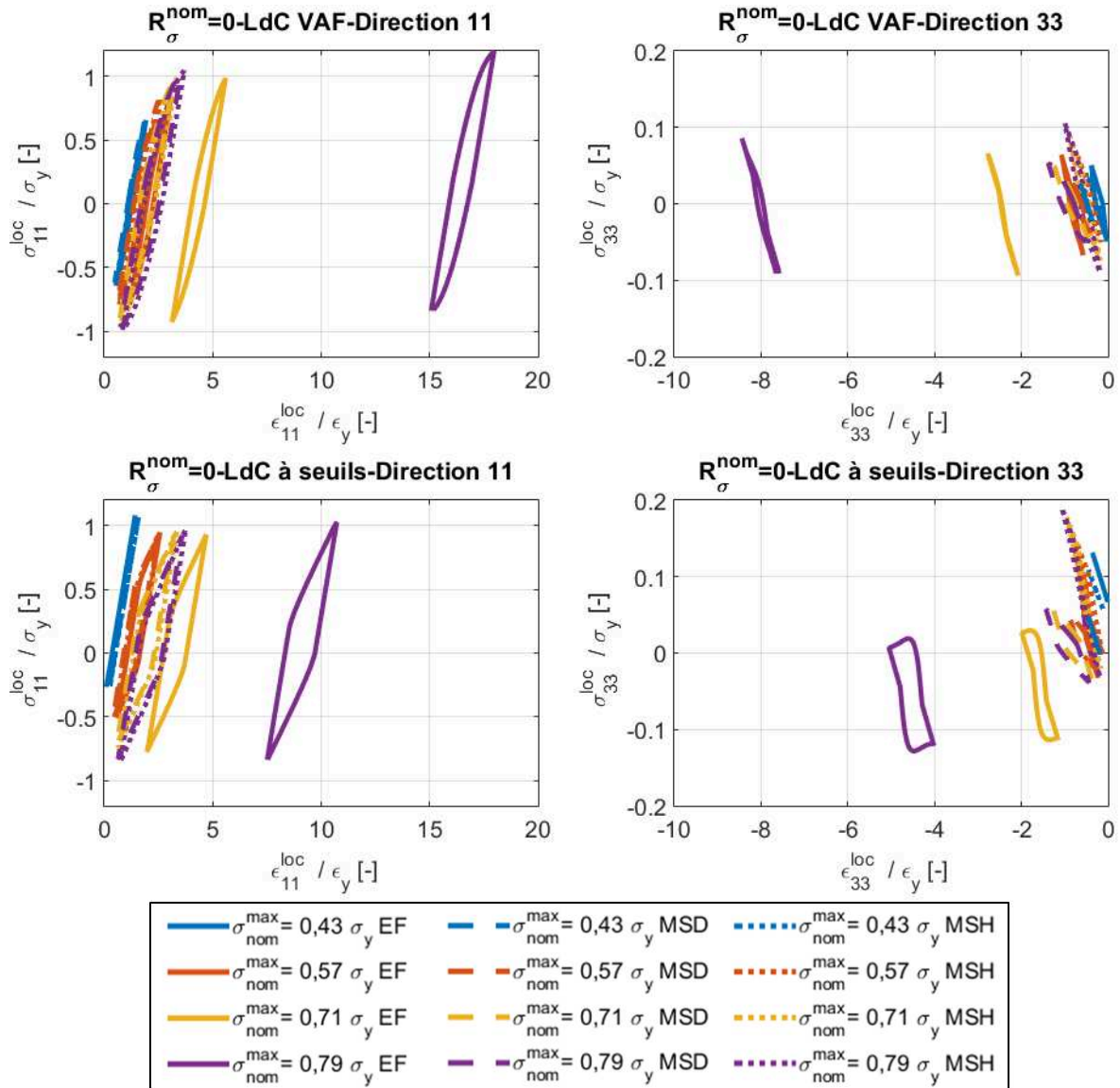


Figure 100 : Boucles d'hystérésis stabilisées dans les directions 11 et 33 pour LdC VAF et à seuil 1 pour quatre niveaux de chargements nominaux à $R_\sigma^{nom} = 0$

Si la forme et la taille des boucles prévues par les MS sont comparables aux boucles obtenues par EF, le niveau de déformation maximal n'est pas. Cette différence vient d'une déformation cyclique progressive plus élevée avec la méthode EF qu'avec les MS. Cette déformation est liée à la configuration d'éprouvettes à encoches et au pilotage nominal/local. En effet, la loi de comportement ne permettrait pas de simuler un phénomène de Rochet à long terme sur une structure sans concentrateur de contrainte, comme lors du chapitre II. Cette déformation apparaît

principalement sur les niveaux de chargement élevés pour lesquels aucune mesure de déformation n'a été réalisée (cf Figure 94), ce qui empêche toute comparaison essais/calculs.

Heureusement, puisque c'est l'amplitude de déformation qui est utilisée dans les critères de fatigue proposés, cet écart sur la prévision des maximums de déformation n'aura donc pas de conséquence directe sur les prévisions de durée de vie à l'amorçage.

Quel que soit le rapport de charge utilisé, la méthode simplifiée de Herbrand couplée à une loi de comportement à seuil permet de décrire la forme des boucles et les niveaux de contraintes principales prévus par la méthode EF avec un gain de temps considérable³. L'étape suivante est l'obtention des paramètres stabilisés entrant dans les critères utilisés.

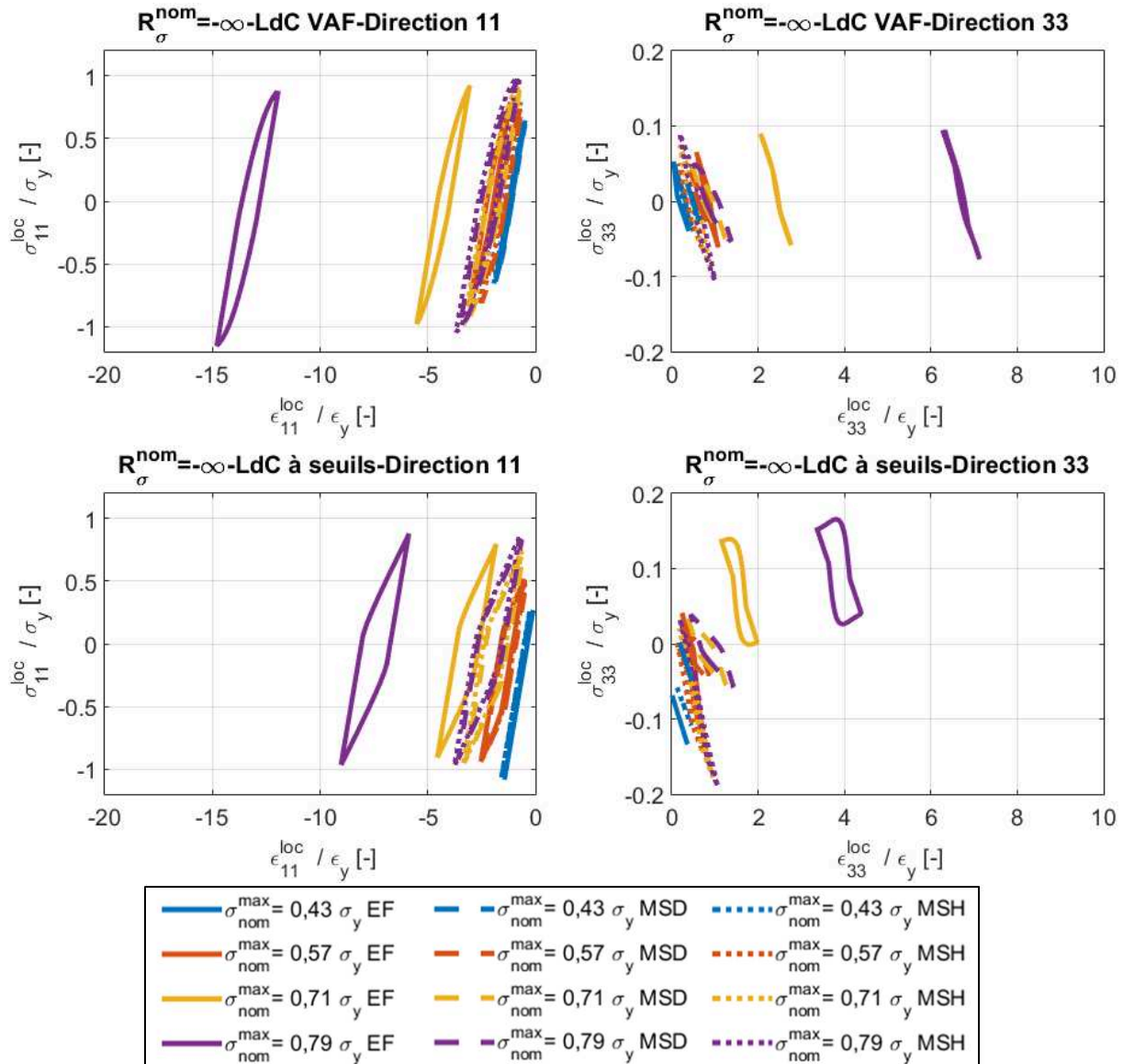


Figure 101 : Boucles d'hystérésis stabilisées dans les directions 11 et 33 pour les LdC VAF et à seuil 1 pour 4 niveaux de chargements nominaux à $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$

³ Le gain de temps de calcul est estimé à un facteur 100 sur des structures simples comme celles-ci, maillées avec moins de 6000 éléments. Le gain est d'autant plus important que la structure comprend d'éléments.

3.6) Comparaison des prévisions des paramètres des critères d'amorçage

La Figure 102 montre les amplitudes de déformation équivalentes stabilisées obtenues par les trois méthodes, pour les deux rapports de charge et les lois de comportement VAF et à seuil 1. Pour rappel (cf. chapitre I), l'amplitude de déformation équivalente est calculée selon

$$\Delta\epsilon_{eq} = \sqrt{\frac{\Delta\epsilon^e : \Delta\epsilon^e}{1 + 2\nu^2}} + \sqrt{\frac{2}{3} \frac{\Delta\epsilon^p : \Delta\epsilon^p}{\sigma_y^2}} \quad 64$$

Les résultats de la Figure 102 permettent de valider l'utilisation des méthodes simplifiées pour le calcul de ce premier paramètre commun à tous les critères choisis dans cette étude quelle que soit la façon d'identifier l'opérateur de localisation. Les résultats EF d'amplitude de déformation ayant été validés par des mesures de jauge (cf. section 3.3), ils peuvent maintenant servir de moyen de validation pour les méthodes simplifiées.

Lorsque l'hypothèse de plasticité confinée est respectée, *i.e.* pour tous les niveaux de chargements à l'exception du dernier, les résultats des deux MS sont similaires et très proches des prévisions EF.

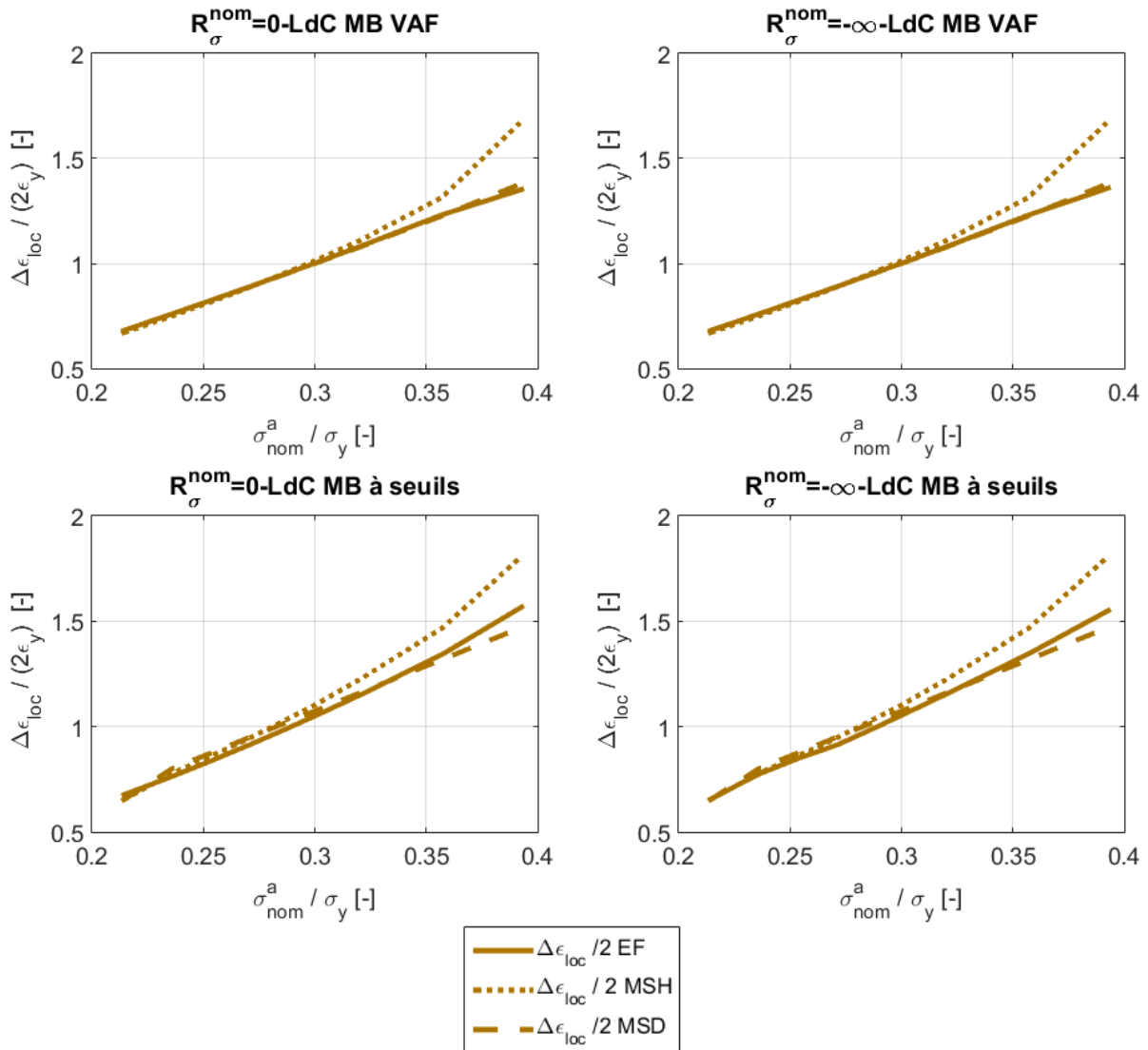


Figure 102 : Comparaison entre les prévisions d'amplitudes de déformations équivalentes stabilisées pour les deux lois de comportement par EF et par les deux MS pour les deux rapports de charge ($R_{\sigma}^{nom} = 0$ et $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$)

La Figure 103 montre les contraintes moyennes et maximales équivalentes stabilisées pour les lois de comportement VAF et à seuil et les deux rapports de charge. Le dernier niveau de chargement, qui ne respecte pas l'hypothèse de plasticité confinée, présente une moins bonne corrélation EF/MS.

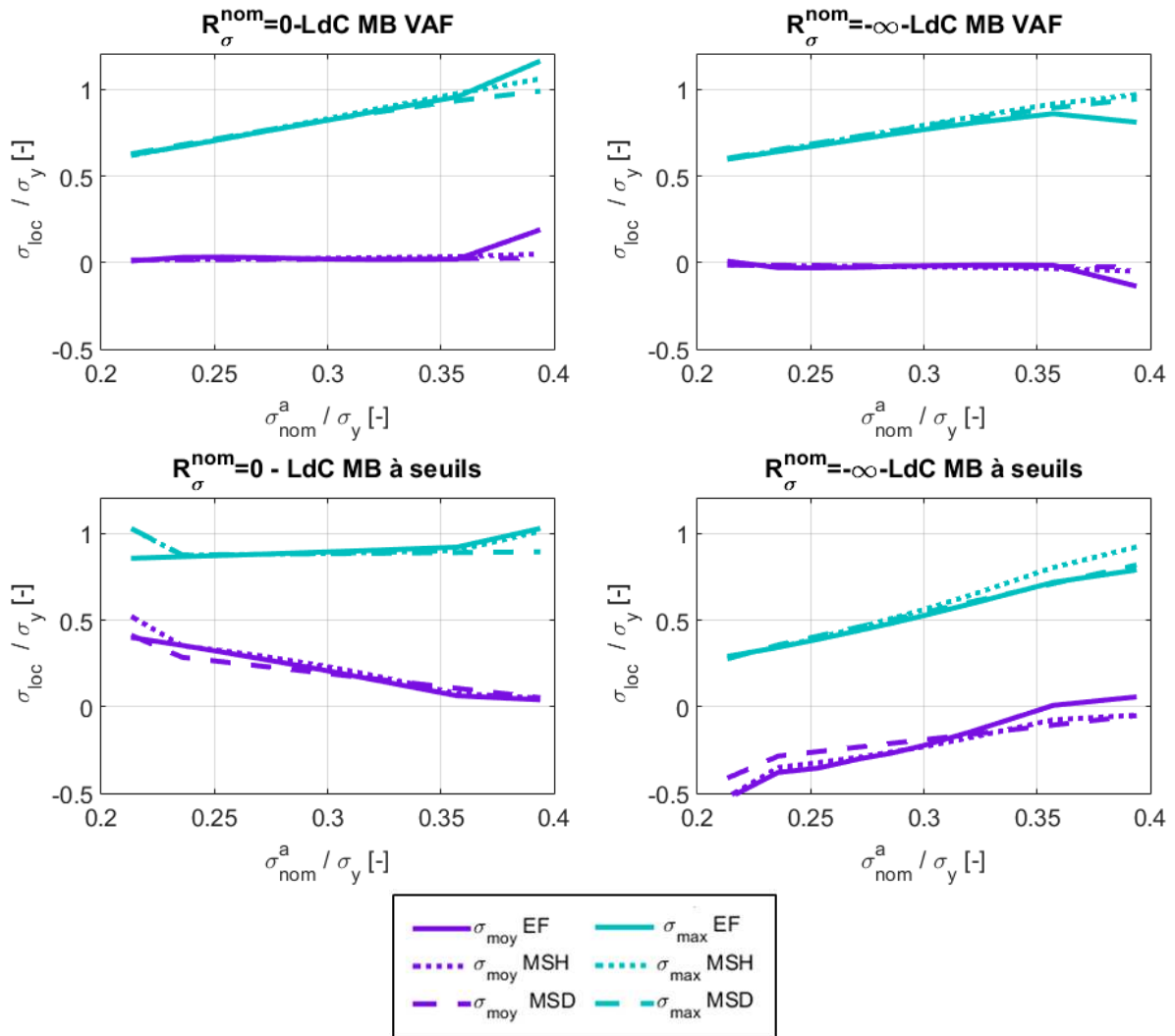


Figure 103 : Comparaison entre les prévisions de contraintes moyennes et maximales équivalentes stabilisées pour les deux lois de comportement par EF et par les 2 MS pour les deux rapports de charge ($R_{\sigma}^{nom} = 0$ et $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$)

Très peu de différences apparaissent sur les amplitudes de déformations et les contraintes maximales équivalentes. En effet, les normes quadratiques utilisées pour ces deux paramètres permettent de diminuer les différences observées dans la direction hors-plan. Pour rappel, la contrainte maximale équivalente est calculée suivant

$$\sigma_{max eq} = J_2(\sigma_{max}) = \sqrt{\frac{3}{2} \sigma_{max}^D : \sigma_{max}^D} \quad 65$$

Une différence plus importante est visible sur les prévisions de contraintes moyennes équivalentes avec la loi à seuil 1. Cela est dû au fait que, si elle a l'avantage de conserver le signe du tenseur, l'utilisation de la trace comme paramètre d'équivalence donne le même poids aux contraintes longitudinale et hors-plan (direction 33). Or, ces dernières sont moins bien estimées.

Il est à noter aussi qu'une formulation multiaxiale basée sur une approche plan critique (cf. Chapitre I) aurait pu être utilisée et aurait conduit dans le cas présent à des résultats similaires comme il sera montré dans la section 3.8.1.

Il est très important d'observer que quel que soit le cas de chargement, la contrainte moyenne est entièrement relâchée avec la loi de comportement VAF. Ce constat indique que la gamme d'amplitudes de déformations stabilisées prévues correspond à la même que celle du chapitre II où il n'est pas pertinent d'étudier l'influence du rapport de charge via les critères proposés avec une loi sans seuil.

3.7) Comparaison des prévisions de durées de vie EF, MS et expérimentales

Les prévisions de durée de vie à l'amorçage obtenues à l'aide du critère de fatigue proposé dans le chapitre I, *i.e.* le critère de Morrow modifié, sont présentées sur la Figure 104. Les valeurs ont été calculées à l'aide des résultats EF et pour les deux méthodes simplifiées. La première constatation est que toutes les prévisions sont conservatives. La deuxième est que les trois méthodes (EF + 2 MS) donnent sensiblement les mêmes résultats.

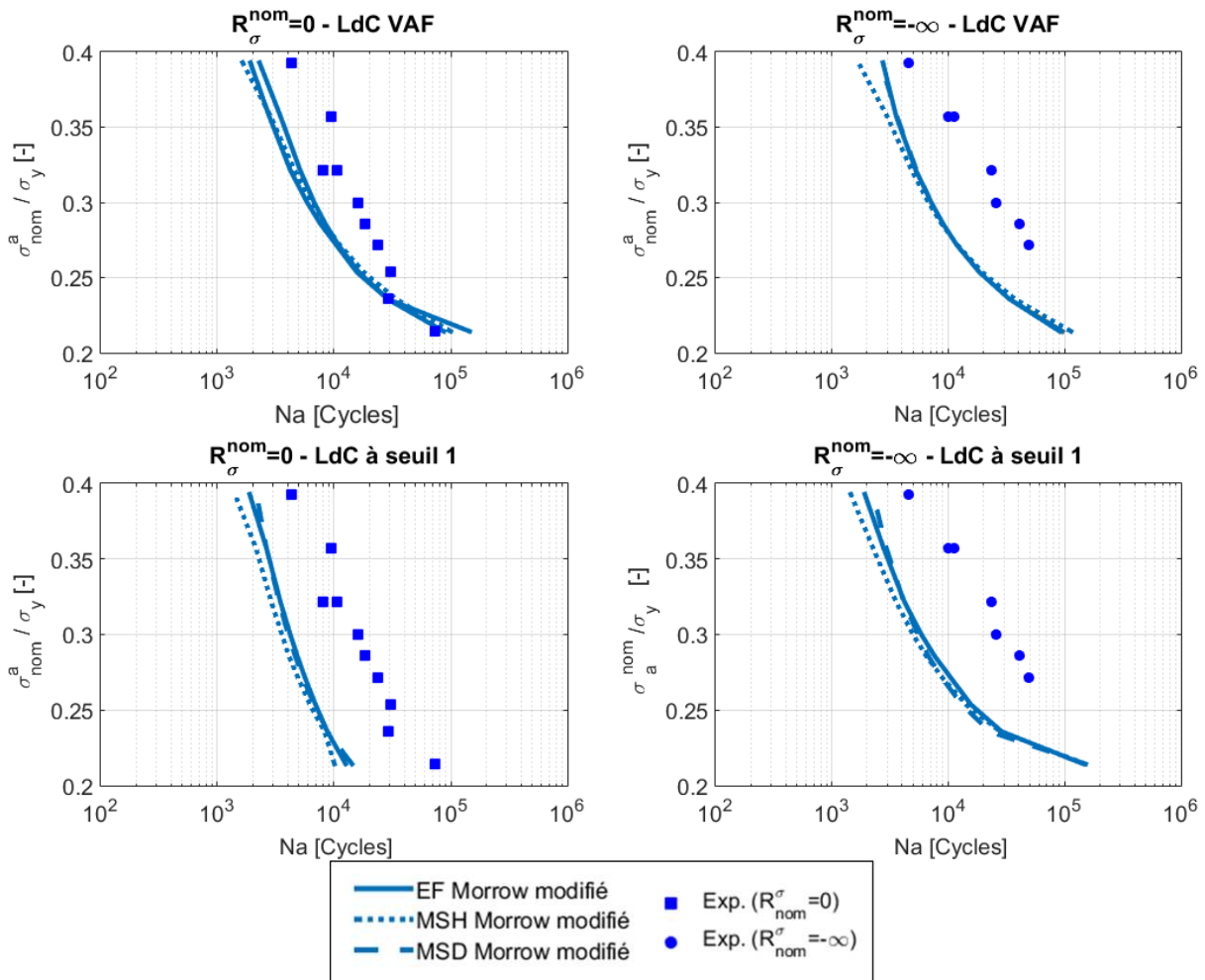


Figure 104 : Comparaison entre les prévisions de durées de vie pour les deux lois de comportement par EF et par les 2 MS avec les durées de vie expérimentales pour les deux rapports de charge ($R_{\sigma}^{nom} = 0$ et $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$)

Avec la loi de comportement VAF, le critère ne prévoit aucun effet du rapport de charge nominal sur les durées de vie, puisque la contrainte moyenne est relâchée. Avec la LdC à seuil 1, les durées de vie prévues sont plus faibles pour les essais en traction répétée ($R_{\sigma}^{nom} = 0$) que pour les essais en compression répétée ($R_{\sigma}^{nom} = -\infty$) conformément à ce qui est observé expérimentalement. Il en résulte un conservatisme constant avec la loi à seuil 1. L'incapacité de la loi VAF à prévoir correctement la contrainte moyenne avait déjà été notée lors des essais d'identification de la loi de comportement et se retrouve ici.

La confrontation entre durées de vie calculées, à partir des résultats EF obtenus avec la loi à seuil 1, pour les quatre critères et celles observées expérimentalement est visible sur la Figure 105. Il apparaît clairement que le seul critère pour lequel le conservatisme est constant, quel que soit le rapport de charge nominal, est le critère de Morrow modifié. C'est aussi le critère le plus conservatif.

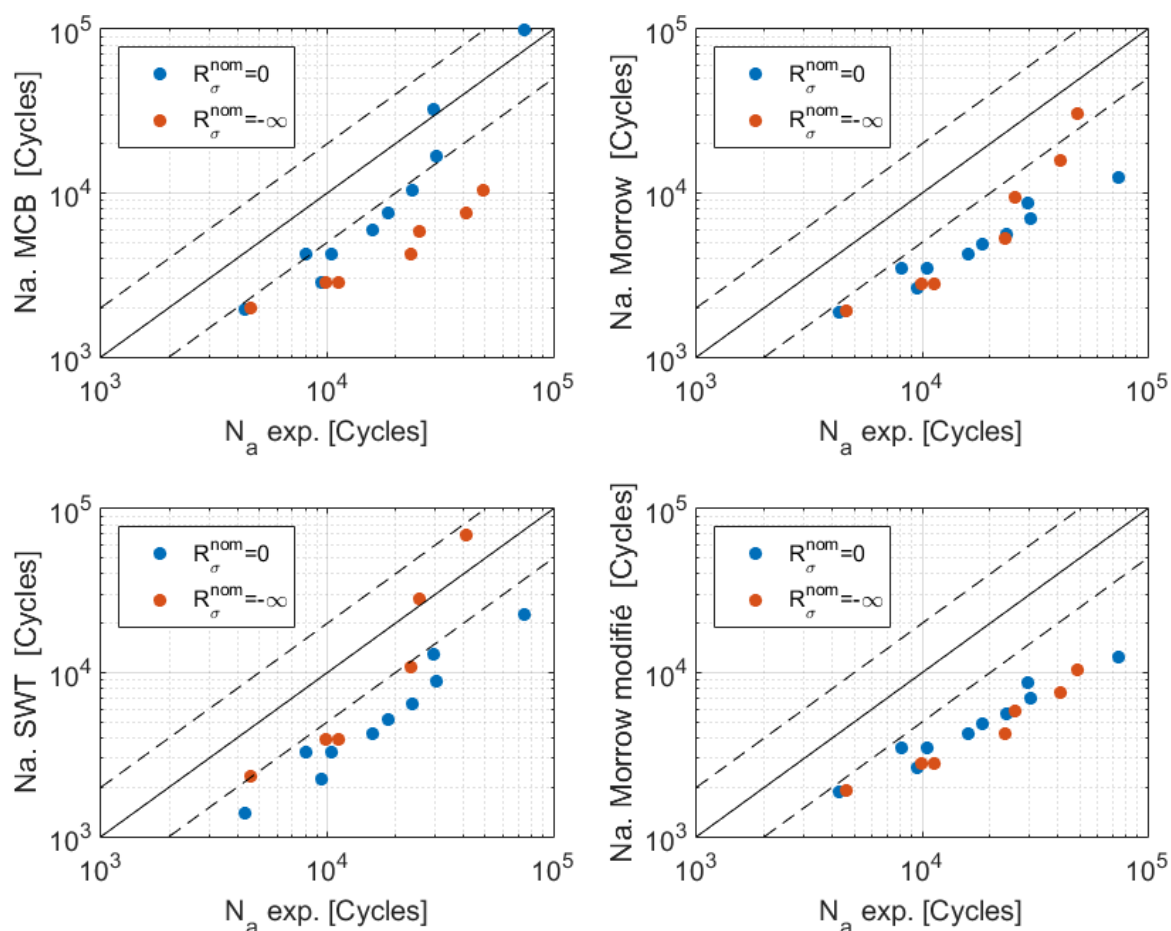


Figure 105 : Prévisions de durées de vie calculées, à partir des résultats EF obtenus avec la loi à seuil 1, et avec les quatre critères confrontées aux durées de vie expérimentales.

En conclusion de cette sous-partie, il convient de retenir que :

- la LdC à seuil 1 permet de décrire l'influence du rapport de charge, contrairement à la loi VAF. C'est un point essentiel pour la prise en compte future des contraintes résiduelles ;
- l'utilisation de l'une ou l'autre des méthodes simplifiées donne des résultats similaires aux résultats obtenus par EF, même si une différence sur les durées de vie prévues est observée ;
- seul le critère de Morrow modifié permet d'obtenir des prévisions de durées de vie avec un conservatisme qui ne dépend pas du rapport de charge, montrant que la méthode de dimensionnement est robuste vis-à-vis de ce paramètre. Ce dernier point est de bon augure pour la prise en compte des contraintes résiduelles qui sera détaillée dans le prochain chapitre ;

Plusieurs choix ont dû être effectués afin de mettre au point le modèle. Afin de compléter ce chapitre, une étude de l'influence de ces choix sur les durées de vie est maintenant présentée :

- du critère d'équivalence ;
- de la valeur du seuil dans la loi de comportement ;
- d'une hypothèse des contraintes planes ;
- de l'identification d'un unique opérateur de localisation pour tous les niveaux ;
- de l'effet de gradient.

3.8) Etude de la sensibilité des résultats par rapport aux choix effectués

3.8.1) Sur les paramètres d'équivalence multiaxiaux du critère de fatigue

Le critère d'équivalence proposé résulte d'un choix fait pour introduire l'influence d'une contrainte hors plan tout en assurant une continuité avec un cas de chargement uniaxial. Un critère d'équivalence de type plan critique aurait également pu être utilisé où le plan critique est celui pour lequel la déformation normale est maximale. L'influence de ce choix sur l'amplitude de déformation calculée par EF lors des essais en traction répétée est montrée sur la Figure 106. Par la configuration quasiment uniaxiale, aucune différence significative n'est observée entre ces deux critères. Une légère sous-estimation est cependant observée sur la courbe de contrainte maximale visible sur la Figure 107 lorsque le critère de von Mises est utilisé. La courbe de la contrainte moyenne visible sur la même figure montre une légère différence entre l'utilisation de la contrainte moyenne dans la direction principale et le premier invariant du tenseur de la contrainte moyenne.

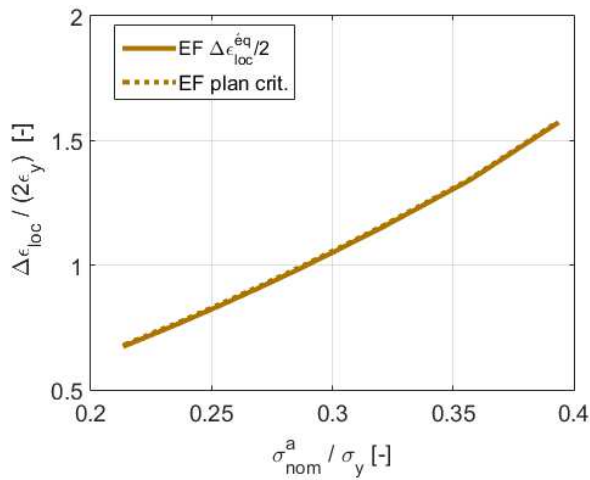


Figure 106 : Influence du critère d'équivalence sur les amplitudes de déformations stabilisées (EF, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

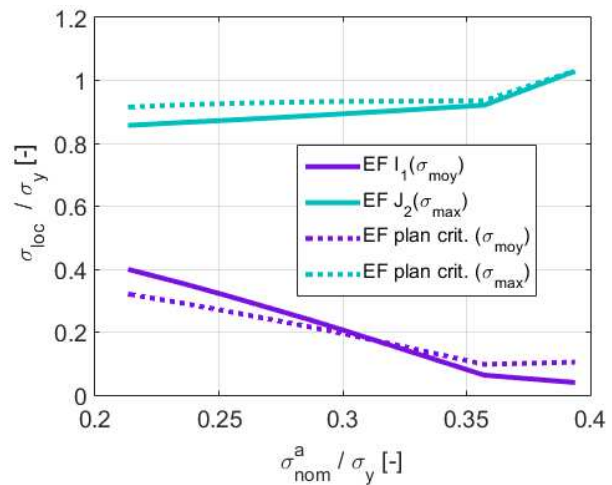


Figure 107 : Influence du critère d'équivalence sur les contraintes moyennes et maximales stabilisées (EF, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

Il en résulte une absence d'influence significative du critère d'équivalence sur la courbe de MCB visible sur la Figure 112. Le critère de Morrow modifié n'est pas représenté car il est identique au critère de Morrow puisque la contrainte moyenne est positive. Avec les autres critères, quel que soit le niveau de chargement étudié, les essais effectués donnent un état de contraintes quasiment uniaxial. L'influence des critères d'équivalence est donc faible et reste inférieure à 20%.

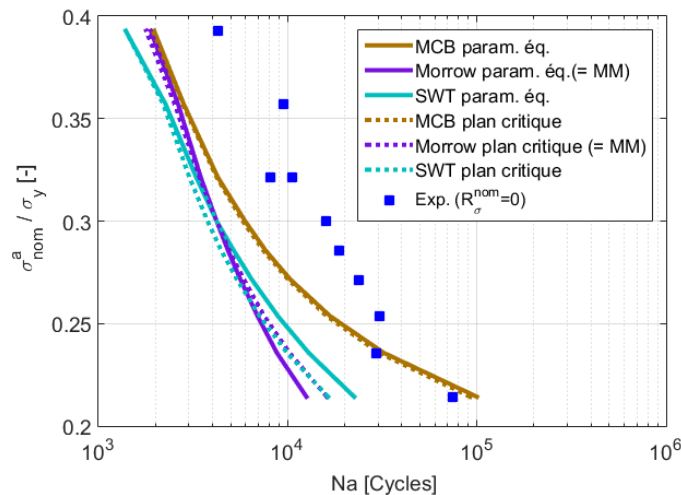


Figure 108 : Influence du critère d'équivalence sur les durées de vie prévues (EF, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

3.8.2) Influence de la valeur du seuil de la loi de comportement

Afin d'étudier l'influence de la valeur du seuil, les résultats obtenus via la MSH avec la LdC à seuil 1 ($X_{lim} = 0,34 \sigma_y$) et la LdC à seuil 2 ($X_{lim} = 0,21 \sigma_y$) sont comparés. L'utilisation de la LdC à seuil 1 surestime les amplitudes de déformations prévues pour les niveaux de chargement élevés (Figure 109) et les prévisions de contraintes stabilisées (Figure 110), ce qui implique à chaque fois une sous-estimation des durées de vie visibles sur la Figure 111.

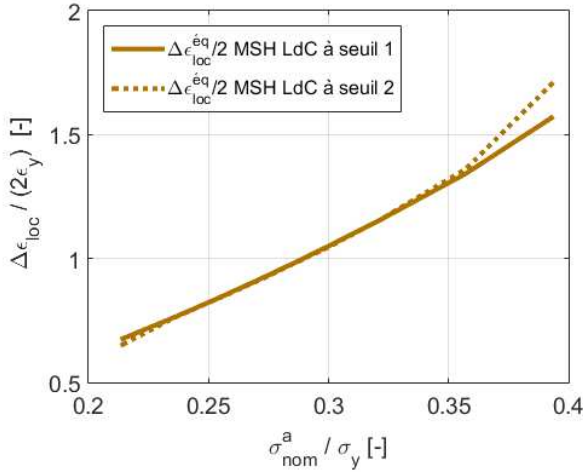


Figure 109 : Influence du seuil sur les amplitudes de déformation équivalentes stabilisées (MSH, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

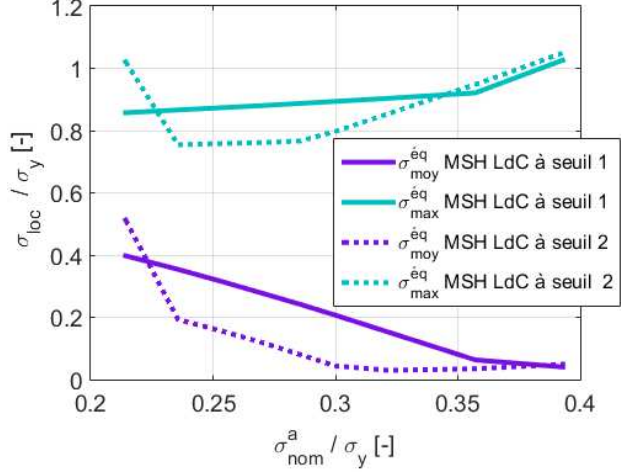


Figure 110 : Influence du seuil sur les contraintes moyennes et maximales équivalentes stabilisées (MSH, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

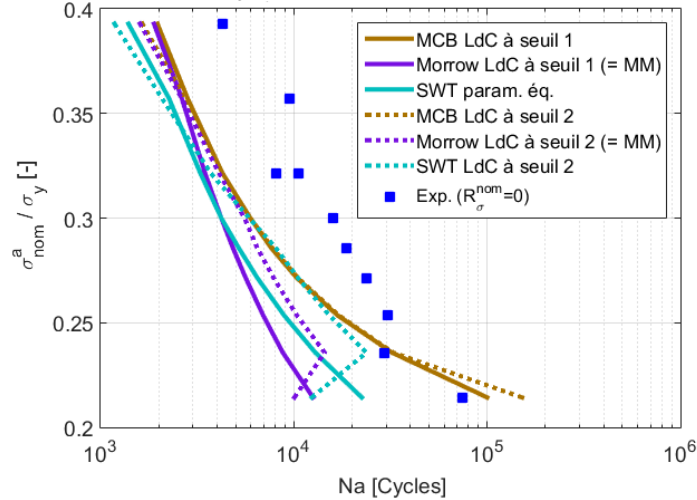


Figure 111 : Influence de la valeur du seuil sur les durées de vie prévues (MSH, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

3.8.3) Non-conservatisme d'une hypothèse contraintes planes

De par la géométrie des éprouvettes AmFiBiE et l'état de contraintes engendré par le chargement résiduel et cyclique qu'elles subissent, l'hypothèse d'un état de contraintes planes dans l'ensemble de l'éprouvette semble raisonnable. Cette hypothèse permet de réduire les temps de calcul, à la fois par EF et également par les MS. La méthode simplifiée de Herbrand, sous hypothèse de contraintes planes, peut se résumer à une équation scalaire en surface de l'encoche [75] :

$$\sigma_{11}^{loc} = K t_{1111} \sigma_{11}^{nom} - L_{1111}^H \epsilon_{p11}^{loc}. \quad 66$$

L'identification de l'unique terme restant L_{1111}^H est alors donnée directement par

$$L_{1111}^H = \frac{(K t_{1111} \sigma_{11}^{nom} - \sigma_{11}^{loc})}{\epsilon_{p11}^{loc}} \quad 67$$

Par souci de cohérence, un modèle EF avec des éléments 2D contraintes planes a été utilisé pour identifier l'opérateur de Herbrand. L'hypothèse de contraintes planes permet donc d'optimiser à la fois le temps de calcul analytique et l'identification de l'opérateur de Herbrand.

La méthode a ensuite été appliquée pour des cas de chargement en traction répétée. Les amplitudes de déformations stabilisées sont visibles sur la Figure 112 montrant une sous-estimation de l'amplitude de déformation si l'hypothèse des contraintes planes est utilisée. La Figure 113 montre, quant à elle, les contraintes moyennes et maximales stabilisées et indique que si la contrainte maximale est bien prévue, la contrainte moyenne est également sous-estimée dans le cas d'une hypothèse de contraintes planes. Il est intéressant de noter que la contrainte moyenne présente un léger saut pour une amplitude de $0,24 \sigma_y$ qui est la conséquence de la chute de la contrainte maximale combinée à un pilotage « structurel » pour cette même amplitude.

Les courbes de durées de vie sont visibles sur la Figure 114 et sont la conséquence des deux courbes précédentes. Les amplitudes de déformation étant sous-estimées, les durées de vie sont surestimées avec les trois critères si l'hypothèse des contraintes planes est faite. Ce phénomène est amplifié avec le critère de Morrow (qui est équivalent au critère de Morrow modifié car la contrainte maximale est positive) pour les faibles niveaux de chargements où une sous-estimation de la contrainte moyenne survient également. L'hypothèse des contraintes planes n'est donc pas conservative dans le cas présent et ne sera utilisée que pour mettre en évidence l'influence des hypothèses restant à étudier.

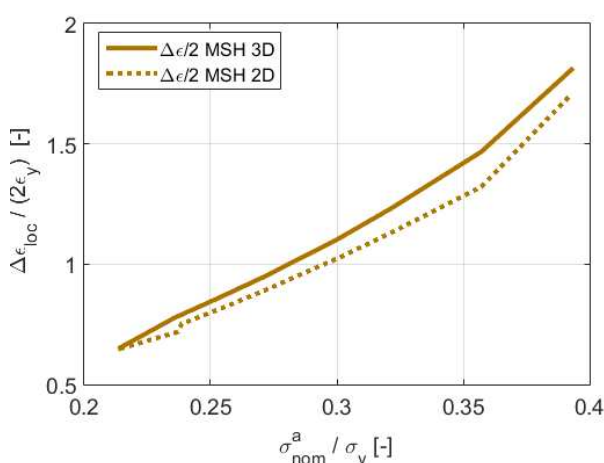


Figure 112 : Influence des contraintes planes sur les amplitudes de déformations équivalentes stabilisées (MSH, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

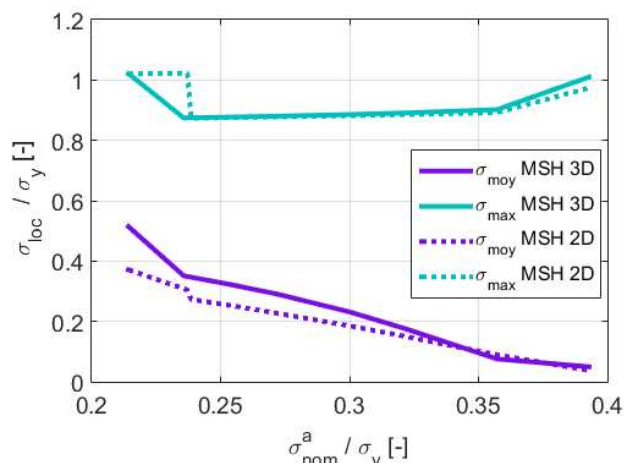


Figure 113 : Influence des contraintes planes sur les contraintes moyennes et maximales équivalentes stabilisées (MSH, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

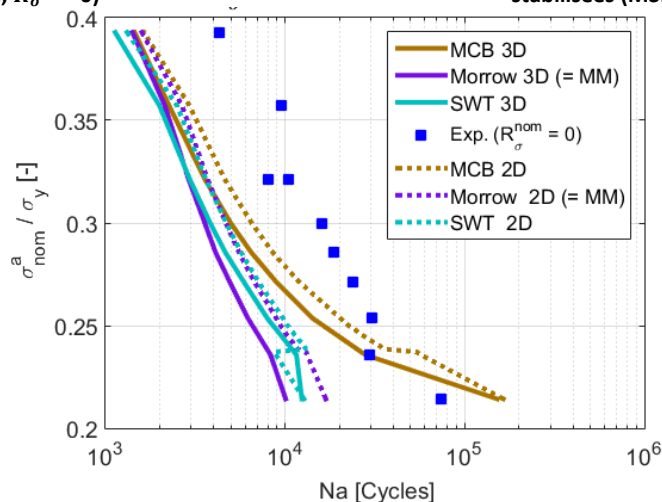


Figure 114 : Influence des contraintes planes sur les durées de vie prévues (MSH, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

3.8.4) Influence de l'hypothèse d'un unique opérateur de Herbland

Des simulations numériques par la MSH en 2D contraintes planes ont permis de quantifier l'erreur faite si un unique opérateur est identifié sur le niveau de chargement le plus élevé qui respecte l'hypothèse de plasticité confinée. *i.e.* pour $\sigma_{nom}^a = 0,36 \sigma_y$. Cela explique qu'il n'y a pas d'influence pour ce niveau comme le montre la Figure 117. Pour les niveaux inférieurs, l'hypothèse du L^H fixe est conservative avec un facteur 2, qui peut être coûteux en termes de surdimensionnement. A l'inverse, pour les niveaux supérieurs, l'hypothèse du L^H fixe n'est pas conservative.

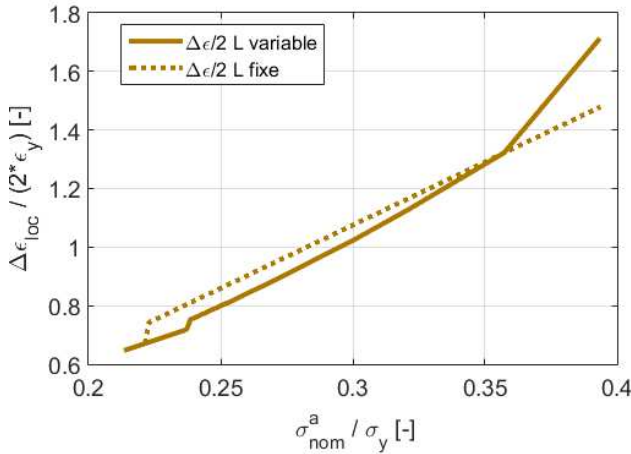


Figure 115 : Influence de l'hypothèse d'un unique opérateur de localisation sur les amplitudes de déformation équivalentes stabilisées (MSH 2D, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

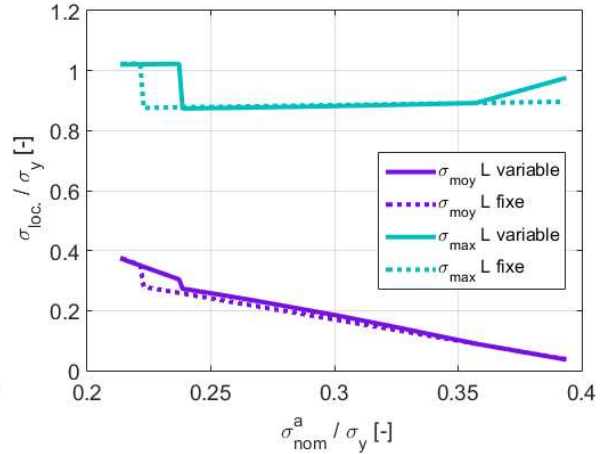


Figure 116 : Influence de l'hypothèse d'un unique opérateur de localisation sur les contraintes moyennes et maximales équivalentes stabilisées (MSH 2D, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

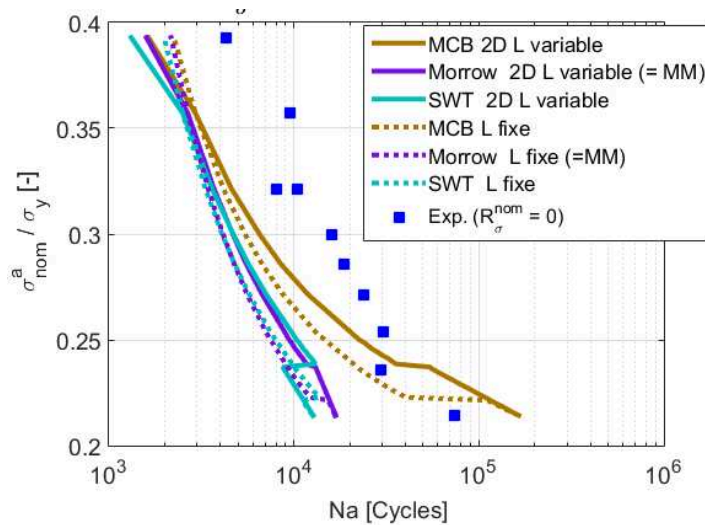


Figure 117 : Influence de l'hypothèse d'un unique opérateur de localisation sur les durées de vie (MSH 2D, $R_{\sigma}^{nom}=0$)

3.8.5) Absence d'influence du gradient de contraintes

Au-delà de l'influence de la prévision des contraintes et des déformations, le conservatisme de la méthode peut être lié à deux effets :

- L'effet de volume, qui est la conséquence de la différence de volume de matière sollicitée à isocontrainte entre les éprouvettes axisymétriques (cylindre de 4mm de rayon et long de 30 mm) et les éprouvettes à encoche pour lesquelles seule la ligne en fond d'encoche, de volume nul, est sollicitée à isocontrainte.
- L'effet de gradient, qui est la conséquence du gradient de contraintes au bord de l'encoche. Les contraintes diminuant fortement avec la distance à la surface de l'encoche, cette configuration est moins nocive que celle des éprouvettes de calibration où la contrainte est constante dans toute la section de l'éprouvette, entraînant une augmentation des durées de vie que le critère ne peut prendre en compte en l'état.

Il est possible de prendre en compte le gradient de contraintes en moyennant les grandeurs dimensionnantes sur une longueur de l'ordre de grandeur de quelques grains. Cela peut être effectué soit directement à partir d'un modèle EF, soit en utilisant des grandeurs moyennées pour l'identification du coefficient de concentrations de contraintes et de l'opérateur de localisation.

Afin d'étudier l'ordre de grandeur de l'influence du gradient sur la durée de vie, un cas de chargement en traction répétée d'amplitude $0,29 \sigma_y$ est simulé par EF avec la LdC à seuil 1. Les données stabilisées sont relevées à partir du point critique sur tout le ligament de l'éprouvette, *i.e.* d'une encoche à l'autre. Les valeurs obtenues en tout point sont ensuite moyennées entre ce point et le point critique. Enfin, ces valeurs moyennées sont utilisées dans le critère de Morrow modifié. Comme il a été montré que l'approche « paramètres équivalents » n'est pas significativement différente de l'approche plan critique, cette dernière est utilisée.

L'évolution de la durée de vie prévue par le critère de MM en fonction de la distance sur laquelle sont moyennées les grandeurs est visible sur la Figure 118. En considérant une longueur critique de 0,1 mm, soit dix fois la taille de grain, la durée de vie estimée augmente de 3%. L'influence de la prise en compte d'une longueur interne suivant les deux autres directions a été étudiée également et a encore moins d'influence. Les gradients de contraintes et de déformations n'ont donc pas d'effets significatifs sur les durées de vie prévues.

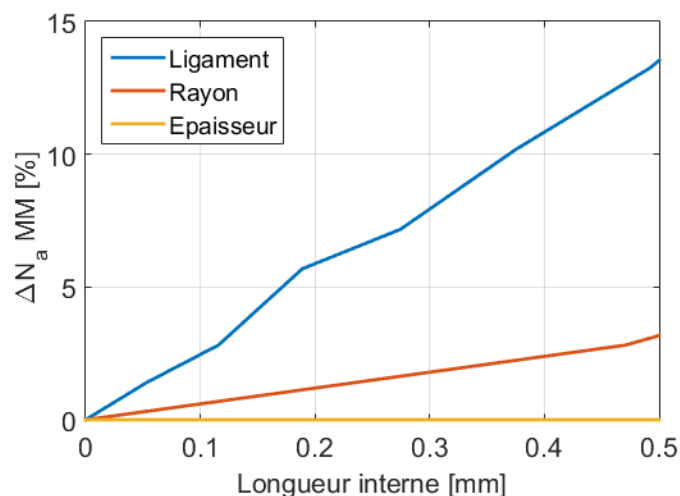


Figure 118 : Influence d'une longueur critique suivant le ligament de l'éprouvette

3.9) Conclusion du chapitre III

Au cours de ce chapitre, la nécessité de l'utilisation de méthodes rapides pour l'estimation de l'état de contraintes et de déformations stabilisées au point critique d'une structure a été introduite. Il a été choisi de se concentrer sur les méthodes basées sur une loi de localisation car ces dernières sont applicables dans un cadre multiaxial.

Des essais ont été effectués sur des éprouvettes plates à encoches en appliquant un chargement nominal en bout d'éprouvette, conduisant à un chargement local de plasticité confiné, comme c'est le cas dans un joint soudé de type sous-marin. Une première moitié des éprouvettes a été sollicitée en traction répétée conduisant à des durées de vie plus faibles que l'autre moitié qui a été sollicitée en compression répétée. Le reste du chapitre avait pour objectif de prévoir correctement les durées de vie dans ces deux cas de figures, et pour tous les niveaux de chargement.

Pour cela, la méthode simplifiée avec l'opérateur de localisation de Herbrand a été utilisée. L'opérateur de Darlet a également été identifié à l'aide de simulations EF de l'éprouvette. Les deux méthodes ont permis de prévoir des durées de vie très similaires à celles calculées à l'aide de simulations éléments finis, bien que des écarts entre les différentes méthodes aient été observés sur les paramètres stabilisés entrant dans le calcul des durées de vie.

Le critère de Morrow modifié est le seul qui a permis d'obtenir des prévisions conservatives (facteur de conservatisme de l'ordre de 2 à 4) quels que soient le rapport de charge et le niveau de chargement. Ce conservatisme est lié, comme lors du chapitre II, au niveau de chargement. En effet, il est plus important pour les essais aboutissant à de grandes durées de vie ($>10^4$ cycles). Cependant, il est aussi visible pour de plus faibles durées de vie, contrairement à ce qui a été observé sur les éprouvettes axisymétriques du chapitre II.

Aucun des paramètres d'influence étudiés ne permet d'expliquer l'apparition de conservatisme pour les niveaux de chargement aboutissant à de faibles durées de vie. L'effet de gradient, s'il est présent est trop faible, pour expliquer le conservatisme obtenu. L'adoucissement du matériau, qui n'est pas pris en compte par la loi de comportement, pourrait l'expliquer. Ce point sera réexaminé dans le chapitre IV qui vise la prise en compte des contraintes résiduelles dans le modèle qui vient d'être présenté.

Chapitre 4 : Prise en compte des contraintes résiduelles dans la méthodologie

Le chapitre précédent a permis d'établir une méthodologie de dimensionnement en fatigue oligocyclique à partir d'un état vierge. Ce nouveau chapitre a pour objectif d'intégrer la prise en compte de l'influence de l'état initial dans le dimensionnement, au travers des contraintes résiduelles ou des écrouissages. Cet état initial est introduit en amont du calcul cyclique comme le rappelle la Figure 119.

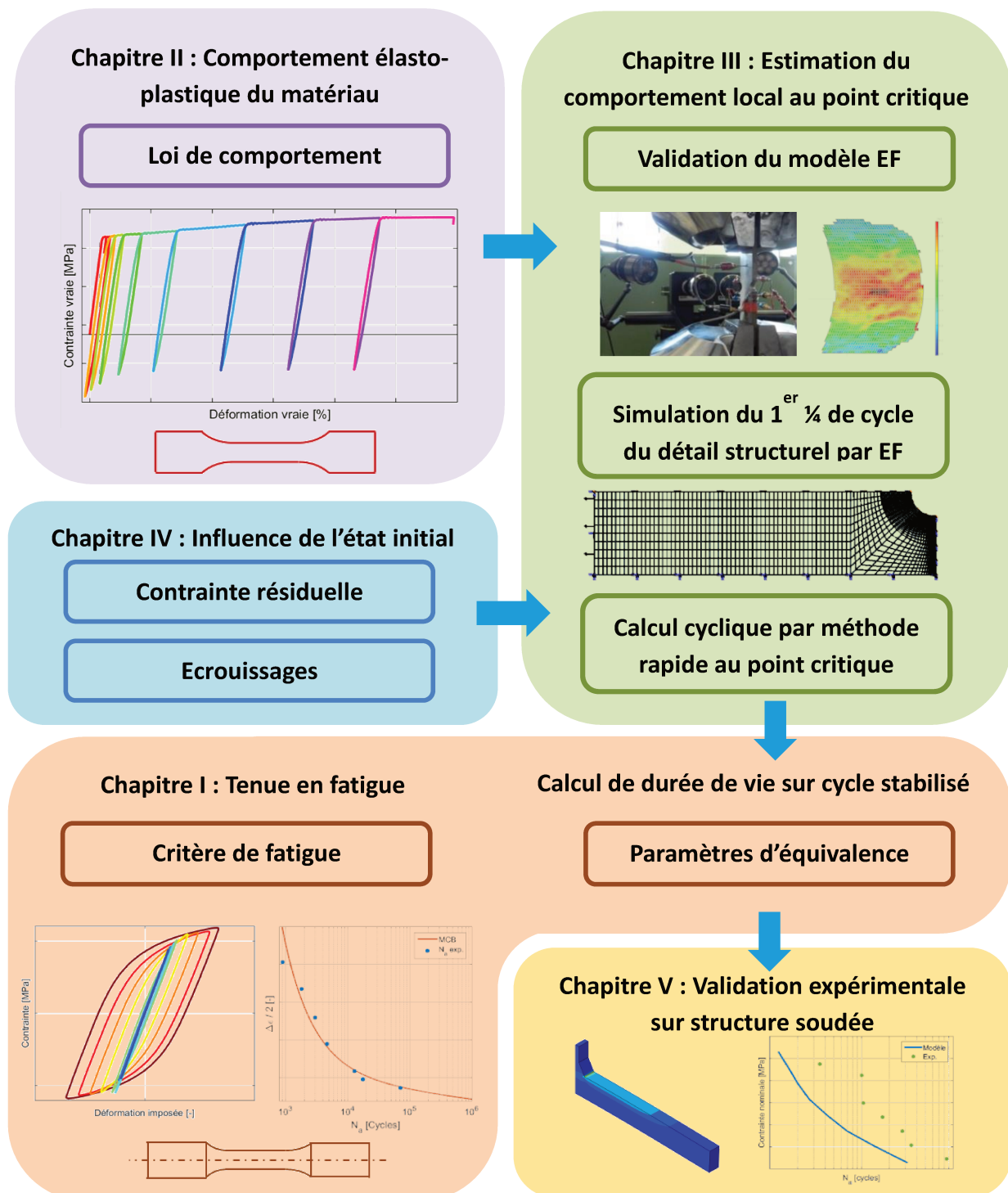


Figure 119 : Logigramme présentant la démarche adoptée pour la prévision de durée de vie en en plasticité confinée

Pour répondre à cet objectif, des contraintes résiduelles sont introduites dans les éprouvettes AmFiBiE par deux procédés mécaniques différents. Ces nouvelles éprouvettes sont alors testées en fatigue et les résultats obtenus sont comparées à ceux du chapitre précédent. Par la suite, différentes méthodes originales adaptées à la prise en compte de différentes configurations d'état initial sont proposées avant d'appliquer celle qui convient à l'application AmFiBiE. Enfin, avant de clore ce chapitre, une attention particulière sera portée aux prévisions d'évolution sous chargement cyclique d'un état de contraintes initial donné par le biais d'essais *in-situ* de mesures de contraintes sous chargement cyclique.

4.1) Influence des contraintes résiduelles sur la durée de vie

4.1.1) Origine des contraintes résiduelles

Les contraintes résiduelles sont des contraintes internes à une pièce et qui sont donc présentes en absence de tout effort extérieur. Les contraintes résiduelles sont nécessairement auto-équilibrées. Les composantes du tenseur des contraintes sont donc positives dans une zone de la pièce et négatives dans une autre. On retrouve ce principe sur la Figure 120 qui résume l'état de contraintes résiduelles dominant pour 4 procédés industriels. Il est généralement fait référence au signe de la contrainte résiduelle comme étant celui de la contrainte résiduelle principale en surface car c'est là où la magnitude est la plus élevée, mais également car le point critique est souvent en surface d'une pièce.

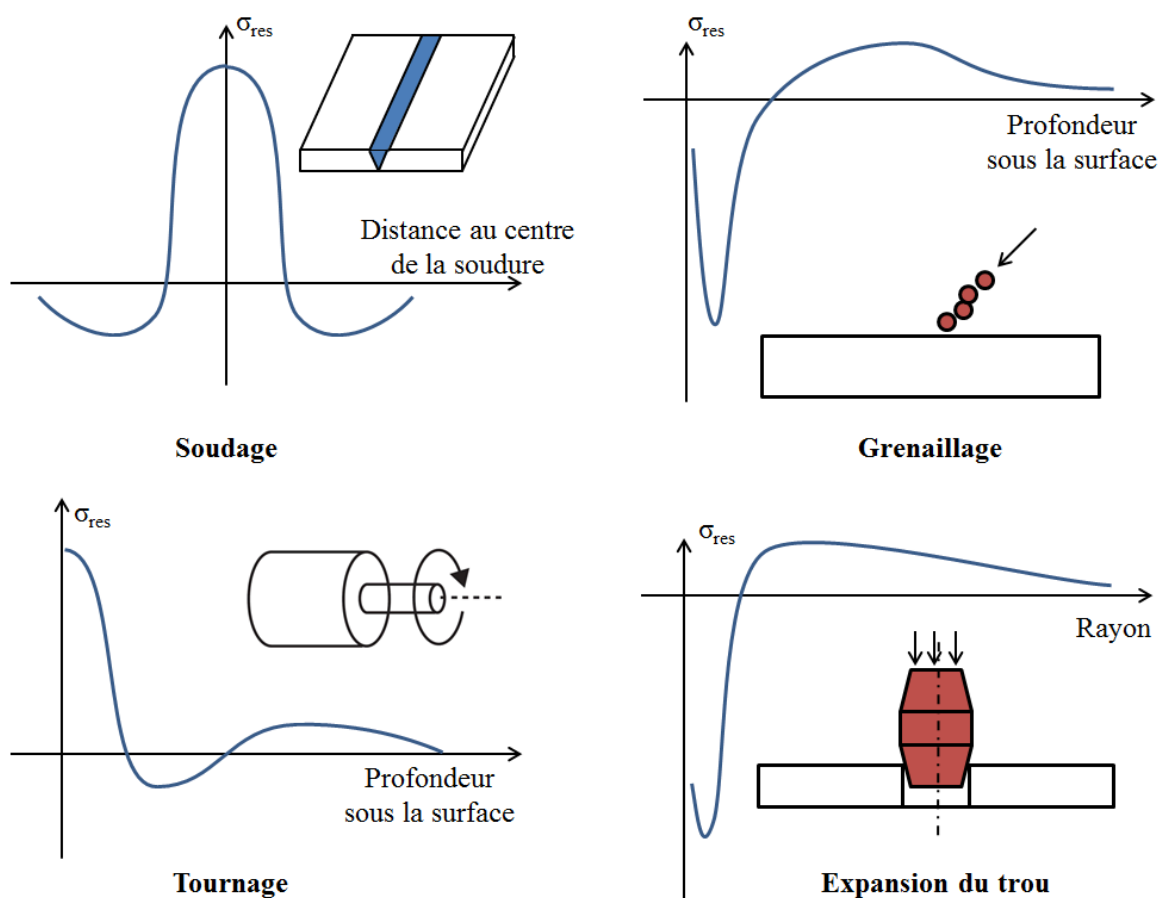


Figure 120 : Allure de la contrainte résiduelle dominante engendrée par 4 procédés

Trois types de contraintes résiduelles peuvent être distingués [76] :

- les contraintes de types I sont les contraintes macroscopiques. Elles peuvent être mesurées par la plupart des techniques et elles ont donc été plus souvent étudiées ;
- les contraintes de type II sont les contraintes microscopiques qui existent par exemple entre les grains dans les matériaux métalliques. Elles peuvent être mesurées par les méthodes de diffraction, magnétiques ou encore à l'aide d'ultrasons ;
- les contraintes de type III se situent à l'échelle atomique au niveau des dislocations et des interfaces cristallines.

Les contraintes résiduelles générées lors de la fabrication peuvent être à la fois d'origine mécanique, thermique ou structurelle. Le Tableau 12 résume les principaux mécanismes d'apparition des contraintes résiduelles suivant leur origine.

Procédé	Mécanique	Thermique	Structural
Fonderie Moulage	-	Gradient de température	Changement de phase
Grenaillage - Martelage Galetage – Pliage - Roulage Repoussage - Forgeage Redressage - Filage	Déformation plastique hétérogène entre le cœur et la surface de la pièce	-	-
Rectification - Tournage Fraisage - Perçage - Alésage	Déformation plastique due à l'enlèvement de copeaux	Gradient de température pendant et après l'usinage	Transformation de phase possible
Trempe	-	Gradient de température	Possible transformation de phase
Cémentation Nitruration	-	Incompatibilité thermique	Réaction chimique non isochore
Soudage	Bridage	Gradient thermique	Modification microstructurale
Brasage	Incompatibilité mécanique	Incompatibilité thermique	Nouvelle phase à l'interface
Dépôt électrolytique	Incompatibilité mécanique	Incompatibilité thermique	Composition de dépôt selon les bains
Projection à chaud	Incompatibilité mécanique, microfissuration	Incompatibilité thermique, gradient de température	Changement de phase de dépôt
Dépôt de films minces	Incompatibilité mécanique	Incompatibilité thermique	Changement de phase
Composite	Incompatibilité mécanique	Incompatibilité thermique	-

Tableau 12 : Mécanisme d'origine des contraintes résiduelles pour différents procédés courants. D'après Sussen [77]

4.1.2) Influence des contraintes résiduelles sur la résistance des structures

4.1.2.1) Généralités

Les contraintes résiduelles couplées à des contraintes de service peuvent être à l'origine de ruptures en service. Elles sont présentes aussi bien dans des structures importantes (ponts, avions, réacteurs nucléaires ...) que dans des pièces aux dimensions plus modestes mais tout aussi critiques comme des valves cardiaques [78].

Due à la complexité d'évaluation des contraintes résiduelles, elles sont parfois négligées, à plus forte raison si elles sont conservatives. Dans le cas contraire, il est possible d'effectuer un traitement de détensionnement afin de libérer la pièce de ses contraintes internes [79].

Sous chargement statique et avec un comportement élastique, l'influence des contraintes résiduelles, peut être directement estimée en superposant le champ résiduel au chargement de service. Des contraintes résiduelles de même signe que les contraintes résiduelles en service vont diminuer la limite d'élasticité apparente du matériau. A l'inverse, la résistance mécanique est accrue si les contraintes s'opposent. Le béton précontraint est un exemple où des contraintes internes sont volontairement introduites pour améliorer la résistance mécanique d'une structure telle qu'un pont [80].

Les contraintes résiduelles agissent également sur la durée de vie des structures. En premier lieu, elles peuvent apporter une modification du chargement. L'exemple le plus simple est celui d'un chargement élastique où la contrainte résiduelle vient se superposer au chargement appliqué. Cela peut entraîner la modification du rapport de chargement local. Ensuite, les contraintes résiduelles sont, dans certains cas, liées à un état de plasticité initial non nul et donc un pré-écrouissage du matériau. La limite d'élasticité apparente est donc modifiée et un comportement plastique peut être observé pour des chargements très faibles. Cela sera montré dans la suite de ce chapitre.

Cependant, sous chargement cyclique de plasticité confinée, l'interaction entre contraintes résiduelles et contraintes de service rend difficile la prévision de la durée de vie. D'une part, les contraintes résiduelles évoluent lorsqu'un chargement est imposé à la structure, ce qui peut conduire, si le niveau des contraintes de service est suffisant à une relaxation des contraintes résiduelles sous chargement cyclique [19].

D'autre part, en modifiant la valeur de la contrainte moyenne, les contraintes résiduelles influent sur la durée de vie de la structure. Les courbes de Wöhler en flexion alternée d'éprouvettes en acier C45 trempés en surface sont présentées sur la Figure 121 pour trois états initiaux. Ces courbes montrent bien que les contraintes résiduelles de compression améliorent le comportement en fatigue des éprouvettes tandis que les contraintes résiduelles de traction la dégradent.

L'influence de 4 procédés (usinage classique, rectification et 2 grenaillages avec indication de la dureté des billes) sur le comportement en flexion alternée est indiquée sur la Figure 122. Cela montre que les opérations d'usinage et de rectification, qui provoquent un enlèvement de matière, peuvent introduire des contraintes résiduelles de traction en surface qui nuisent à la tenue en fatigue. Le grenaillage qui introduit quant à lui des contraintes résiduelles de compression a une influence positive sur la tenue en fatigue des pièces, comme le montre la Figure 122.

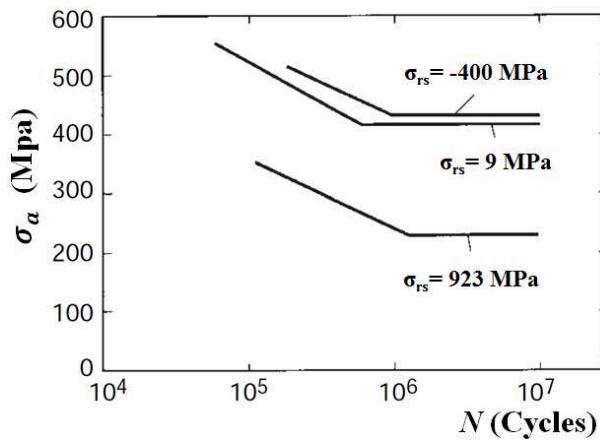


Figure 121 : Influence des contraintes résiduelles sur la tenue en flexion alternée sur un acier C45 trempé [76]

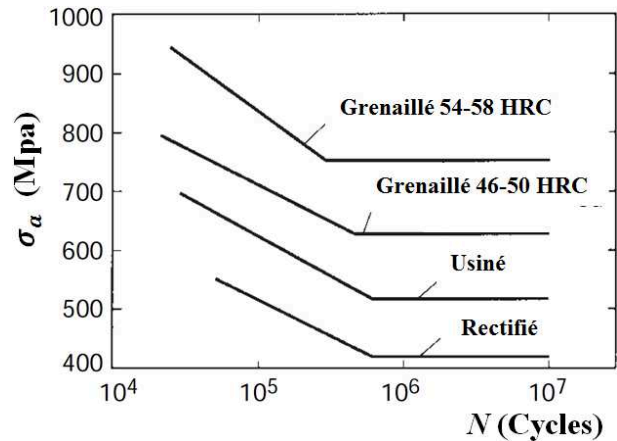


Figure 122 : Influence du procédé sur la tenue en flexion alternée de l'acier C45 trempé [76]

4.1.2.2) Relaxation des contraintes résiduelles

La relaxation des contraintes résiduelles peut avoir lieu sous chargement cyclique, mais également sous l'influence de la température ou encore par la propagation d'une fissure [81]. En fatigue, la relaxation a lieu principalement lors du premier cycle de fatigue et s'effectue ensuite de manière graduelle. Kodama [82] a proposé une relation logarithmique du type

$$\sigma_{RS}^N = A + m \cdot \log(N) \quad 68$$

pour calculer la contrainte résiduelle relaxée après N cycles. Kim *et al.* [42] ont montré pour un acier C45 recuit et comportant des contraintes de grenaillage, les constantes A et m peuvent être évaluées à partir de la contrainte appliquée σ_a et de la limite d'élasticité du matériau.

La relaxation thermique est généralement, contrairement à la relaxation cyclique, un effet recherché. Cette technique est généralement utilisée pour libérer une pièce de ses contraintes résiduelles lorsque ces dernières dégradent la tenue en fatigue de la pièce comme c'est le cas avec les contraintes résiduelles de soudage. Hoffmeister *et al.* [83] proposent une relation empirique de la forme pour déterminer la proportion de contraintes résiduelles restant après un traitement d'une durée t à une température T .

$$\frac{\sigma_{res}(T, t)}{\sigma_{res\ ini}} = \exp[-(A \cdot t)^m] \text{ avec } A = C \exp\left(\frac{Q}{kT}\right) \quad 69$$

4.1.2.3) Influence de la nuance d'acier

Le matériau de cette étude est un acier à bas pourcentage de carbone et à haute limite d'élasticité. Peu de littérature a été trouvée autour de l'effet de la nuance d'acier sur l'évolution des contraintes résiduelles sous chargement cyclique. Bathias [15] ainsi que Totten *et al.* [76] proposent quelques pistes d'exploration qui peuvent être résumées comme suit : l'influence des contraintes résiduelles macroscopiques sur la tenue en fatigue oligocyclique est particulièrement importante dans le cas des aciers à haute limite d'élasticité. En effet, les niveaux de contraintes résiduelles macroscopiques introduits lors de la fabrication de pièces en acier à haute limite d'élasticité sont plus élevés et auront donc plus d'influence vis-à-vis de contraintes cycliques également élevées dans le cadre de la fatigue oligocyclique. A l'inverse, les contraintes résiduelles microscopiques ont moins d'influence dans ces aciers.

4.1.2.4) Influence sur l'amorçage de fissures

La détermination qualitative de l'influence des contraintes résiduelles est rendue difficile par le nombre de paramètres influents : origine et niveau de la contrainte résiduelle, matériau étudié, niveau des contraintes de fatigue et direction par rapport à la contrainte résiduelle principale, rapport de charge.

La première constatation qui peut être faite est que les contraintes résiduelles influent directement sur la tenue en fatigue. La durée de vie mais aussi la proportion entre les différents stades de la fatigue sont influencées par la présence de contraintes résiduelles comme le montre la Figure 123. La proportion des quatre stades de la dégradation en fatigue y est représentée pour trois échantillons testés avec une contrainte cyclique alternée $\sigma_a = 320$ MPa [76]. Les nombres de cycles à rupture sont de 3859, 4445 et 20265 cycles respectivement pour l'éprouvette sans traitement thermique, l'éprouvette laminée et l'éprouvette grenaillée. La phase d'initiation des microfissures est beaucoup plus longue dans le cas des éprouvettes ayant subi un traitement de surface mais la phase de propagation des fissures sera proportionnellement moins importante. Le même résultat (*i.e.* les contraintes résiduelles augmentent la proportion du stade d'amorçage qui représente environ la moitié de la durée de vie de la pièce) se retrouve dans des éprouvettes en C80 testées en fatigue oligocyclique et ce, qu'il s'agisse de contraintes de traction ou de compression [84]. Berns et Weber [85] avaient déjà montré cette proportionnalité dans de l'acier bas-carbone trempé revenu ($R_m > 1200$ MPa) comportant des contraintes résiduelles de grenaillage.

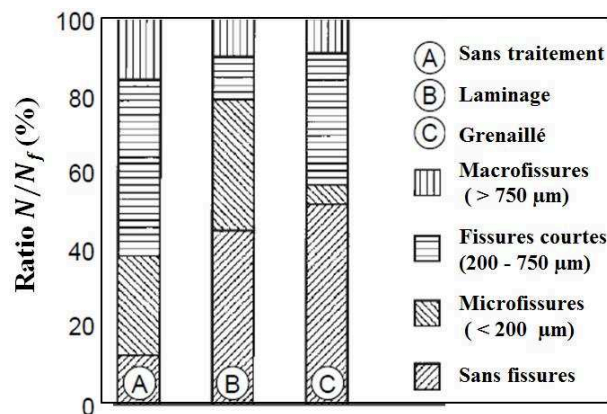


Figure 123 : Influence du laminage et du grenaillage sur le comportement en fatigue d'un acier austénitique AISI 304 [76]

La phase d'amorçage n'est que la première étape du processus de dégradation d'une pièce en fatigue. Même si ce n'est pas le cœur de cette étude, il est intéressant de regarder ce qui se passe ensuite et notamment l'interaction entre contraintes résiduelles et propagation de fissures.

4.1.2.5) Influence sur la propagation de fissures

Almer *et al.* [86] ont montré que la propagation de la fissure dépendait des contraintes résiduelles de type I mais pas des contraintes microscopiques de type II. Ils montrent également que les contraintes résiduelles de traction accélèrent la propagation de la fissure.

Différents auteurs [87]–[89] ont montré dans le cas de trous « renforcés » par la technique d'expansion du trou qui engendre des contraintes circonférentielles de compression, que ces dernières permettaient de retarder également la propagation de fissure comme d'autres l'ont montré dans le cas des contraintes résiduelles de compression engendrées par le grenaillage [90].

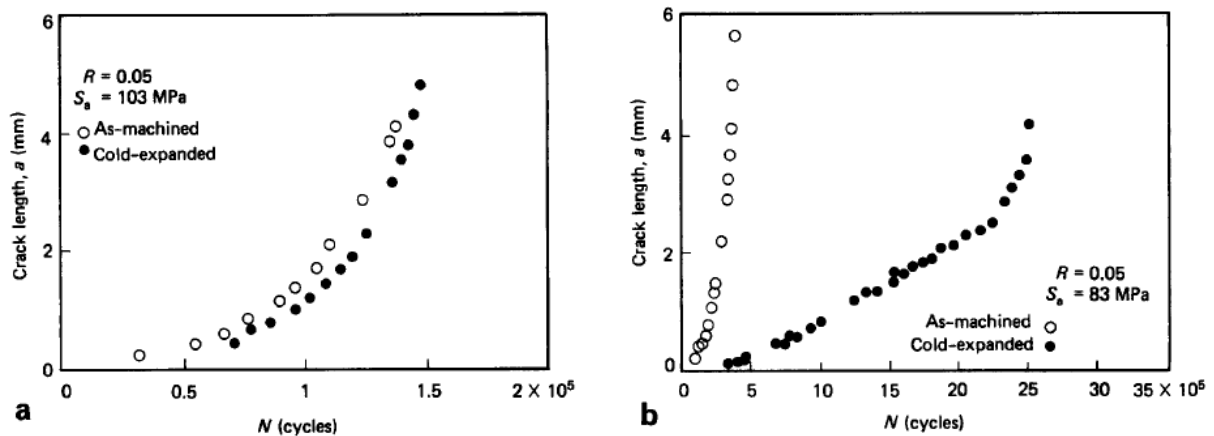


Figure 124 : Influence de l'expansion du trou sur la propagation de fissures pour deux niveaux de sollicitations [89]

4.1.3) Analyse des contraintes résiduelles

L'analyse des contraintes résiduelles est globalement difficile car il n'est pas possible de les mesurer directement. Seules les conséquences des contraintes résiduelles sont mesurées comme :

- la variation de l'angle de diffraction (Rayons X, neutrons) ;
- les déformations entraînées par la redistribution des contraintes résiduelles (trou incrémental, contour) ;
- la variation de dureté (indentation) ;
- la variation de la vitesse de propagation des ultrasons.

De plus, certaines techniques, comme la diffraction des neutrons ou l'indentation, nécessitent de connaître les propriétés matériaux d'un échantillon de référence réputé sans contraintes résiduelles mais identique en tout point par ailleurs, ce qui est parfois difficile à obtenir. Les principales techniques de mesure sont présentées dans la suite de manière succincte et leurs caractéristiques techniques sont récapitulées dans le Tableau 13.

4.1.3.1) Diffraction

Un faisceau de rayons X ou de neutrons est projeté sur la surface d'une pièce. En se basant sur le fait qu'une contrainte résiduelle engendre également la déformation du réseau cristallin, l'angle de diffraction sera différent sur une pièce chargée de contraintes résiduelles. A l'aide de la loi de Bragg, il est possible de lier la distance inter-atomique à l'angle de diffraction et de remonter ainsi à la valeur de la contrainte résiduelle. Il existe également une norme concernant la mesure par diffraction de rayons X (EN 15305).

La méthode de diffraction des rayons X se sert de la distance inter-réticulaire d_{hkl} des plans cristallins comme jauge de déformation. Cette distance est évaluée par la loi de Bragg : $2d_{hkl} \sin(\theta) = n\lambda$, qui est illustrée sur la Figure 125, et lie angle de diffraction à la distance inter-réticulaire.

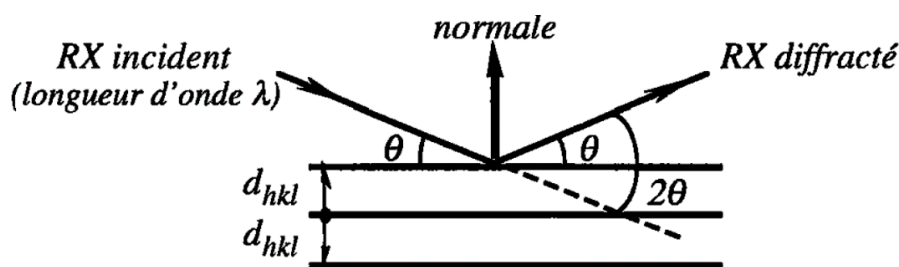


Figure 125 : Illustration de la loi de Bragg

λ est la longueur d'onde des rayons X, n est l'angle de diffraction et θ est le demi-angle entre le prolongement du faisceau incident et le rayon réfracté. C'est cette technique qui sera employée pour la mesure des éprouvettes dans cette étude.

4.1.3.2) Indentation

Les mesures par indentation sont des méthodes récentes qui utilisent la variation de la taille de l'empreinte en présence de contraintes résiduelles ou, dans le cas de matériaux fragiles, la variation de la longueur des fissures. La variante utilisée dans la grande majorité des publications récentes, se base sur l'indentation instrumentée et l'analyse des courbes d'effort vs. profondeur d'indentation [91]. Les dernières avancées sont de coupler ces mesures à l'observation par microscope à force atomique (AFM) du bourrelet de matière formé par l'indentation [92]. Cela permet de distinguer directement l'écrouissage de la contrainte résiduelle [93].

4.1.3.3) Redistribution

Ces méthodes sont les plus anciennes ce qui explique que certaines soient normalisées, comme la méthode du trou (ASTM-E837-08). Elles se basent toutes sur le fait qu'un enlèvement de matière (trou, rainure, surfaçage, découpe) dans une zone comportant des contraintes résiduelles entraîne une redistribution des contraintes dans le reste de la pièce afin de respecter l'auto-équilibrage des contraintes internes. Cela induit donc un changement de l'état de déformation. La mesure de ce dernier permet de remonter au champ de contraintes résiduelles. Plus récemment, la méthode du contour [94] a suscité un intérêt croissant, car cette méthode permet d'obtenir la cartographie complète des contraintes résiduelles dans des pièces de grande dimensions comme des joints soudés ou la section de rail visible sur la Figure 126, à un coût inférieur aux mesures par neutrons.

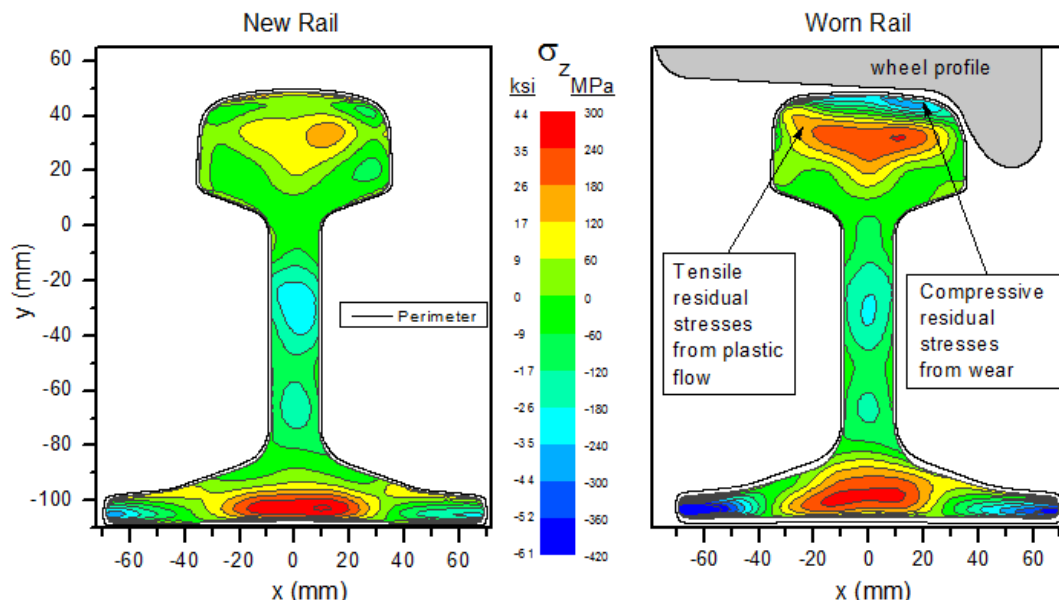


Figure 126 : Détermination des contraintes résiduelles par méthode du contour dans une section de rail neuf (à gauche) et après des années de service (à droite) [95]

4.1.3.4) Thermoélasticité

Il s'agit de coupler le champ thermique mesuré à la surface d'une pièce sous sollicitation cyclique à la contrainte résiduelle dans la pièce [96].

4.1.3.5) Magnétisme

Cette méthode se base sur l'analyse du bruit Barkhausen. C'est une méthode très peu sensible limitée aux matériaux ferromagnétiques [97].

4.1.3.6) Ultrasons

La vitesse de propagation des ondes sonores dépendant des caractéristiques du milieu qu'elles traversent, l'influence de la contrainte résiduelle est obtenue par la mesure du temps de transmission entre un émetteur et un récepteur [98]. La difficulté de la méthode est de séparer l'influence des contraintes résiduelles d'autres hétérogénéités.

4.1.3.7) Photoélasticimétrie

Il s'agit de mesures qualitatives donnant des informations sur les champs de contraintes en surface de pièces transparentes. Elles sont donc particulièrement intéressantes pour l'information qu'elles donnent sur la forme des champs lorsqu'elles sont couplées à d'autres méthodes quantitatives [99].

Type	Méthode	Coût	Précision	Destructivité	Profondeur (mm)		Résolution spatiale	Type de matériaux
					min	max		
Relaxation	Trou	\$	5-30%	+	0,01	1	1 mm	Tous
	Trou profond	\$\$\$	5-15%	+	0,01	250	5 mm	Tous
	Trépan	\$	5-20%	++	0,01	25	10 mm	Tous
	Enlèvement de couches	\$	10-30%	++	1	~	100 µm	Tous
	Fente	\$	5-20%	++	10	~	100 µm	Tous
	Sachs	\$	5-20%	++	0,01	~	500 µm	Tous
	Contour	\$\$	5-20%	++	1	~	~	Conducteurs
Diffraction	DRX	\$\$	10%	~		1	10 µm	Matériaux cristallins
	DRXI	\$\$\$	15%	+		5	10 µm	
	Synchrotron	\$\$\$\$\$	10%	~	0,01	10	1 µm	
	Neutrons	\$\$\$\$	10-20%	~		100	100 µm	
Indentation		\$\$	Qualitative	+	0,001	1	10 µm	Tous y compris films minces
Ultrasons		\$	10-30%	~	1	20	1 mm	Tous
Magnétisme		\$\$	Qualitative	~	0,1	1	1 mm	Ferro magnétiques
Thermo-élasticité		\$\$	Qualitative	~	Surface		~	Tous
Optique	Interférométrie	\$\$	Qualitative	~	Surface		~	Tous
	Photo élastici-métrie	\$						
	Corrélation d'image	\$\$	10-20%					

Tableau 13 : Caractéristiques des principales méthodes de mesure des contraintes résiduelles

4.2) Introduction des contraintes résiduelles dans les éprouvettes AmFiBiE

4.2.1) Techniques d'introduction utilisées

4.2.1.1) Eprouvettes « flexion »

Afin d'étudier à la fois l'influence des contraintes résiduelles de traction et des contraintes résiduelles de compression, deux types d'éprouvettes ont été nécessaires.

Pour étudier l'influence des contraintes résiduelles de traction, les éprouvettes sont mises en flexion introduisant de la compression sur une encoche et de la compression sur l'autre encoche. En relâchant l'effort de flexion, les états de contraintes s'inversent, mais l'une des encoches présente toujours des contraintes résiduelles de traction et l'autre des contraintes de compression, comme illustré sur la Figure 127.

Ces éprouvettes fléchies permettent d'étudier l'influence des contraintes de traction car ces dernières sont plus nocives que les contraintes de compression (cf. section 4.1.2) de ce même chapitre) ce qui implique que l'amorçage aura lieu d'abord du côté des contraintes résiduelles de traction. De plus, le dimensionnement des éprouvettes a été fait pour que la plasticité confinée autour d'une encoche, n'influe pas sur le comportement de l'autre encoche.

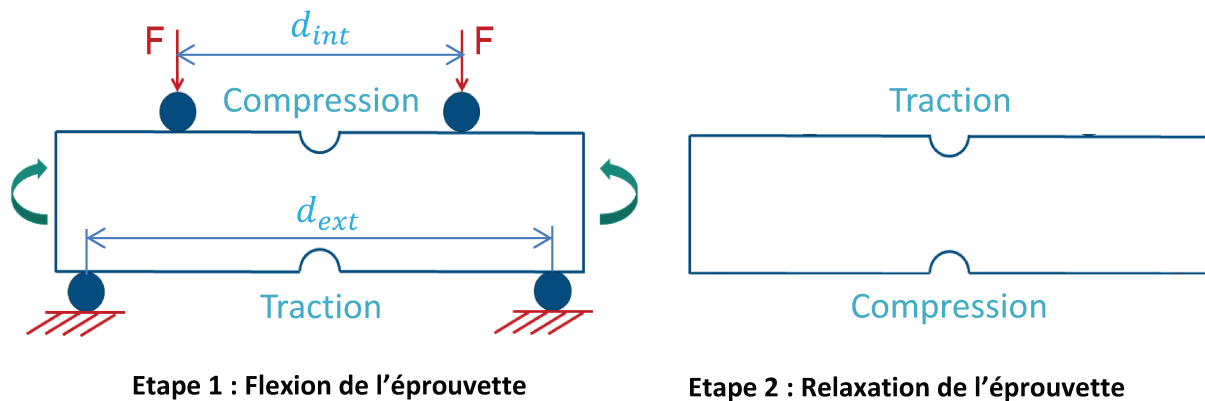


Figure 127 : Procédé d'introduction des contraintes résiduelles sur les éprouvettes « AmFiBiE-flexion »

Un modèle numérique avec le même maillage que celui des éprouvettes sans contraintes résiduelles mais avec une symétrie de moins a été utilisé. La flexion est simulée par des rouleaux considérés comme indéformables. Il a été montré sur une configuration proche (voir article en annexe C [100]) que pour des niveaux d'efforts élevés, le matage induit par les rouleaux entraîne un effort supplémentaire de traction dans l'éprouvette qu'il est nécessaire de prendre en compte. L'article publié dans le cadre de ces travaux de thèse est disponible dans l'annexe C. Un modèle de frottement linéaire, validé par des mesures de déformation sur cette même configuration proche, a été utilisé. Le résultat de la simulation du procédé est visible sur la Figure 128 qui montre la cartographie de la contrainte longitudinale au maximum de la flexion. Le phénomène d'inversion des états de contrainte après relâchement de l'effort peut aussi y être observé. Il est également possible de voir le matage produit par les rouleaux dû au niveau élevé d'effort appliqué. L'angle résiduel de flexion a été mesuré à $0,2^\circ$ en adéquation avec le modèle numérique et sera considéré comme négligeable.

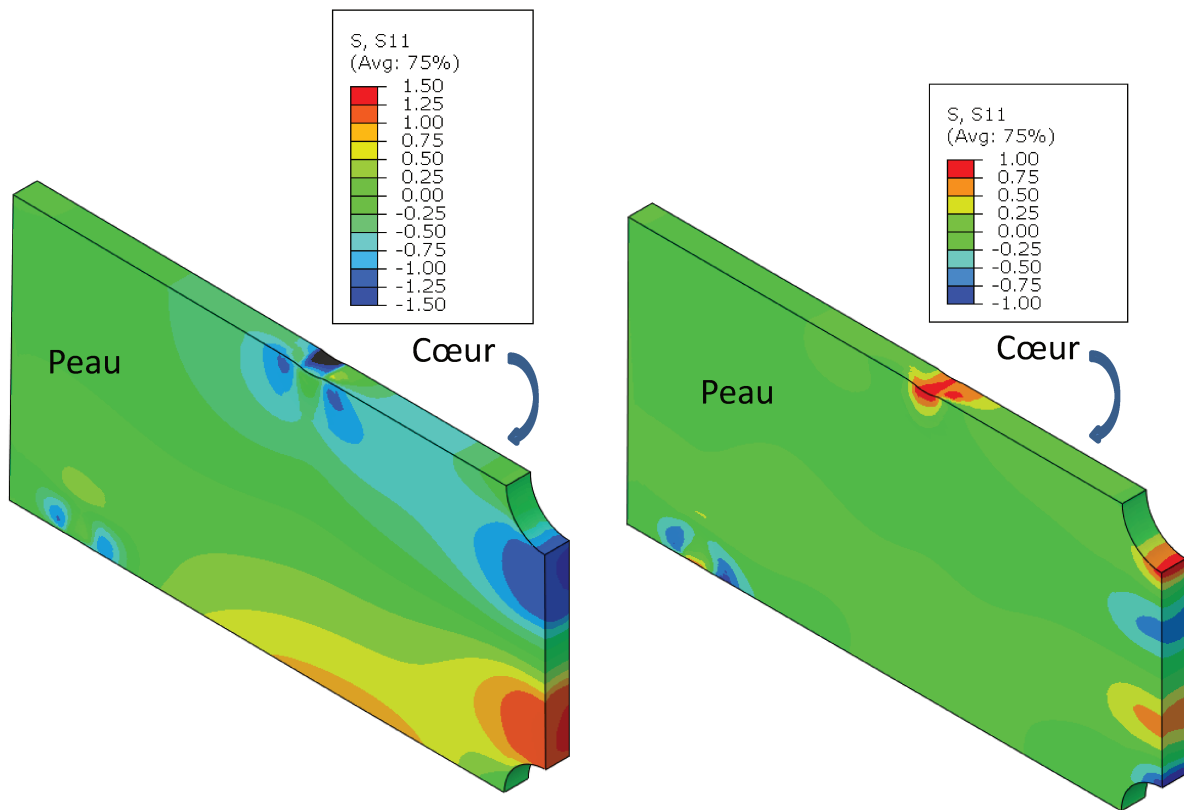


Figure 128 : Cartographie de la contrainte longitudinale adimensionnée par la limite d'élasticité au maximum de la flexion (à gauche) et après relâchement de l'effort (à droite)

4.2.1.2) Epreuves « expansion »

Enfin, afin d'étudier l'influence des contraintes de compression, la technique d'expansion du trou [101], [102] est utilisée. Des pavés avec deux trous sont découpés dans les plaques de 24 mm d'épaisseur. La première étape consiste à introduire à travers les deux trous du pavé un pion chanfreiné plus dur que les éprouvettes et dont le diamètre est supérieur à celui des trous ($\varnothing 12,2$ mm pour les pions contre $\varnothing 12,03$ mm mesuré en moyenne pour les trous). Des contraintes tangentielles de compression sont ainsi apportées autour des deux trous et la plaque est ensuite surfacée puis rectifiée jusqu'à une épaisseur de 7,2mm (étape 2 sur la Figure 129) afin de ne garder que la partie à cœur où les contraintes sont homogènes [103]. Enfin, les éprouvettes sont découpées par électroérosion afin de leur donner la forme des éprouvettes AmFiBiE lors de la troisième étape.

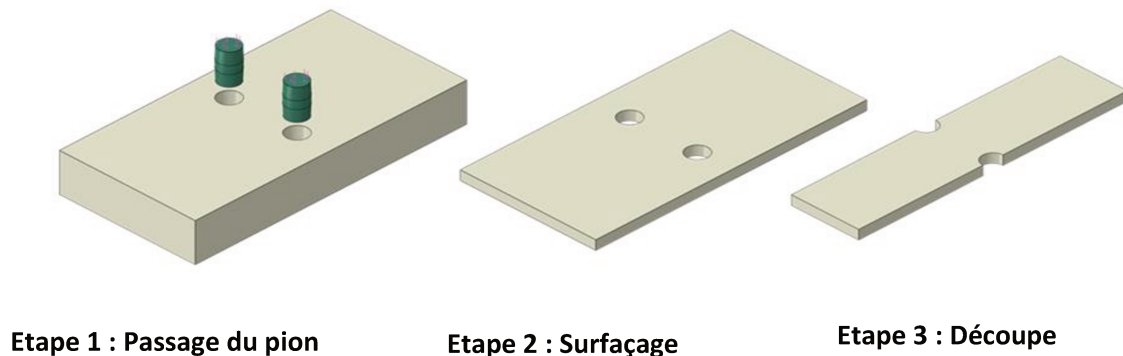


Figure 129 : Procédé d'introduction des contraintes résiduelles dans les éprouvettes "AmFiBiE-expansion"

Le modèle numérique utilisé pour simuler l'introduction des contraintes résiduelles est constitué d'un quart du problème grâce aux conditions de symétrie. Le pion est supposé élastique. En pratique, il a été réalisé en 35NCD16 trempé et la dureté Rockwell C a été mesurée à 47HRC indiquant une limite d'élasticité bien supérieure à celle du 80HLES. Un modèle de frottement linéaire de coefficient 0,1 est utilisé correspondant au frottement entre 2 aciers sans lubrification. La simulation des trois étapes du procédé est visible sur la Figure 130 montrant une relativement bonne homogénéité de l'état de contraintes suivant l'épaisseur de l'éprouvette et le fait que la contrainte longitudinale est bien préservée malgré la relaxation observée dans le reste de l'éprouvette. Le rayon a augmenté de 0,5% à la suite du procédé d'introduction des contraintes résiduelles, ce qui est considéré comme une variation négligeable en termes de concentration de contraintes.

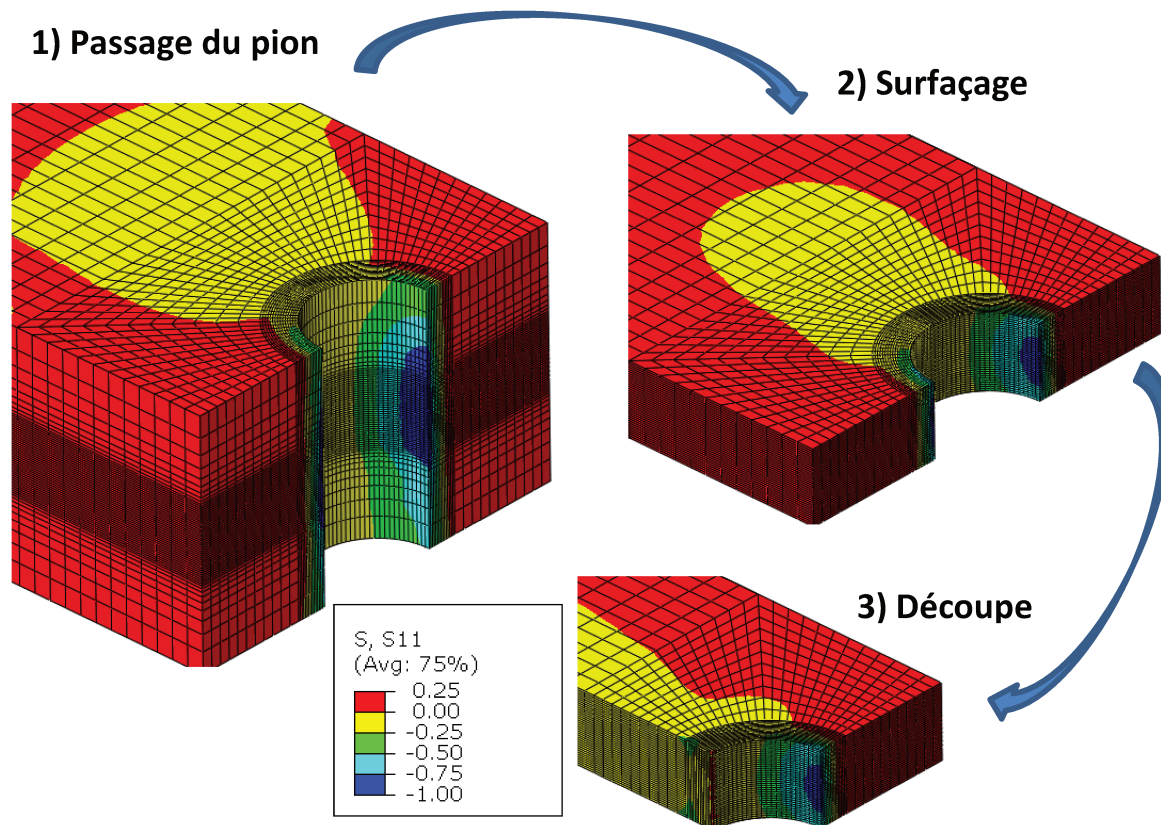


Figure 130 : Evolution numérique de la contrainte longitudinale adimensionnée par la limite d'élasticité lors de la réalisation des éprouvettes.

4.2.2) Validation de l'état initial dans les éprouvettes AmFiBiE

Une validation des états de contraintes résiduelles a été réalisée par des mesures de contraintes résiduelles par diffraction des rayons X incrémentale (DRXI). Pour cela, un appareil Set-X de la société ELPHYSE a été utilisé avec un tube Cr-K α (17kV – 3mA). Le plan de diffraction est le plan {211} qui est un plan recommandé dans la littérature [104] d'où sont également extraites les constantes élastiques cristallographiques $S_1 = -1,25 \cdot 10^{-6} \text{ MPa}^{-1}$ et $\frac{1}{2} S_2 = 5,76 \cdot 10^{-6} \text{ MPa}^{-1}$. La loi de Hooke isotrope généralisée est utilisée pour convertir les déformations calculées par la loi de Bragg depuis les pics de diffraction en contraintes. Les contraintes sont mesurées uniquement suivant la direction longitudinale de l'éprouvette.

La technique de DRXI consiste à réaliser une mesure DRX en surface, puis à effectuer un électro-polissage en surface afin d'effectuer une nouvelle mesure DRX sur la nouvelle surface. Ce procédé est réitéré jusqu'à détermination complète du gradient de contraintes résiduelles.

L'électro-polissage est considéré comme une méthode ne modifiant pas directement l'état de contraintes résiduelles mais une redistribution est induite indirectement par l'enlèvement de matière et la redistribution des contraintes nécessaires au maintien de l'auto-équilibre des contraintes internes.

Partant de ce principe, Moore et Evans [105] ont mis au point des formules analytiques pour des géométries simples telles que des plaques ou des tubes. Pedersen et Hanson [106] ont ensuite proposé d'évaluer la redistribution des contraintes par EF afin d'effectuer une correction proportionnelle directe. Une correction itérative qui prend en compte les étapes du polissage a été proposée par Lambdatech [107]. Ces corrections numériques sont donc liées au champ de contrainte simulé. Il a été montré [100] (annexe C) que la méthode proposée par Lambdatech est plus robuste par rapport à ce champ simulé. Enfin, Savaria, Bridier et Bocher [108] ont proposé une amélioration de la méthode prenant en compte la moyenne mesurée dans l'épaisseur et non pas la contrainte en surface.

C'est cette dernière méthode qui a été appliquée ici. Pour cela, des couches successives de matière sont désactivées de la simulation EF. En pratique, le polissage a été effectué à l'aide d'un montage afin de garantir un polissage circonférentielle et maîtriser la géométrie de l'enlèvement de matière. En effet, un polissage classique en forme de poche a l'inconvénient d'induire un arrondissement des coins de la poche due à une circulation moins importante de la solution saline dans les coins de la poche. Cela influe sur la redistribution des contraintes si la poche n'est pas suffisamment grande.

La validation des états initiaux est visible sur la Figure 131. Grâce au dimensionnement effectué via les modèles EF, il a été possible d'obtenir des états de contraintes équivalents (au signe près) dans les éprouvettes « flexion » et dans les éprouvettes « expansion » avec une contrainte en surface de l'ordre de 90% de la limite d'élasticité et un gradient conduisant à une annulation des contraintes aux alentours de 2 mm sous la surface. L'état sans contraintes résiduelles a également pu être validé.

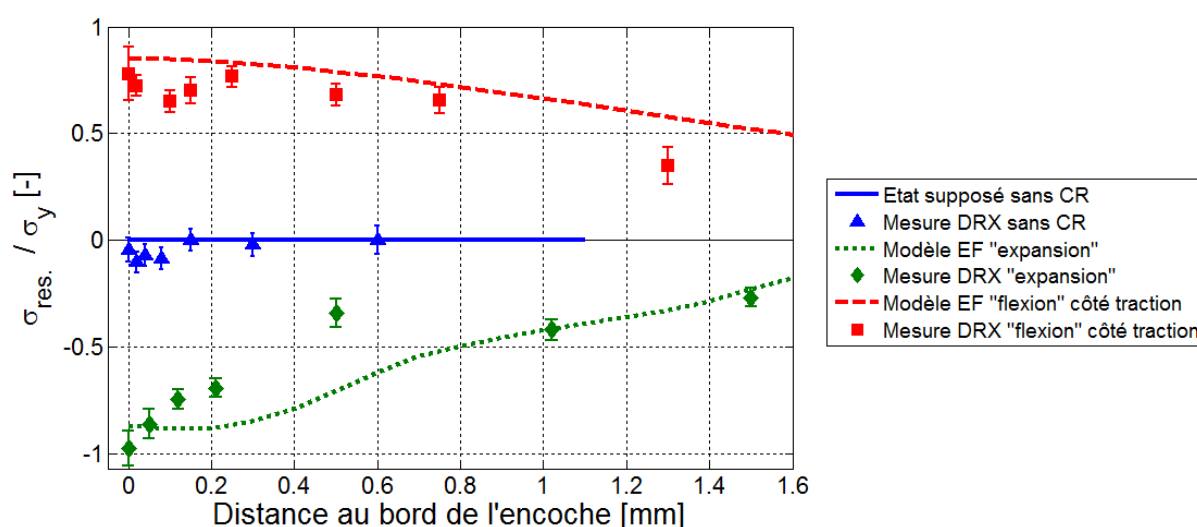


Figure 131 : Validation des états initiaux de contraintes résiduelles

Les éprouvettes avec contraintes résiduelles ont ensuite pu être sollicitées en fatigue dans les mêmes conditions que les éprouvettes sans contraintes résiduelles du chapitre III.

4.3) Influence des contraintes résiduelles sur les essais en traction répétée

4.3.1) Influence des CR sur les durées de vie en traction répétée (AmFiBiE)

Les courbes de durée de vie à l'amorçage pour l'ensemble des essais réalisés en traction répétée sont visibles sur la Figure 132. Différents constats peuvent être faits à la lecture de ces courbes de durée de vie à l'amorçage pour des éprouvettes avec ou sans contraintes résiduelles :

- pour des niveaux de sollicitations inférieurs à $0,32 \sigma_y$, les éprouvettes « expansion » ont des durées de vie à l'amorçage plus élevées que celles des deux autres configurations. L'influence bénéfique des contraintes résiduelles de compression pour un chargement en traction alterné est observée ;
- les éprouvettes « flexion » ont systématiquement amorcées du côté des contraintes résiduelles de traction mais n'ont pas montré de différence significative par rapport aux éprouvettes sans contraintes résiduelles ;
- il est également important de noter que pour des chargements supérieurs à $0,32 \sigma_y$, les contraintes résiduelles de compression n'ont pas d'influence bénéfique puisque les deux éprouvettes fléchies ont rompu du côté des contraintes résiduelles de compression. Les deux éprouvettes « expansion » ont rompu avant celles sans contraintes résiduelles. Au vu de la dispersion des essais, il n'est pas possible de conclure si les contraintes résiduelles ont un effet significatif pour des niveaux de chargement nominal supérieurs à $0,32 \sigma_y$.

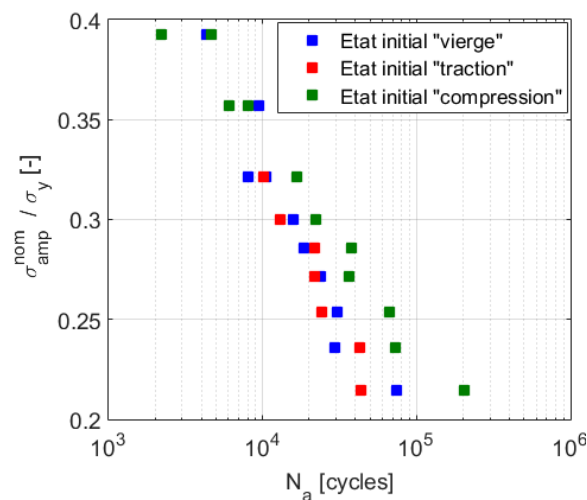


Figure 132 : Courbe de durée de vie à l'amorçage pour les essais à $R_0=0$

Bien qu'il ne s'agisse pas du domaine d'intérêt de cette étude, les essais effectués à des niveaux de chargement inférieurs à $0,32 \sigma_y$ ont été menés jusqu'à rupture des éprouvettes. Les mêmes tendances ont été observées pour les durées de vie à rupture que pour les durées de vie à l'amorçage. La différence entre les durées de vie à l'amorçage et à rupture est présentée sur la Figure 133. La durée de propagation est plus élevée pour les éprouvettes présentant des contraintes résiduelles de compression que pour les autres états initiaux. Il est également intéressant d'observer la part de la phase de propagation sur la durée de vie à rupture de l'éprouvette. Celle-ci oscille entre 55 et 90 % de la durée de vie comme le montre la Figure 134 avec des valeurs plus faibles pour les éprouvettes avec contraintes résiduelles de compression où la propagation est plus lente, ce qui va avec la notion couramment admise que les contraintes de compression ralentissent la propagation en « refermant » les fissures.

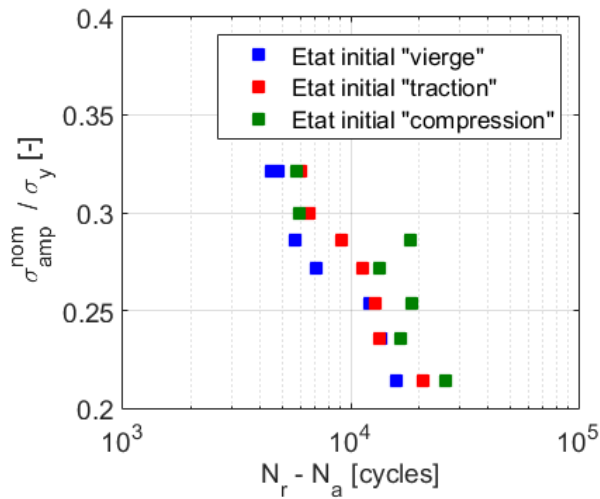


Figure 133 : Courbes de durées de propagation pour les essais à $R_\sigma=0$

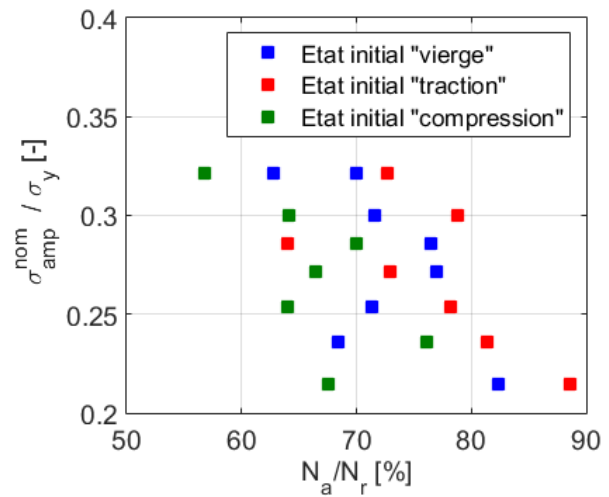


Figure 134 : Part de la phase de propagation sur la durée de vie à rupture pour les essais à $R_\sigma=0$

4.3.2) Influence de l'état initial sur le suivi des déformations ($R_\sigma=0$)

Les courbes de la contrainte nominale appliquée en traction répétée en fonction de la déformation mesurée en fond d'encoche sont présentées pour un niveau d'amplitude de contrainte nominale appliquée (en bout d'éprouvette) de $0,29 \sigma_y$ sur la Figure 135.

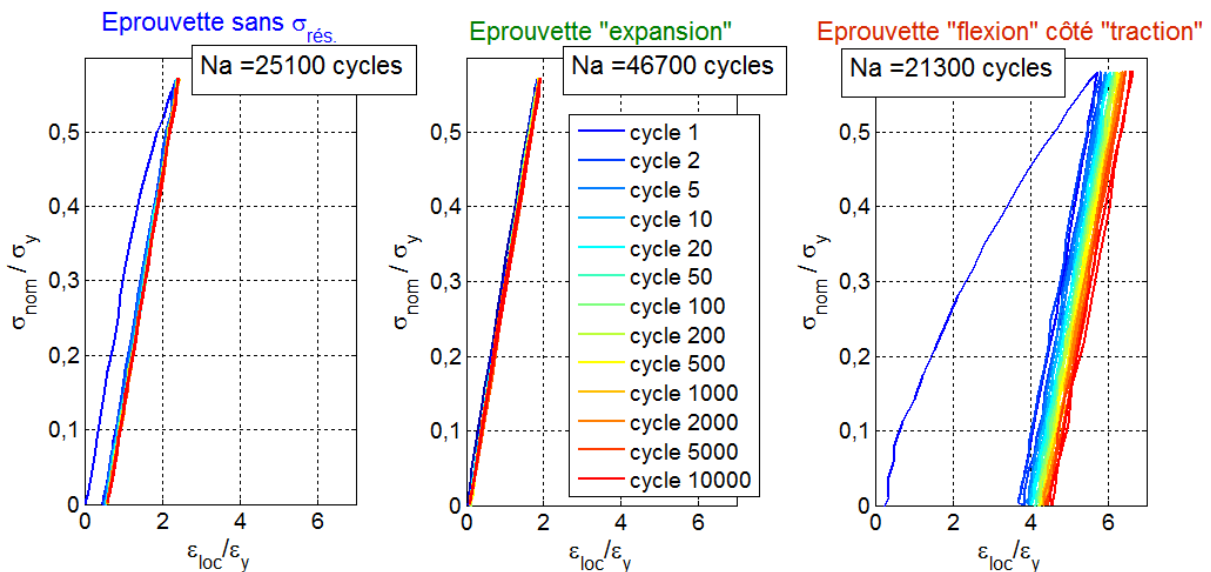


Figure 135 : Suivi des déformations par corrélation d'image lors des essais à $R_\sigma^{nom} = 0$ sur une encoche sans CR (à g.), avec CR de compression (au centre) et avec CR de traction (à d.) sous chargement nominal d'amplitude $0,29 \sigma_a$

Dans le cas où il n'y a pas de contraintes résiduelles (CR), le premier cycle présente une partie linéaire jusqu'à quasiment $0,4 \sigma_y$ correspondant environ à σ_y / K_T . Il y a alors apparition de plasticité localement au fond de l'encoche et une déformation résiduelle d'environ $0,4 \epsilon_y$ est observable à la fin de la première décharge. En présence de contraintes résiduelles de compression, le premier cycle ne présente quasiment pas de plasticité tandis qu'en présence de contraintes résiduelles de traction, la déformation résiduelle à la fin de la première décharge est d'environ $4 \epsilon_y$. Cette différence lors du premier cycle s'explique par l'état initial de CR. En leur absence, la contrainte à introduire pour qu'il y ait apparition de plasticité en fond d'encoche est égale à la limite d'élasticité divisée par le coefficient de concentration de contraintes K_T . En présence de contraintes résiduelles de compression, il faut y ajouter en premier le chargement nécessaire pour obtenir une contrainte locale nulle. Au contraire, en présence de CR de traction, une très faible contrainte nominale entraînera directement

l'apparition de plasticité en fond d'encoche. Ces mécanismes ont été observés à l'aide de jauges de déformation et sont présentés sur la Figure 136 pour un niveau de chargement nominal de $0,25 \varepsilon_y$. Ces différents niveaux de plasticité lors du premier cycle vont avoir des conséquences sur l'évolution des contraintes résiduelles en fond d'encoche, observables dès le deuxième cycle.

Lors des cycles suivants, la boucle est très peu ouverte comme le montre la Figure 135. Dans les trois cas, une déformation progressive apparaît (Figure 136). Ce phénomène d'origine structurel a été observé par EF.

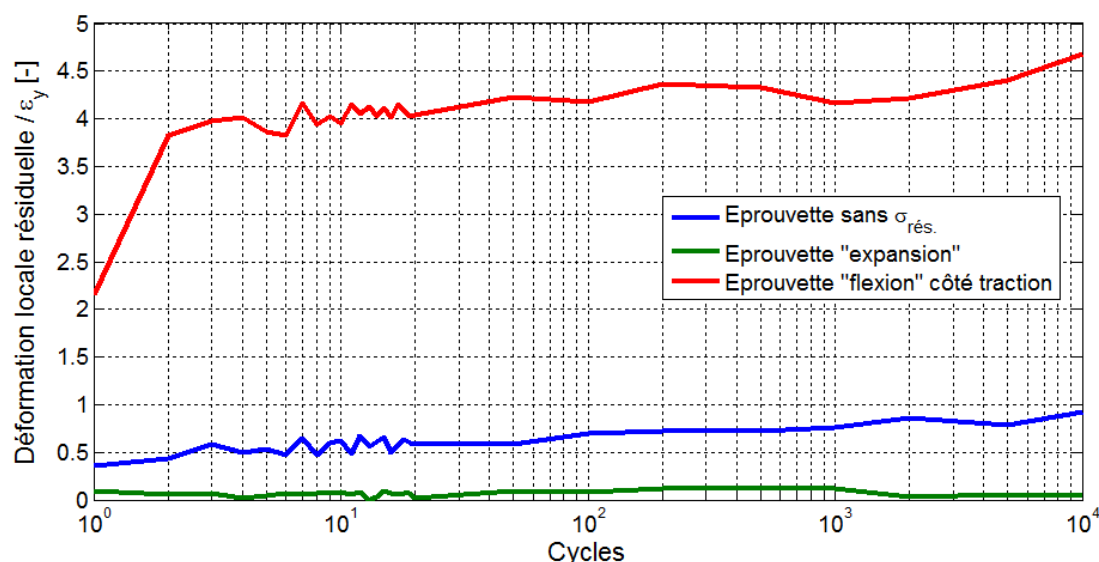


Figure 136: Evolution de la déformation locale résiduelle pour les 3 états initiaux ($R_0=0$)

4.3.3) Evolution des contraintes résiduelles sous chargement cyclique

Des essais interrompus ont été réalisés afin de mesurer l'évolution des contraintes résiduelles sous chargement cyclique. Pour cela, les éprouvettes fléchies sont utilisées afin d'analyser à la fois l'évolution des contraintes résiduelles de traction et des contraintes résiduelles de compression. L'hypothèse est faite que les contraintes résiduelles de compression présentes dans les éprouvettes « flexion » se comportent de la même manière que celles présentes dans les éprouvettes « expansion ». Cette hypothèse est faite car les états de contraintes sont équivalents en termes de valeur et de gradient.

Des mesures de contraintes résiduelles par DRXI ont été réalisées après un cycle pour cinq niveaux de sollicitation et sont présentés sur la Figure 137. Ces mesures ont été réalisées en fond d'encoche à mi-épaisseur des éprouvettes et correspondent aux contraintes dans la direction de sollicitation des éprouvettes. Il apparaît que les contraintes de compression ont légèrement augmenté (en valeur absolue) mais surtout que les contraintes de traction sont devenues des contraintes de compression de même niveau que celles présentes après un cycle dans les éprouvettes sans contraintes résiduelles initiales.

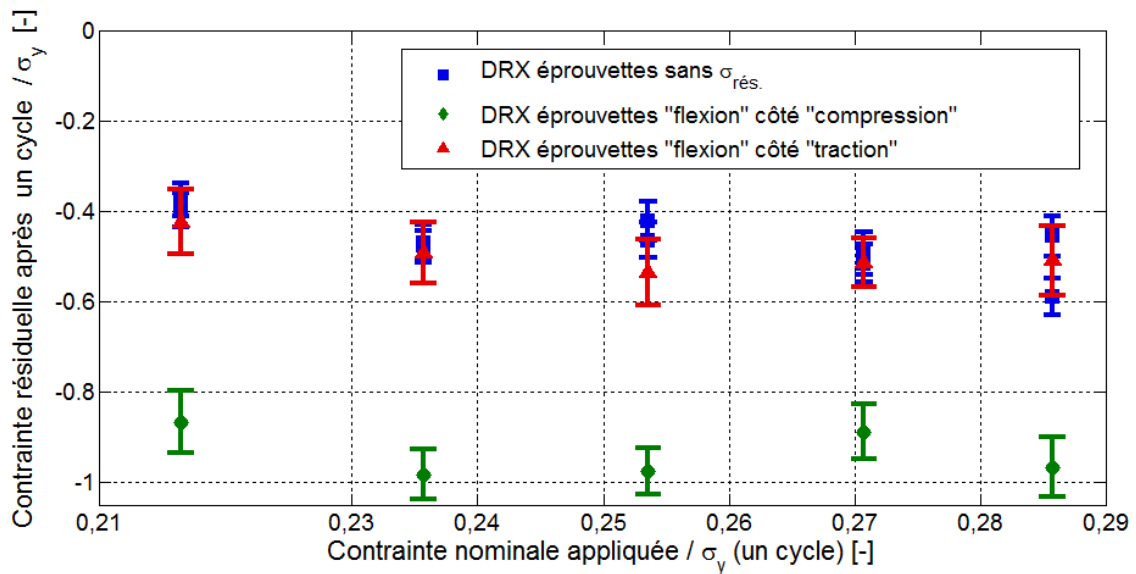


Figure 137 : Etat de contraintes résiduelles après 1 cycle pour les 3 états initiaux ($R_0=0$)

Des mesures après 1000 cycles ont également été réalisées au même point pour 2 éprouvettes « flexion ». Les résultats sont visibles sur la Figure 138. Alors que les éprouvettes sans contraintes résiduelles initiales présentent, dès le 1^{er} cycle, les mêmes niveaux de contraintes résiduelles que les encoches « traction », les encoches contenant initialement des contraintes de compression montrent toujours un niveau de contraintes résiduelles de compression plus élevé. Ce dernier point montre que les contraintes résiduelles de compression ne se relaxent pas totalement même sous un chargement cyclique de plasticité confinée et explique les différences observées sur les courbes de durées de vie.

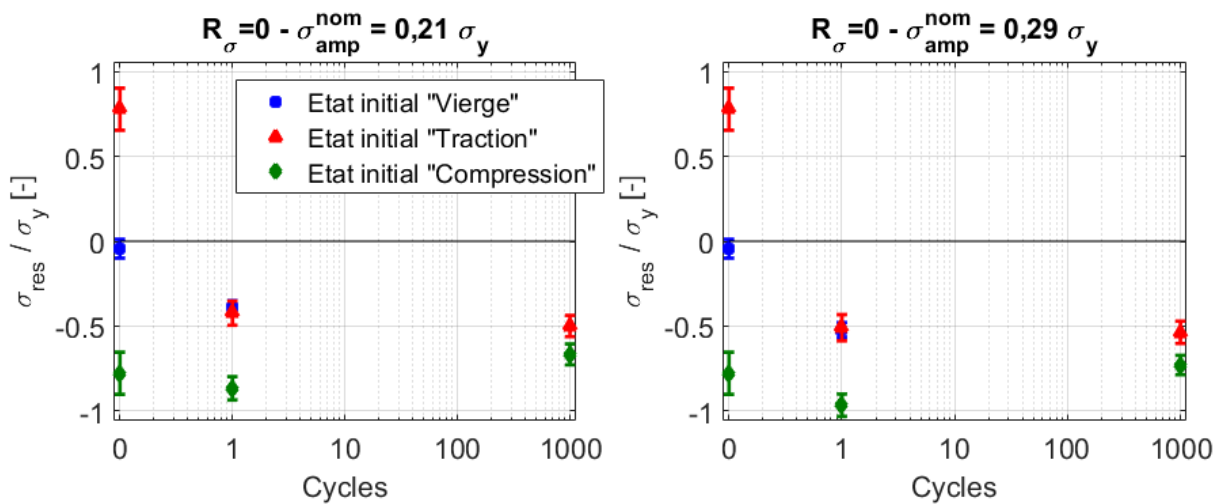


Figure 138 : Evolution des contraintes résiduelles pour les 3 états initiaux ($R_0=0$) après 1000 cycles pour un niveau de contrainte nominal appliqué d'amplitude $\sigma_a = 0,21 \sigma_y$ (à gauche) et à $\sigma_a = 0,29 \sigma_y$ (à droite)

L'évolution de la contrainte résiduelle est un paramètre important mais qui n'indique pas l'évolution de l'ensemble des contraintes. Afin de permettre cela, des essais cycliques avec mesures de contraintes *in-situ* sont nécessaires.

4.3.4) Essais EvoCRes : évolution des contraintes moyennes et maximales

Afin d'étudier également l'évolution de la contrainte moyenne et de la contrainte maximale, données d'entrées des critères d'amorçage de fissure, des mesures *in-situ* de contraintes ont été réalisées lors des essais en fatigue. Les contraintes locales ont été mesurées en maintenant le chargement appliqué à l'effort minimal ou maximal, le temps de la mesure. Pour des raisons pratiques, ces essais ont été réalisés avec un appareil Pulstec® utilisant la méthode du $\cos \alpha$ [12]. Cette méthode, dont le principe est ancien [109], est devenue applicable récemment par le développement de détecteurs plans. Elle utilise la projection du cône de réflexion en un cercle de Debye-Scherrer sur le détecteur. Elle permet des mesures plus rapides car plus de rayons X sont détectés qu'avec un détecteur linéaire tel que classiquement utilisé pour les mesures par la méthode du $\sin^2 \psi$, et que seule une orientation du rayon incident est nécessaire. Elle permet également d'obtenir directement des informations sur la texture du matériau.

Du fait de l'encombrement de l'appareil et des mordages de la machine de traction MTS, il a été nécessaire d'utiliser des éprouvettes de plus grande longueur (Figure 139) baptisées EvoCRes pour « EVolution des Contraintes RESiduelles ». L'encoche a été élargie et excentrée ce qui a pour effet de diminuer le K_T qui vaut 2,2 au lieu de 3,1. Les niveaux de chargement ne doivent donc pas être comparés avec ceux de la section précédente mais il est supposé que l'évolution des contraintes et les mécanismes mis en jeu sont similaires.

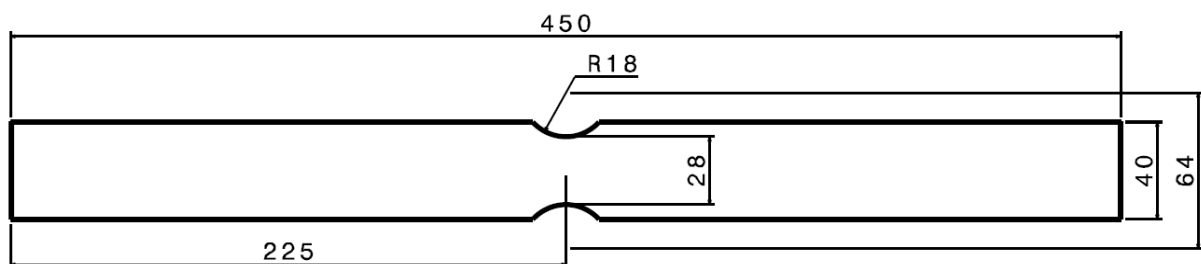


Figure 139 : Schéma des éprouvettes EvoCRes (épaisseur 7,2mm)

Les contraintes résiduelles ont été introduites par flexion dans deux éprouvettes. Les contraintes résiduelles initiales mesurées sont de $0,65 \sigma_y$. Ces éprouvettes avec contraintes résiduelles ont été soumises à un chargement cyclique de traction répétée d'amplitude σ_a égale à $0,32 \sigma_y$. Une autre éprouvette sans contraintes résiduelles a été soumise à un chargement de traction répétée d'amplitude σ_a égale à $0,36 \sigma_y$. Des mesures de contraintes résiduelles en fond d'encoche, visibles sur la Figure 140, ont été réalisées à effort minimal et à l'effort maximal de certains cycles. Cela permet d'en déduire également la contrainte moyenne.

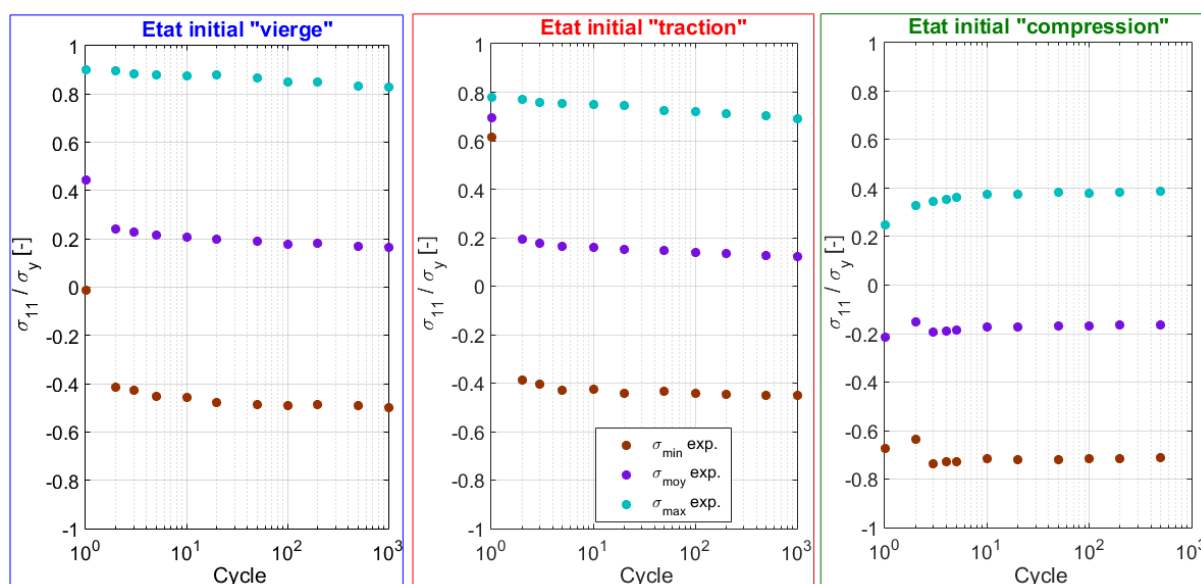


Figure 140 : Evolution des contraintes minimales, moyennes et maximales pour les 3 essais EvoCRes : Sans CR (à g.), avec CR de traction (au milieu), avec CR de compression (à d.)

L'évolution des contraintes est très similaire entre les éprouvettes sans CR et avec CR de traction. Les contraintes minimales, moyennes et maximales se relaxent lentement après le premier cycle. La contrainte moyenne reste positive après 1000 cycles et le rapport de charge local vaut alors -0,58 dans le cas de l'éprouvette sans CR et -0,64 dans le cas de l'éprouvette avec CR de traction.

En présence de CR de compression, l'évolution est différente. La contrainte résiduelle évolue très peu tandis que la contrainte moyenne se relâche légèrement sous l'effet de l'augmentation de la contrainte maximale. La contrainte moyenne reste cependant négative et le rapport de charge local vaut -1,8 après 500 cycles. Les essais présentés jusqu'à présent ont permis de comprendre l'influence de contraintes résiduelles sur le 80HLES sous chargement nominal de traction répétée. Au-vu de l'application, il convient de s'intéresser au comportement du matériau sous chargement nominal de compression répétée.

4.4) Influence des CR sur les essais AmFiBiE en compression répétée

Des essais en compression répétée ont été réalisés pour sept éprouvettes sans contraintes résiduelles et sept éprouvettes fléchies. Aucune de ces éprouvettes n'a été rompue complètement car, si la fissure amorce, elle ne se propage pas pour les durées de vie étudiées. Un quinzième essai sur éprouvette sans CR a été mené jusqu'à 215 000 cycles sans détection de l'amorçage.

4.4.1) Influence des CR sur les durées de vie en compression répétée

Les courbes de durée de vie à l'amorçage pour le même critère ACPD sont visibles sur la Figure 141. Sur les éprouvettes fléchies, les fissures ont systématiquement amorcé du côté des contraintes résiduelles de traction et montrent des durées de vie à l'amorçage plus faibles que les éprouvettes sans contraintes résiduelles.

Un amorçage de fissure a également été observé sur les éprouvettes « flexion » du côté de l'encoche contenant des CR de compression après l'amorçage du côté des CR de traction. Les résultats peuvent avoir été influencés par la diminution de la section résistante due à l'amorçage du côté « traction » et ne permettent pas de conclure quant à l'influence de CR de compression vis-à-vis d'un état sans CR.

La seule conclusion quant aux CR de compression sous chargement nominal de compression répétée est donc qu'elles permettent d'obtenir des durées de vie plus élevées que les CR de traction.

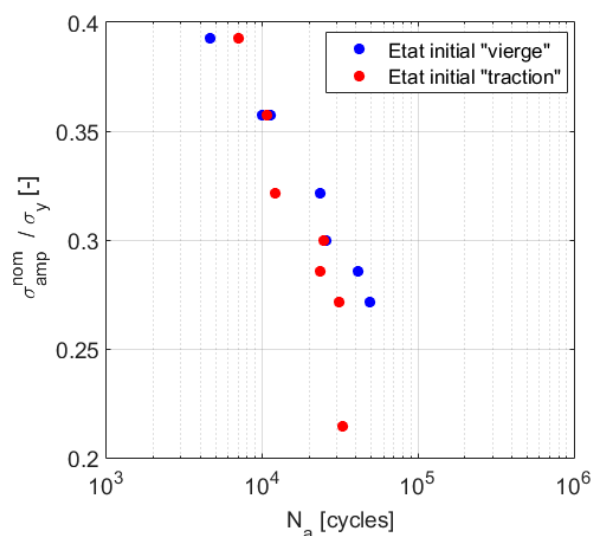


Figure 141 : Courbe de durées de vie à l'amorçage pour les essais à $R_\sigma = -\infty$

4.4.1) Influence de l'état initial sur le suivi des déformations ($R_\sigma = -\infty$)

Un suivi des déformations a été effectué comme lors des essais à $R_\sigma^{nom} = 0$. Celui-ci a pu mettre en évidence le même phénomène de déformation progressive d'origine structurelle ainsi que l'importance du premier cycle de chargement.

Un exemple est présenté sur la Figure 142 et met en évidence le faible niveau de plasticité lors du premier cycle dans une encoche avec CR de traction vis-à-vis d'une encoche sans CR. Il est intéressant de noter que bien que le chargement soit en compression, l'incrément de déformation progressive observé reste positif.

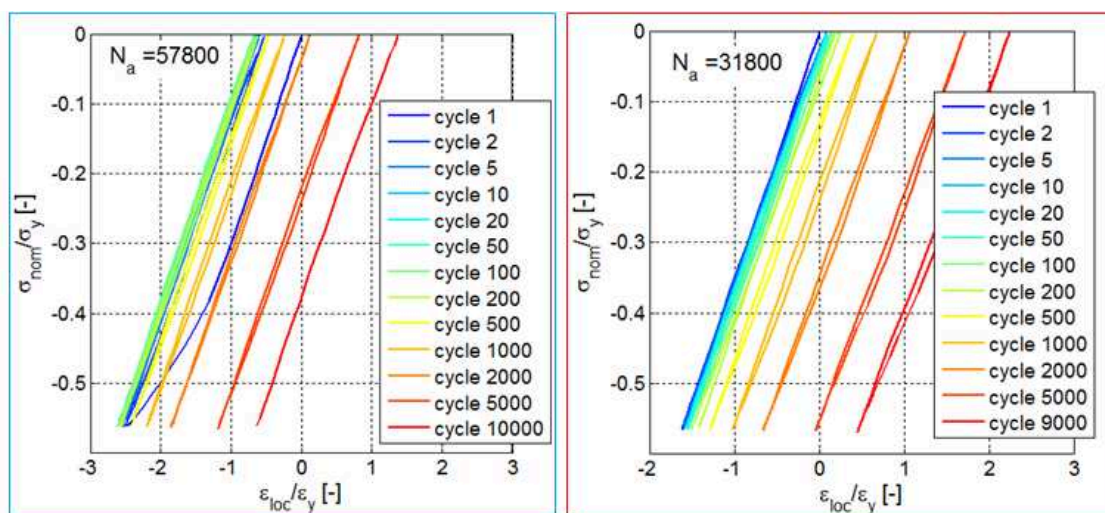


Figure 142 : Suivi des déformations par jauge lors des essais à $R_\sigma^{nom} = -\infty$ sur une encoche sans CR (à g.) et avec CR de traction (à d.) sous chargement nominal d'amplitude $0,29 \sigma_a$

4.4.2) Evolution des contraintes résiduelles sous chargement cyclique

Le suivi des contraintes résiduelles lors des essais en compression répétée a pu être effectué pour trois niveaux de chargement et est visible sur la Figure 143. Il apparaît clairement que les contraintes résiduelles pour l'état initial « vierge » et de « compression » convergent rapidement vers une même valeur de manière symétrique à ce qui a été observé pour les essais en traction répétée avec les états initiaux « vierge » et « traction ». Les contraintes résiduelles de traction sont partiellement relâchées et se stabilisent à une valeur supérieure à celle des autres configurations, sauf pour le niveau le plus élevé où les contraintes résiduelles convergent vers une même valeur quel que soit l'état initial. Il est important de noter que lors d'essais en compression répétée, la contrainte résiduelle correspond à la contrainte maximale du chargement alors qu'elle correspond à la contrainte minimale dans le cas de chargements de traction répétée.

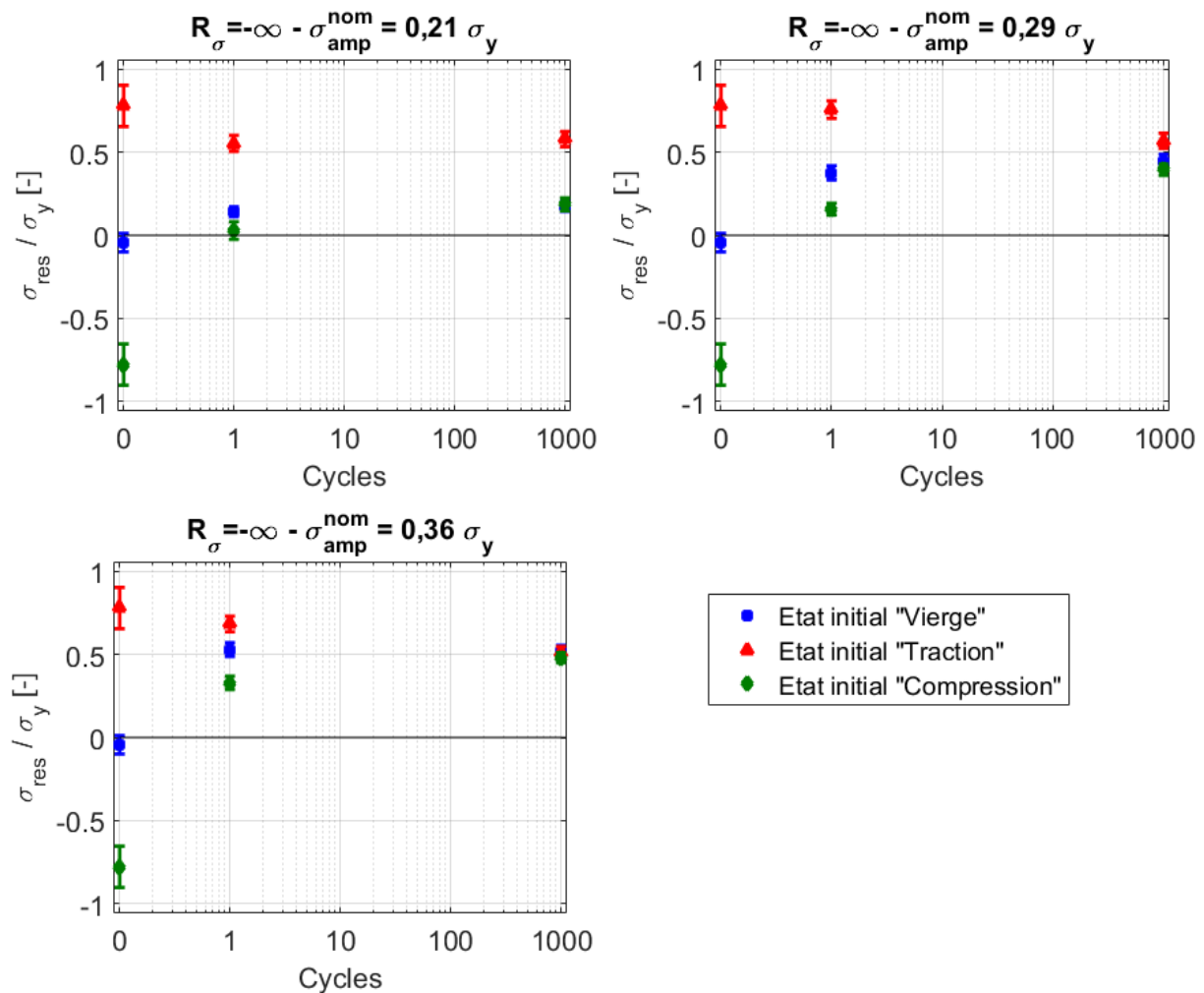


Figure 143 : Evolution des contraintes résiduelles pour les 3 états initiaux ($R_\sigma = -\infty$) après 1000 cycles pour un niveau de contrainte nominal appliqué d'amplitude $\sigma_a = 0,21 \sigma_y$ (en haut à gauche), $\sigma_a = 0,29 \sigma_y$ (en haut à droite) et $\sigma_a = 0,36 \sigma_y$ (en bas à gauche)

4.5) Stratégie de prise en compte des contraintes résiduelles dans les MS

L'influence de la contrainte résiduelle peut directement être prise en compte par la méthode EF en simulant le procédé d'introduction des contraintes résiduelles avant la simulation du chargement cyclique. La prise en compte des contraintes résiduelles dans la méthode simplifiée est moins évidente. Deux niveaux d'action ont été étudiés.

4.5.1) Influence des CR sur l'identification des opérateurs de localisation

La première technique consiste à simuler numériquement par EF l'introduction des contraintes résiduelles avant d'identifier l'opérateur de localisation pour simuler le chargement cyclique. Cela permet de prendre en compte l'influence des contraintes résiduelles sur le comportement élasto-plastique à la première charge.

Par exemple, si le signe du chargement cyclique est le même que celui des contraintes résiduelles, il y aura une plastification plus importante que s'il n'y avait pas de contraintes résiduelles entraînant une diminution de l'opérateur de localisation L . Afin de mettre en évidence ce résultat, la méthode simplifiée de Herbrand sous hypothèse des contraintes planes est utilisée, comme dans la section 3.8.3). Seul le terme L_{1111}^H est considéré. Il est identifié à l'aide des données relevées sur la simulation EF lors du premier quart de cycle après simulation de l'introduction des contraintes résiduelles. La Figure 144 montre le résultat pour un cas de chargement de traction répétée effectué sur la configuration EvoCRes.

Si le comportement cyclique est bien modifié, l'influence directe de l'opérateur de localisation sur la durée de vie prévue sera faible, puisqu'aucun des paramètres entrant dans le calcul du critère d'amorçage (*i.e.* la contrainte moyenne ou l'amplitude de déformation) n'évolue. Il est important de noter que bien que cette méthode soit insuffisante, elle vient en amont et peut-être couplée aux autres méthodes de prise en compte des contraintes résiduelles qui vont suivre. Cependant, elle a un coût en termes de calculs EF bien supérieur aux méthodes qui simulent l'introduction des contraintes résiduelles par la méthode simplifiée.

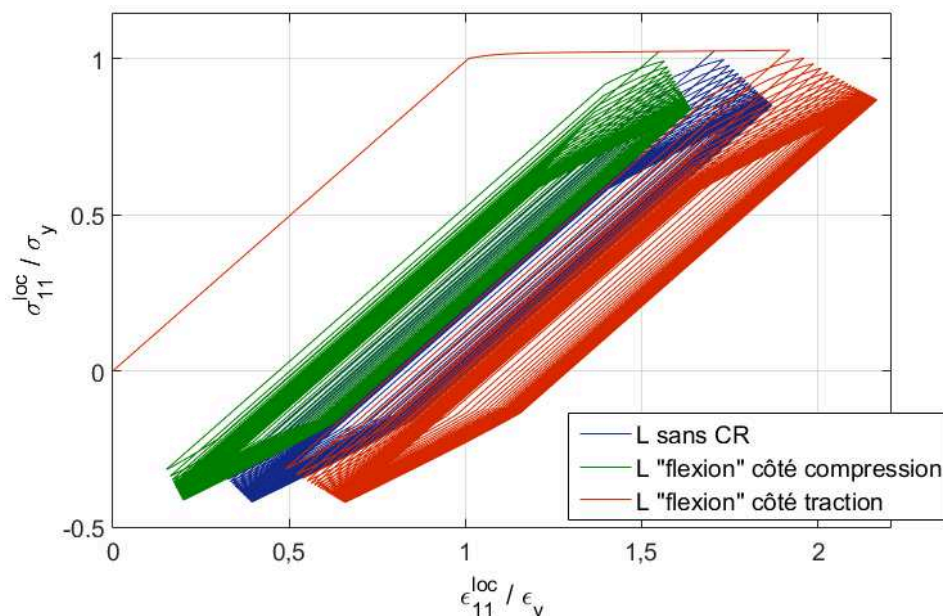


Figure 144 : Influence d'un opérateur de localisation dépendant de l'état initial de contraintes résiduelles

4.5.2) Introduction des CR au point critique par les méthodes simplifiées

L'idée de ces méthodes est que l'on peut introduire un chargement local ou nominal pour simuler la présence de contraintes résiduelles via la méthode simplifiée. L'opportunité d'utiliser une méthode ou une autre vient de l'origine des contraintes résiduelles et du niveau d'information disponible. Quatre cas possibles ont été identifiés.

4.5.2.1) Contrainte résiduelle inconnue

Dans le cas où la contrainte résiduelle locale n'est pas connue, il est possible d'effectuer la simulation d'un chargement nominal à une valeur estimée arbitrairement par l'utilisateur avant d'effectuer une décharge jusqu'au retour à un niveau de contrainte nominale nul. Ce faisant, sous réserve de l'apparition de plasticité locale, une contrainte résiduelle est calculée. Cela correspond à un cycle de chargement exceptionnel.

4.5.2.2) Contrainte résiduelle connue d'origine thermique

Si la contrainte résiduelle est connue localement, mais qu'elle n'est pas purement d'origine mécanique, comme c'est le cas pour les joints soudés, il est possible de prendre en compte le chargement résiduel, en effectuant une précharge élastique locale en amont du chargement cyclique.

4.5.2.3) Contrainte résiduelle connue d'origine mécanique

Le troisième cas concerne les contraintes résiduelles difficilement simulables comme celles dues à des procédés de martelage ou de grenailage. Cela consiste alors en l'optimisation d'une précharge macroscopique conduisant à une valeur de contraintes résiduelles donnée. Contrairement au deuxième cas, cela permet de prendre en compte un état d'écrouissage réaliste du matériau. Il est important de noter que la solution n'est pas nécessairement unique. En effet, plusieurs trajets de chargement peuvent être envisagés pour obtenir cet état. Comme l'opérateur L est identifié pour une direction de chargement donné, la direction de ce dernier est utilisée.

4.5.2.4) Précharge locale et contraintes résiduelles connues d'origine mécanique

Enfin, dans le cas où la contrainte résiduelle et la précharge sont connues, et d'origine mécanique, un cycle de chargement local avant fatigue peut-être effectué. Ce cas est envisageable si le procédé est simulable par EF notamment lors de la flexion d'une tôle.

Dans le cadre de l'application présente, bien que le dernier cas puisse être utilisé, il a été choisi d'utiliser le troisième cas afin de montrer tout l'intérêt de ce cas qui nécessite moins de données d'entrée que le dernier cas. Pour la même raison, l'opérateur de localisation est identique à celui identifié sur la simulation EF sans contraintes résiduelles.

La Figure 145 montre un logigramme permettant de déterminer le cas d'application à choisir.

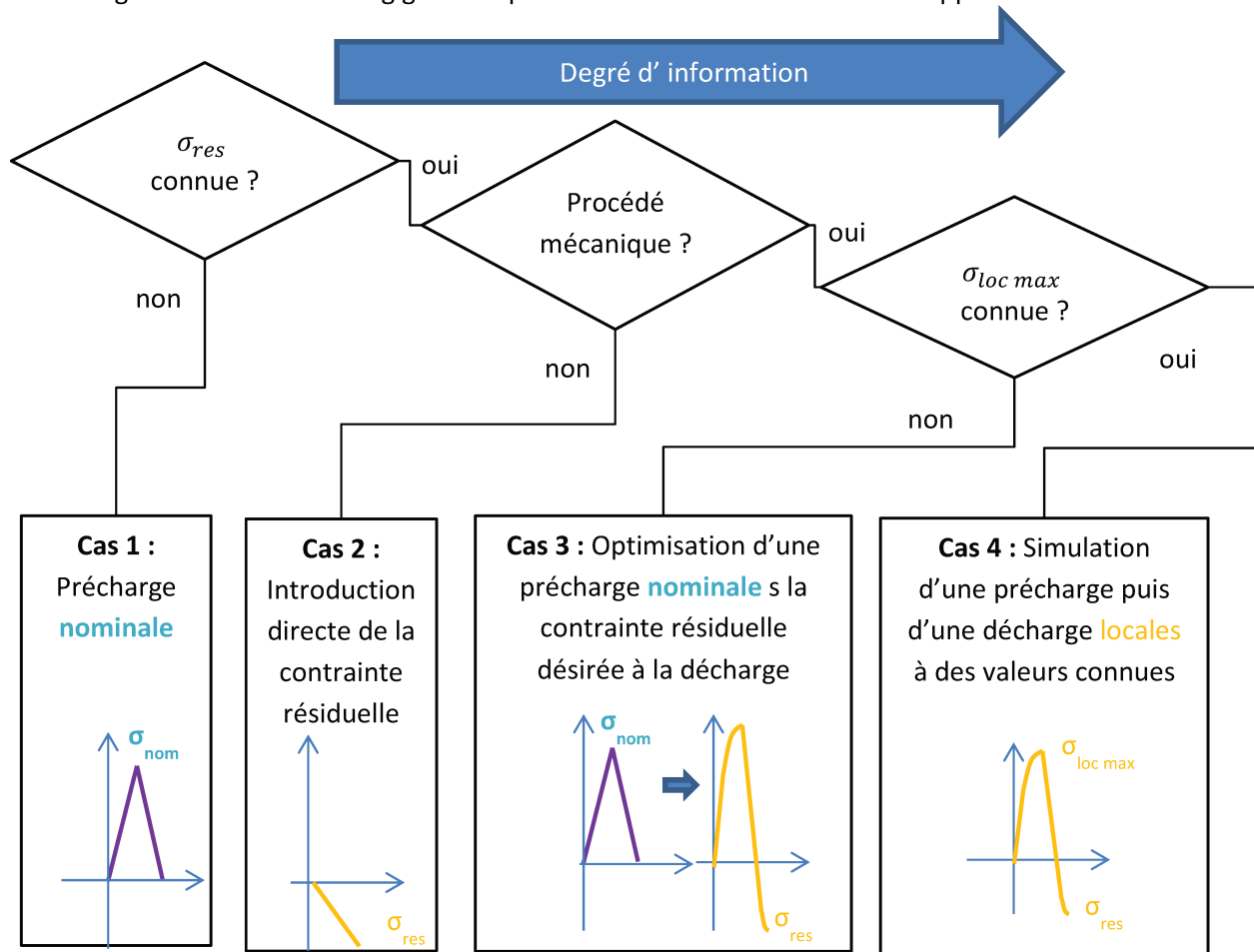


Figure 145 : Logigramme permettant de déterminer le schéma d'introduction de la contrainte résiduelle à l'aide des méthodes simplifiées

4.6) Simulation de la prise en compte des contraintes résiduelles

4.6.1) Courbes contrainte-déformation de l'introduction des CR

La prise en compte des contraintes résiduelles par la méthode simplifiée avec les deux opérateurs est comparée à la simulation EF de l'introduction des contraintes résiduelles dans l'éprouvette flexion sur la Figure 146.

Si la contrainte maximale calculée dans la direction 11, optimisée par MS est très proche de celle obtenue par EF, le niveau de déformation ne l'est pas. Cependant, quelle que soit la méthode, le niveau de déformation est suffisant ($> 4 \epsilon_y$) pour que les parties non linéaires des écrouissages soient saturées. Cela indique que l'état initial est semblable quelle que soit la méthode. Dans la direction 33, l'écart est cependant plus important entre MS et EF. Cela s'explique en partie par le non-respect de l'hypothèse de plasticité confinée qui n'est pas respectée lors de la précharge.

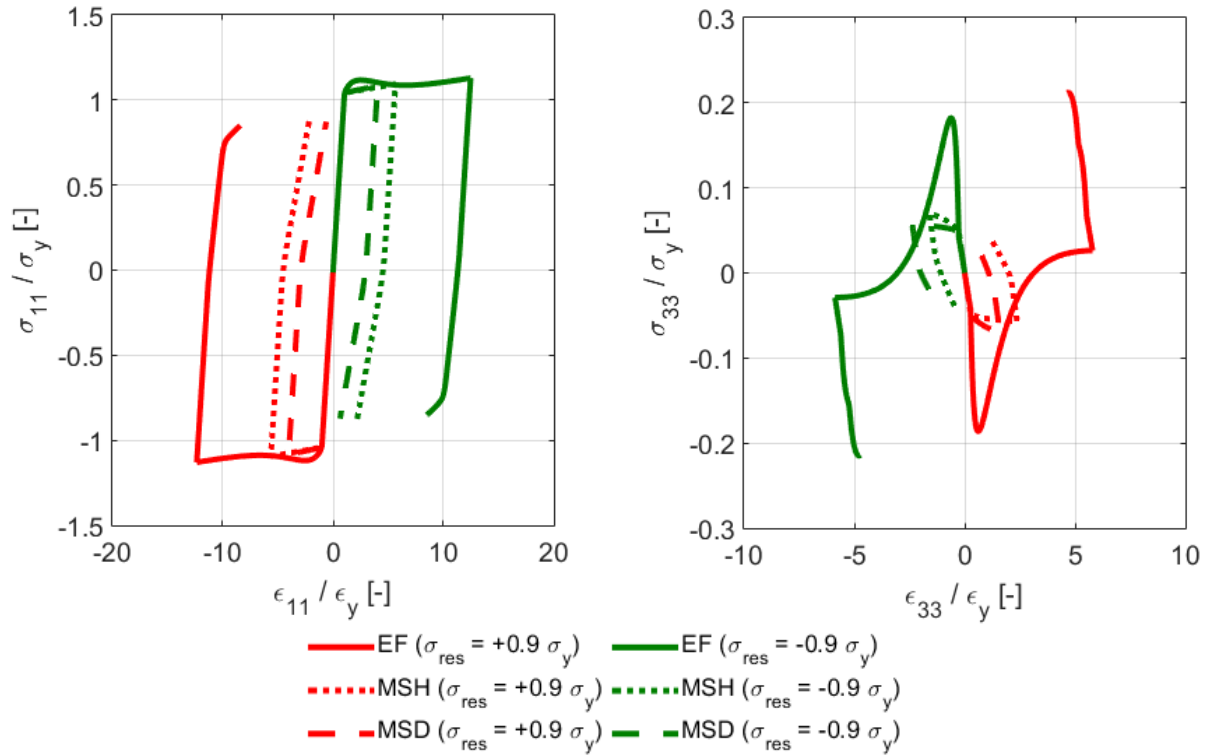


Figure 146 : Evolution des contraintes et des déformations lors de l'introduction des contraintes résiduelles par EF (flexion de l'éprouvette) et par les 2 MS dans la direction 11 (à gauche) et dans la direction 33 (à droite)

4.6.2) Effet de l'introduction des contraintes résiduelles sur les courbes cycliques

La simulation du chargement cyclique a été effectuée par EF et par la MS pour chaque niveau expérimental testé. Les courbes contrainte-déformation obtenues dans la direction principale par les trois méthodes pour un niveau de chargement intermédiaire d'amplitude nominale $\sigma_{nom}^a = 0.3 \sigma_y$ à $R_\sigma^{nom} = 0$ sont visibles sur la Figure 147. De manière similaire à ce qui a été observé pour l'introduction des contraintes résiduelles, les MS sous-estiment le niveau de déformation mais permettent d'obtenir une bonne prévision des niveaux de contrainte.

Il a été constaté expérimentalement que les contraintes résiduelles de traction n'ont pas d'effet sur les courbes de durée de vie car elles sont relâchées dès le premier cycle. En effet, la plasticité introduite lors du premier cycle de traction, que l'encoche présente déjà ou non des contraintes de traction, est suffisamment importante pour qu'à la fin de ce cycle, la contrainte résiduelle soit identique dans les deux cas. Cet effet est bien pris en compte par la méthode simplifiée comme le montre la Figure 147.

A l'inverse, comme le montre également la Figure 147, les éprouvettes contenant des contraintes résiduelles de compression ont un niveau de plasticité cyclique moins élevé entraînant une stabilisation des courbes rapide et une faible évolution des contraintes résiduelles.

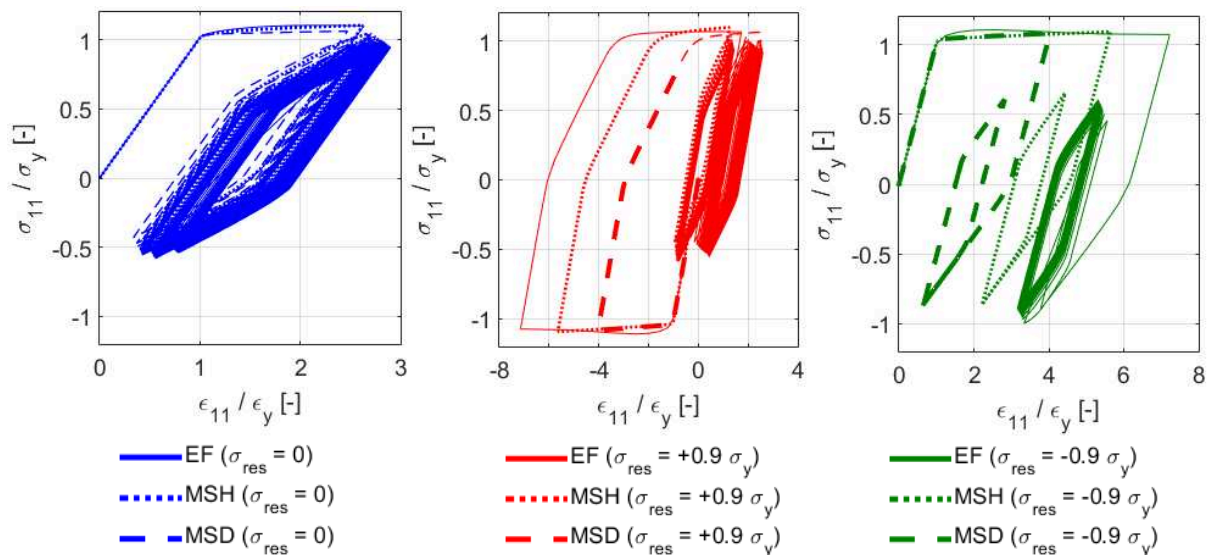


Figure 147 : Courbes contraintes/déformations dans la direction principale pour les trois états initiaux et par les trois méthodes pour un chargement cyclique de traction répétée d'amplitude $\sigma_{amp}^{nom} = 0,3 \sigma_y$

En raison de la symétrie de la loi de comportement et de la méthode simplifiée, les phénomènes inverses se produisent lors d'un essai en compression répétée. Les contraintes résiduelles de traction évoluent peu, exerçant une influence négative sur la durée de vie par rapport à des essais sans contraintes résiduelles. Les contraintes de compression sont relâchées et n'exercent donc aucune influence sur les durées de vie à l'amorçage.

Si les trois méthodes prévoient les mêmes tendances en ce qui concerne l'évolution des contraintes, des différences subsistent. La sous-partie qui suit a pour objectif de confronter les trois méthodes et les deux lois de comportement à seuil aux mesures DRX de contraintes résiduelles sur essais interrompus et sur les essais avec mesures DRX in-situ, afin de déterminer l'influence de chaque choix.

4.6.3) Evolution cyclique des contraintes par les méthodes simplifiées

4.6.3.1) Evolution des contraintes résiduelles par la MSH comparée aux EF

Les prévisions d'évolutions des contraintes résiduelles, obtenues à l'aide de la loi à seuil 1 par EF et par la MSH pour les trois états initiaux, sont visibles dans la Figure 148 pour les essais en traction et en compression répétées décrits dans les sections 4.3.3) et 4.4.2). Les deux méthodes montrent des prévisions quasiment identiques dont les tendances présentent une bonne corrélation avec les mesures bien que les valeurs ne sont pas quantitativement identiques. L'écart entre les valeurs stabilisées de contraintes résiduelles suivant l'état initial pour chaque configuration de chargement est plus important que celui observé expérimentalement. L'influence de l'état initial, du rapport de charge et du niveau de chargement est bien retranscrite par les deux méthodes.

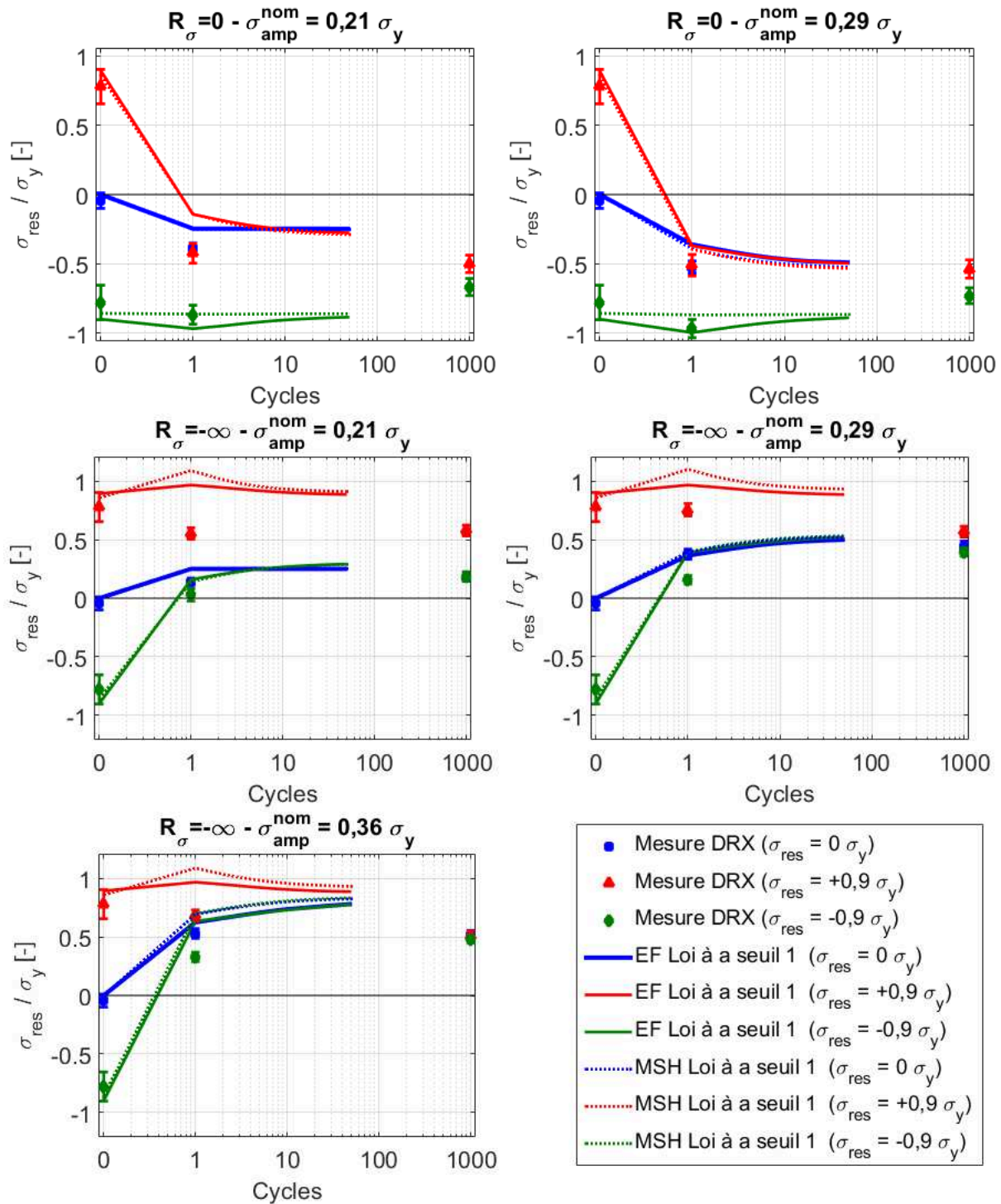


Figure 148 : Prédiction de l'évolution des contraintes résiduelles par EF et par la MSH pour la loi à seuil 1 lors des essais en traction répétée et en compression répétée

4.6.3.2) Influence du seuil de la loi de comportement

La comparaison des mesures de contraintes résiduelles et des prévisions d'évolutions obtenues à l'aide de la MSH pour la loi à seuil 1 et la loi à seuil 2, lors des mêmes essais que ceux décrits dans la section précédente, est visible sur la Figure 149. Des différences quantitatives sont clairement visibles entre les résultats obtenus par les deux lois de comportement. Il est difficile de discriminer l'opportunité d'utiliser l'une ou l'autre des deux lois de comportement sur la valeur absolue des contraintes résiduelles car la conclusion varie suivant l'essai réalisé. Cependant, il apparaît clairement que la loi à seuil 2 - dont le seuil a été optimisé (section 2.4.5) – permet de prévoir un

écart entre les contraintes résiduelles stabilisées issues des différents états initiaux plus proche des valeurs expérimentales. Elle est donc, sur la base de ce critère, plus appropriée pour prévoir l'influence de l'état initial sur la contrainte résiduelle. Quelle que soit la loi, les tendances découlant de l'influence de l'état initial, du rapport de charge et du niveau de chargement sont correctement décrites par les deux lois à seuil.

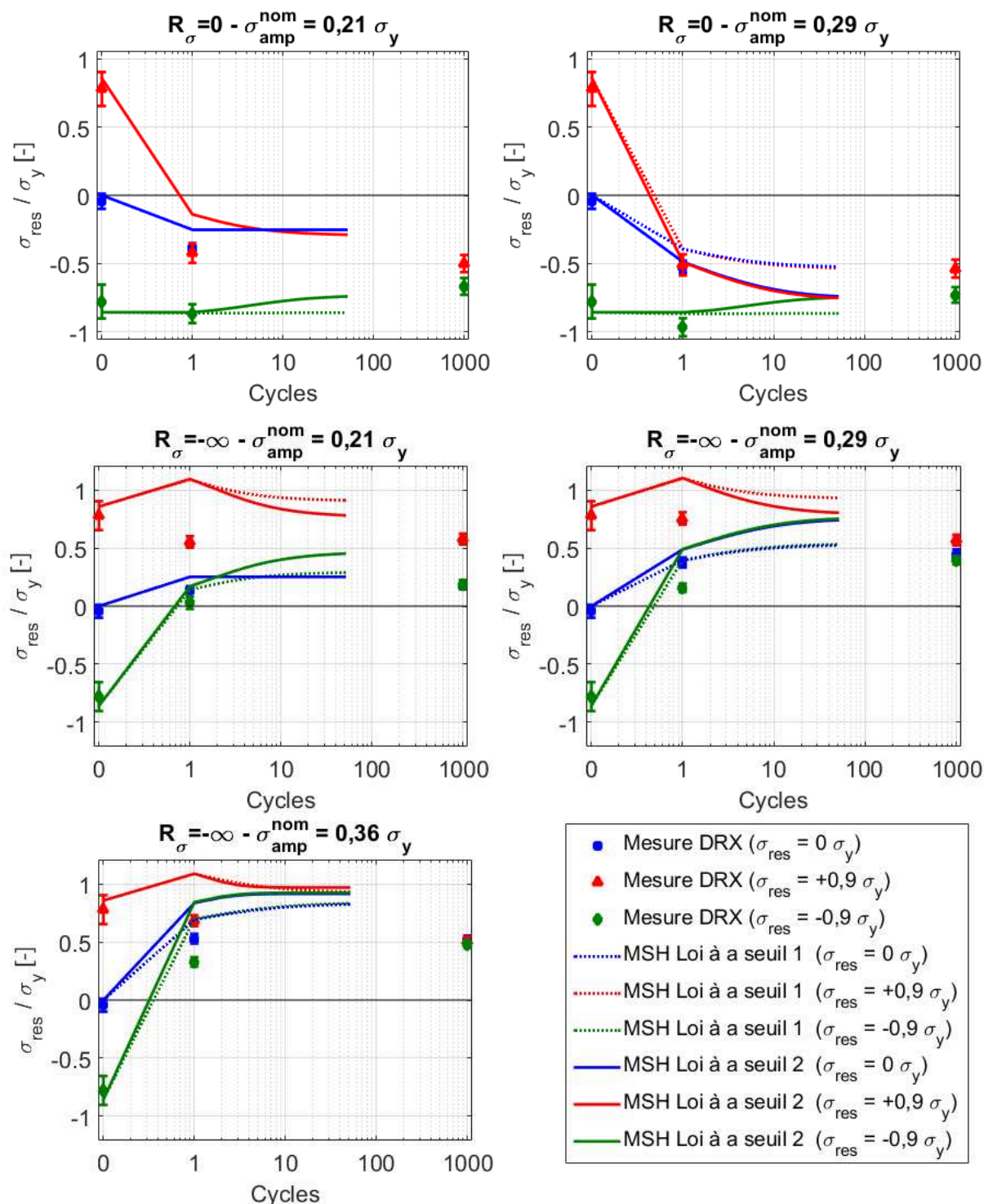


Figure 149 : Prédiction de l'évolution des contraintes résiduelles par la MSH pour la loi à seuil 1 et la loi à seuil 2 lors des essais en traction répétée et en compression répétée

4.6.3.3) Evolution des contraintes résiduelles par la MSH et la MSD

La Figure 150 compare l'évolution des contraintes résiduelles mesurées avec celles prévues par la MSH et de la MSD pour la loi à seuil 2. Les résultats sont strictement identiques sauf pour le plus bas niveau de chargement, dans le cas où il n'y a pas de contraintes résiduelles initiales. Ce cas particulier correspond à un niveau où les contraintes sont stabilisées dès le premier quart de cycle avec la MSH alors qu'elles continuent d'évoluer avec la MSD. Les deux méthodes simplifiées sont globalement identiques même si un effet de seuil comme celui-ci peut apparaître.

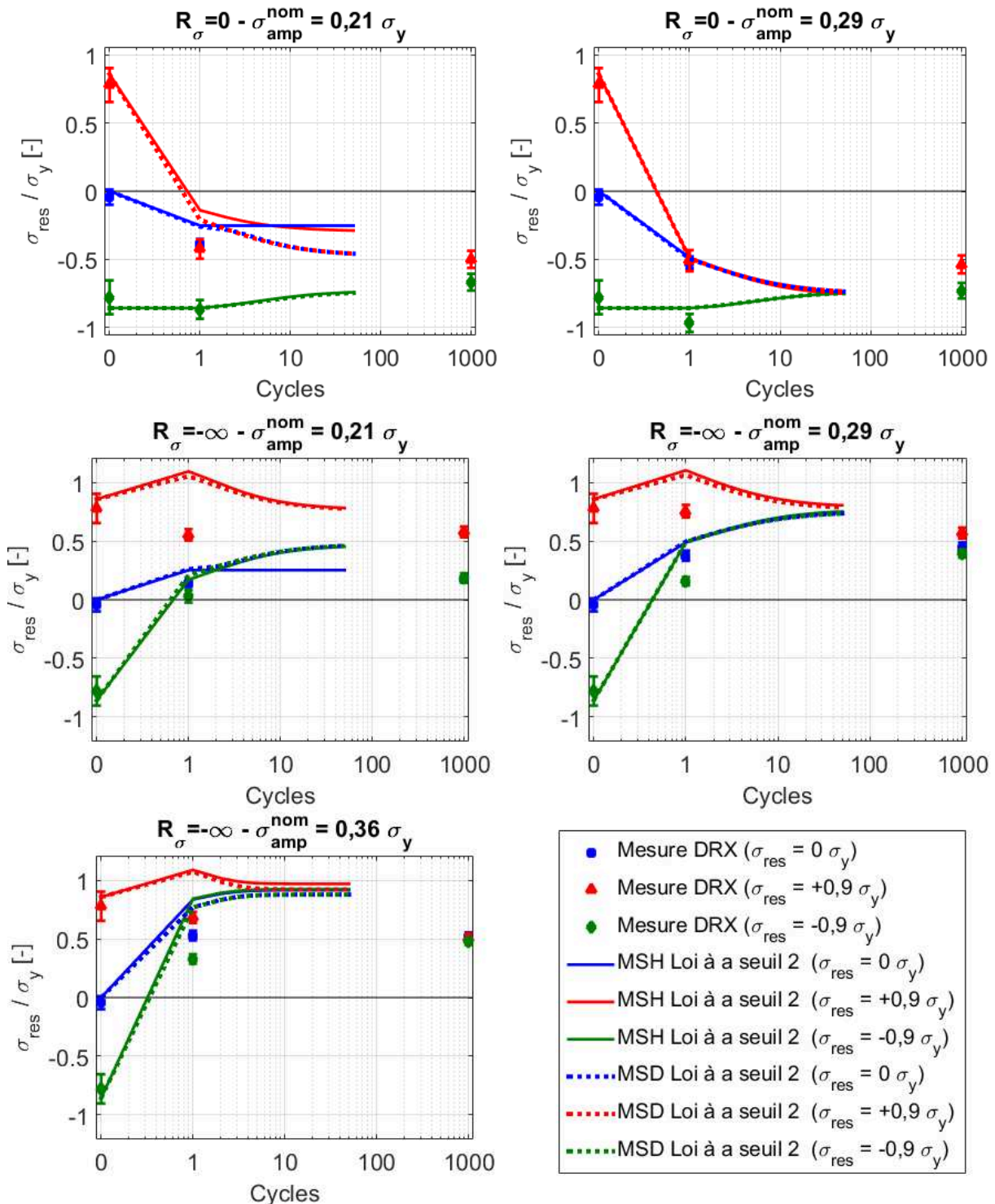


Figure 150 : Prédiction de l'évolution des contraintes résiduelles par la MSH et la MSD pour la loi à seuil 2 lors des essais en traction répétée et en compression répétée

4.6.3.4) Evolution des contraintes par la MSH et la MSD pour les deux lois à seuil lors des essais EvoCRes

Afin de suivre l'évolution de la contrainte minimale mais également des contraintes maximales et moyennes qui entrent dans le calcul des critères, des essais cycliques avec mesure DRX *in-situ* ont été effectués (cf. section 4.3.4). Ces essais ont été effectués en traction répétée pour les trois états initiaux de contraintes résiduelles sur une éprouvette « vierge » et deux éprouvettes fléchies. Les prévisions d'évolution des contraintes sont visibles sur la Figure 151 pour les mêmes configurations de modèle que décrites précédemment, *i.e.* :

- MSH avec la loi à seuil 1
- MSH avec la loi à seuil 2
- MSD avec la loi à seuil 2

Dans tous les cas, les prévisions obtenues à partir de la loi à seuil 2 avec la MSD et la MSH sont identiques. De plus, les amplitudes de contraintes stabilisées obtenues par la MSH avec les deux lois sont identiques aux amplitudes de contraintes stabilisées mesurées expérimentalement. Cependant aucune des deux lois ne permet de prévoir parfaitement les contraintes dans tous les cas. La loi à seuil 1 donne de bons résultats sur les essais sans contraintes résiduelles initiales tandis que la loi à seuil 2 est juste dans le cas des éprouvettes présentant un état initial de traction. Dans le cas de l'essai avec contraintes résiduelles de compression, le chargement prévu reste élastique et aucune évolution des contraintes n'est observée alors qu'une légère évolution expérimentale est observée.

Il n'est donc pas possible de discriminer les deux lois avec ces essais notamment car les deux lois donnent de bonnes estimations des tendances.

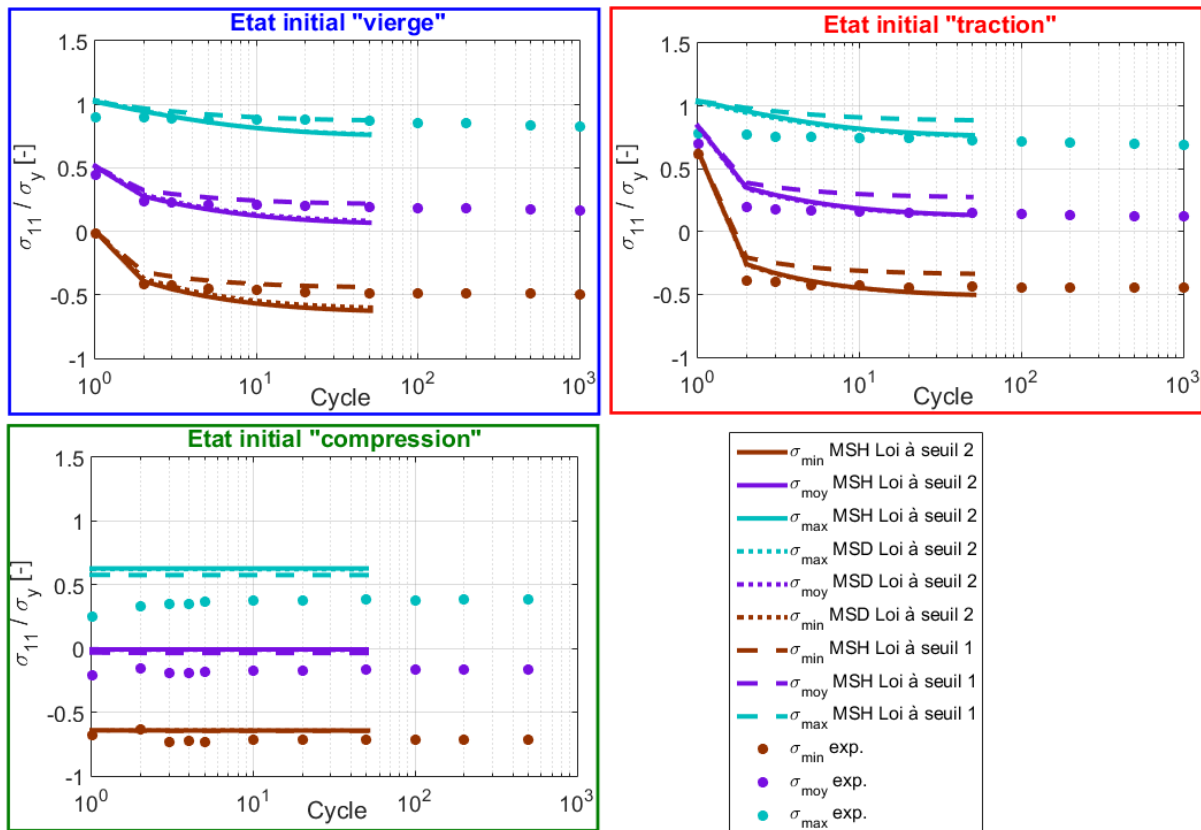


Figure 151 : Prédiction de l'évolution des contraintes par la MSH pour la loi à seuil 1 et la loi à seuil 2 et par la MSD avec la loi à seuil 2 lors d'essais en traction répétée sur les éprouvettes EvoCRes

4.6.4) Calcul des paramètres équivalents stabilisés des critères d'amorçage

L'objectif étant l'utilisation des données calculées par les deux méthodes simplifiées dans les critères de fatigue, la pertinence des méthodes est évaluée sur l'amplitude de déformation stabilisée (Figure 152) et sur les contraintes moyennes et maximales stabilisées, visibles respectivement sur la Figure 153 et la Figure 154.

Quelle que soit la méthode employée et le rapport de charge, l'amplitude de déformation est très peu influencée par l'état initial de contraintes résiduelle. Pour les niveaux d'amplitude nominale de sollicitations $\sigma_{nom}^a < 0,3 \sigma_y$, la corrélation entre les trois méthodes est très bonne. Au-delà une surestimation de l'amplitude de déformation est observée par la MSH et une légère sous-estimation est observée par la MSD. Cela aura pour conséquence directe une légère sous-estimation ou une surestimation des durées de vie, respectivement par la MSH ou par la MSD.

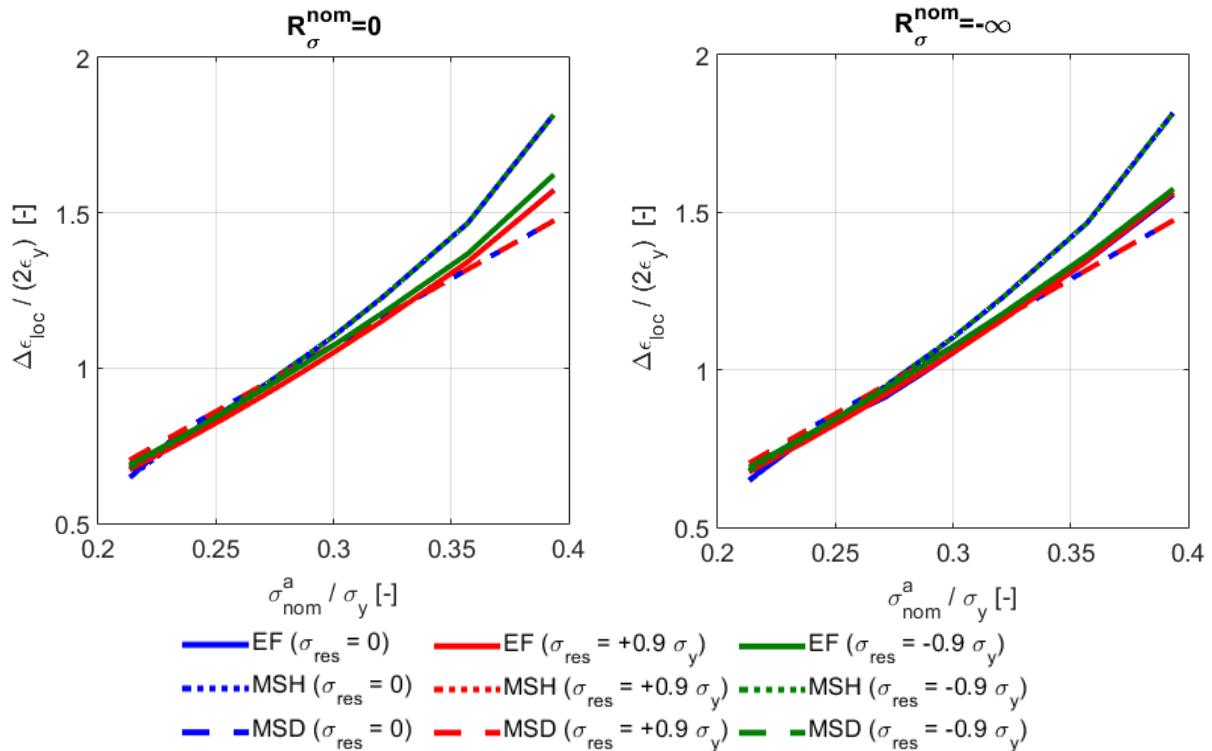


Figure 152 : Amplitudes de déformation équivalente stabilisées calculées par les trois méthodes et les trois états initiaux en traction répétée (à gauche) et en compression répétée (à droite)

Les courbes de contraintes moyennes équivalentes au sens de la trace stabilisées sont visibles sur la Figure 153. L'influence directe des contraintes résiduelles est visible, et permet de retrouver les résultats expérimentaux. Dans le cas d'un chargement nominal de traction répétée, les contraintes résiduelles de traction n'ont pas d'influence sur la contrainte moyenne stabilisée quel que soit le niveau de chargement. A l'inverse, les contraintes résiduelles de traction ont une influence sur la contrainte moyenne stabilisée, sauf pour les niveaux de chargement élevés où aucune influence n'a été constatée expérimentalement sur les courbes de durée de vie. Pour les autres niveaux, la contrainte moyenne est négative indiquant un effet bénéfique des contraintes résiduelles de traction, tel qu'il a été observé expérimentalement.

Dans le cas d'un chargement de compression répétée, le raisonnement précédent peut être inversé. Les contraintes résiduelles de compression n'ont aucune influence sur la contrainte moyenne équivalente stabilisée tandis que les contraintes résiduelles de traction entraînent une augmentation de la contrainte moyenne et donc une diminution des durées de vie. Enfin, pour les hauts niveaux de

chargement, il n'y a plus d'influence des contraintes résiduelles sur la contrainte moyenne équivalente stabilisée.

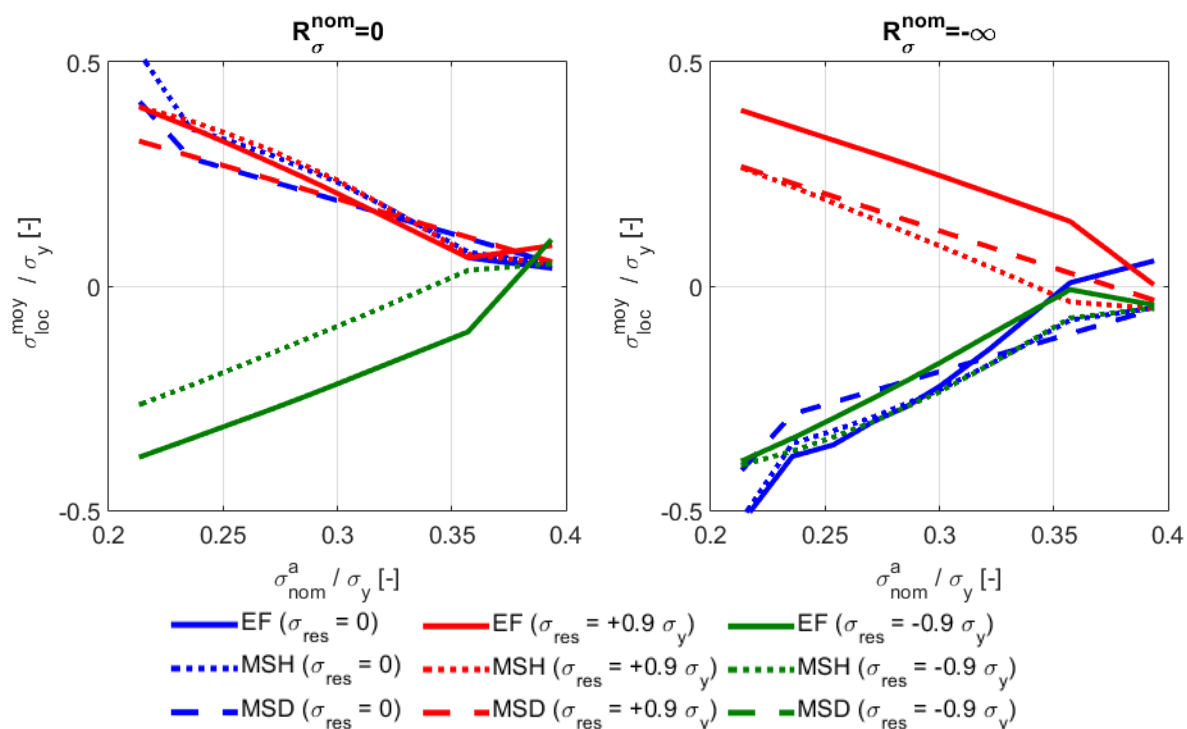


Figure 153 : Contraintes moyennes équivalentes stabilisées calculées par les trois méthodes et les trois états initiaux en traction répétée (à gauche) et en compression répétée (à droite)

Les mêmes constats peuvent être faits sur les courbes de contraintes maximales équivalentes (au sens de von Mises) stabilisées. Les contraintes résiduelles de traction, respectivement de compression, n'ont pas d'influence sur la contrainte maximale stabilisée lors d'un chargement cyclique de traction répétée, respectivement de compression répétée.

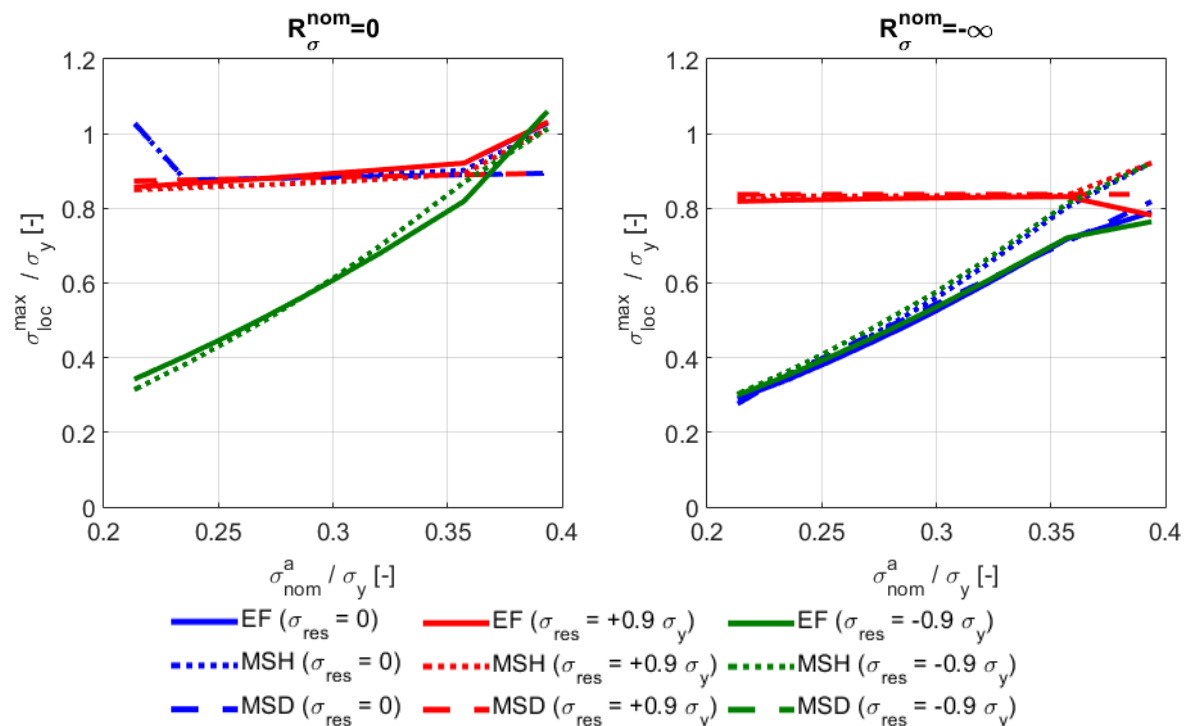


Figure 154 : Contraintes maximales équivalentes stabilisées calculées par les trois méthodes et les trois états initiaux en traction répétée (à gauche) et en compression répétée (à droite)

4.6.5) Prévisions de durées de vie avec CR par les méthodes simplifiées

Les paramètres étudiés dans les trois figures précédentes permettent d'expliquer les courbes de durée de vie obtenues pour le critère de Morrow modifiée en traction répétée et en compression répétée, visibles sur la Figure 155.

La première constatation est que la corrélation est très bonne entre les trois méthodes, bien que des différences aient été observées au cours des différentes étapes du calcul des courbes de durée de vie. Les méthodes sont également capables de prévoir l'influence de l'état de contraintes résiduelles, *i.e.* l'influence positive des contraintes résiduelles de compression sous chargement de traction répétée, l'influence négative des contraintes résiduelles de traction sous chargement nominal de compression répétée et l'absence d'influence des contraintes résiduelles dans les autres cas de figure.

Il est intéressant de remarquer qu'avec le critère de Morrow modifié, quels que soient le rapport de charge et l'état de contraintes résiduelles initial, les méthodes sont conservatives et que ce conservatisme est à peu près constant, variant entre 3 et 5 en termes de durées de vie.

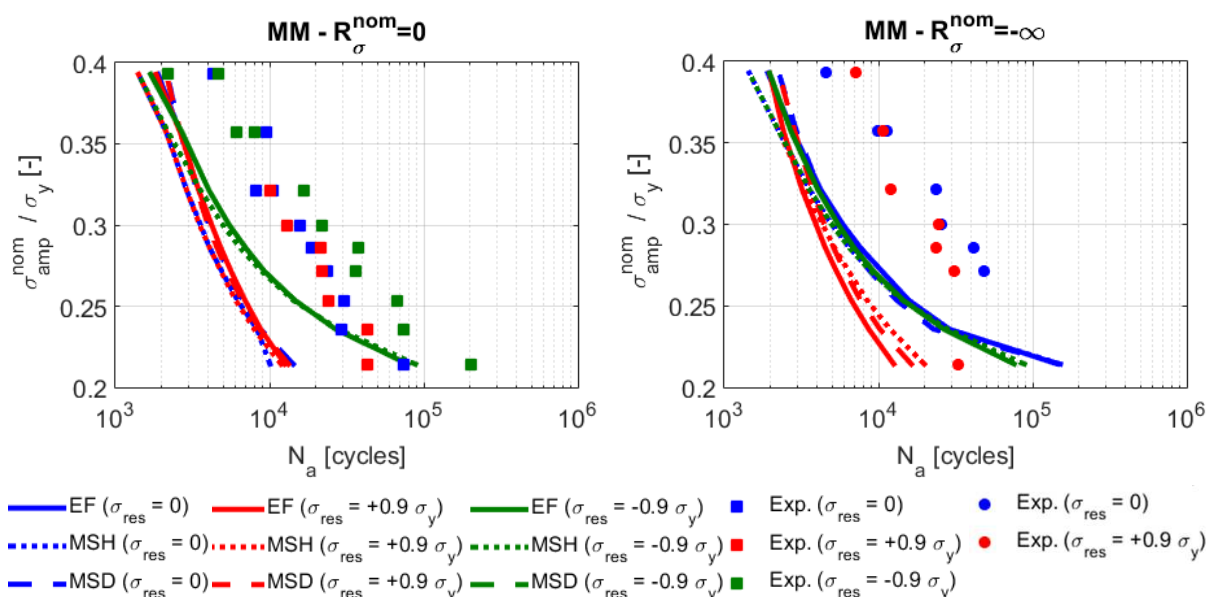


Figure 155 : Courbes de durées de vie prévues par le critère de Morrow modifié calculé à partir des données obtenues par les trois méthodes à $R_{\sigma}^{nom} = 0$ comparées aux essais

Cependant, les essais effectués sur des éprouvettes fléchies ont amorcé du côté des encoches possédant des CR de traction, montrant que les CR de compression sont moins nocives que celles de traction. Ce point est bien traduit par le modèle.

La Figure 156 montre la comparaison entre durées de vie prévues et observées expérimentalement pour les quatre critères d'amorçage. Le critère de MCB n'étant pas capable de rendre compte de l'influence de l'état initial de contraintes résiduelles, les prévisions affichent une dispersion liée à l'état de contraintes résiduelles initial. Les critères de Morrow et de SWT montrent une bonne capacité à prendre en compte un état initial de contraintes résiduelles de traction mais affichent des prévisions non conservatives pour les données correspondant à des contraintes résiduelles de compression dues à la surestimation de l'effet de contraintes de compression. En comparaison le critère de Morrow modifié affiche un conservatisme constant, allant d'un facteur 3 à un facteur 5, quel que soit le rapport de charge et l'état initial de contraintes résiduelles. Comme lors du chapitre précédent, l'influence de la loi de comportement et du paramètre d'équivalence va être étudiée.

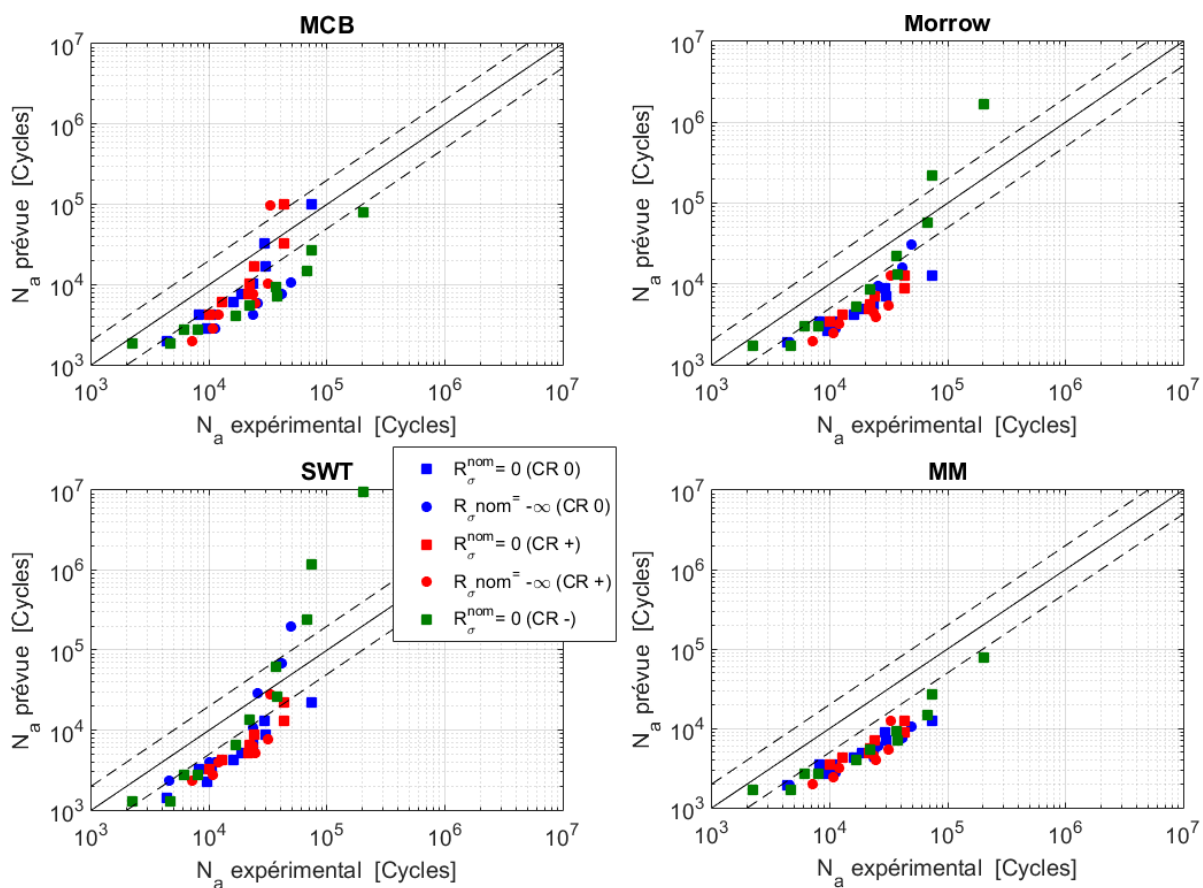


Figure 156 : Comparaison entre les durées de vie prévues et observées expérimentalement pour les quatre critères d'amorçage

L'influence du choix qui a été fait sur les paramètres d'équivalence sur les durées de vie prévues à l'aide des EF pour les trois états initiaux et les deux rapports de charge, est présentée sur la Figure 157. Peu de différences sont observées. Si l'approche « plan critique » permettait lors du chapitre III de stabiliser le conservatisme sur les éprouvettes sans contraintes résiduelles (cf. Chapitre III), elle semble maintenant avoir un effet négatif sur le conservatisme pour les éprouvettes avec contraintes résiduelles de traction. Cette approche conduit notamment à un conservatisme moins important pour les grandes durées de vie que pour les faibles sur ces éprouvettes. Il n'est donc pas possible raisonnablement de discriminer ces deux approches à l'aide des données expérimentales disponibles.

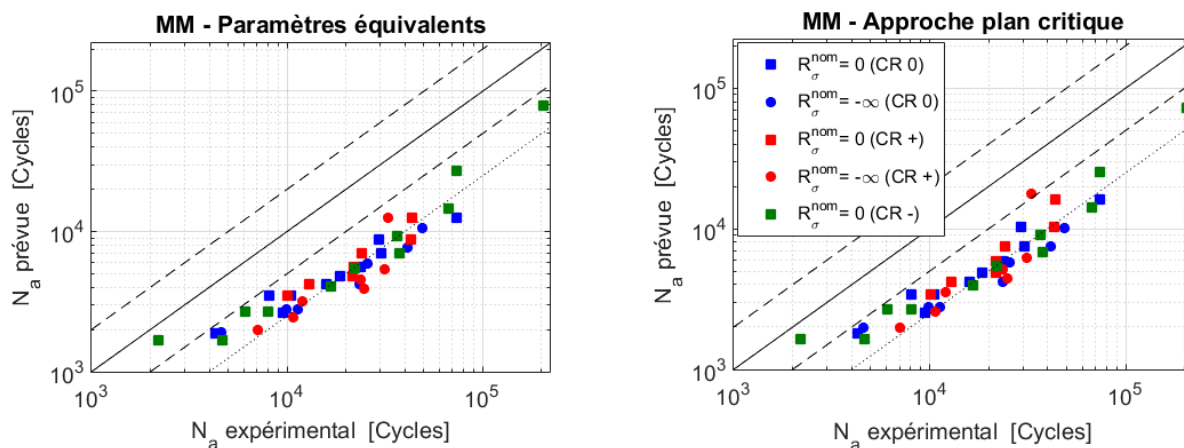


Figure 157 : Influence du critère d'équivalence sur les durées de vie prévues à l'aide des EF pour les trois états initiaux et les deux rapports de charge

L'influence de la valeur du seuil de la loi de comportement sur les durées de vie prévues à l'aide de la MSH pour les trois états initiaux et les deux rapports de charge, est visible sur la Figure 158. Comme il a été observé lors du chapitre III, la loi à seuil 2 permet d'obtenir des prévisions de durées de vie moins conservatives, comprises entre la droite du facteur 2 (en tiret) et du facteur 4 (en pointillé), alors que les prévisions obtenues à l'aide de la loi à seuil 1 sont centrées sur la droite du facteur 4.

Si l'identification de la loi à seuil 2 nécessite de réaliser des essais cycliques que la loi à seuil 1 ne nécessite pas, le gain obtenu sur la réduction du conservatisme est néanmoins bien visible.

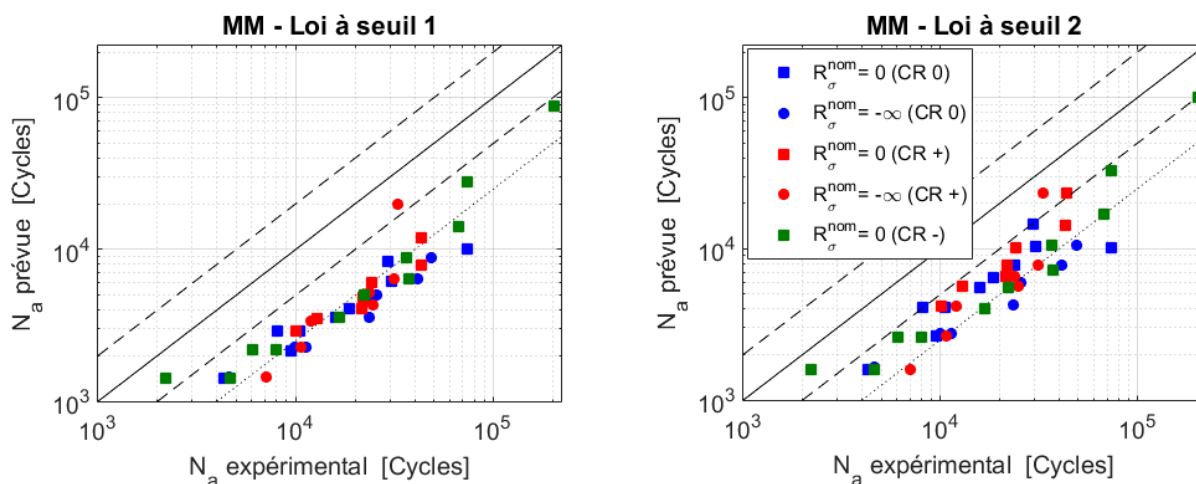


Figure 158 : Influence de la loi de comportement sur les durées de vie prévues à l'aide de la MSH pour les trois états initiaux et les deux rapports de charge

La Figure 158 permet d'observer la différence entre la méthode de Herbrand et les résultats obtenus à l'aide des EF pour la loi à seuil 1 également, visibles dans la Figure 157. Peu de différences apparaissent, montrant une bonne corrélation entre les deux méthodes.

4.7) Conclusion du chapitre IV

Au cours de ce chapitre, une présentation des contraintes résiduelles a été effectuée, allant de leur origine à leur influence en passant par leur mesure. Deux procédés ont été choisis afin d'introduire des contraintes résiduelles de traction ou de compression dans les éprouvettes plates à encoches déjà étudiées lors du chapitre précédent. Une validation expérimentale des gradients de contraintes résiduelles introduits a été réalisée.

Des essais de fatigue en traction et en compression répétées ont été menés sur ces éprouvettes montrant, par rapport aux cas sans contraintes résiduelles :

- une influence bénéfique sur les durées de vie de contraintes résiduelles de compression lors d'un chargement en traction répétée ;
- un effet négatif sur les durées de vie des contraintes résiduelles de traction lors d'un chargement en compression répétée ;
- dans les autres cas de figure, les contraintes résiduelles n'ont pas d'influence puisqu'elles deviennent égales à celles des encoches sans contraintes résiduelles initiales dès le premier cycle. Cela a pu être montré expérimentalement par des mesures DRX.

Différentes possibilités ont été identifiées afin de permettre la prise en compte de l'état initial de contraintes résiduelles par les méthodes simplifiées. La solution retenue, pour le cas présent, est de simuler une précharge par la méthode simplifiée dont la valeur est optimisée afin d'obtenir la contrainte résiduelle mesurée expérimentalement. L'efficacité de cette méthodologie à prévoir l'évolution sous chargement cyclique de différents états initiaux de contraintes a été montrée par confrontation entre les résultats numériques et expérimentaux, obtenus lors d'essais cycliques originaux avec mesures de contraintes *in-situ*.

Les méthodes simplifiées ont ensuite été appliquées comme lors du chapitre III, et ont montré une excellente capacité à prévoir les durées de vie, lorsqu'elles sont couplées au critère de Morrow modifié. Les prévisions de durée de vie sont très proches avec les deux méthodes simplifiées. La LdC à seuil 2 a permis d'obtenir un facteur de conservatisme allant de 2 à 4, plus faible que pour la LdC à seuil 1.

Dans le cas des essais à contrainte moyenne positive, le conservatisme est principalement dû à la surestimation de l'influence de la contrainte moyenne dans le critère de fatigue et à la surestimation des contraintes moyennes par la LdC. Dans le cas des essais à contrainte moyenne négative, il est dû à la non-prise en compte de l'influence de la contrainte moyenne par le critère de Morrow modifié. Dans tous les cas, le conservatisme est indépendant du rapport de charge et de l'état initial de contraintes résiduelles, ce qui montre la bonne capacité de la méthodologie mise en place, au cours de ces quatre chapitres, à prendre en compte l'influence de ces effets lors d'essais en plasticité confinée.

L'objectif à long terme étant d'appliquer ce modèle sur des structures de type sous-marin composé de nombreux joints soudés, le prochain chapitre a pour objectif d'adapter le modèle à ces configurations particulières, qui combinent de forts gradients de propriétés matériaux et de contraintes.

La finalité de ce travail étant une application sur des structures soudées représentatives des coques de sous-marins, il est nécessaire de pouvoir mettre en pratique la méthode sur ce type de structure. Des essais sur des joints soudés de forte épaisseur, réalisés dans le cadre du post-doctorat de Raujol-Veillé [70], en partenariat par DCNS, seront utilisés pour cette application. Ces essais avaient pour but d'étudier l'effet de l'épaisseur du joint soudé et de fournir une base de données expérimentales afin d'étudier différentes approches de dimensionnement en fatigue oligocyclique. Il a été choisi ici, d'utiliser une configuration géométrique intermédiaire afin de valider la méthode de dimensionnement mise au point dans ce travail. L'objectif de ce chapitre est d'étudier les points de blocage restants afin de transposer la méthode d'une éprouvette à encoche homogène à un joint soudé hétérogène, en termes de géométrie et de propriétés matériaux.

La première partie de ce chapitre concerne la description des essais sur joints soudés en T. Les paramètres du matériau dans la zone critique, dont les propriétés sont modifiées par le soudage, sont ensuite identifiés. La troisième sous-partie vise à étudier la question de la détermination du point critique en vue de l'application des méthodes simplifiées en ce point. Enfin l'application des méthodes simplifiées sur joint soudé est réalisée et comparée aux données expérimentales.

5.1) Description des essais sur joints soudés en 80 HLES

5.1.1) Campagne d'essai en flexion 4 points sur joint soudé en T

Le joint soudé étudié est un joint en T qui a été sollicité en flexion 4 points avec un rapport de charge $R = 0,1$. Le moment de flexion est imposé de façon à solliciter le pied de cordon du joint soudé en traction. Ce chargement a été choisi afin d'être certain que les fissures amorcent et se propagent jusqu'à obtenir une taille détectable par la technique ACPD. Il n'est cependant pas représentatif de celui vu par un joint soudé de sous-marin et c'est une configuration dans laquelle les contraintes résiduelles de traction présentes dans les joints soudés n'ont pas d'influence, comme il a été montré dans le chapitre IV. Une des éprouvettes sollicitées est visible sur la Figure 159 avec l'instrumentation ACPD. Les deux pièces sont assemblées par soudage TIG puis MAG. Les dimensions des éprouvettes sont des données protégées, mais la Figure 159 permet d'apprécier la forte épaisseur des pièces.

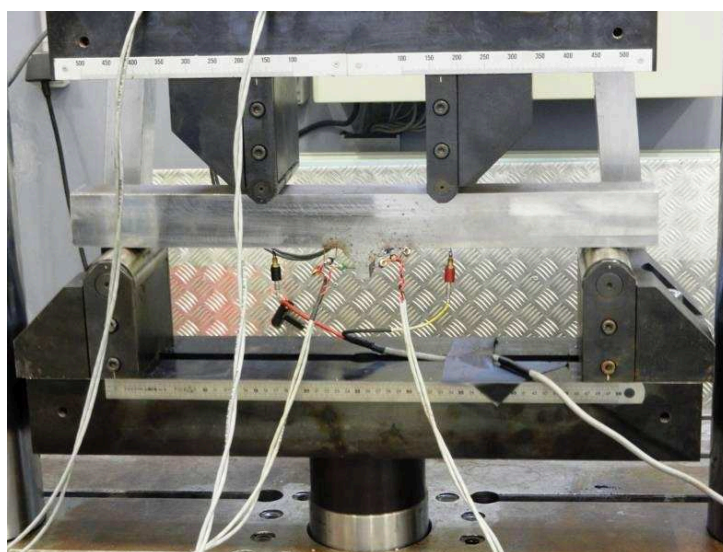


Figure 159 : Montage expérimental de l'éprouvette sollicitée en flexion 4 points avec instrumentation ACPD [70].

5.1.2) Etat métallurgique de la zone soudée

Un point important dans l'étude en fatigue d'un joint soudé est celui du matériau étudié. Bien que l'âme et le raidisseur du joint soudé soient en 80HLES, les propriétés du matériau au point critique diffèrent de celles étudiées jusqu'à présent. En effet, les températures introduites pour la fusion du métal et la cinétique de refroidissement pilotent l'état métallurgique du matériau dans la zone soudée.

Un joint soudé est classiquement divisé en trois zones décrites schématiquement sur la Figure 160 et visibles sur la macrographie de la Figure 161. Ces zones sont :

- la zone où le métal est fondu ;
- la zone où le métal n'a subi aucun apport de chaleur significatif et garde donc ses propriétés de base ;
- la zone affectée thermiquement qui est celle dans laquelle l'amorçage est le plus souvent détecté en fatigue.

Cette troisième zone est donc celle sur laquelle se concentre le reste de ce chapitre. C'est une zone hétérogène de dureté supérieure à celle du métal de base et dont les propriétés en fatigue sont en général plus élevées. Cependant, c'est aussi dans cette zone en pied de cordon de soudure que se concentrent les contraintes. L'hétérogénéité de cette zone est due à la cinétique de refroidissement plus lente à cœur qu'en peau et dans le cas d'un soudage multi-passes, comme c'est le cas sur la Figure 161, à la superposition des soudures.

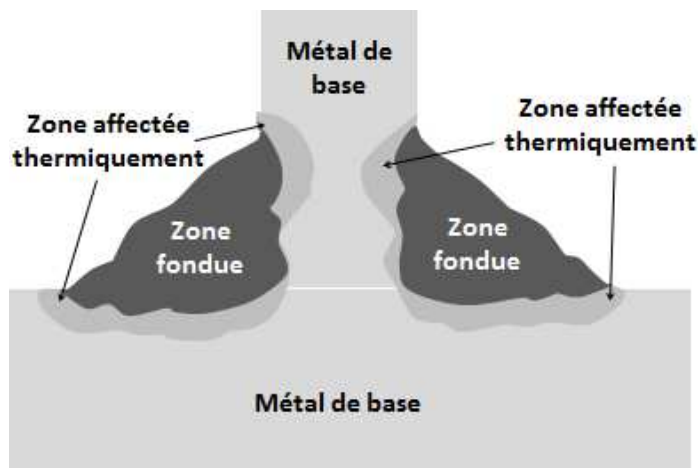


Figure 160 : Vue schématique des zones métallurgiques présentes dans un joint soudé en T



Figure 161 : Macrographie de la moitié d'un joint soudé en T

Afin de caractériser le matériau dans la zone affectée thermiquement (ZAT), une ZAT simulée est réalisée classiquement par un traitement thermique de plaques en métal de base (MB). Le matériau désigné comme MB ici est donc le 80HLES qui a été étudié dans les quatre premiers chapitres.

5.2) Identification des paramètres matériaux du 80HLES-ZAT

5.2.1) Obtention du matériau 80HLES-ZAT simulée

L'application étant réalisée sur un joint soudé et le point critique se situant dans la Zone Affectée Thermiquement (ZAT), il est essentiel d'identifier les propriétés de cet état métallurgique particulier. Afin d'obtenir des éprouvettes, des blocs de métal de base (MB) ont subi un traitement thermique afin de simuler l'effet du soudage sur le matériau.

La ZAT simulée a été réalisée par un traitement thermique appliqué à des blocs de 80HLES de $165 \times 100 \times 24 \text{ mm}^3$. Le traitement thermique appliqué est le suivant :

- enfournement des tôles à four chaud à une température de 1000°C
- maintien à 1000°C pendant 25 mn
- trempe à l'huile

La micrographie, visible sur la Figure 162, montre une microstructure de type bainito-martensitique avec une taille de grain de l'ordre de 15 microns. La dureté mesurée est de l'ordre de 390 HV_{10} et est équivalente à celle observée sur les joints soudés en 80HLES.

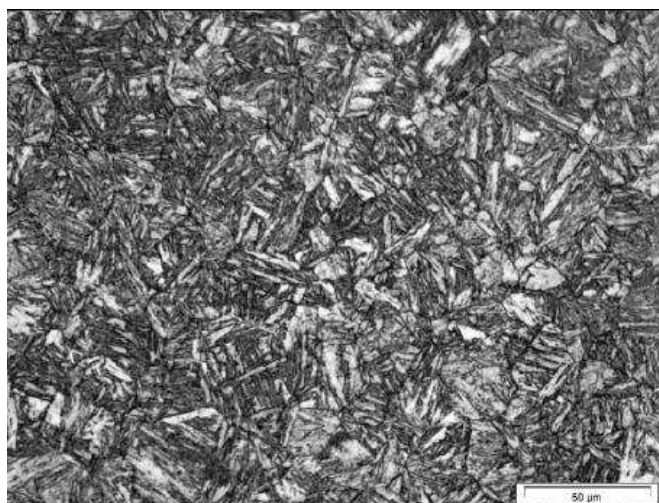


Figure 162: Micrographie du 80HLES ZAT

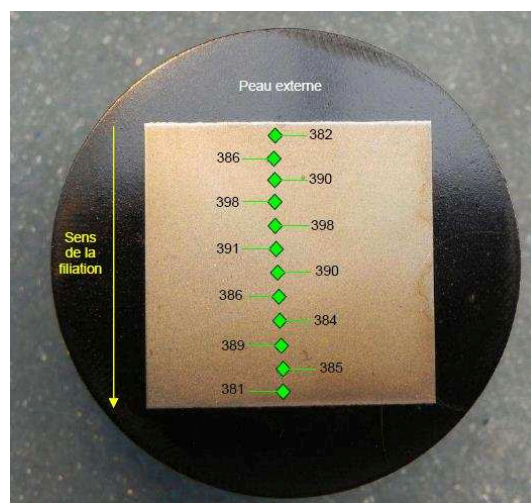


Figure 163 : Filiation de dureté HV_{10} suivant l'épaisseur sur 80 HLES ZAT

5.2.2) Essai de traction avec charges-décharges sur 80HLES-ZAT

Un essai de traction avec charges-décharges, visible sur la Figure 164, a été effectué sur une éprouvette ZAT prélevée à cœur à 0° . L'évolution des écrouissages est visible sur la Figure 165. L'écrouissage cinématique croît de manière non-linéaire jusqu'à atteindre σ_y , alors que le domaine élastique lui croît fortement avant de diminuer toujours de manière non-linéaire montrant ainsi une forte différence avec le MB. Le module d'Young initial de la ZAT est égal à E_0 ; il est donc identique à celui du MB. Il diminue légèrement avec la déformation plastique et se stabilise autour de $0,95 E_0$, comme le montre la Figure 166.

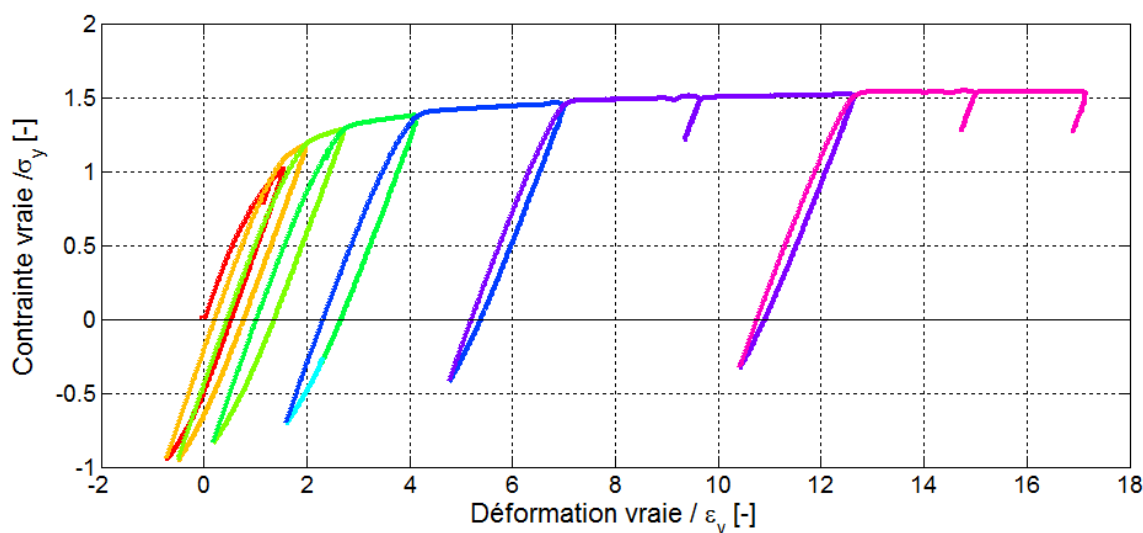


Figure 164: Illustration de l'essai de charge-décharge sur éprouvette ZAT prélevée à cœur à 0°

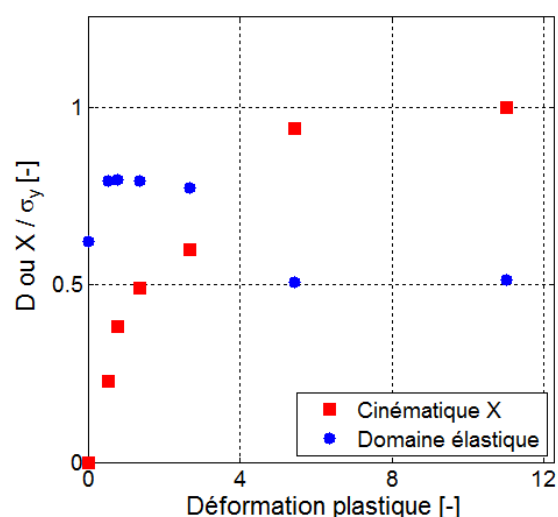


Figure 165 : Evolution du domaine lors de l'essai TCD sur éprouvette ZAT

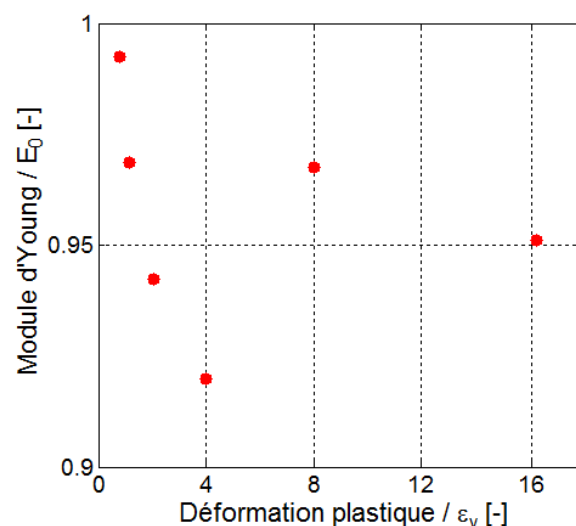


Figure 166 : Evolution du module d'Young à la décharge lors de l'essai TCD sur éprouvette ZAT

5.2.3) Paramètres de la loi de comportement à seuil du 80HLES-ZAT

Dans le cas du 80HLES ZAT, l'écrouissage isotrope croît avant de décroître. L'application directe de la méthode décrite dans le chapitre 2 pour l'identification de la LdC ne peut être utilisée car la présence d'un écrouissage isotrope positif entraînerait l'utilisation d'un écrouissage cinématique négatif (puisque $C_3 = -b_1 Q_1$), ce qui n'aurait pas de sens physique. Il est préférable dans ce cas d'identifier en premier un écrouissage isotrope R_1 sur la courbe de traction, puis un deuxième écrouissage isotrope R_2 afin de compléter l'allure de la courbe d'évolution de l'écrouissage isotrope. La valeur du seuil $R_{lim\ 2}$ est calculée afin de supprimer le saut sur la courbe de la contrainte moyenne. Ce deuxième écrouissage isotrope est compensé sur la courbe de traction par un écrouissage cinématique X_1 de paramètres $C_1 = -b_2 Q_2$, $\gamma_1 = b_2$. L'identification de l'écrouissage cinématique linéaire X_2 reste inchangée. L'application de la démarche décrite dans ce paragraphe permet d'obtenir les paramètres donnés dans le Tableau 14.

Nom	Paramètre	Loi VAF
Paramètres élastiques	$\sigma_{y\ ZAT} / \sigma_y$	0,62
	E_0 / E_0	1
	ν	0,3
Ecrouissage cinématique non-linéaire à seuil X_1	C_1 / σ_y	131
	γ_1	250
	$X_{lim\ 1}$	0,36
Ecrouissage cinématique linéaire X_2	C_2 / σ_y	0,29
Ecrouissage isotrope non-linéaire R_1	b_1	500
	Q_1 / σ_y	0,76
Ecrouissage isotrope non-linéaire à seuil R_2	b_2	250
	Q_2 / σ_y	0,52
	$R_{lim\ 2} / \sigma_y$	0,36

Tableau 14 : Paramètres matériaux de la LdC identifiée sur 80HLES ZAT

La comparaison de la courbe de traction et des écrouissages expérimentaux et analytiques est visible sur la Figure 167.

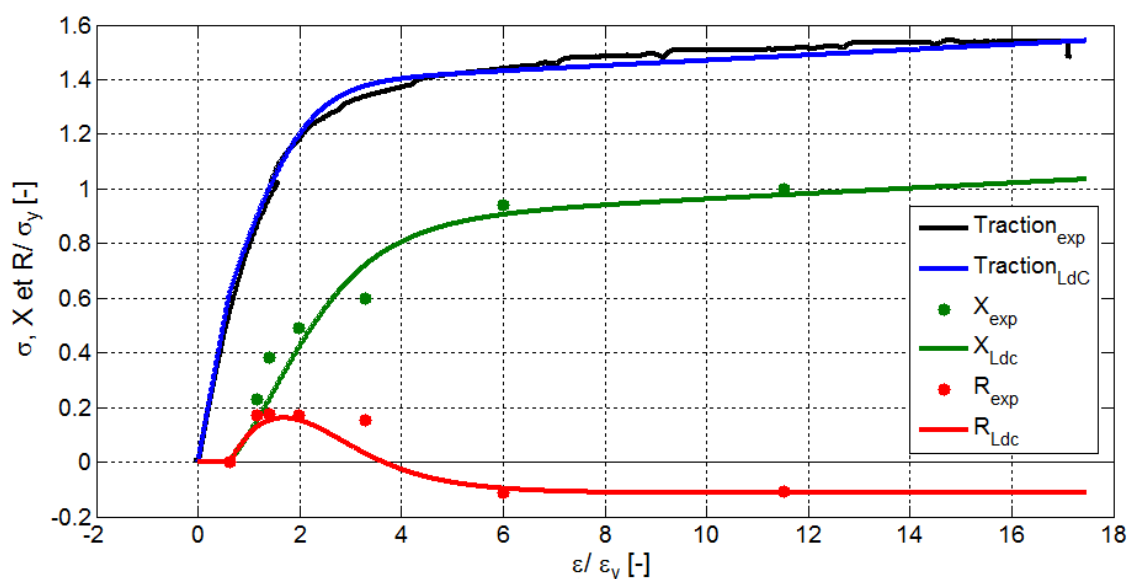


Figure 167 : Comparaison LdC/expérimental de l'essai CD sur ZAT

5.2.4) Identification de la tenue en de fatigue du 80HLES-ZAT

Une campagne d'essais cycliques sur 80HLES ZAT a été réalisée suivant le même protocole que lors des essais sur 80HLES MB. Les boucles stabilisées sont visibles sur la Figure 168. Suivant la même procédure que celle utilisée pour le MB, les paramètres du critère MCB sont identifiés sur la Figure 169. Les paramètres obtenus sont présentés dans le Tableau 15. Si les paramètres de la droite « plastique » sont semblables à ceux obtenus sur le MB (cf. Chapitre I), les paramètres de la droite « élastique » sont différents avec un paramètre σ'_f de la ZAT environ égal au double de celui obtenu sur MB. Cela implique que pour de mêmes durées de vie, l'influence de la contrainte moyenne sera deux fois plus faible.

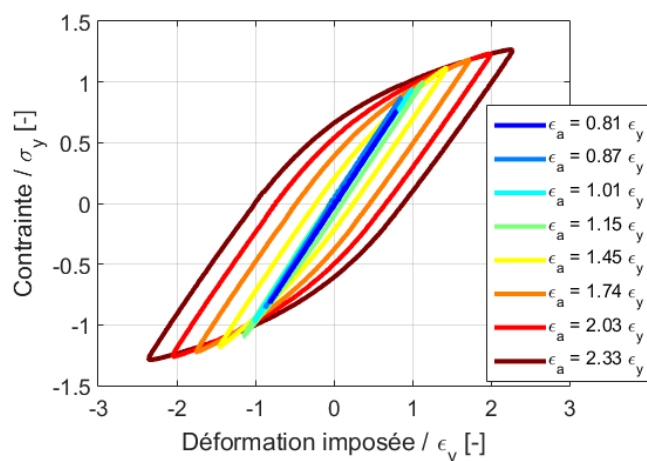


Figure 168: Boucles expérimentales stabilisées lors des essais à $R_\epsilon = -1$ sur ZAT

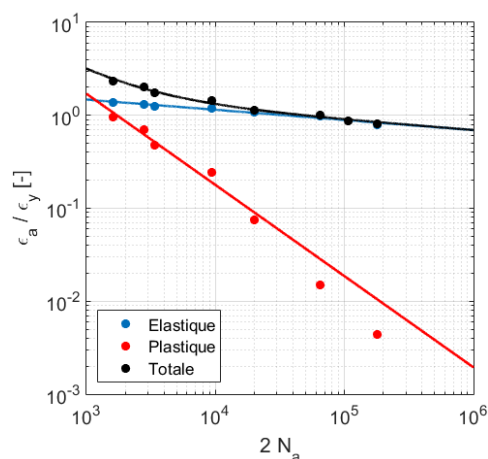


Figure 169: Identification du critère de Manson-Coffin-Basquin sur essais à $R = -1$ (ZAT)

$\sigma'_f/\sigma_y [-]$	$b [-]$	$\epsilon'_f/\epsilon_y [-]$	$c [-]$
3,15	-0,11	1500	-0,98

Tableau 15 : Paramètres MCB identifiés sur les essais à $R_\epsilon = -1$ (ZAT)

A l'aide des paramètres du matériau ZAT identifiés, la démarche a pu être appliquée sur des éprouvettes AmFiBiE ZAT. Les résultats sont visibles dans l'annexe B. La démarche a pu être validée bien qu'un conservatisme plus important soit observé sur ce matériau. Toutefois, au vu de la plus faible limite d'élasticité et de la meilleure tenue en fatigue, les chargements appliqués induisent l'apparition de plasticité généralisée dès le plus faible niveau de chargement, ce qui implique que les hypothèses des méthodes simplifiées ne sont pas respectées.

Avant d'appliquer la démarche sur joint soudé, des essais supplémentaires ont été réalisés sur des éprouvettes homogènes en MB et en matériau ZAT simulé présentant une géométrie semblable à celle d'un joint soudé avec de faibles rayons de raccordement. L'objectif principal de ces essais était de valider la prévision de la localisation du point critique par EF sur une configuration dissymétrique.

5.3) Position du point critique dans un joint soudé pour l'application des MS

L'application de la démarche sur le matériau ZAT a été validée à l'aide d'éprouvettes AmFiBiE présentant des encoches semi-circulaires de rayon 6 mm (voir annexe B), identiques à celle utilisée pour la mise au point de la méthode sur MB. Sur une telle géométrie, la question du point critique n'a pas lieu d'être puisqu'à la fois les modèles et les résultats expérimentaux indiquent que le point critique se situe en fond d'encoche. Cependant, dans le cas d'une application sur un joint soudé, le rayon de raccordement dans lequel les fissures amorcent n'est pas un demi-cercle complet. Pour cette raison, le point critique varie suivant que le critère choisi est :

- le point où le K_T est maximal lors d'un calcul élastique ;
- le point où l'amplitude de déformation principale est maximale ;
- le point où l'amplitude de contrainte principale est maximale ;

Afin de déterminer quel critère doit être utilisé, des essais sur des éprouvettes reprenant la forme d'un joint soudé ont été menés. Ces éprouvettes ont été conçues avec des rayons allant de 0,5 à 2 mm afin d'étudier également l'influence de la taille du rayon.

5.3.1) Description des essais sur éprouvettes à encoches dissymétriques

La géométrie des éprouvettes est visible sur la Figure 170. La zone d'intérêt de ces éprouvettes est le détail « Rayon Gauche » qui est le rayon de raccordement valant 0,5, 1 ou 2 mm suivant la configuration. La zone en vis-à-vis, représentée dans la vue de détail « Rayon Droite », présente un rayon égal au double de celui du « Rayon Gauche », soit 1, 2 ou 4 mm. L'intérêt de cette dissymétrie est de permettre de prévoir le côté de l'éprouvette où l'amorçage a lieu afin de ne mesurer les déformations que d'un seul côté. Des éprouvettes en MB et en ZAT ont été testées pour deux niveaux de chargements différents soient douze essais au total.

Les éprouvettes ont été cyclées en fatigue et le suivi de l'amorçage a été réalisé par stéréocorrélation d'image. L'intérêt de cette méthode est qu'elle permet de déterminer la localisation des déformations avant l'apparition de la fissure et donc d'observer les premiers stades de l'initiation d'une fissure et sa localisation dans le rayon. L'objectif de ces essais est de déterminer si le point critique est correctement déterminé par la méthode EF, condition nécessaire à l'application des méthodes simplifiées.

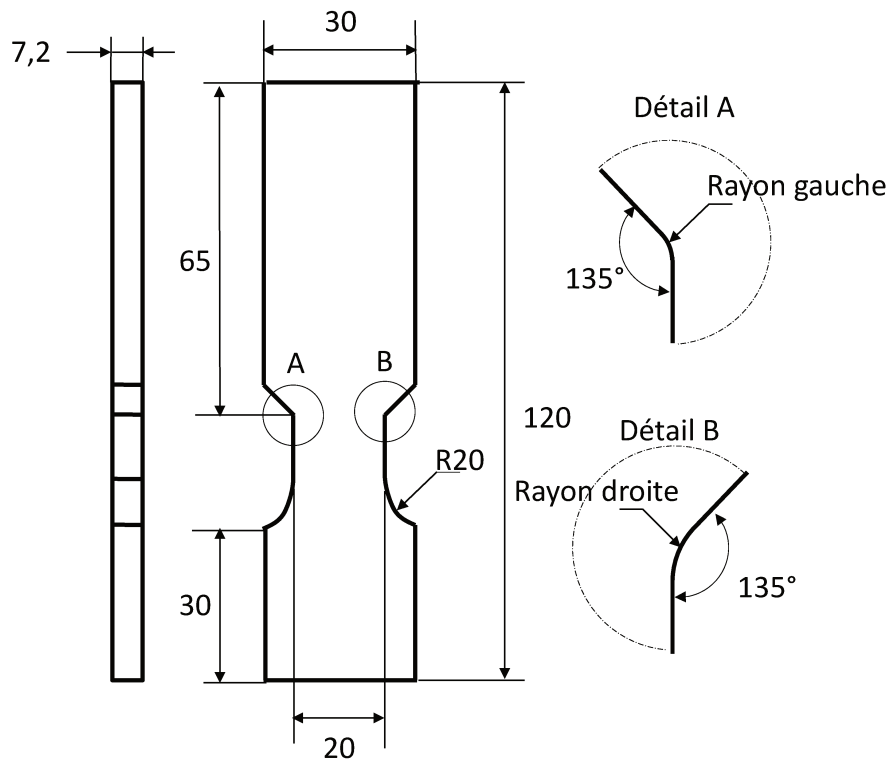


Figure 170: Plan des éprouvettes utilisées pour la validation des MS sur une géométrie similaire à celle d'un joint soudé

Le mouchetis a été appliqué à l'aide d'un aérogaphe permettant d'obtenir des tailles de facettes de 0,08 mm de côté soit entre 6 et 30 facettes suivant le rayon. Cette technique permet la détermination de la durée de vie à l'amorçage de l'éprouvette. En effet, en utilisant une jauge fictive de la largeur du rayon de raccordement, il est possible de tracer la courbe contrainte appliquée vs. déformation mesurée telle que celle visible sur la Figure 171.

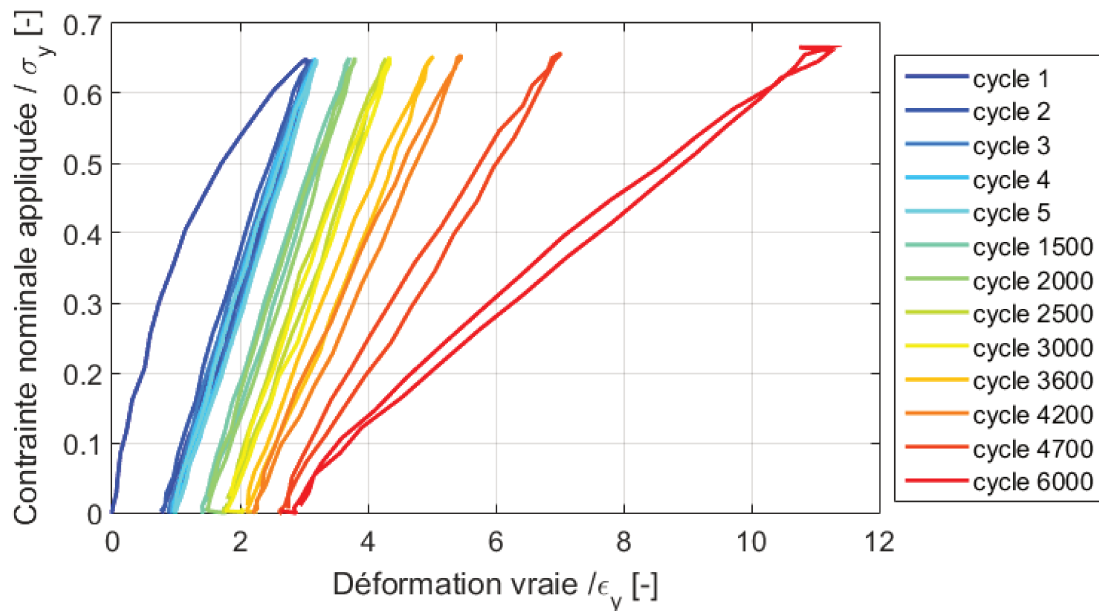


Figure 171 : Courbe contrainte nominale appliquée en fonction de la déformation mesurée par stéréo-corrélation

Au bout d'un certain nombre de cycles, une variation du module sécant est observée. Une chute de 10% du module sécant a été considérée comme valeur d'apparition d'une fissure. Ce critère est illustré sur la Figure 172. Cela correspond à une taille de fissure relativement petite qui n'est observable ni à l'œil nu, ni à l'aide des caméras utilisées pour le suivi de l'essai. Les essais ayant été

mené jusqu'à l'observation d'une fissure traversante, les essais ont été poursuivis au-delà du critère, et aucun essai post-mortem n'a pu être réalisé pour mesurer la taille de la fissure liée à ce critère.

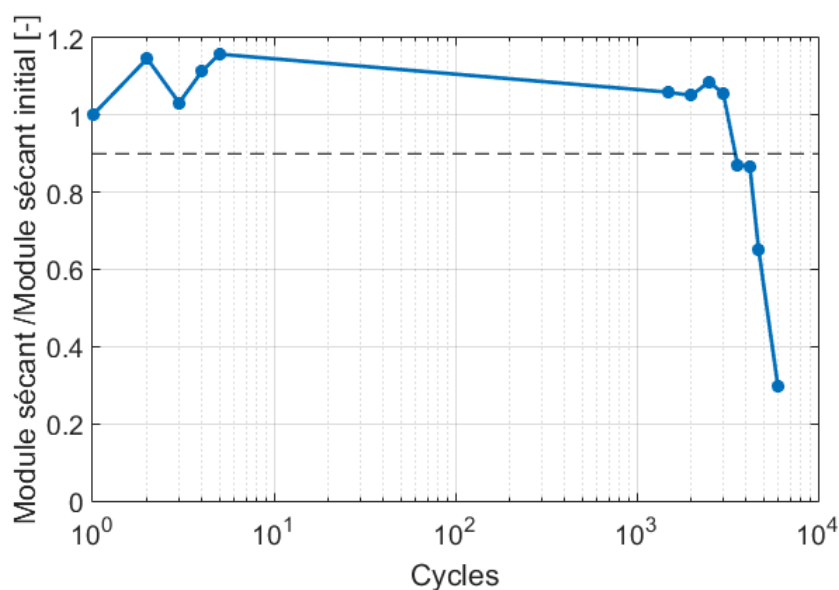


Figure 172 : Exemple d'évolution du module sécant lors d'un essai cyclique

Les courbes de durée de vie obtenues pour le MB et la ZAT sont visibles respectivement sur la Figure 173 et la Figure 174. Il est possible de constater que les durées de vie sont plus élevées :

- si le chargement diminue, sauf pour l'essai sur MB avec rayon de 0,5 mm qui peut être considéré comme dû à la dispersion ;
- si l'éprouvette est en matériau ZAT plutôt qu'en MB ;
- si le rayon d'encoche augmente.

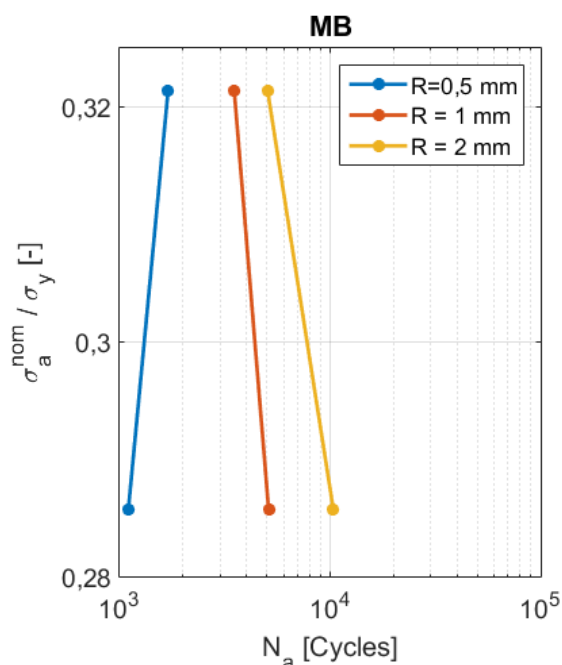


Figure 173 : Durée de vie en fonction du niveau de chargement pour les trois rayons sur MB

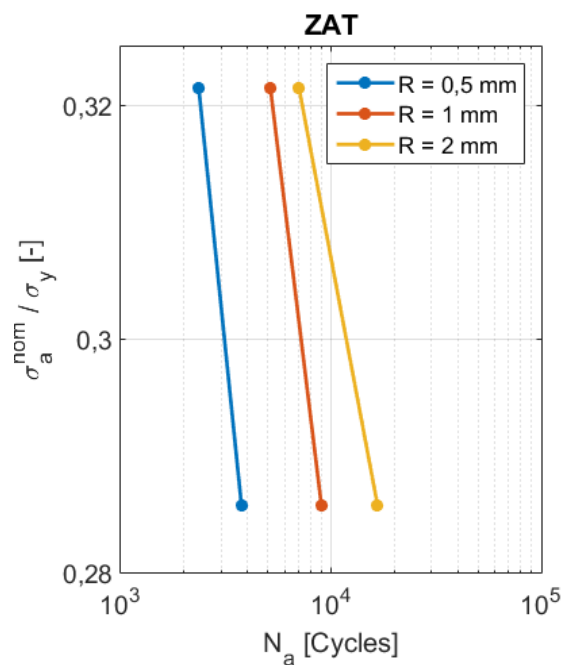


Figure 174 : Durée de vie en fonction du niveau de chargement pour les trois rayons sur ZAT

La technique de stéréo-corrélation d'image permet également de déterminer la position relative de la fissure dans le rayon qui apparaît en poursuivant l'application du chargement cyclique de l'éprouvette, comme illustré sur la Figure 175.

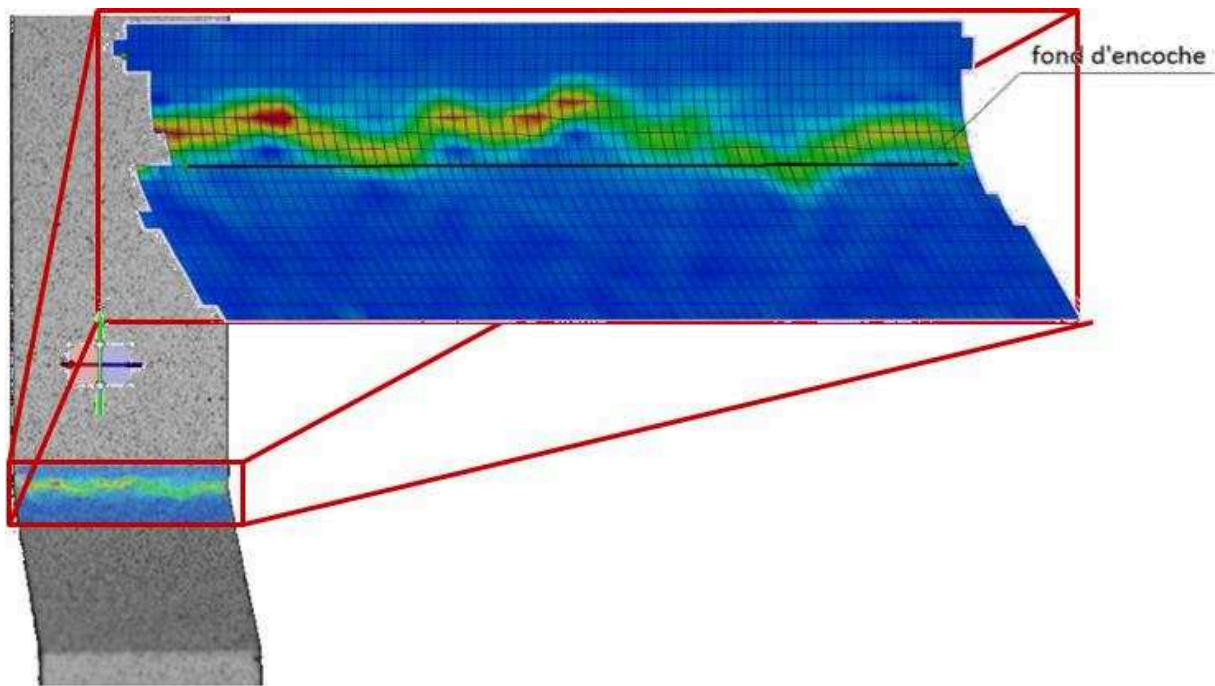


Figure 175 : Détermination de la position de la fissure par rapport au fond d'encoche

La ligne de fond d'encoche correspond à l'abscisse curviligne moyenne dans le rayon. La fissure n'étant pas parfaitement rectiligne, une ligne moyenne de fissure est évaluée afin de déterminer l'abscisse curviligne moyenne de la fissure. Les positions relatives moyennes évaluées pour chacun des essais sur MB et ZAT sont visibles respectivement sur la Figure 176 et la Figure 177. Un pourcentage de 100% signifie que la fissure se situe au pied du rayon de raccordement. Pour le MB, la tendance globale observée sur le graphique est que, plus le rayon augmente, plus la fissure se rapproche du pied du rayon. Cette tendance est vérifiée sur ZAT pour le chargement à $0,29 \sigma_y$, mais pas à $0,32 \sigma_y$ où la tendance est inversée.

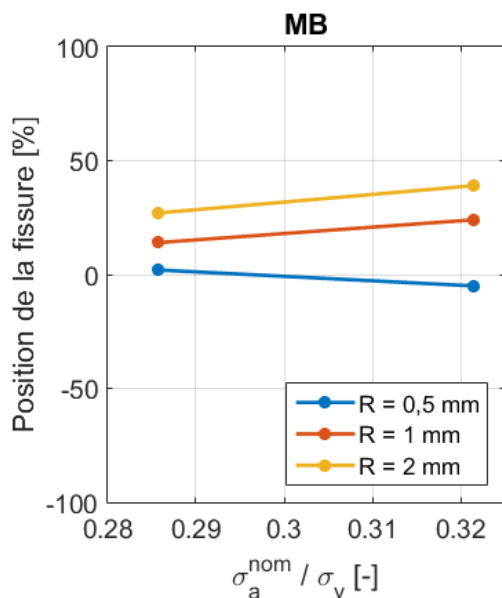


Figure 176 : Position relative de la fissure dans le rayon pour les trois rayons sur MB

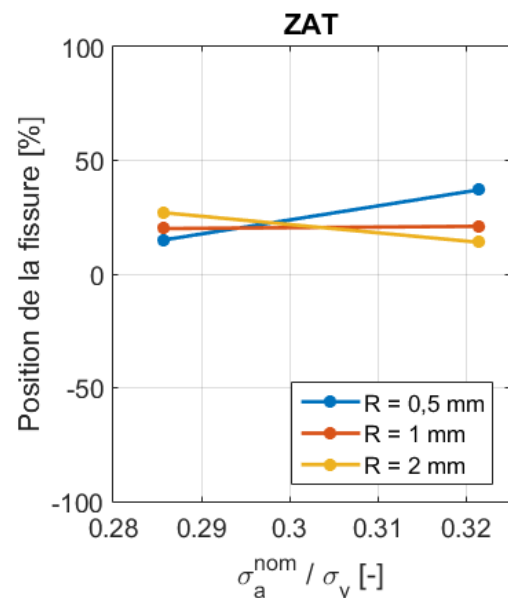


Figure 177 : Position relative de la fissure dans le rayon pour les trois rayons sur ZAT

5.3.2) Pertinence des différents critères de localisation du point critique

Dans l'optique d'utiliser les méthodes simplifiées afin de prévoir la durée de vie, il est nécessaire d'utiliser un critère déterminé à l'issue du premier quart de cycle, afin d'éviter une simulation numérique cyclique. Trois critères pouvant être obtenus simplement ont été envisagés :

- le point où la contrainte principale est maximale ;
- le point où la déformation principale est maximale ;
- le point où le coefficient de concentration de contraintes est maximal.

Dans le cas où la méthode simplifiée de Darlet est utilisée, la simulation EF utilise une loi purement élastique et ces trois points sont confondus.

La comparaison entre la localisation du point critique selon le critère de la contrainte principale maximale et les valeurs expérimentales sont visibles sur la Figure 178 et la Figure 179, respectivement pour le MB et la ZAT. Une valeur de +100% correspond au pied du rayon de raccordement et une valeur de 0%, à l'abscisse curviligne moyenne du rayon. Les prévisions sont globalement concordantes sauf pour le matériau ZAT avec un rayon de 2 mm, où la prévision est très éloignée de ce qui a été observé expérimentalement.

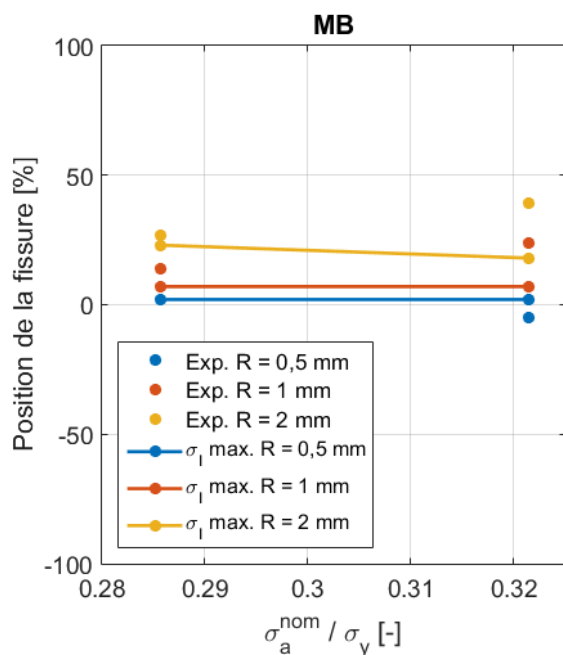


Figure 178 : Comparaison entre la localisation du point critique expérimentale et celle prévue par un critère sur la contrainte principale maximale à l'issue du premier quart de cycle sur MB

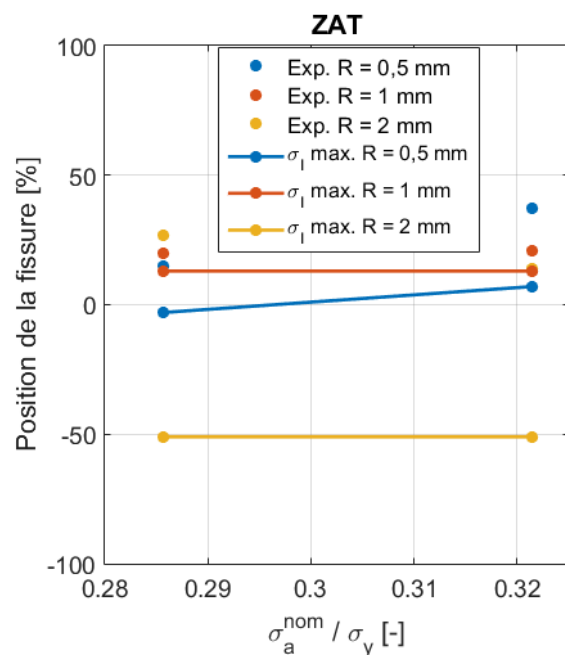


Figure 179 : Comparaison entre la localisation du point critique expérimentale et celle prévue par un critère sur la contrainte principale maximale à l'issue du premier quart de cycle sur ZAT

La comparaison entre la localisation du point critique selon le critère de la déformation principale maximale et les valeurs expérimentales sont visibles sur la Figure 180 et la Figure 181, respectivement pour le MB et la ZAT. Les prévisions concordent avec les valeurs relevées lors des essais, quelle que soit la configuration.

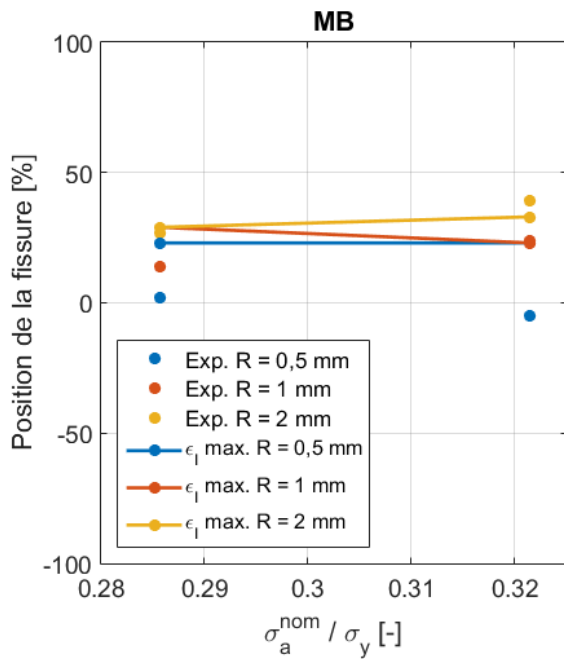


Figure 180 : Comparaison entre la localisation du point critique expérimentale et celle prévue par un critère sur la déformation principale maximale à l'issue du premier quart de cycle sur MB

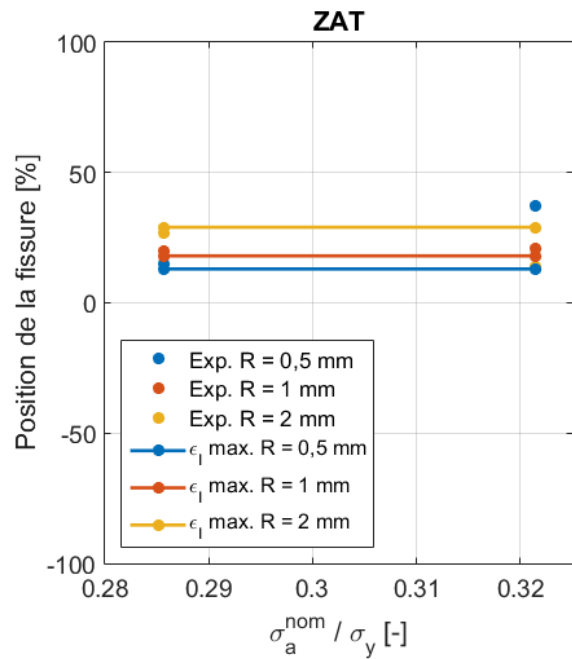


Figure 181 : Comparaison entre la localisation du point critique expérimentale et celle prévue par un critère sur la déformation principale maximale à l'issue du premier quart de cycle sur ZAT

La comparaison entre la localisation du point critique selon le critère du coefficient de concentration de contrainte maximale et les valeurs expérimentales sont visibles sur la Figure 182 et la Figure 183, respectivement pour le MB et la ZAT. Ce critère, qui est le plus logique dans le cadre de l'application de la MSD où seuls des calculs EF purement élastiques sont requis, semble donner également de bons résultats.

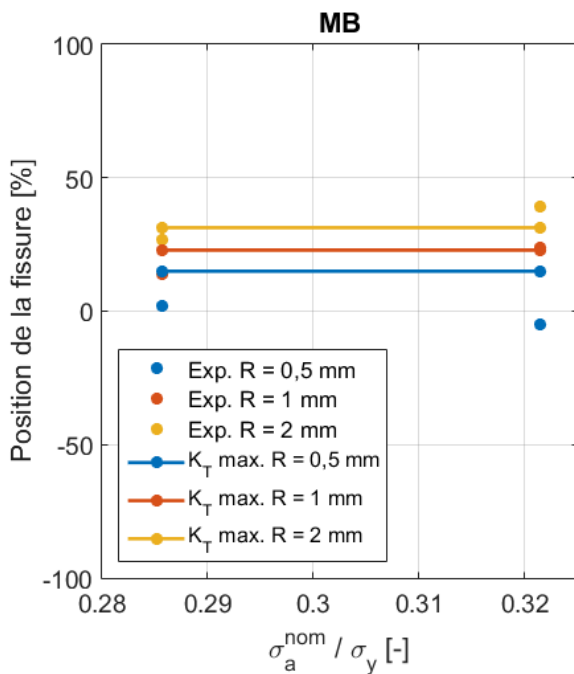


Figure 182 : Comparaison entre la localisation du point critique expérimentale et celle prévue par un critère sur le coefficient de concentration de contraintes sur MB

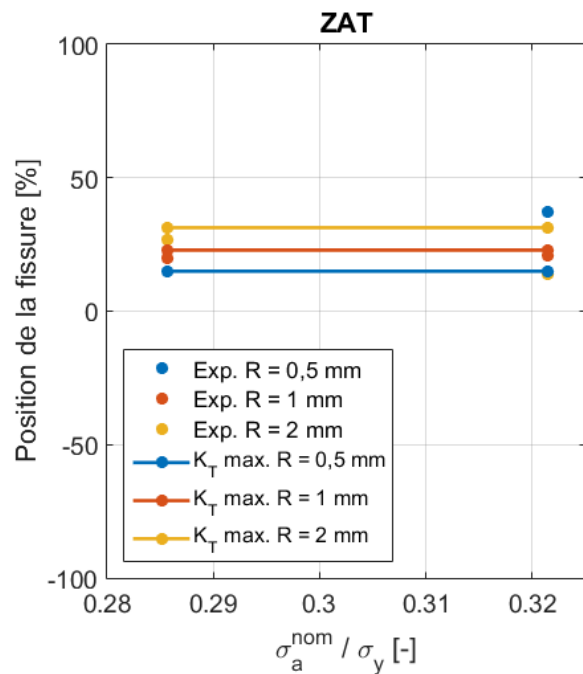


Figure 183 : Comparaison entre localisation du point critique expérimentale et celle prévue par un critère sur le coefficient de concentration de contraintes sur ZAT

Ces essais permettent de conclure que la localisation du point critique semble être correctement prévue si le critère retenu est celui du coefficient de concentration de contraintes ou de la

déformation principale. Un défaut qui peut être observé avec le critère « K_T maximal », est qu'il ne prévoit, ni l'influence du niveau de chargement, ni l'influence du matériau qui ont été observés expérimentalement contrairement au critère de la déformation principale maximale. Pour cette raison, il a été choisi ce dernier critère pour l'application de la méthode simplifiée sur joint soudé.

5.4) Application de la méthode simplifiée sur joint soudé en 80HLES

A l'aide des résultats obtenus sur la localisation du point critique grâce aux essais décrits dans la section précédente, il est maintenant possible de l'appliquer sur le joint soudé décrit dans la section 5.1.1. La première étape de l'application est la mise au point du modèle EF.

5.4.1) Mise au point du modèle éléments finis

Les dimensions de l'éprouvette sont les dimensions nominales, excepté dans le cordon de soudure qui est modélisé par un chanfrein à 50° se terminant par un rayon de raccordement de 1 mm. Ces valeurs ont été obtenues à l'aide de mesures par triangulation laser [70]. La valeur du rayon correspond également aux recommandations de l'IIW [4]. Le modèle EF est composé de 141 840 éléments hexaédriques linéaires. Le congé de raccordement est divisé en 100 éléments. Les deux symétries suivant les plans de normale X et Z sont utilisées. Le moment de flexion est introduit par l'application de pressions équivalentes centrées sur l'emplacement des rouleaux. L'ensemble de ces hypothèses est visible sur la Figure 184.

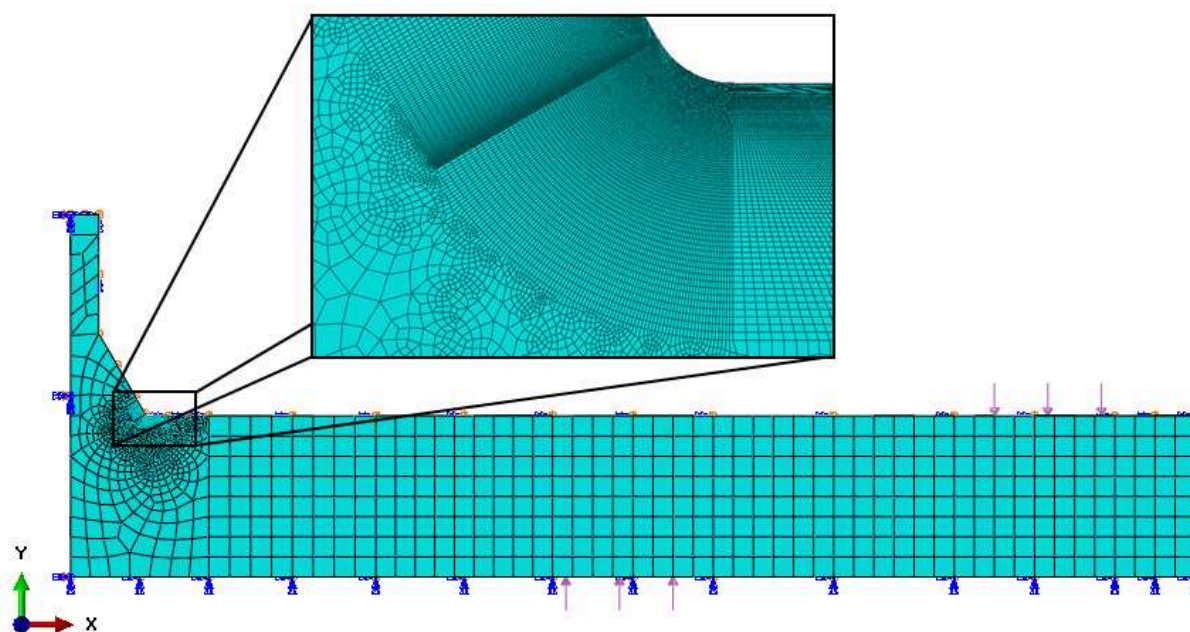


Figure 184 : Maillage plan et conditions aux limites d'un quart de joint soudé 3D

Conformément aux résultats de la section 5.3), le point critique est défini comme étant le point où la déformation principale est maximale à l'issue du premier quart de cycle, visible sur la Figure 185. A cette échelle-là, il est possible de voir que la zone critique est dans le rayon de raccordement, plutôt à cœur qu'en peau.

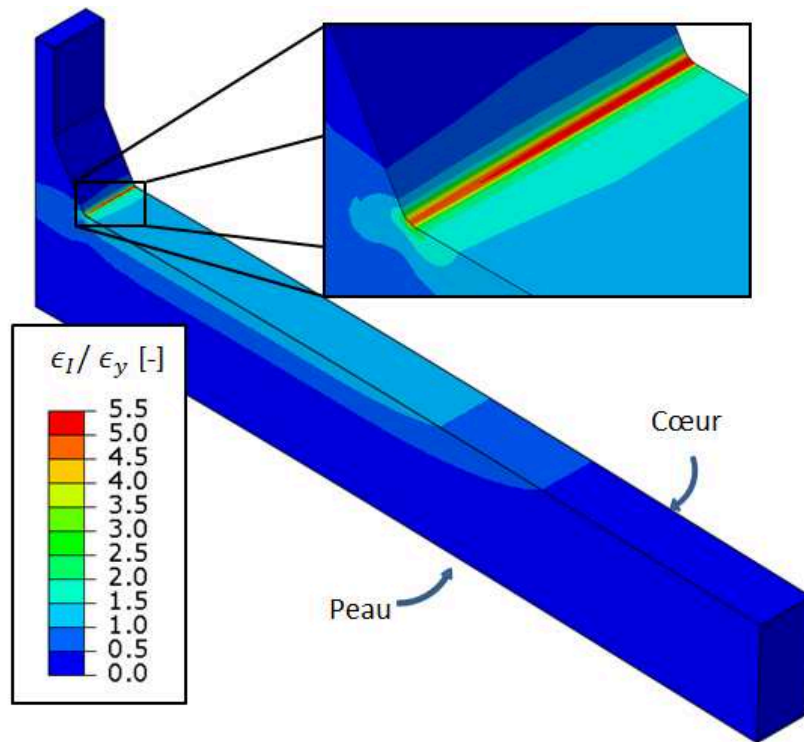


Figure 185 : Cartographie de la déformation principale après un quart de cycle sur joint soudé pour un chargement de $\sigma_a^{nom} = 0,46 \sigma_y$

5.4.2) Prévisions de durées de vie par les MS et par EF sur joint soudé en T

L'opérateur de localisation de Herbrand est identifié sur le premier quart de cycle en relevant les valeurs de contraintes et de déformations plastiques au point critique défini dans la section précédente. L'opérateur de Darlet est identifié à l'aide de deux simulations élastiques telles que décrites dans la section 3.4.2) au même point. La corrélation entre les EF et les méthodes simplifiées lors du premier quart de cycle est visible sur la Figure 186. La méthode simplifiée de Herbrand permet de mieux prévoir les contraintes et les déformations à l'issu du premier quart de cycle.

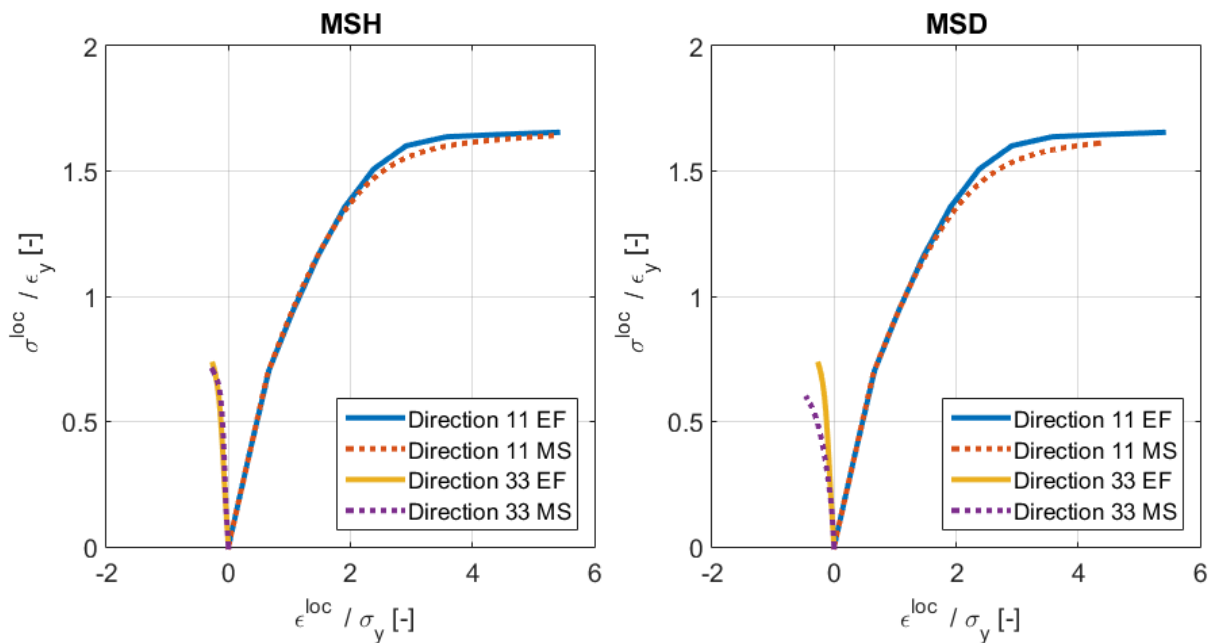


Figure 186 : Identification de l'opérateur de localisation de Herbrand et de Darlet pour deux valeurs de rayons de raccordement

Les contraintes résiduelles sont introduites dans les MS par la deuxième méthode (cf. Figure 145) qui correspond au cas où les contraintes résiduelles ont une origine thermique, puisqu'elles sont dues au soudage. Le niveau de contraintes résiduelles introduites est de $0,3 \sigma_y$ ce qui correspond aux mesures réalisées par la technique du trou profond et par la méthode des contours sur des joints soudés [2]. Les 50 premiers cycles sont simulés à l'aide des deux MS afin d'obtenir les boucles stabilisées en vue de calculer les paramètres équivalents stabilisés visibles sur la Figure 187. La corrélation entre les deux MS est relativement bonne et correspond aux résultats obtenus par la simulation EF au même point.

Cette bonne corrélation entre les différentes méthodes se retrouve logiquement dans les durées de vie calculées à l'aide du critère de Morrow modifié. Les résultats correspondent aux durées de vie expérimentales avec un facteur de conservatisme d'environ 3 à 4.

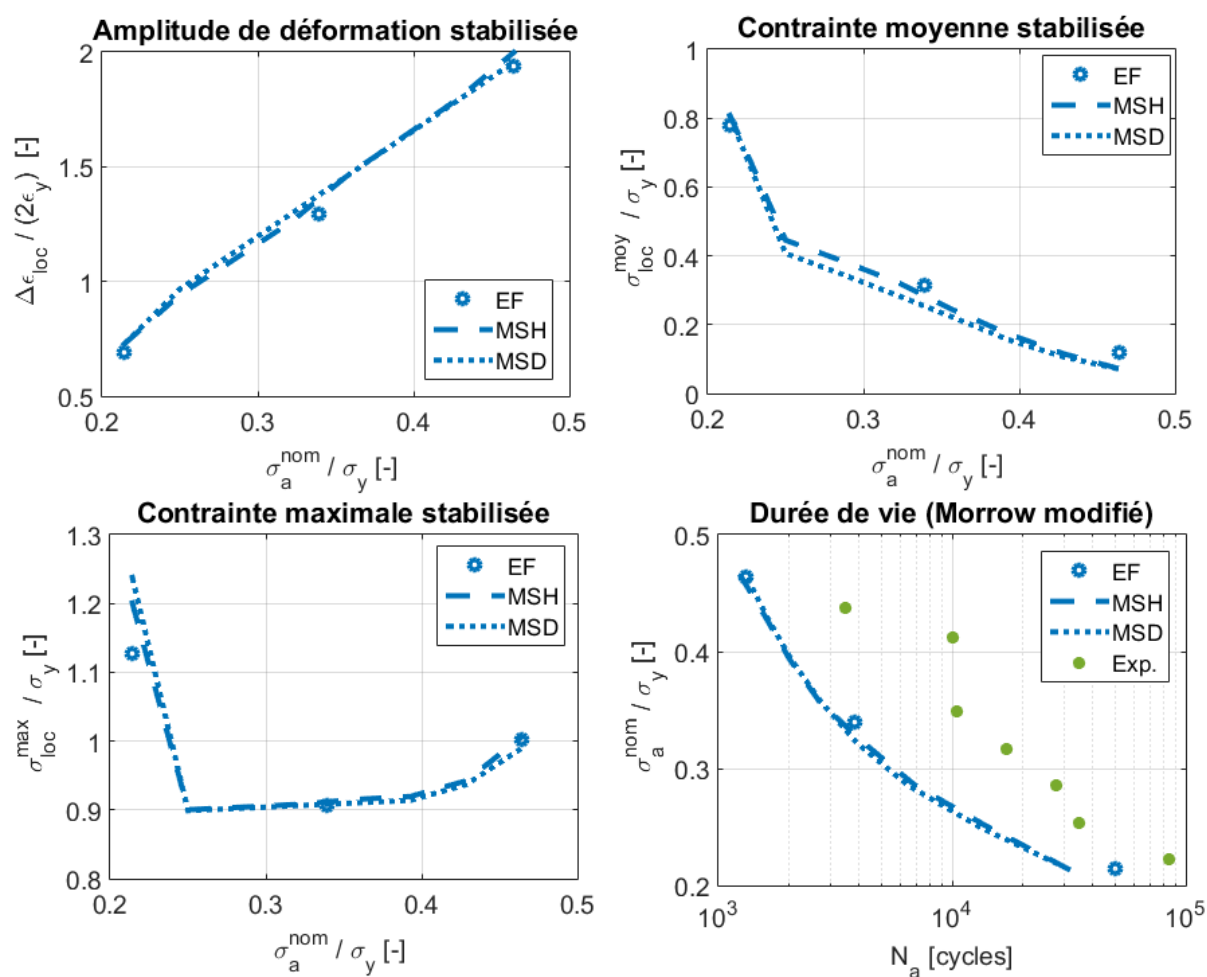


Figure 187 : Prévisions des paramètres stabilisés et des durées de vie par EF et par les deux MS pour les essais sur joint soudé en T

Pour autant, différents points restent à éclaircir qui n'ont pas été abordés :

- l'influence du gradient de contraintes sur des rayons faibles de 1 mm ;
- l'influence du gradient de propriétés du matériau autour du point critique ;
- l'influence de la géométrie réelle vis-à-vis de la géométrie simplifiée qui est modélisée.

Ces deux derniers points pourraient être pris en compte par une simulation numérique plus précise.

Les travaux de thèse de Erny [111] proposent l'identification du gradient matériau à partir d'une cartographie de la dureté dans le joint soudé. La loi de comportement est alors calibrée en fonction

de la mesure de dureté et introduit dans le modèle EF. Cela pourrait influencer notamment la localisation du point critique.

L'influence de la géométrie sur la localisation du point critique peut être prise en compte par une modélisation précise du joint soudé. Il est possible de numériser la géométrie réelle, mesurée à l'aide d'un scanner 3D par exemple, afin de l'exporter dans le modèle EF. La simulation du premier quart de cycle peut alors indiquer l'influence de l'hétérogénéité sur la localisation du point critique et modifier également l'opérateur de localisation.

En ce qui concerne l'influence du gradient de contraintes sur de faibles rayons de raccordement, la prise en compte d'une longueur interne pourrait être une solution efficace. Des essais tels que ceux réalisés dans la section 5.3) peuvent servir de données d'entrée pour la calibration du critère.

5.5) Conclusion du chapitre

Ce dernier chapitre s'est intéressé à l'application des méthodes simplifiées pour le dimensionnement en fatigue d'un joint soudé en T. Tout d'abord, le cas d'étude a été décrit avant d'effectuer une description des principales questions soulevées par une application sur un joint soudé. En effet, ce dernier comporte à la fois de fortes hétérogénéités géométriques et métallurgiques qui complexifient l'application de méthodes locales telles que les méthodes simplifiées utilisées dans ce travail.

Afin de répondre à ces interrogations, un matériau représentatif de l'état métallurgique dans la zone d'amorçage de fissure a été mis au point par trempe du 80 HLES MB. Ce matériau ZAT a été caractérisé en fatigue afin d'obtenir les paramètres du critère MCB mais également par des essais de traction avec charges-décharges afin d'identifier les paramètres de la loi de comportement à seuil.

Une campagne d'essai a été réalisée sur des éprouvettes reprenant la forme d'un joint soudé, mais dont la géométrie et l'état métallurgique sont maîtrisés. L'objectif était de déterminer le critère le plus opportun pour sélectionner la position du point critique. Ces essais ont mis en évidence que le point où la déformation principale est la plus élevée à l'issue du premier quart de cycle donne les meilleurs résultats, ce qui semble logique puisque ce paramètre est de premier ordre dans le calcul du critère d'amorçage. Dans le cas de l'application de la méthode simplifiée de Darlet, le point où le coefficient de concentration de contraintes est le plus élevé semble être aussi un bon critère bien qu'il ne traduise pas l'influence du niveau de chargement et du matériau sur la localisation du point critique.

L'application sur joint soudé a finalement été réalisée. Le point critique est donc déterminé dès le premier quart de cycle par EF à l'aide d'un critère sur la déformation principale maximale. Les deux méthodes simplifiées ont donc été appliquées sur le joint soudé en considérant un matériau ZAT. Les deux méthodes simplifiées ont permis d'obtenir des résultats très proches des résultats EF, et des durées de vie conservatives d'un facteur 3 à 4 par rapport aux données expérimentales. Bien que ces résultats soient encourageants, différents points restent à éclaircir dans l'application de la méthode proposée sur un joint soudé :

- l'influence du gradient de contraintes ;
- l'opportunité de l'étude d'un matériau ZAT simulé pour représenter le comportement du matériau au point critique ;
- l'influence des hétérogénéités géométriques et notamment la variation du rayon de raccordement le long du cordon de soudure ;
- l'influence de l'hétérogénéité de l'état métallurgique dans la zone de plasticité confinée.

Conclusion générale

L'objectif de cette thèse est de permettre la prise en compte des contraintes résiduelles dans le dimensionnement en fatigue oligocyclique dans le cadre de la plasticité confinée en vue d'une application sur des structures soudées telles que des joints soudés de sous-marins. La démarche adoptée s'est basée sur des méthodes rapides développées dans des travaux de thèse antérieurs [11], [12], [61] afin d'y intégrer la prise en compte des contraintes résiduelles.

Afin d'éviter des calculs EF cycliques au coût prohibitif sur des structures de ce type, une méthode simplifiée est donc utilisée. Cette méthode simplifiée est basée sur une loi de localisation permettant de décrire le comportement élasto-plastique du matériau au point critique. Cette démarche originale a été proposée par Herbland [11], puis Darlet [12] a proposé une simplification de la procédure d'identification. Tout au long de ce travail, les deux versions de la méthode ont été comparées entre elles, ainsi qu'aux résultats EF, et enfin, ultime juge de paix, aux résultats expérimentaux.

L'application de la méthode commence par la détermination des paramètres matériaux afin de caractériser sa tenue en fatigue par l'identification des paramètres du critère de Manson-Coffin-Basquin. Parallèlement le comportement élasto-plastique du matériau doit être identifié afin d'identifier les écrouissages du matériau. L'utilisation d'une méthode simplifiée permet finalement le calcul du cycle stabilisé au point critique et donc le calcul de la durée de vie à l'aide du critère de fatigue proposé.

La première étape de ce travail est la détermination des paramètres des critères de fatigue oligocyclique étudiés sur le matériau 80HLES, qui est utilisé dans les coques de sous-marins visées par cette étude. Afin de prendre en compte indirectement les contraintes résiduelles, des critères dépendant de la contrainte moyenne ou maximale, respectivement les critères de Morrow et de Smith-Watson-Topper, ont été choisis. Des essais cycliques à déformation alternée ont été menés pour identifier les paramètres de ces critères. Des essais de fatigue à différents rapports de charge ont été également menés et ont pu mettre en évidence une influence négative d'une contrainte moyenne positive sur les durées de vie ainsi que l'absence d'influence significative d'une contrainte moyenne négative sur ce matériau. Pour rendre compte de cela, une version modifiée du critère de Morrow a été proposée et utilisée dans la suite de ce travail. Il a été observé que le critère proposé était conservatif d'environ un facteur 2 pour des essais à contrainte moyenne non-nulle. L'intérêt de ce critère est que le conservatisme est constant (à la dispersion expérimentale près) quels que soient le rapport de charge et le niveau de chargement. Enfin, en vue d'une application sur des cas de chargements multiaxiaux, il a été nécessaire d'introduire une formulation de paramètres équivalents permettant de passer des tenseurs de contraintes et de déformations à des paramètres scalaires pouvant être utilisés dans le critère de fatigue. Cette formulation permet de retrouver une approche « plan critique » dans le cas d'essais uniaxiaux.

La deuxième partie a permis d'identifier le comportement élasto-plastique du matériau. Pour cela, des essais de traction avec charges-décharges ont été menés. Une loi de comportement basée sur des écrouissages cinématiques et isotropes, proposés respectivement par Armstrong-Frederick et par

Voce, ont été utilisés. Il a été mis en évidence qu'une loi de ce type ne permet pas de prévoir correctement la contrainte moyenne stabilisée dans l'ensemble du domaine de la fatigue oligocyclique. Un enrichissement de la loi par l'introduction d'un seuil comme proposé par Chaboche a été utilisé.

Une démarche d'identification originale a été proposée afin d'identifier chaque terme, l'un après l'autre. Cette démarche séquentielle a l'intérêt d'être robuste, simple et rapide. Elle ne se base que sur les essais de traction avec charges-décharges. L'inconvénient de cette démarche est qu'elle conduit à une surestimation des contraintes moyennes stabilisées. Cela se traduit par un conservatisme total d'un facteur 3 des prévisions de durée de vie obtenues à l'aide des boucles stabilisées calculées à partir de la loi de comportement.

Une deuxième démarche d'identification de la loi de comportement où la valeur du seuil des écrouissements est optimisée sur les valeurs expérimentales de contraintes moyennes stabilisées a été proposée et permet de réduire ce conservatisme dans une plage correspondant environ à 10^3 - 2.10^4 cycles. Cependant, pour les durées de vie supérieures, la contrainte moyenne stabilisée dépend essentiellement de la limite d'élasticité qui est liée à l'offset de détection de la plasticité. Afin d'améliorer les prévisions dans cette gamme de durées de vie, il est nécessaire de diminuer l'offset. Cependant, les conséquences d'une diminution de l'offset, notamment sur la prévision de l'aire des boucles stabilisées, rendent cette solution peu raisonnable avant d'obtenir l'effet escompté sur la prévision des contraintes moyennes stabilisées.

Il est à noter également qu'une chute du module d'Young après une pré-déformation plastique a été identifiée. Il a été montré que cette diminution n'avait pas d'effet significatif sur les prévisions de durées de vie et il a été choisi de ne pas en tenir compte dans le modèle de comportement du matériau.

Il y a, finalement, selon la loi de comportement identifiée, un facteur de conservatisme de 2 à 3 sur les prévisions de durée de vie obtenues à l'aide du critère de Morrow modifié proposé.

Les essais menés jusqu'à ce stade ne concernaient que des éprouvettes sans accident géométrique et ont permis d'identifier le comportement du matériau. La suite du travail a concerné le dimensionnement dans le cadre de la plasticité confinée. Pour cela, deux campagnes d'essais ont été menées sur des éprouvettes plates à encoches. La première campagne concernait les chargements nominaux de traction répétée et la seconde de compression répétée induisant une contrainte moyenne locale en fond d'encoche respectivement de traction ou de compression.

Afin de calculer le comportement élasto-plastique au point critique, la méthode simplifiée de Herbland et la version proposée par Darlet sont utilisées. La première nécessite la simulation EF élasto-plastique du premier quart de cycle tandis que la deuxième nécessite deux simulations élastiques. Les deux méthodes ont montré une très bonne capacité à prévoir le comportement élasto-plastique au point critique, par comparaison aux EF, eux-mêmes validés par des mesures de déformation et de contraintes en fond d'encoche.

Les durées de vie prévues à partir des boucles stabilisées obtenues par les deux méthodes simplifiées ou par EF ont montré un conservatisme constant d'un facteur 3 par rapport aux durées de vie expérimentales obtenues par la détection de l'amorçage à l'aide de la technique ACPD. Si la loi de

comportement et le critère d'amorçage expliquent ce conservatisme pour les durées de vie supérieures à 2.10^4 cycles, ils ne l'expliquent pas à eux seuls, pour les durées de vie inférieures. Une explication possible est l'adoucissement cyclique à long terme du matériau pour les hauts niveaux de chargement qui a pu être observé sur les essais cycliques mais dont la loi de comportement choisie ne peut rendre compte. Une autre source d'approximation qui n'est pas pris en compte est l'effet de volume des éprouvettes de calibration du critère de Manson-Coffin-Basquin pour lesquelles la zone sollicitée à isocontrainte est bien supérieure à celle des éprouvettes AmFiBiE. Le conservatisme reste cependant indépendant du rapport de charge nominal, ce qui est nécessaire en vue de la prévision de l'influence des contraintes résiduelles.

Afin de pouvoir valider l'influence des contraintes résiduelles, de nouvelles éprouvettes plates à encoche présentant des contraintes résiduelles, soit de traction, soit de compression, ont été testées en fatigue. Il a été montré que les contraintes résiduelles de traction avaient un effet négatif sur les durées de vie si elles s'opposent au chargement cyclique, car elles ne sont pas relaxées. Si elles sont de même signe que le chargement cyclique, elles n'ont alors pas d'effets car elles sont très rapidement remplacées par celles induites par le chargement cyclique. Les contraintes résiduelles de compression ont, elles, un effet bénéfique sur les durées de vie pour les chargements cycliques de traction, puisque de manière similaire, elles ne sont pas relaxées. Cela a été montré expérimentalement par des mesures de contraintes résiduelles en fond d'encoche.

Afin de prendre en compte les contraintes résiduelles sur le comportement cyclique, la simulation par EF du procédé d'introduction des contraintes est possible simplement ici, car cette origine est purement mécanique. Cela est plus compliqué dans le cas de contraintes résiduelles issues d'un procédé de soudage. Cependant, la méthode simplifiée permet de le prendre simplement en compte dans les deux cas. Dans le cas de contraintes résiduelles d'origines thermiques, il est possible d'ajouter cette contrainte au chargement cyclique, tandis que dans le cas de contraintes résiduelles d'origines mécaniques, il est possible de simuler une précharge optimisée de manière à introduire la valeur de contraintes résiduelles désirée, avant de simuler le chargement cyclique.

Cette dernière méthode a été utilisée ici et a montré son efficacité à traduire l'influence de l'état initial de contraintes résiduelles sur les durées de vie, ainsi que leur évolution. Il en résulte des prévisions de durée de vie d'un conservatisme constant d'environ 3, dû à la loi de comportement et au critère d'amorçage. L'influence des contraintes résiduelles sur les durées de vie est donc bien traduite, validant ainsi la démarche proposée dans le cas d'éprouvettes à encoches dont la géométrie est maîtrisée et où le comportement du matériau, homogène dans l'ensemble de l'éprouvette, a pu être directement identifié.

La dernière partie de ce travail est la transposition de la méthode sur des joints soudés en T. Pour cela, il est nécessaire de répondre à plusieurs questions afin de transposer la méthode d'une éprouvette plate à une éprouvette de type joint soudé. Tout d'abord, il est nécessaire de prendre en compte les modifications métallurgiques du matériau dues au soudage. Pour cela, un matériau ZAT simulé est obtenu par une trempe du matériau de base afin d'obtenir des propriétés de dureté et une microstructure semblable à celle mesurée en pied du rayon de raccordement d'un joint soudé. La loi de comportement et les paramètres du critère d'amorçage ont été identifiés pour ce matériau.

Les deux méthodes simplifiées ont été appliquées sur des éprouvettes à encoche en matériau ZAT. Il a été montré que la contrainte moyenne avait une influence plus faible sur la ZAT que sur le MB et que les prévisions de durées de vie présentaient un conservatisme trois fois plus important que sur le MB. Ce conservatisme pourrait être lié là encore à l'adoucissement du matériau dont la loi de comportement ne peut rendre compte. Il serait plus important sur la ZAT que sur le MB car les niveaux de chargements sont plus élevés pour les mêmes durées de vie car la ZAT résiste mieux en fatigue que le MB. Ceci explique également pourquoi les méthodes simplifiées et les calculs EF sous-estiment plus les durées de vie obtenues dans le cas de la ZAT que dans celui du MB.

Un deuxième point important est celui de la localisation du point critique. Il a été étudié à l'aide d'éprouvettes plates en MB et en ZAT. Une géométrie inspirée de celle d'un joint soudé avec des rayons de raccordement allant de 0,5 mm à 2 mm a été utilisée afin de se rapprocher des valeurs mesurées dans le joint soudé. Ces essais ont permis de montrer que la méthode EF permettait bien de prévoir l'influence du rayon sur le lieu de l'amorçage, condition nécessaire à l'application des méthodes simplifiées.

La démarche a été ensuite appliquée sur joint soudé en prenant en compte les contraintes résiduelles mesurées sur ce type de joints. Cela a permis d'obtenir, en considérant un rayon de raccordement de 1 mm tel que préconisé par l'IIW, des prévisions de durées de vie avec un conservatisme d'un facteur 3 à 4 par rapport aux données expérimentales.

Plusieurs questions subsistent concernant la transposition de la démarche depuis une éprouvette à encoches vers un joint soudé :

- pertinence d'une approche ZAT simulée par une trempe homogène pour représenter un matériau hétérogène et dont le procédé d'obtention diffère d'une trempe ;
- influence de fortes hétérogénéités géométriques au niveau du rayon de soudure et d'un unique rayon de raccordement déterminé arbitrairement sur la base des mesures WISC.

D'autres pistes d'exploration sont envisageables en vue d'une réduction du conservatisme sur éprouvettes à encoches ou sur joint soudé :

- utilisation d'une loi de comportement utilisant des lois puissances non-saturantes, telles que proposée par Ohno & Wang [112] ou Desmorat [113] ;
- identification du critère de Manson-Halford [25] afin de calibrer l'influence de la contrainte moyenne ;
- prise en compte de l'adoucissement du matériau par la loi de comportement ;
- développement d'une méthode simplifiée permettant de traduire un comportement anisotrope du matériau ;
- prise en compte de l'effet de volume entre les éprouvettes de calibration du critère de fatigue et une zone de plasticité confinée ;
- poursuite des essais cycliques avec mesure DRX in-situ afin de permettre l'évaluation des méthodes simplifiées sur des cas plus discriminants et notamment lors d'essais multiaxiaux sur des éprouvettes de traction-torsion.

Bibliographie

- [1] G. Carrez, "Rapport n°1198 relatif au Budget opérationnel de la Défense », Oct. 2008.
- [2] X. Ficquet, D. Douglas, K. Serasli, and F. Bridier, "Contour, iDHD, and ICHD residual stress measurements on a T-section plate," presented at the IIW 2016.
- [3] S. J. Maddox, "Comparison of the ASME, BS and CEN fatigue design rules for pressure vessels (October 2003)," presented at the IMechE seminar, "Which Code for Pressure Vessels - ASME, BS or CEN?," London, 2003.
- [4] A. F. Hobbacher, "The new IIW recommendations for fatigue assessment of welded joints and components – A comprehensive code recently updated," *Int. J. Fatigue*, vol. 31, no. 1, pp. 50–58, Jan. 2009.
- [5] P. C. M. Sonsino, D. T. Bruder, and D.-I. J. Baumgartner, "S-N Lines for Welded Thin Joints — Suggested Slopes and FAT Values for Applying the Notch Stress Concept with Various Reference Radii," *Weld. World*, vol. 54, no. 11–12, pp. R375–R392, Feb. 2013.
- [6] S. J. Maddox, "Recommended hot-spot stress design S-N curves for fatigue assessment of FPSOs (June 2001)," presented at the 10 th International Offshore and Polar Engineering Conference, Stavanger, 2001.
- [7] P.-M. Lesne and S. Savalle, "An efficient cycles jump technique for viscoplastic structure calculations involving large number of cycles," *ONERA TP No 1989-138*, p. 13, 1989.
- [8] L. Daridon, D. Dureisseix, S. Garcia, and S. Pagano, "Changement d'échelles et zoom structural," in *10e colloque national en calcul des structures*, Giens, France, 2011, p. Clé USB.
- [9] H. Neuber, "Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatical Bodies With Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law," *J. Appl. Mech.*, vol. 28, no. 4, pp. 544–550, Dec. 1961.
- [10] K. Molski and G. Glinka, "A method of elastic-plastic stress and strain calculation at a notch root," *Mater. Sci. Eng.*, vol. 50, no. 1, pp. 93–100, Sep. 1981.
- [11] T. Herbland, "Une méthode de correction élastoplastique pour le calcul en fatigue des zones de concentration de contraintes sous chargement cyclique multiaxial non proportionnel," Thèse, Mines ParisTech, Paris, 2009.
- [12] A. Darlet, "Estimation rapide en surface de la triaxialité des contraintes et de la plasticité : application aux disques et aux aubes de turbine de turboréacteurs," Thèse, Ecole normale supérieure, Cachan, 2014.
- [13] G. S. Campbell, "A note on fatal aircraft accidents involving metal fatigue," *Int. J. Fatigue*, vol. 3, no. 4, pp. 181–185, Oct. 1981.
- [14] C. Brugger, T. Palin-Luc, P. Osmond, and M. Blanc, "Gigacycle fatigue behavior of a cast aluminum alloy under biaxial bending: experiments with a new piezoelectric fatigue testing device," *Procedia Struct. Integr.*, vol. 2, pp. 1173–1180, 2016.
- [15] C. Bathias and A. Pineau, *Fatigue des matériaux et des structures*. 2008.
- [16] G. Hénaff and F. Morel, *Fatigue des structures: endurance, critères de dimensionnement, propagation des fissures, rupture*. Ellipses, 2005.

- [17] M. Kamaya and M. Kawakubo, "Mean stress effect on fatigue strength of stainless steel," *Int. J. Fatigue*, vol. 74, pp. 20–29, May 2015.
- [18] S. K. Paul, N. Stanford, A. Taylor, and T. Hilditch, "The effect of low cycle fatigue, ratcheting and mean stress relaxation on stress–strain response and microstructural development in a dual phase steel," *Int. J. Fatigue*, vol. 80, pp. 341–348, Nov. 2015.
- [19] J. Hensel, T. Nitschke-Pagel, J. Rebelo-Kornmeier, and K. Dilger, "Experimental Investigation of Fatigue Crack Propagation in Residual Stress Fields," *Procedia Eng.*, vol. 133, pp. 244–254, Jan. 2015.
- [20] A. T. Htoo, Y. Miyashita, Y. Otsuka, Y. Mutoh, and S. Sakurai, "Variation of local stress ratio and its effect on notch fatigue behavior of 2024-T4 aluminum alloy," *Int. J. Fatigue*, vol. 88, pp. 19–28, Jul. 2016.
- [21] J.-L. Chaboche, P. Kanouté, and F. Azzouz, "Cyclic inelastic constitutive equations and their impact on the fatigue life predictions," *Int. J. Plast.*, vol. 35, pp. 44–66, Aug. 2012.
- [22] S. S. Manson, "Fatigue: A complex subject—Some simple approximations," *Exp. Mech.*, vol. 5, no. 4, pp. 193–226, Jul. 1965.
- [23] L. F. Coffin, "A study of the effect of cyclic thermal stresses on a ductile metal," vol. 76, pp. 931–950, 1954.
- [24] J. Morrow, "Low cycle fatigue behavior of quenched and tempered SAE 1045 steel," 1965.
- [25] S. S. Manson and G. R. Halford, "Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage," *Int. J. Fract.*, vol. 17, no. 2, pp. 169–192.
- [26] K. Smith, P. Watson, and T. Topper, "A stress-strain function for the fatigue of metals," *J. Mater.*, vol. 4, pp. 767–778, 1970.
- [27] F. A. Kandil, M. W. Brown, and K. J. Miller, "Biaxial low-cycle fatigue fracture of a 316 stainless steel at elevated temperature," London, 1982.
- [28] A. Fatemi and D. F. Socie, "A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out-of-Phase Loading," *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 11, no. 3, pp. 149–165, Mar. 1988.
- [29] C. H. Wang and M. W. Brown, "A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading," *Fatigue Fract Engng Mater Struct*, vol. 16, pp. 1285–1298, 1993.
- [30] F. Ellyin and D. Kujawski, "An energy-based fatigue failure criterion," *Microstruct. Mech. Behav. Mater.*, vol. 2, pp. 591–600, 1985.
- [31] A. Niesłony, C. el Dsoki, H. Kaufmann, and P. Krug, "New method for evaluation of the Manson–Coffin–Basquin and Ramberg–Osgood equations with respect to compatibility," *Int. J. Fatigue*, vol. 30, no. 10–11, pp. 1967–1977, Oct. 2008.
- [32] J. L. Chaboche, "Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity," *Int. J. Plast.*, vol. 5, no. 3, pp. 247–302, 1989.
- [33] L. Saint-Sulpice, S. A. Chirani, and S. Calloch, "A 3D super-elastic model for shape memory alloys taking into account progressive strain under cyclic loadings," *Mech. Mater.*, vol. 41, no. 1, pp. 12–26, Jan. 2009.

- [34] A. Musienko, "Plasticité cristalline en présence de grandes déformations et d'endommagement," phdthesis, École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2005.
- [35] Z. Y. Huang, D. Wagner, Q. Y. Wang, M. K. Khan, and J. Chaboche, "A low cycle fatigue model for low carbon manganese steel including the effect of dynamic strain aging," *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 654, pp. 77–84, Jan. 2016.
- [36] R. Desmorat, A. Kane, M. Seyed, and J. P. Sermage, "Two scale damage model and related numerical issues for thermo-mechanical High Cycle Fatigue," *Eur. J. Mech. - ASolids*, vol. 26, no. 6, pp. 909–935, Nov. 2007.
- [37] J. Scholz, "Experimental analysis and modelling of the mechanical behaviour of an unstable austenitic stainless steel," Thèse, Paris 6, 2002.
- [38] R. Munier, "Fatigue des aciers laminés à partir de l'auto-échauffement sous sollicitation cyclique : essais, observations, modélisation et influence d'une pré-déformation plastique," Thèse, Université de Bretagne Occidentale, Brest, 2012.
- [39] G. T. Beilby, "The Hard and Soft States in Ductile Metals," *Proc. R. Soc. Lond. Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 79, no. 532, pp. 463–480, Aug. 1907.
- [40] R. M. Cleveland and A. K. Ghosh, "Inelastic effects on springback in metals," *Int. J. Plast.*, vol. 18, no. 5–6, pp. 769–785, Oct. 2002.
- [41] J. A. Benito, J. Jorba, J. M. Manero, and A. Roca, "Change of Young's modulus of cold-deformed pure iron in a tensile test," *Metall. Mater. Trans. A*, vol. 36, no. 12, pp. 3317–3324, Dec. 2005.
- [42] J.-C. Kim, S.-K. Cheong, and H. Noguchi, "Residual stress relaxation and low- and high-cycle fatigue behavior of shot-peened medium-carbon steel," *Int. Journal Fatigue*, vol. 56, pp. 114–122, 2013.
- [43] F. Morestin and M. Boivin, "On the necessity of taking into account the variation in the Young modulus with plastic strain in elastic-plastic software," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 162, no. 1, pp. 107–116, Mar. 1996.
- [44] A. Govik, R. Rentmeester, and L. Nilsson, "A study of the unloading behaviour of dual phase steel," *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 602, pp. 119–126, Apr. 2014.
- [45] Z. Chen, U. Gandhi, J. Lee, and R. H. Wagoner, "Variation and consistency of Young's modulus in steel," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 227, pp. 227–243, Jan. 2016.
- [46] J. P. Cordebois and F. Sidoroff, "Endommagement anisotrope en élasticité et plasticité. J.M.T.A., , 45–60," *J.M.T.A*, vol. Numéro spécial, pp. 45–60, 1982.
- [47] M. O. Kornfeld, "Change in the Properties of a Poly-Crystal [Aluminium] Accompanying Recoverv (Erholung)," *Phys. Z Sowjetunion*, vol. 4, pp. 668–674, 1933.
- [48] M. J. Hordon, B. S. Lement, and B. L. Averbach, "Influence of plastic deformation on expansivity and elastic modulus of aluminum," *Acta Metall.*, vol. 6, no. 6, pp. 446–453, Jun. 1958.
- [49] M. Vrh, M. Halilović, and B. Štok, "The Evolution of Effective Elastic Properties of a Cold Formed Stainless Steel Sheet," *Exp. Mech.*, vol. 51, no. 5, pp. 677–695, Jun. 2010.
- [50] H. Kim, C. Kim, F. Barlat, E. Pavlina, and M.-G. Lee, "Nonlinear elastic behaviors of low and high strength steels in unloading and reloading," *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 562, pp. 161–171, Feb. 2013.

- [51] P. J. Armstrong, C. O. Frederick, and Central Electricity Generating Board, *A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect*. 1966.
- [52] E. Voce, "A practical strain-hardening function," *Metallurgica*, vol. 51, pp. 219–226, 1955.
- [53] J. Lemaitre and J.-L. Chaboche, *Mécanique des matériaux solides*. Dunod, 2004.
- [54] F. Yoshida, T. Uemori, and K. Fujiwara, "Elastic–plastic behavior of steel sheets under in-plane cyclic tension–compression at large strain," *Int. J. Plast.*, vol. 18, no. 5–6, pp. 633–659, Oct. 2002.
- [55] K. Yamaguchi, H. Adachi, and N. Takakura, "Effects of plastic strain and strain path on young's modulus of sheet metals," *Met. Mater.*, vol. 4, no. 3, pp. 420–425, May 1998.
- [56] L. Luo, A. K. Ghosh, and Department of Materials Science and Engineering University of Michigan, USA, "Elastic and inelastic recovery after plastic deformation of DQSK steel sheet," *J. Eng. Mater. Technol.*, vol. 125, no. 3, pp. 237–246, 2003.
- [57] J. Lemaitre, R. Desmorat, and M. Sauzay, "Anisotropic damage law of evolution," *Eur. J. Mech. - ASolids*, vol. 19, no. 2, pp. 187–208, Mar. 2000.
- [58] J. Lemaitre and R. Desmorat, *Engineering Damage Mechanics*. Springer Berlin Heidelberg, 2005.
- [59] M. Yang, Y. Akiyama, and T. Sasaki, "Evaluation of change in material properties due to plastic deformation," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 151, no. 1–3, pp. 232–236, Sep. 2004.
- [60] J. L. Chaboche, "On some modifications of kinematic hardening to improve the description of ratchetting effects," *Int. J. Plast.*, vol. 7, no. 7, pp. 661–678, 1991.
- [61] S. Plessis, "Ingénierie de modèles pour la prévision rapide de la tenue en fatigue oligocyclique des assemblages soudés," 06-Dec-2013. .
- [62] D. Kujawski, "On energy interpretations of the Neuber's rule," *Theor. Appl. Fract. Mech.*, vol. 73, pp. 91–96, Oct. 2014.
- [63] S. Plessis, C. Doudard, D. Thévenet, S. Calloch, and H. Minnebo, "A rapid estimation method of the cyclic behavior in a confined plasticity zone: application to welded assemblies for shipbuilding," in *13th International Spring Meeting*, Paris, 2013.
- [64] M. Hoffmann and T. Seeger, "A Generalized Method for Estimating Multiaxial Elastic-Plastic Notch Stresses and Strains, Part 2: Application and General Discussion," *J. Eng. Mater. Technol.*, vol. 107, no. 4, pp. 255–260, Oct. 1985.
- [65] F. Ellyin and D. Kujawski, "Generalization of notch analysis and its extension to cyclic loading," *Eng. Fract. Mech.*, vol. 32, no. 5, pp. 819–826, Jan. 1989.
- [66] A. Moftakhar, A. Buczynski, and G. Glinka, "Calculation of elasto-plastic strains and stresses in notches under multiaxial loading," *Int. J. Fract.*, vol. 70, no. 4, pp. 357–373, 1995.
- [67] A. Buczynski and G. Glinka, "An analysis of elasto-plastic strains and stresses in notched bodies subjected to cyclic non-proportional loading paths," in *European Structural Integrity Society*, vol. 31, M. de F. and A. S. Andrea Carpinteri, Ed. Elsevier, 2003, pp. 265–283.
- [68] J. D. Eshelby, "The Determination of the Elastic Field of an Ellipsoidal Inclusion, and Related Problems," *Proc. R. Soc. Lond. Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 241, no. 1226, pp. 376–396, Aug. 1957.
- [69] A. Darlet and R. Desmorat, "Stress triaxiality and Lode angle along surfaces of elastoplastic structures," *Int. J. Solids Struct.*, vol. 67–68, pp. 71–83, Aug. 2015.

- [70] J. Raujol-Veillé, D. Thévenet, C. Doudard, S. Calloch, and H. Minnebo, "Rapid method for low cycle fatigue properties: thickness effect on the fatigue crack initiation life of welded joints," *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 38, no. 12, pp. 1492–1506, Dec. 2015.
- [71] B. Leveil, "Mise au point d'un démonstrateur permettant l'étude de l'influence de contraintes résiduelles sur le comportement en fatigue oligocyclique d'une tôle en acier 80HLES," ENSTA Bretagne, Brest, Rapport de stage de Master Recherche, Juillet 2013.
- [72] B. Ekmekci, "Residual stresses and white layer in electric discharge machining (EDM)," *Appl. Surf. Sci.*, vol. 253, no. 23, pp. 9234–9240, Sep. 2007.
- [73] Matelect, "Practical aspects of the ACPD technique, User Manual."
- [74] M. Sauzay, *Effets de surface et d'anisotropie en fatigue multiaxiale*. Paris 6, 2000.
- [75] S. Plessis, "Rapport CSE-335656 PEA COMECNAV sous-poste 5.1 - Etude paramétrique numérique et expérimentale sur les données en fatigue des joints soudés - Rapport final d'étude," 2013.
- [76] G. Totten, M. Howes, and T. Inoue, *Handbook of Residual Stress and Deformation of Steel*. 2002.
- [77] L. Sussen, "Identification et recalage des champs de contraintes résiduelles dans les structures," Ecole normale supérieure de Cachan, 1998.
- [78] R. O. Ritchie and Lubock, "Fatigue Life Estimation Procedures for the Endurance of a Cardiac Valve Prosthesis: Stress/Life and Damage-Tolerant Analyses," vol. 108, 1986.
- [79] A. I. Zyubrik, N. N. Zhagalyak, I. I. Vasilenko, and G. V. Karpenko, "Removal of residual stresses by low-temperature annealing to prevent stress-corrosion cracking of carbon steels," *Sov. Mater. Sci. Transl Fiz.-Khimicheskaya Mekhanika Mater. Acad. Sci. Ukr. SSR*, vol. 5, no. 4, pp. 312–317.
- [80] E. Freyssinet, "Le Génie civil : revue générale des industries françaises et étrangères," *Gallica*, 15-Sep-1928.
- [81] R. C. McClung, "A literature survey on the stability and significance of residual stresses during fatigue," *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 30, pp. 173–205, 2006.
- [82] S. Kodama, "The behavior of residual stress during fatigue stress cycles," in *International conference of mechanical behavior of materials II, Kyoto*, 1971, pp. 337–339.
- [83] J. Hoffmeister, G. Koenig, V. Schulze, and A. Wanner, "Thermal Relaxation of Residual Stresses induced by Shot Peening in IN718."
- [84] J. D. Almer, J. B. Cohen, and B. Moran, "The Effects of Residual Macro stresses and Micro stresses on Fatigue Crack Initiation," *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 284, pp. 268–279, 2000.
- [85] H. Berns and L. Weber, "Influence of Residual Stresses on Crack Growth," *ApplSciPubl Essex*, pp. 31–44, 1986.
- [86] J. D. Almer, J. B. Cohen, and R. A. Winholtz, "The Effects of Residual Macro stresses and Micro stresses on Fatigue Crack Propagation," *Metall. Mater. Trans. A*, vol. 29, pp. 2127–2135, 1998.
- [87] M. Toparli, A. Özel, and T. Aksoy, "Effect of the residual stresses on the fatigue crack growth behavior at fastener holes," *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 225, pp. 196 – 203, 1997.

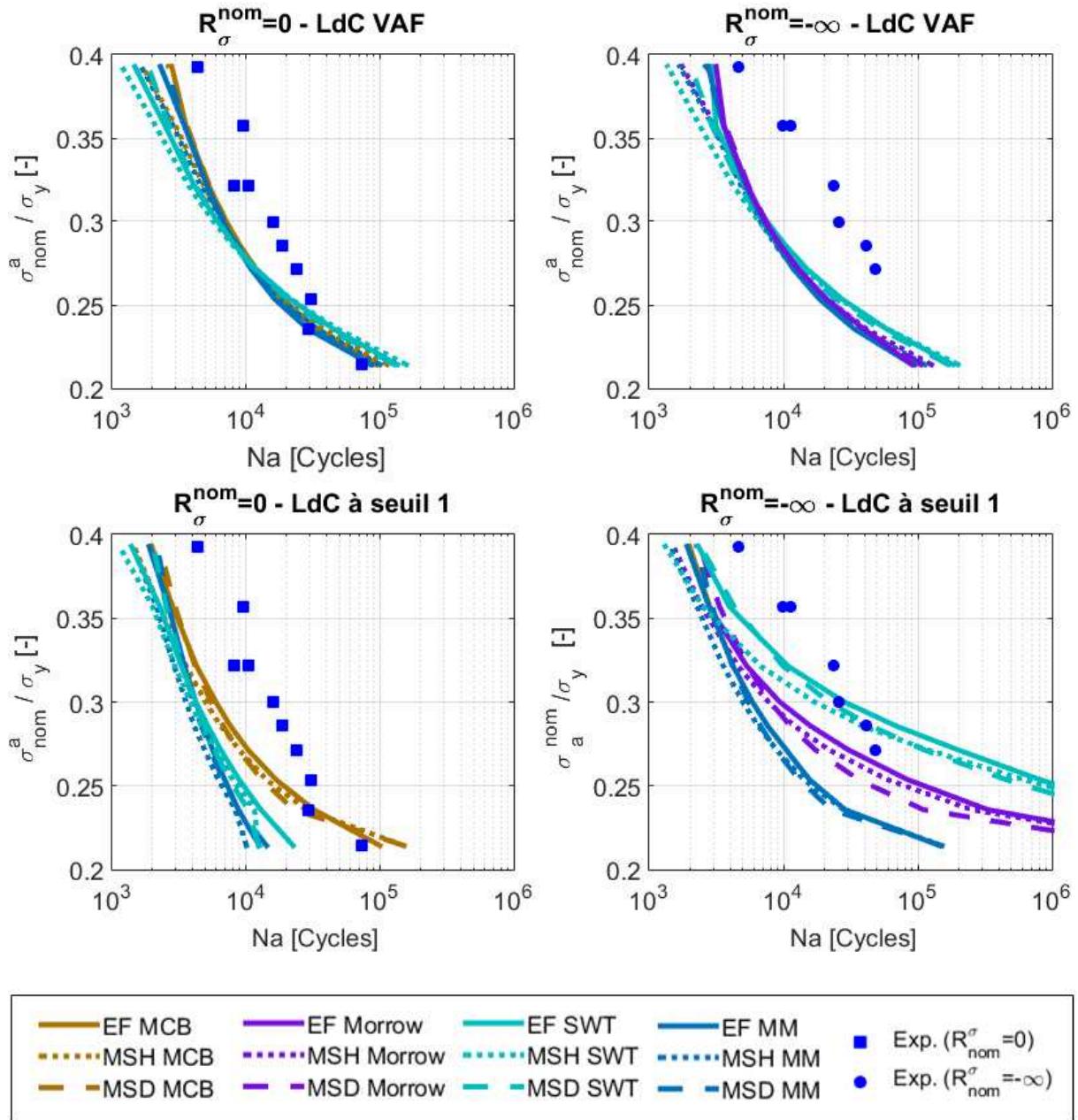
- [88] Z. Wang and X. Zhang, "Predicting fatigue crack growth life for cold-worked holes based on existing closed-form residual stress models," *Int. Journal Fatigue*, vol. 25, pp. 1285–1291, 2003.
- [89] C. P. Stack and R. I. Stephens, "Effect of split-sleeve cold-expansion on the fatigue resistance of hot-rolled 1020 steel," *Int. J. Fatigue*, vol. 11, no. 5, pp. 327–334, Sep. 1989.
- [90] R. C. McClung, "A literature survey on the stability and significance of residual stresses during fatigue," *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 30, no. 3, pp. 173–205, Mar. 2007.
- [91] A. E. Giannakopoulos and S. Suresh, "Determination of elastoplastic properties by instrumented sharp indentation," *Scr. Mater.*, vol. 40, no. 10, pp. 1191–1198, 1999.
- [92] Y.-H. Lee and D. Kwon, "Estimation of biaxial surface stress by instrumented indentation with sharp indenters," *Acta Mater.*, vol. 52, no. 6, pp. 1555–1563, 2004.
- [93] Y. G. Li, P. Kanouté, and M. François, "Influence of residual stress and work hardening on instrumented indentation," *Matér. Tech.*, vol. 101, no. 3, p. –, 2013.
- [94] M. B. Prime, "Cross-Sectional Mapping of Residual Stresses by Measuring the Surface Contour After a Cut," *J. Eng. Mater. Technol.*, vol. 123, no. 2, pp. 162–168, Nov. 2000.
- [95] J. Kelleher, M. B. Prime, D. Buttle, P. M. Mummery, P. J. Webster, J. Shackleton, and P. J. Withers, "The Measurement of Residual Stress in Railway Rails by Diffraction and other Methods *," *J. Neutron Res.*, vol. 11, no. 4, pp. 187–193, Dec. 2003.
- [96] A. F. Robinson, J. M. Dulieu-Barton, S. Quinn, and R. L. Burguete, "The Potential for Assessing Residual Stress Using Thermoelastic Stress Analysis: A Study of Cold Expanded Holes," *Exp. Mech.*, vol. 53, no. 2, pp. 299–317, 2013.
- [97] A. Lasasa, K. Gurruchaga, V. García Navas, and A. Martínez-de-Guereñu, "Characterisation of In-Depth Stress State by Magnetic Barkhausen Noise on Machined Steel Acquiring Different Frequency Bands," *Adv. Mater. Res.*, vol. 996, pp. 373–379, Aug. 2014.
- [98] F. Belahcene, "Détermination des contraintes résiduelles par méthode ultrasonore," *Tech. Ing. CND Méthodes Glob. Vol.*, 2003.
- [99] H. Piombini, F. Compoin, C. Ambard, D. Picard, P. Belleville, G. Dammame, and F. Brémand, "Stress measurement of elastic sol-gel layer by photoelasticity - comparison with Stoney," 2016.
- [100] B. Levieil, F. Bridier, C. Doudard, D. Thevenet, and S. Calloch, "User Influence on Two Complementary Residual Stress Determination Methods: Contour Method and Incremental X-Ray Diffraction," *Exp. Mech.*, vol. 56, no. 9, pp. 1641–1652, Jul. 2016.
- [101] D. L. Ball, "Elastic-plastic stress analysis of cold expanded fastener holes," *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 18, no. 1, pp. 47–63, 1995.
- [102] W. Guo, "Elastic-plastic analysis of a finite sheet with a cold-worked hole," *Eng. Fract. Mech.*, vol. 46, no. 3, pp. 465–472, 1993.
- [103] B. Levieil, S. Calloch, C. Doudard, D. Thévenet, and B. Leblé, "Residual Stress Measurement Methods Comparison in High-Strength Steel for Naval Application," *Adv. Mater. Res.*, vol. 996, pp. 343–348, Aug. 2014.
- [104] V. Hauk, "Structural and Residual Stress Analysis by Nondestructive Methods," in *Structural and Residual Stress Analysis by Nondestructive Methods*, Amsterdam: Elsevier Science B.V., 1997, p. iii.

- [105] M. G. Moore and W. P. Evans, "Mathematical Correction for Stress in Removed Layers in X-Ray Diffraction Residual Stress Analysis," SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 580035, Jan. 1958.
- [106] T. F. Pedersen and I. L. H. Hansson, "Finite element calculations for correction of residual stress profiles of coated and uncoated materials measured by X-ray diffraction," *NDT Int.*, vol. 22, no. 6, pp. 347–352, Dec. 1989.
- [107] Lambda Research, "Finite element correction for stress relaxation in complex geometries." 1996.
- [108] V. Savaria, F. Bridier, and P. Bocher, "Computational quantification and correction of the errors induced by layer removal for subsurface residual stress measurements," *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 64, no. 1, pp. 184–195, Nov. 2012.
- [109] T. Sasaki, Y. Hirose, K. Sasaki, and S. Yasukawa, "'Influence of image processing conditions of Debye Scherrer ring images in x-ray stress measurement using an imaging plate'," 1997.
- [110] B. Levieil, "C-14049 Ind. B - PEA INFISCO - Poste 2 - L1 - Rapport bibliographique : influence des contraintes résiduelles sur l'amorçage de fissures en fatigue oligocyclique," 2014.
- [111] C. Erny, "Prévision de l'amorçage de fissures de fatigue dans des assemblages soudés pour applications navales," Université de Bretagne Occidentale, 2010.
- [112] N. Ohno and J.-D. Wang, "Kinematic hardening rules with critical state of dynamic recovery, part I: formulation and basic features for ratchetting behavior," *Int. J. Plast.*, vol. 9, no. 3, pp. 375–390, Jan. 1993.
- [113] R. Desmorat, "Non-saturating nonlinear kinematic hardening laws," *Comptes Rendus Mécanique*, vol. 338, no. 3, pp. 146–151, Mar. 2010.

Annexes

Annexe A : Prévision des courbes de durée de vie sans contraintes résiduelles	I
Annexe B : Validation de la démarche sur essais AmFiBiE ZAT	II
Annexe C : Article: "User Influence on Two Complementary Residual Stress Determination Methods: Contour Method and Incremental X-Ray Diffraction	VI

Annexe A : Prévision des courbes de durée de vie sans contraintes résiduelles



Annexe A. 1 : Courbes de durée de vie selon les 2 MS et les EF pour les quatre critères d'amorçages à $R_{\sigma}^{nom} = 0$ et   $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$

A noter que le critères de Morrow modifié est identique à celui de Manson-Coffin-Basquin lors d'essais à $R_{\sigma}^{nom} = -\infty$ et au critère de Morrow lors d'essais à $R_{\sigma}^{nom} = 0$.

Annexe B : Validation de la démarche sur essais AmFiBiE ZAT

Cette série d'essais a été réalisée sur des éprouvettes AmFiBiE sans contraintes résiduelles et d'autres fléchies, toutes usinées dans des pavés de matériaux 80HLES ZAT. Ce matériau étant censé représenter celui présent en pied de joint soudé de coque de sous-marin, ces éprouvettes additionnelles ont été uniquement soumises à un chargement de compression. Une première étape d'introduction des contraintes résiduelles a été menée puis validée par modélisation EF pour ce matériau 80HLES ZAT.

Validation des états initiaux sur ZAT

Le même espace inter-rouleaux a été conservé que pour les éprouvettes 80HLES- MB mais l'effort de flexion a été augmenté pour atteindre un niveau de CR en surface équivalent. Le matériau étant différent, les CR ont été introduits plus loin du bord de l'encoche que sur les éprouvettes AmFiBiE 80HLES MB comme le prévoit le modèle numérique et comme l'ont confirmé les mesures de CR par DRXI, visibles sur la Figure B.1. En effet, si la CR en surface est de l'ordre de σ_y , le point où elles s'annulent est entre 3 et 4 mm, contre 2 mm pour les éprouvettes AmFiBiE en MB. Les états de CR validés, sept essais de fatigue ont été conduits sur éprouvettes fléchies et sept essais sur éprouvettes sans CR.

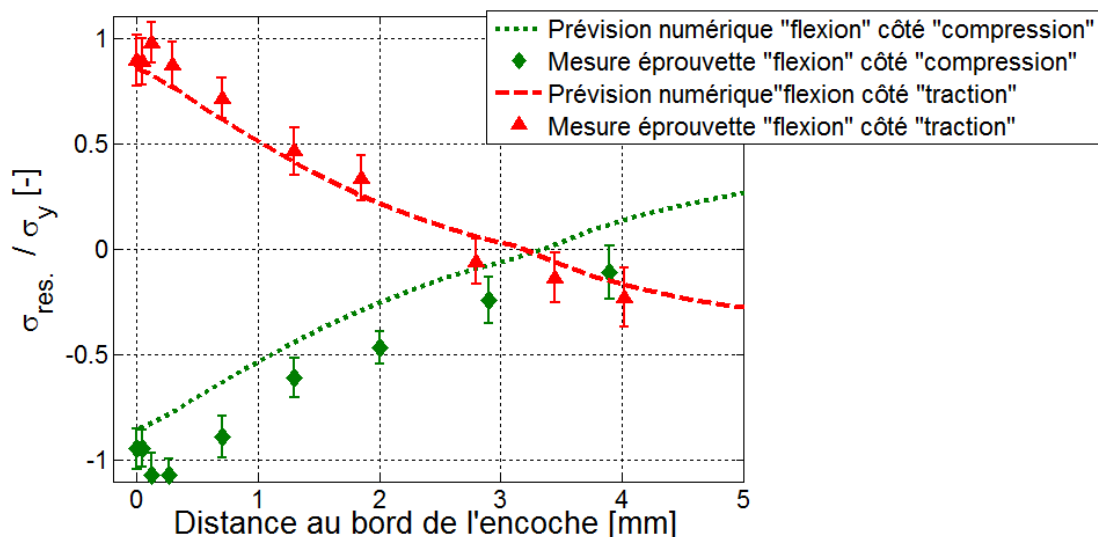


Figure B.1 : Validation des états initiaux de contraintes résiduelles sur une éprouvette ZAT fléchie

Durées de vie en fatigue

Les durées de vie à l'amorçage sont visibles sur la Figure B.2. La nocivité des CR de traction sur la durée de vie à l'amorçage sur éprouvettes ZAT avec chargement de compression est plus ténue que sur MB, comme le laissait supposer les paramètres de la droite « élastique » du critère de MCB.

Il n'est pas aussi évident que sur les campagnes précédentes de dire pour quel niveau leur influence disparaît. Cependant, toutes les éprouvettes fléchies avant fatigue ont amorcées au niveau de l'encoche présentant des CR de traction, indiquant la nocivité de ces dernières.

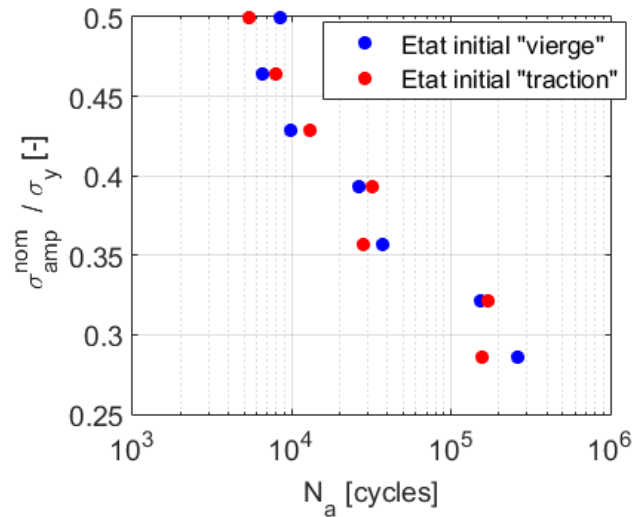


Figure B.2 : Courbe de durée de vie à l'amorçage pour les essais à $R_\sigma = -\infty$ sur ZAT

Application des méthodes simplifiées

Identification de l'opérateur de localisation

Les méthodes simplifiées de Herbrand et de Darlet ont été appliquées de la même manière que dans la section 3.4). Le modèle EF est le même que celui validé dans la section 3.3) en utilisant cependant la loi à seuil identifiée sur le matériau ZAT. La limite d'élasticité de ce dernier étant plus faible et les amplitudes de chargements appliquées étant plus faibles, l'hypothèse de plasticité confinée n'est pas respectée dès le premier niveau de chargement, comme le montre la Figure B.3. Ceci explique pourquoi la méthode simplifiée de Herbrand surestime les amplitudes de déformations par rapport aux EF tandis que celle de Darlet les sous-estiment.

Dans tous les cas, les prévisions surestiment les observations expérimentales obtenues par mesures de jauges de déformation comme le montre la Figure B.3. Cela peut être dû à un adoucissement plus important du matériau ZAT lié à des amplitudes de chargements nominaux élevées puisque le matériau ZAT résiste mieux en fatigue que le métal de base.

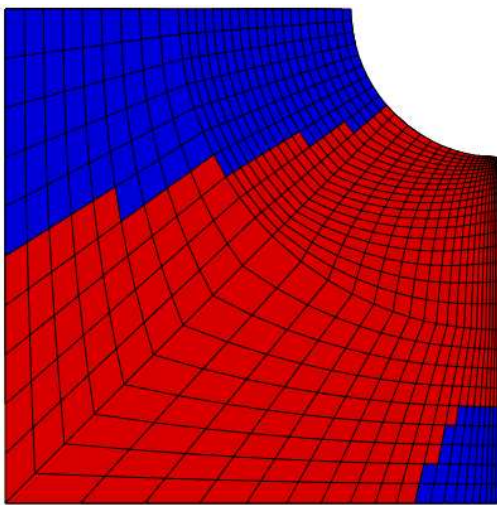


Figure B.3 : Zone de plasticité pour un chargement à $0,29 \sigma_y$

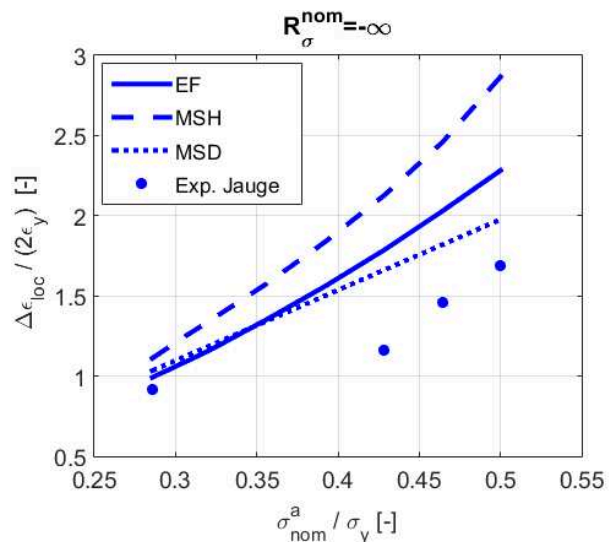


Figure B.4 Prévisions des amplitudes de déformations longitudinales par EF et les 2 MS comparées aux données expérimentales

Les tendances rencontrées sur les amplitudes de déformations longitudinales se retrouvent sur les amplitudes de déformations équivalentes visibles sur la Figure B.5. Des différences entre les méthodes simplifiées et les résultats EF existent également et peuvent s'expliquer par la présence de plasticité généralisée, rendant ainsi imprécise les méthodes simplifiées. Des essais ont été effectués afin de valider ces mesures de contraintes à l'aide d'essais cycliques interrompus par des mesures de contraintes résiduelles par DRX comme décrits pour le MB dans la section 4.6.3).

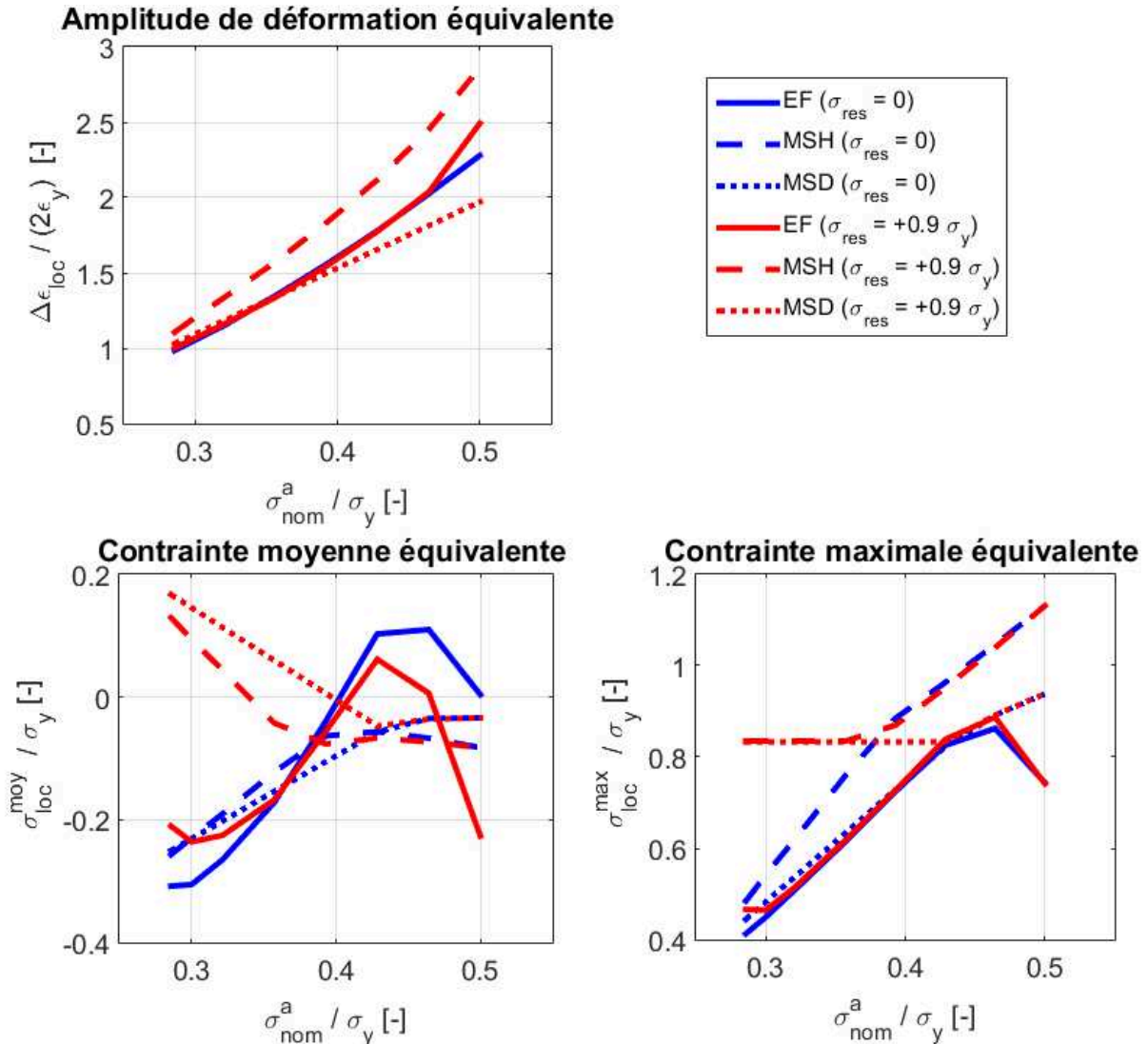


Figure B.5 : Paramètres équivalents stabilisés obtenus par les 2 MS et par EF dans le cas des essais AmFiBiE sur matériau ZAT

Suivi de l'évolution des contraintes résiduelles

La prévision de l'évolution de la contrainte résiduelle, par la MSH et la MSD, lors d'essais en compression répétée à une amplitude de $0,36 \sigma_y$ est visible sur la Figure B.6 pour les trois états initiaux. Les mesures pour les états initiaux de « traction » et de « compression » y sont également visibles. La MSD semble mieux décrire l'évolution des contraintes résiduelles que la MSH. Les deux méthodes prévoient que les contraintes résiduelles stabilisées des éprouvettes avec CR de traction sont différentes de celles avec des CR initiales de compression, conformément à ce qui a été mesuré. L'évolution des contraintes résiduelles est similaire à ce qui a été observé sur le matériau de base.

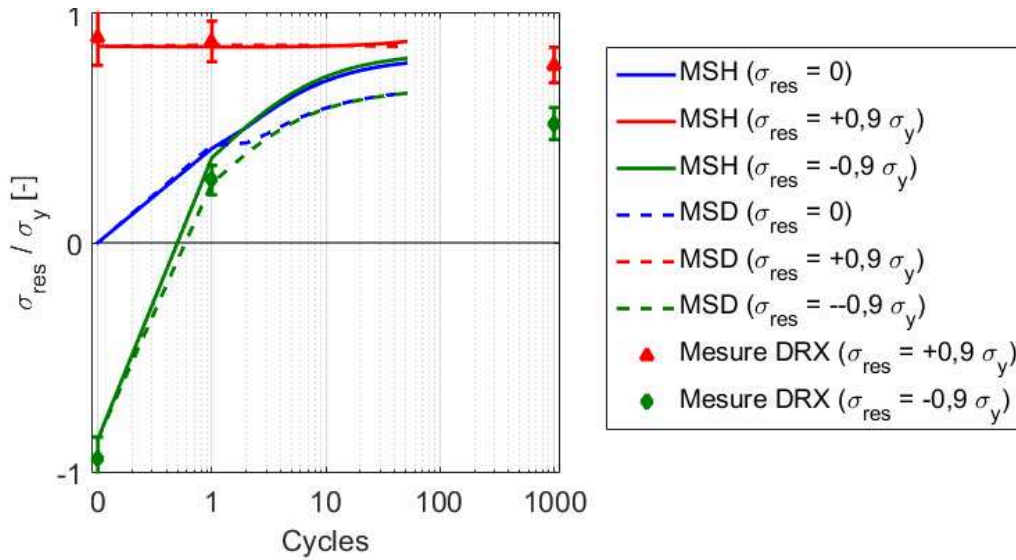


Figure B.6 : Prédiction de l'évolution des contraintes résiduelles par la MSH et par la MSD pour une amplitude de chargement de $0,36 \sigma_y$ en compression répétée sur matériau ZAT

Prévisions de durées de vie

Enfin, les prévisions de durées de vie obtenues avec le critère de Morrow modifié et de Smith-Watson-Topper sont visibles sur la Figure B.7. Le conservatisme obtenu est plus important en utilisant le critère de Morrow modifié que celui de Smith-Watson-Topper mais il ne dépend pas de l'état de contraintes résiduelles initial. Due à des amplitudes de déformation équivalente prévues plus importantes, la MSH est plus conservative que la MSD.

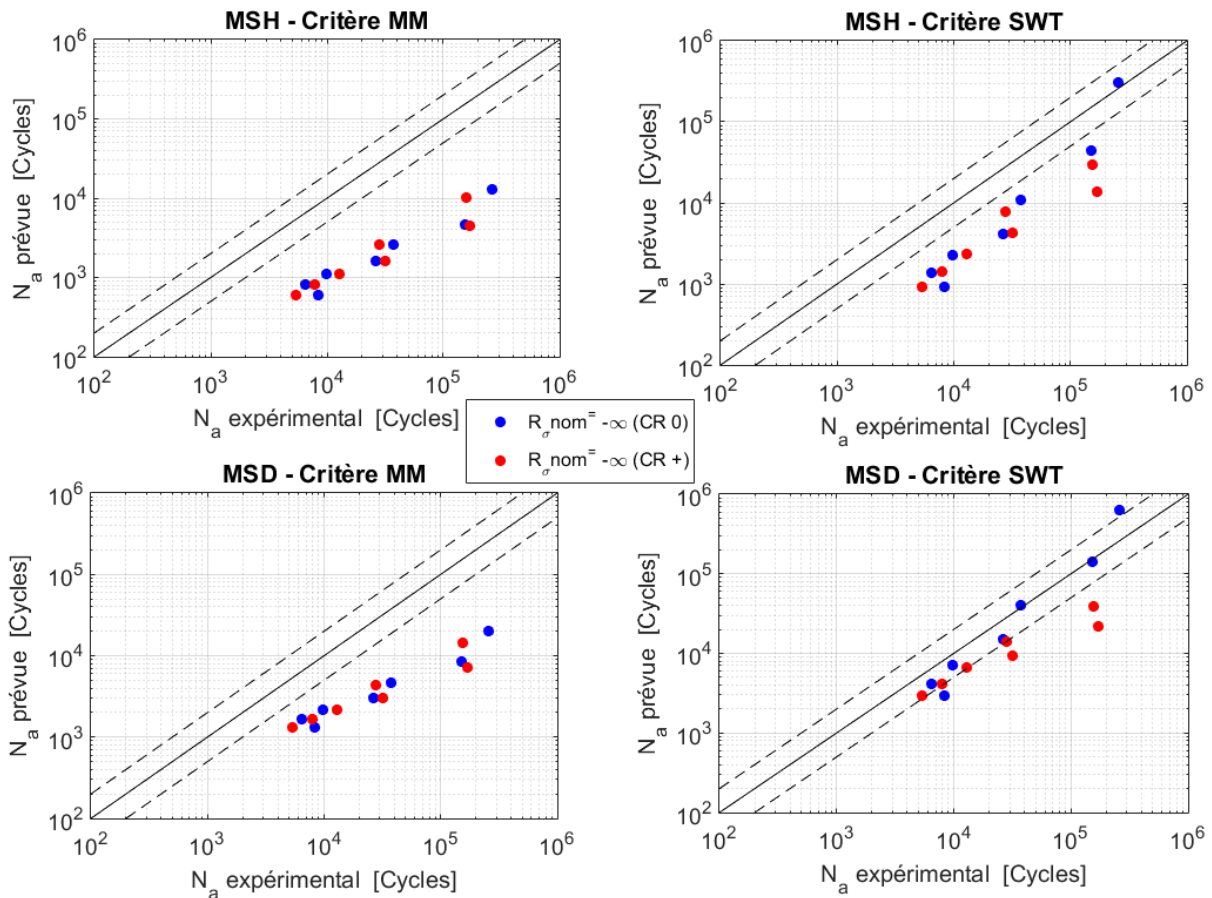


Figure B.7: Prévisions de durée de vie en fonction des durées de vie expérimentales observées sur matériau ZAT pour des chargements de compression répétée.

Annexe C : Article: “User Influence on Two Complementary Residual Stress Determination Methods: Contour Method and Incremental X-Ray Diffraction

Cet article a été écrit dans le cadre de la thèse. Il a pour objectif d'étudier l'application de deux méthodes de mesure des contraintes résiduelles : la mesure par diffraction des rayons X incrémentale et la méthode des contours. L'application a été réalisée sur une éprouvette à encoches dont les dimensions sont légèrement différentes de celles des éprouvettes AmFiBiE mais mise en flexion de manière identique.

La première partie de l'article vise la détermination de l'état de contraintes résiduelles introduit par le procédé. Du matage apparaissant sur l'éprouvette au niveau des rouleaux du montage de flexion, il a été nécessaire de modéliser le frottement entre l'éprouvette et les rouleaux et donc de calibrer ce frottement à l'aide des mesures de déformations. Le modèle numérique mis au point est ensuite validé par des mesures de contraintes par diffraction de neutrons.

La deuxième partie de l'article s'intéresse aux méthodes de correction de la redistribution des contraintes résiduelles lors du polissage électrolytique, nécessaire à la mesure de contraintes par diffraction des rayons X sous la surface. Il a été montré que les méthodes de correction incrémentales étaient les plus robustes vis-à-vis des hypothèses de modélisation. Il a été montré également que dans le cas où une méthode de correction de la redistribution des contraintes est appliquée, le polissage devra être aussi large que possible afin de respecter les hypothèses des méthodes de correction. Ceci est contraire à l'idée généralement admise de réaliser de faibles enlèvements de matière pour limiter la redistribution des contraintes.

La troisième partie vise la mesure du champ de contraintes par la méthode des contours. Le post-traitement des données mesurées est une étape très importante dans l'application de cette méthode. Plusieurs paramètres de post-traitement doivent être décidés et il n'existe à ce jour pas de critère communément admis pour le faire. Une évaluation de l'incertitude liée aux choix de post-traitement est proposée et a permis de montrer que, dans ce cas, l'incertitude sur les valeurs est inférieure à 10%, sauf sur les bords de la pièce où il est de l'ordre de 20%.

User Influence on Two Complementary Residual Stress Determination Methods: Contour Method and Incremental X-Ray Diffraction

B. Levieil^{1,2} · F. Bridier² · C. Doudard¹ · D. Thevenet¹ · S. Calloch¹

Received: 23 February 2016 / Accepted: 27 June 2016
© Society for Experimental Mechanics 2016

Abstract The combination of various residual stress measurement methods is a common practice to complete knowledge that a single measurement method cannot provide. In this study, incremental X-Ray diffraction is combined with the contour method to measure a bent notched specimen to study the methods robustness. A finite element analysis model is built and validated with strain measurement of the bending process thus providing prior knowledge of the residual stress field. Three-dimensional neutron diffraction residual stress measurements are also performed to obtain a reference measurement with a non-destructive method and to validate the simulated stress field. In-depth stress gradient measured by X-ray diffraction is corrected with four different methods that all show good correlation with neutron diffraction measurements. Correction methods, assumptions and uncertainties are discussed and differences are observed on the robustness of the methods. Contour method measurements are performed and results are also in agreement with neutron measurements. The results provided by the contour method are complementary to those of the X-Ray diffraction since, despite a lower accuracy on the edges where X-ray diffraction is performed, the contour method offers the complete cartography of longitudinal stress in a symmetry plane of the bent specimen. Uncertainty of the contour method due to the post-processing procedure is discussed.

Keywords Residual stresses · Contour method · X-Ray diffraction · Neutron diffraction · Stress relaxation correction method

Introduction

Residual stresses (RS) may have a strong influence on the mechanical resistance of parts [1, 2] and thus need to be characterized. However, the measurement of residual stresses remains a challenging problem as no unique method exists. Each method has its own advantages and limitations in terms of gauge volume, accuracy, depth penetration, and material microstructure [3]. Combining methods is a solution either to obtain different information, or to validate the assumptions and approximations of each measurement technique. Combining a diffraction method and a relaxation based method is also interesting as their fundamental measurement principle is not the same. If all methods aim at measuring local stresses through local strains, X-ray Diffraction (XRD) uses lattice spacing by measuring diffracting peak shift whereas relaxation methods such as the contour method measure part deformation at the meso-scale (i.e., scale of the specimen) disregarding thereby variation at the micro-scale.

This study aims at comparing two complementary measurement methods' robustness: Incremental X-Ray Diffraction (XRD) and Contour Method (CM) and especially focuses on the robustness of these methods regarding both hypothesis and post-processing procedures.

Incremental XRD involves material removal and thus RS relaxation [4, 5]. Different methods exist to correct that relaxation but they all require some hypotheses. The first hypothesis that all methods use is that the stress relaxation is elastic. The Moore and Evans analytical method also supposes simple geometrical cases that can be a strong assumption. Numerical

✉ B. Levieil
Bruno.levieil@ensta-bretagne.org

¹ Institut de Recherche Dupuy de Lôme (FRE 3744), UBS/UBO/ENSTA-Bretagne/ENIB, 2 rue François Verny, 29806 Brest, Cedex 9, France

² DCNS Research, - TCO - 5, rue de l'Halbrane, 44340 Bougenais, France

methods exist for complex geometries but require the prior estimation of the initial RS field. The robustness of the methods regarding the supposed initial stress field is also studied in this work to quantify the robustness of the different stress relaxation correction methods.

The second RS measurement method that is studied here is the contour method which is often used as a complementary method to XRD to complete RS knowledge in other directions [6, 7] or to confirm measurements [8, 9] combining a diffraction and a relaxation method to measure the whole stress gradient in a symmetry plane of the part. CM is based on the measurement of the displacement due to stress relaxation on a cut face. Displacement measurements are then smoothed and interpolated on a finite element model of the part. RS results are thus subjected to data processing. Evaluation of the robustness of the post-processing process is carried out in this work.

In this application, these two methods are applied on a notched specimen that has been bent and relaxed to introduce RS. The first step of this work is to obtain the best knowledge of the RS stress field. A finite element analysis of the bending process is carried out and contact between the rollers and the specimen is calibrated through experimental strain measurements. To validate the predicted stress field, Neutron Diffraction (ND) stress measurements are then performed as this technique has the capability to measure the full stress tensor below the surface without any material removal.

Then, incremental XRD is performed and the four correction methods are used, analyzed and method assumptions are tested.

Finally, CM is applied, the experimental procedure is described and a post-processing procedure is proposed to evaluate post-processing uncertainty.

Case Study

Geometry

Specimen material is machined from a high-strength ferritic steel isotropic sheet. The material does not exhibit any evidence of texture. In order to introduce residual stresses (RS) around the notches, a bending load is applied as shown in Fig. 1 After unloading the specimen, tensile RS are expected to appear around one notch which will be referred to as the “tensile” notch and compressive RS on the other notch which will be referred to as the “compressive” notch. Two specimens were necessary for this study as destructive measurements techniques are employed. They were machined in the same sheet and bent in the same conditions to minimize experimental variations.

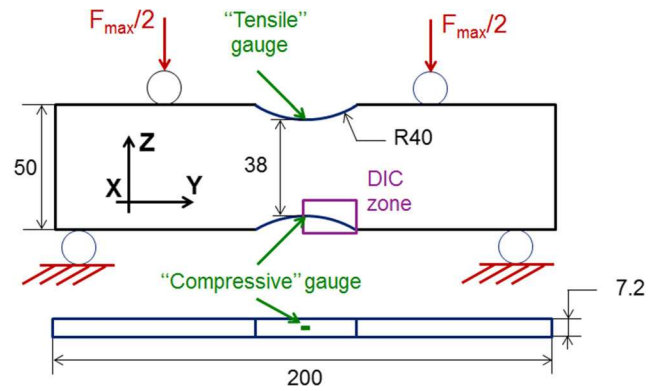


Fig. 1 Specimen geometry and bending set-up

Finite Element Prediction of Residual Stresses

A load-unload test is used for the material characterization. Such tests are useful for the prediction of residual stress state since they particularly inform on the evolution of the elastic domain during unloading [10]. The design of the sample used for the load-unload test is shown in Fig. 2.

The load-unload test consists in a tensile loading test with several reverse compression loadings at increasing plastic strain levels as illustrated in Fig. 3. Stresses are normalized to the initial tensile elastic limit σ_y and strains to the initial elastic deformation limit $\varepsilon_y = E/\sigma_y$ where E is the Young's modulus of the material. At each unload, the specimen load

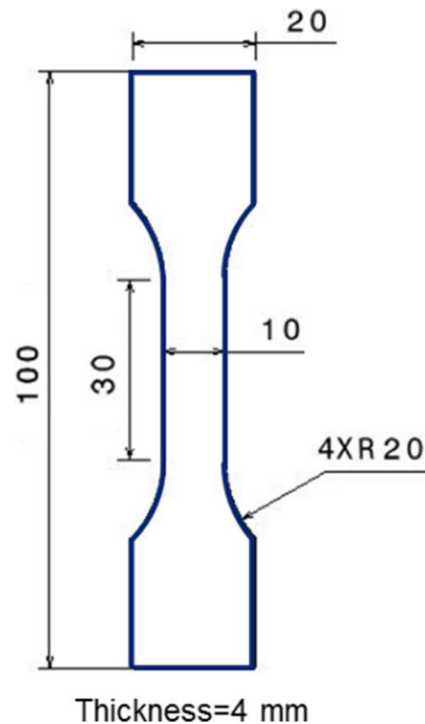
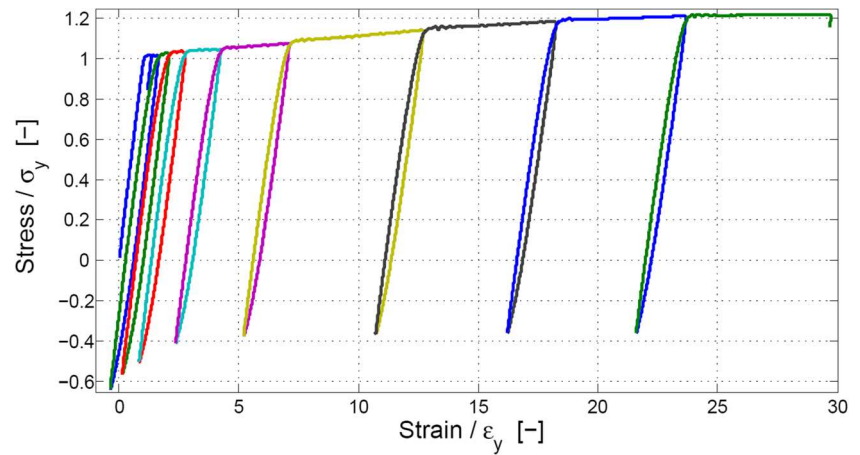


Fig. 2 Tensile specimen

Fig. 3 Load-unload test used for material characterization



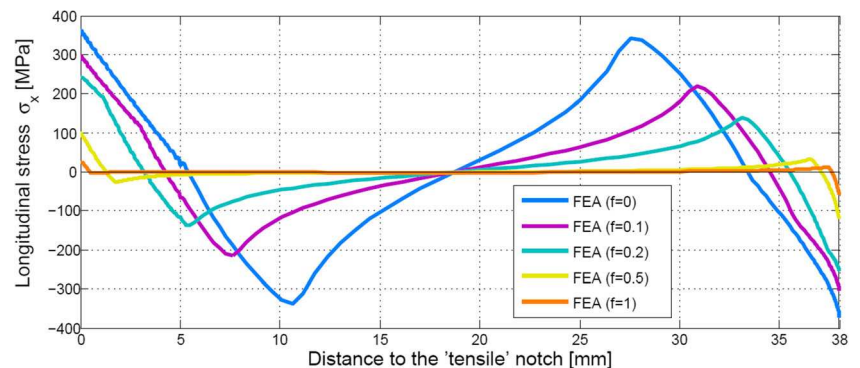
varies from the tensile elastic limit to the compressive elastic limit of the material giving thus the elastic domain evolution. The knowledge of the center respectively the size, of the elastic domain permits the identification of the kinematic, respectively the isotropic, hardening evolution with plastic strain. Isotropic hardening is modeled by the Voce model [11] and the kinematic hardening by the Armstrong-Frederick model [12].

Part geometry is modeled using two symmetries with normal directions X and Y. The mesh consists of 200,000 linear hexahedral elements of type C3D8R (Abaqus®/CAE).

Interaction between rollers and specimens has to be taken into account in the FEA as the bending load is important (it leads to matting of the specimen behind the rollers). This deformation constrains the specimen and adds a tensile load to the bending moment that has to be considered. Rollers are considered as a rigid body and friction is modeled by a linear model, the coefficient of which is calibrated with the strain information previously obtained.

Figure 4 shows the stress solutions that are obtained for five different friction coefficients from 0 (no friction) to 1: longitudinal translation (along Y direction) of elements in contact with the roller is impossible.

Fig. 4 Residual stress gradient after unloading predicted by FEA for the different stress coefficients



Calibration of the friction coefficient is necessary as various values give different stress fields. For that purpose, strains are measured during the experimental bending process.

Displacement Measurements

KYOWA® KFG-02-120-C1-11 strain gauges are used with a measurement surface of $0.2 \times 1.3 \text{ mm}^2$ at each notch as shown in Fig. 1 to access the local maximum strain value during loading. Digital image correlation (DIC) is accomplished using a GOM 5 M® device to measure the strain field near the “tensile” notch. The measurement area is a $15 \times 13 \text{ mm}^2$ zone shown in Fig. 1. The interest in combining the two techniques is to have more precise yet local information with the strain gauge whereas DIC offers the strain field distribution on a larger zone. The measurements show good agreement and the strain measured at the “tensile” notch is 0.8 % at the maximum bending load $F_{\max}$ and a residual strain of 0.26 % after unloading the specimen as shown in Fig. 5.

Using the strain information measured allows the discrimination of the FEA friction coefficient f .

Fig. 5 Dimensionless bending force $F/F_{\max}$ vs. strain curves comparison between strain gauges, DIC & FEA

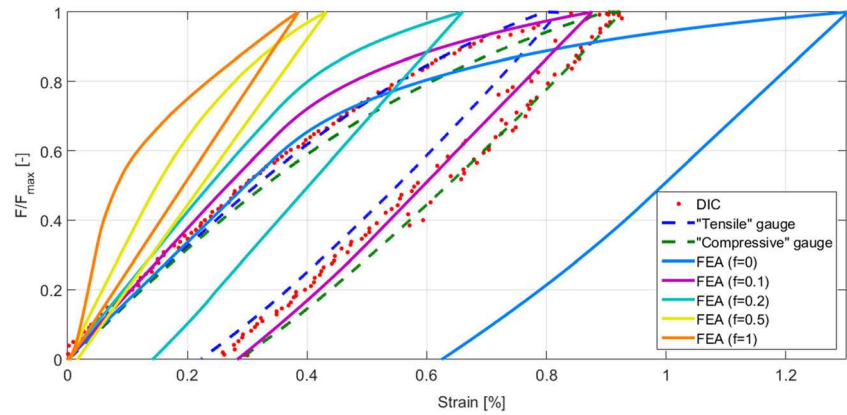


Figure 5 shows the evolution of the local strain on the notch during bending and unloading. It indicates that f should be taken slightly lower than 0.1.

Figure 6 shows the strain gradient away from the notch and confirms the previous result.

A value of $f=0.1$ is chosen for the FEA. Validation of the global strain field is shown in Fig. 7 showing good agreement both at maximum bending load (Fig. 7a) and after unloading (Fig. 7b) between the global experimental strain field on the left and the predicted strain field on the right.

Stress gradient evolution for $f=0.1$ can now be observed in Fig. 4. It shows that the longitudinal stress at the notches should be ± 300 MPa after unloading. Stress sign reverses after 4 mm below the surface of the notches and maximum subsurface stress is ± 215 MPa located 7.5 mm away from the notches. According to FEA, the stress profile has a perfect central symmetry. Stress prediction validation is now performed using Neutron Diffraction (ND)

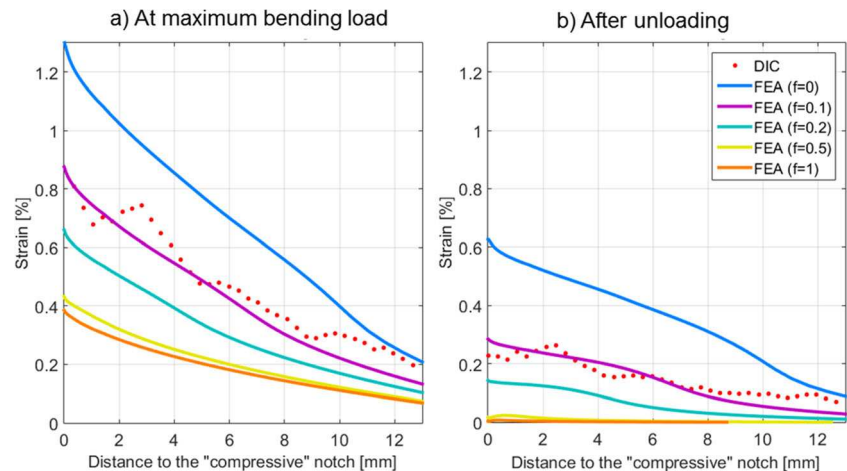
Neutron Diffraction Measurements

ND measurements were performed at the DIANE (G52) line of the Laboratoire Léon Brillouin of the CEA Saclay. Seven measurement points in the three main directions were

established with a gauge volume of 2 mm in X and Y directions where stresses are almost constant and reduced to 1 mm in the Z direction where the stress gradient is steep. The 21 peak shifts were obtained with the fitting of the intensity signals of the $\{211\}$ crystalline planes corresponding to those of the ferrite. In all this study, the strain values are converted into stresses using Hooke's law for isotropic materials. Elastic parameters were taken from the literature [13] for a Cr-K α source and the $\{211\}$ crystallographic plane of ferritic steels ($S_1 = -1.25 \cdot 10^{-6} \text{ MPa}^{-1}$ and $\frac{1}{2} S_2 = 5.76 \cdot 10^{-6} \text{ MPa}^{-1}$). A reference value was adjusted so as to respect the auto-equilibrium of the stress profile. Results are illustrated in Fig. 8 and compared to FEA prediction. Horizontal error bars on the neutron measurements correspond to the 1 mm gauge volume in the Z direction whereas vertical error bars correspond to the $\pm 2\sigma$ error bars on the peak fitting, where σ is the standard deviation.

Neutron measurements which will be considered as the experimental reference in this study showed a good correlation with FEA, especially in the Y direction which is the principal stress direction. For the rest of this study, only stresses in Y direction will be considered significant. An edge effect is observed at the first measurement point which is probably due to local machining residual stresses introduced before

Fig. 6 Strain gradient comparison between DIC & FEA with different f values



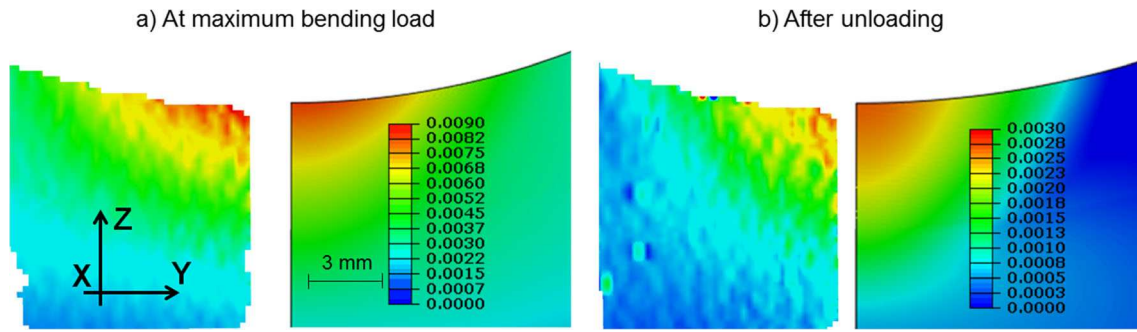


Fig. 7 Strain maps comparison between DIC (left) & FEA (right) at maximal bending force (a) and after unloading (b)

bending as shown by XRD measurements in the following section. The inversion point (where stresses become compressive) seems to be just before 4 mm which agrees with FEA. The maximum compressive stress is -180 MPa at 7.5 mm whereas FEA predicts a maximum compressive stress of -215 MPa at 7.5 mm.

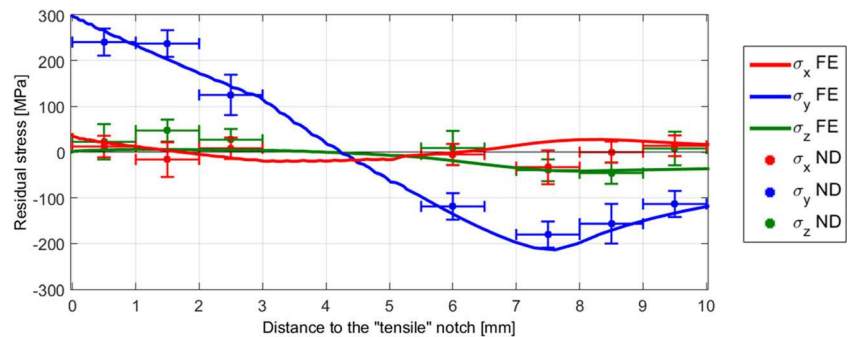
XRD Measurements & Correction Methods

Measurement Conditions

X-Ray diffraction (XRD) measurements are performed with a Set-X ELPHYSE device (54 kVA) using the $\sin^2\psi$ method [2] and 19 tilt angles. The elastic constants taken for the stress calculation are the same as the ones taken for neutron diffraction. XRD gauge volume was approximately a spot of 1 mm diameter on the surface and the penetration is estimated to be 10 μm in the Z direction. Gauge volume is thus 100 times smaller in the stress gradient direction, providing better resolution than ND. However, the X-ray measurement can only be practiced on the surface. In order to measure in-depth stresses, 23 polishing steps were practiced up to 5.25 mm below the surface. After each layer removal step, RS measurement is performed. Electropolishing was employed as this method does not introduce residual stress nor induces preferential grain boundary etching [14].

After each polishing step, RS are redistributed in the specimen to respect the auto-equilibrium of the stress profile.

Fig. 8 3D neutron diffraction RS measurements compared to FEA prediction



Therefore, measured RS differ from the original RS. Four existing correction methods using different hypotheses or principles are now compared.

Moore-Evans Analytical Correction Method

The first method proposed is the Moore & Evans (ME) stress relaxation method [15] that consists in a set of analytical formulas calculated for three simple geometrical cases: cylinder, tube and plate. It has two main assumptions: stress redistribution is purely elastic and geometries are perfect. Resolving the equilibrium and compatibility equations, one can calculate the corrected stress profile that is supposed to be the original profile.

In comparison to the bent test specimen, the closest geometrical situation described by ME is considered to be the flat plate case. Using the flat plate equation, each term of the corrected in-plane stress vector $\underline{\sigma}^c$ can thus be written as

$$\sigma^c(Z_1) = \sigma^m(Z_1) + 2 \int_{z_1}^H \frac{\sigma^m(z) dz}{z} - 6Z_1 \int_{z_1}^H \frac{\sigma^m(z) dz}{z^2} \quad (1)$$

where Z_1 is the remaining thickness of the plate in the polishing direction, $\underline{\sigma}^m$ is the measured in-plane stress vector and H is the total specimen thickness as illustrated in Fig. 9 that also shows the necessary geometry simplification for the application of the ME method. The $\underline{\cdot}$, respectively $\underline{\cdot}$ notations are used for vectors, respectively for matrixes.

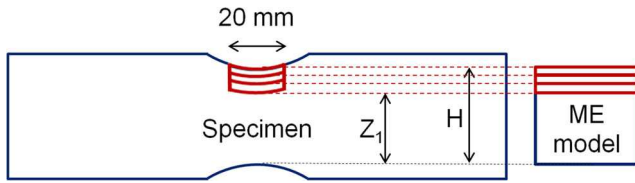


Fig. 9 Geometry assumption for the application of the Moore & Evans method

Finite Elements Analysis Correction Methods

Finite element analysis (FEA) stress relaxation methods are based on the fact that the relaxation of a fictive stress profile is the same as the experimental real profile as long as a few hypotheses are assumed. Thus, by numerically simulating the stress relaxation on a fictive profile when removing polished elements from the simulation, a lower triangular relaxation matrix $\underline{\sigma}^f$ is obtained where each term σ_{ds}^f is the fictive stress at the top of layer d after the polishing step s . This matrix can also be considered as the concatenation of the remaining stress profile column vectors after each polishing step. The same matrix can be built with the experimental profile although only diagonal terms are known (in the dashed ellipse) as they can be experimentally measured by XRD. The objective of all FEA methods is to reconstruct the original experimental profile which is the first column of the experimental relaxation matrix $\underline{\sigma}^m$ that is supposed to be the real profile, if the XRD measurement error is ignored. The two matrixes are illustrated in Fig. 10, where D is the maximum depth polished.

The correction proposed by Pedersen & Hansson (PH) (1989) [16] is a direct proportional correction where each corrected stress at depth d can be expressed as

$$\sigma_d^c = \sigma_d^m \cdot \sigma_d^p, \quad (2)$$

where $\sigma_d^p = \frac{\sigma_{dd}^f}{\sigma_{d1}^f}$ is the proportion of released fictive stress between the original fictive stress σ_{d1}^f at depth d and the released stress when all elements above depth d have been deactivated from the model σ_{dd}^f .

The Lambdatech method (1996) [17] is also a numerical method but instead of applying a direct correction,

measurements are corrected taking into account the redistribution step after step

$$\underline{\sigma}^c = [\underline{K} + \underline{I}] \cdot \underline{\sigma}^m \quad (3)$$

where $\underline{I}$ is the identity matrix and $\underline{K}$ is a lower triangular matrix in which each coefficient can be calculated as

$$K_{ds} = \frac{\sigma_{ds-1}^f - \sigma_{ds}^f}{\sigma_{dd}^f} \quad (4)$$

The Savaria-Bridier-Bocher (SBB) method [18] is an improvement of the Lambdatech method that instead of considering the stress on the top of the removed layer as the stress in the whole layer, averages the stress on the top of the removed layer with the stress at the top of the next layer i.e. the stress at the bottom of the removed layer. The previous formula becomes

$$\underline{\sigma}^c = [\underline{K}' + \underline{I}] \cdot \underline{\sigma}_{avg}^m \quad (5)$$

where each term K'_{ds} is expressed as

$$K'_{ds} = 2 \cdot \frac{\sigma_{ds-1}^f - \sigma_{ds}^f}{\sigma_{dd}^f + \sigma_{d+1\ s+1}^f} \quad (6)$$

and

$$\sigma_{avg\ d}^m = \frac{\sigma_{dd}^m + \sigma_{d+1\ d+1}^m}{2} \quad (7)$$

Results

XRD raw measurements compared with the four corrected data are presented in Fig. 11. Raw results (red line) bring to light the machining edge effects with a surface stress of 65 MPa that evolve after 70 μm into a 250 MPa stress which is very close to the ND value at 0.5 mm. After 2 mm, raw XRD results diverge from ND measurements and after 5.25 mm raw XRD results are still positive whereas ND results indicate a change of longitudinal stress sign at 4 mm away from the notch.

Fig. 10 Difference between the fictive stress relaxation matrix and real matrix

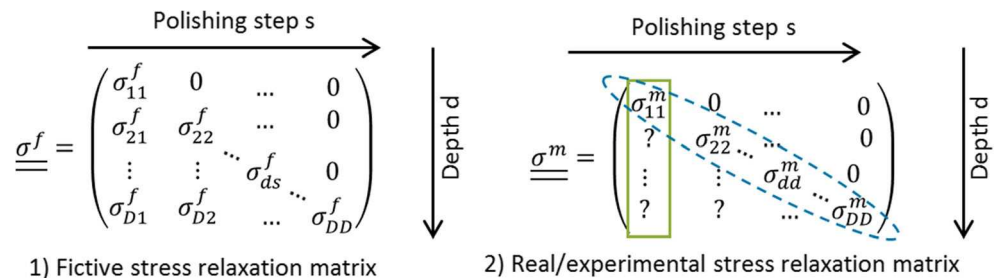
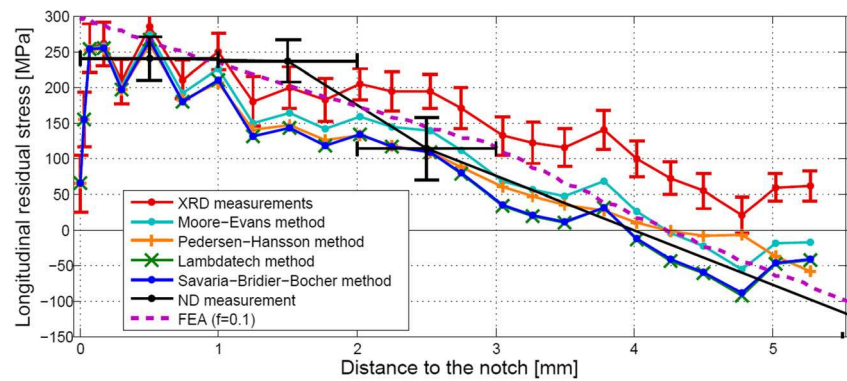


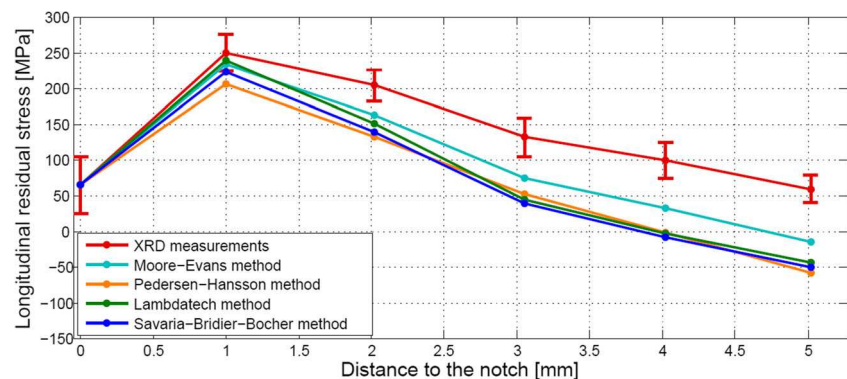
Fig. 11 Raw and corrected XRD results compared to ND measurements and FEA



The FEA correction methods have been applied using the bending simulation FEA results as the fictive stress field. The four correction methods improve XRD results as they are closer to the ND measurement than uncorrected results. Longitudinal stress signs change between 3.9 and 4.5 mm according to the correction method. The correction effect becomes non negligible when compared to measurement scattering after 1 mm where correction is more than 10 % of the measured XRD value. This value strongly depends on stress gradient and remaining material volume [4, 14, 15, 19]. Stress correction rises to 80 MPa for the Moore and Evans method and up to 120 MPa for FEA methods.

Lambdatech and Savaria-Bridier-Bocher methods give very similar results with a maximum difference of less than 3 MPa. Indeed, fictive stress gradient is almost linear below one millimeter and averaging stresses on the layer has very little effect. However, by artificially raising the polishing step, differences between these two incremental methods increase as shown in Fig. 12. Indeed the Savaria-Bridier-Bocher hypothesis of averaging stresses is a better assumption than considering the top value of the polished pocket as the Lambdatech method does. For the discussion on parameter influence that follows, Lambdatech results are not plotted so as to obtain clearer figures.

Fig. 12 XRD raw and corrected results with a 1 mm polishing step



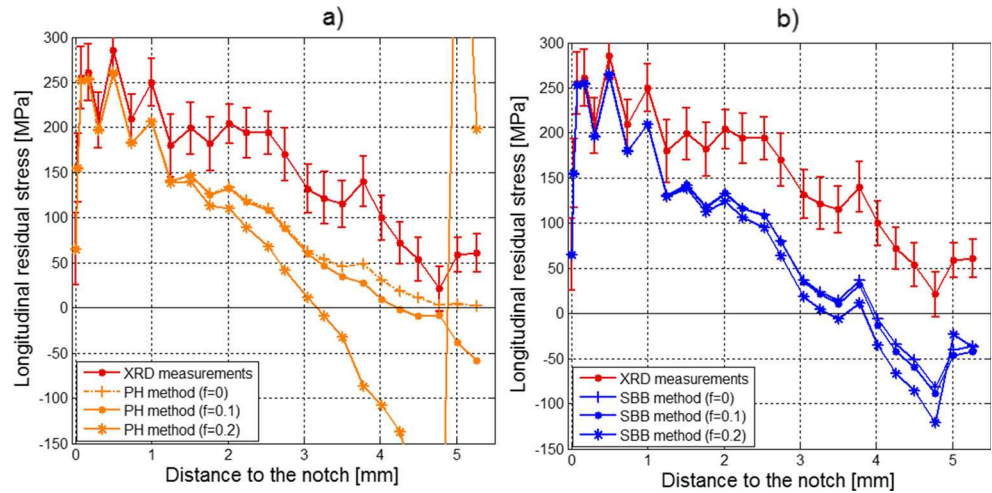
Discussion on Stress Relaxation Correction Methods

FEA methods are based on assumptions that have been summed-up [18] some of which have already been discussed by the same authors [20]. Here, the assumption of the independence of the correction regarding the stress profile is tested on numerical methods. The elastic stress relaxation assumption and the influence of the size of the polishing pocket on both the ME analytical methods and the numerical methods are then discussed.

The influence of residual stress fictive profile on numerically corrected results has been studied with modification of the friction coefficient from 0.1 to 0 or to 0.2. The results are illustrated in Fig. 13. Whereas step-by-step methods are quite robust in relation to changes in fictive profile, Pedersen-Hansson is less stable especially if a change of sign occurs in the profile which is the case with the 0.2 friction coefficient. The proportional correction is then overestimated as the proportion of released fictive stress σ_p is very large in comparison to the real proportion of stress.

Step-by-step methods attenuate this problem as a change in residual stress sign only affects one correction step and not the entire correction process as it does with the PH direct proportional correction method. Maximum

Fig. 13 Influence of fictive stress profile on Pedersen-Hansson method (a) and Savaria-Bridier-Bocher method (b)



variation of SBB corrected results with the stress profile is ± 20 MPa from the results obtained using the reference fictive profile.

Before studying the influence of plasticity, it is important to note that if any numerical correction is applied to ideal measurements, i.e. to the diagonal of the $\underline{\sigma}^f$ matrix obtained with $f=0.1$, it can be demonstrated from equation (2) to equation (7) that the initial numerical RS profile before polishing will be obtained if the supposed stress evolution of each method is checked. This is also true with ME correction if geometry fits one of the proposed cases.

Thus, to study the influence of the plasticity, a new FEA is computed using the elasto-plastic material behavior during polishing simulation and recording the computed stress on the top of each polished layer. This profile is compared to the “elastic” measurement, i.e. to the diagonal of the $\underline{\sigma}^f$ matrix and results can be seen in Fig. 14. It shows that neglecting plasticity leads to an over-estimation of up to 35 MPa of the evolution of stresses during polishing and that plasticity has no effect after 4 mm.

Numerical correction methods can also be applied to the numerical results obtained using plastic behavior during polishing and compared to the reference solution that is obtained if stress relaxation is elastic, i.e. the numerical predicted RS field. Results are also shown in Fig. 14 and the difference between the corrected stress profiles and the FEA RS field is less than 20 MPa. It is interesting to note that PH exhibits no difference with FEA RS field after 4 mm, i.e. if measured profiles are the same whereas incremental correction methods are influenced by the error made in the first 4 mm even in the section where plasticity has no effect.

The same procedure is applied with ME methods except that the ME corrected stress profile obtained neglecting plasticity is not the FEA RS profile but differs because the flat plate hypothesis is not verified in this study. The difference between ME correction of the numerical measurements performed with elastic behavior and the ME correction curve of measurements obtained using plastic behavior is up to 30 MPa. As the method uses the integral of the stress in the previously removed material, results are also influenced by

Fig. 14 Influence of plasticity on stress correction methods

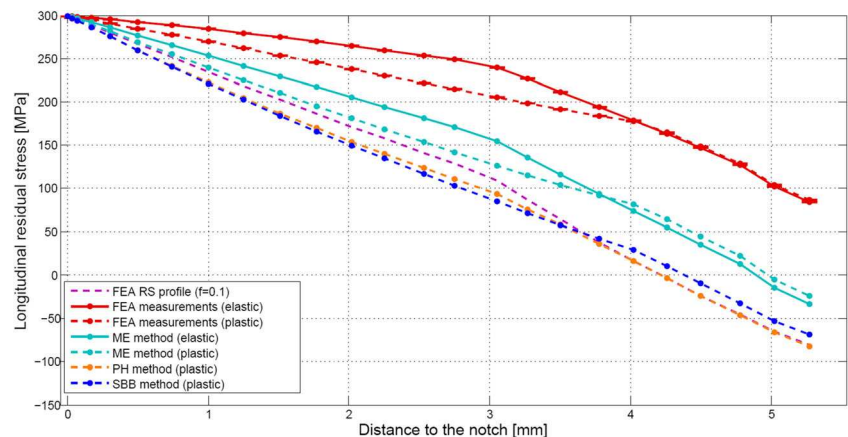
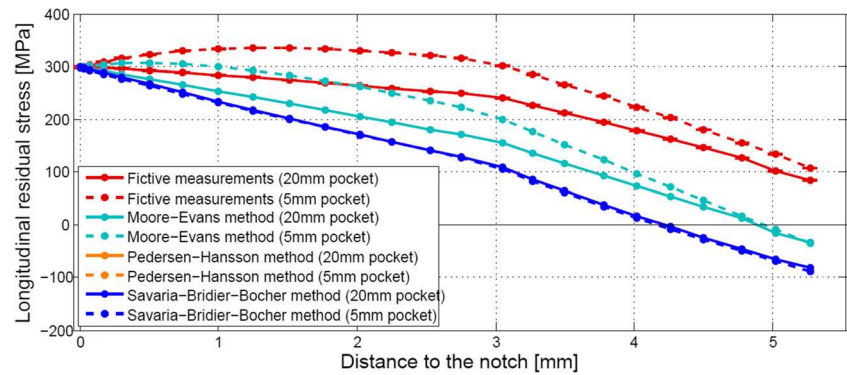


Fig. 15 Influence of the size of the polishing pocket (PH results are equal to SBB results)



plasticity after 4 mm as for the Lambdatech or SBB method even though numerical measurements are not.

The previous curves also indicate that the flat plate hypothesis used in that case induces an underestimation of the ME correction of the numerical profiles of up to 60 MPa. This value depends on the polishing pocket. A large 20 mm width polishing pocket in comparison to most industrial applications was used in this work to avoid polishing edge effects such as rounded bottom, due to less salty solution circulation. Stress relaxation edge effects can also occur with local plasticity around pocket corners. Such polishing effects would be difficult to represent numerically.

To study the influence of the size of the polishing pocket, the relaxed stress profile to correct is the numerical stress prediction at the surface of the polishing pocket at each polishing step. Besides the 20 mm width pocket that has been employed, a second FEA with a 5 mm width polishing pocket has been simulated.

The two FEA measurement profiles are plotted in Fig. 15 with corrected profiles. It shows that a 5 mm width polishing pocket leads to less relaxation, and thus higher measured stress.

All numerically corrected results are equals to the FEA RS prediction as these methods take into account the geometry of the polishing pocket and are practiced in the ideal case where the measurements to correct are the diagonal of the $\underline{\sigma}^f$ matrix. However, ME corrected result difference with FEA RS prediction is up to 100 MPa with the 5 mm width pocket whereas it was 60 MPa with the 20 mm width pocket.



Fig. 16 Part clamping during wire electro-discharging machine cutting

In conclusion, it is more interesting to make a wide polishing when correcting XRD results as it will more easily respect correction method hypothesis in the measurement zone than to make a small polishing to minimize stress relaxation as practiced when no correction is applied.

Therefore, stress correction methods are effective even to several millimeters. The Savaria-Bridier-Bocher is the most robust numerical method available. Method uncertainties due to plasticity or fictive profile influence are estimated to be ± 40 MPa in that case and had to be added to initial XRD scattering. If FEA is not available, Moore-Evans analytical method can give satisfying results but special care as to the polishing strategy should be taken to respect these analytical method assumptions.

Contour Method Measurements

Measurement Conditions

The contour method [21] is a relaxation-based method that gives a 2D-map of the normal stress component for a cut face. It is thus a destructive method. Besides the complete high resolution cartography of the normal stress, it is a fast and easy-to-access method. The principle of the method is to cut into two parts, to measure the displacement of the two cut faces due to relaxation of stresses and to impose this displacement field in an FEA of one initially undeformed half to obtain

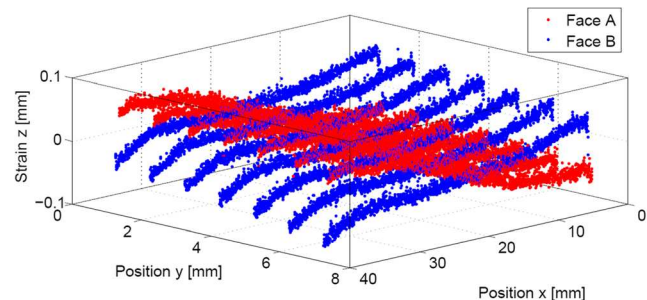


Fig. 17 Raw measured profile of the two cut faces

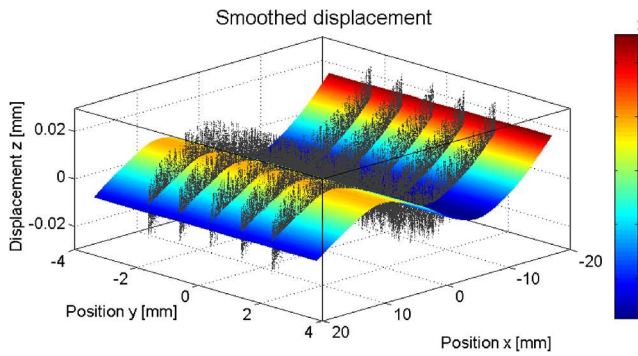


Fig. 18 Smoothed reference displacement field and post-processed data points

the stress field on the whole cut face. In the FEA calculation, macroscopic elastic constants measured during the load-unload test were used ($E = 204,000$ MPa and $\nu = 0.3$).

The part is cut in a symmetry plane using a wire electro-discarding machine, in order to avoid stress modification due to the cutting process itself and to minimize the cut width. The part is clamped tightly to avoid distortion during cutting [8], as shown in Fig. 16. A 0.25 mm diameter wire was used at a speed rate of 0.1 mm/s. The part was cut from one notch to the other through the 38 mm width. A cut through the 7.2 mm thickness, from one face to the other would have been more appropriate as the 2D symmetry could have helped with the wire entry/exit issues. A lower cut speed or a thinner wire could have led to less data noise [22] but were not available.

An Altimet[®] confocal profilometer was used to measure cut face displacement. This fast optical method has an axial accuracy of $0.09 \mu\text{m}$ allowing 25,912 measured points to be obtained. Seven line profiles were made (1 mm X resolution) and a $2 \mu\text{m}$ Z resolution was used. Raw measured profiles of both faces are plotted in Fig. 16 Part clamping during wire electro-discarding machine cutting Fig. 17.

Post-Processing

Raw data cannot be used directly for several reasons:

- As cut faces are measured separately, they are not in the same coordinate system,

- Edge effects occur due to cutting and measuring processes,
- Data resolution is not the same as FEA resolution thus interpolation is necessary,
- Data are noisy and using them without smoothing would lead to strong local effects that do not represent the real stress field.

Post-processing is performed as follows. First, outliers are removed based on the distance to the surface. Then, data rotations and translations are applied to help the Iterative Closest Point (ICP) algorithm [23] that is used next to adjust data and FEA mesh in the same coordinate system. FEA mesh spacing was $50 \mu\text{m}$ in Z direction and 0.9 mm in X direction. To avoid measurement edge effects during the post-processing steps of interpolation and smoothing, data and mesh nodes under a distance d from the edge are deleted. The interpolation is performed on the remaining mesh using a closest neighbor algorithm and data are smoothed using cubic splines via Matlab[®] *csaps* function [24]. Finally, the smoothed displacement field is extrapolated to the edges using cubic splines.

This post-processing methodology strongly depends on two parameters that have a significant influence on the stress field obtained: d , is the distance that includes edge effects and p , the cubic spline smoothing parameter of the *csaps* function that varies from 0 to 1. A reference post-processing was chosen with parameters $d = 1$ mm and $p = 0.005$, which depends on the number of data points (here, 25,912 in total). The displacement field obtained is plotted in Fig. 18 with post-processed data points.

Results

Contour results of the reference post-processing allow the observation of the longitudinal stress on the whole cut surface. These results are plotted in Fig. 18 Smoothed reference displacement field and post-processed data points.

Figure 19, and compared to FEA (section “study configuration”). Both results present a good correlation although an important difference exists on the subsurface stress extrema locations. To estimate uncertainties due to the post-

Fig. 19 Cartography of contour results compared to FEA

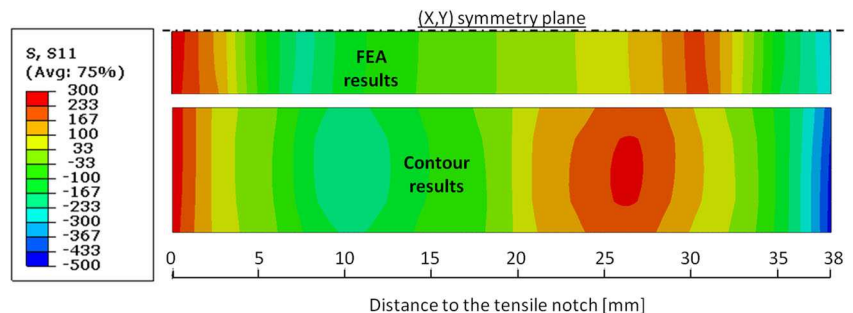
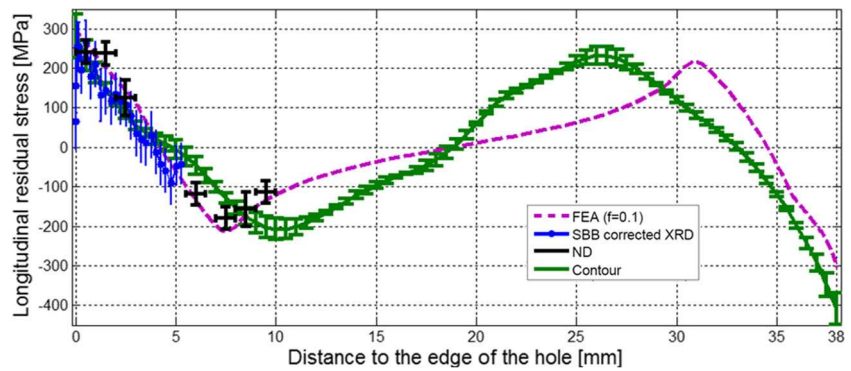


Fig. 20 Contour results compared to XRD, ND and FEA



processing method, limit values of the d and p parameters were set as upper and lower reasonable thresholds and nine computations were carried out using the combinations of the 3 values (reference and limits) of the 2 most influential parameters. The nine stress profiles obtained in the middle section of the part were averaged and are presented with the standard deviation in Fig. 20 and compared to XRD, ND and FEA. It is important to note that the averaged stress profile has a maximum deviation of 12 MPa from the chosen post-processed profile ($d = 1$, $p = 0.005$) which is not plotted for the sake of clarity.

Contour results indicate a surface stress of 300 MPa, respectively -460 MPa, at the tensile notch, respectively at the compressive notch. Subsurface extrema of 200 MPa are measured around 10 mm from the notches whereas ND measurements indicate the same value at 7–8 mm from the notches. Biggest standard deviation is concentrated on the edges (± 55 MPa) where the method is less accurate due to the cutting and measurement edge effects. Otherwise, stress variation with post-processing is less than ± 20 MPa at the sub-surface extrema and ± 10 MPa on the linear parts.

Conclusion

The RS of a bent notched specimen were validated through strain measurements, FEA and ND stress measurements. ND performed accurate measurements with a standard deviation of 20 MPa but has an important gauge volume regarding the stress gradient and is not an easy-to-access measurement method.

Two destructive stress measurement techniques that imply material cutting were employed on this bent notched steel specimen to point out the capabilities of each method. XRD has a small gauge volume due to limited X-Ray penetration to the first 10 μm requiring polishing to be performed to obtain sub-surface measurements. Due to stress redistribution because of this material removal, XRD measurements needed to be corrected. Four methods were employed and all showed good agreement with ND measurements. The stress difference between the four methods was lower than 30 MPa which is low

regarding the fact that stress correction is more than 120 MPa at 5 mm away from the notch which is the farthest distance reached in this study. Stress correction was greater than measurement scattering after polishing one mm below the surface.

The Moore and Evans method which is the simplest method does not require prior estimation of the residual stress field but uses strong geometrical assumptions unlike numerical stress correction methods. The incremental methods (Lambdatech and Savaria-Bridier-Bocher) give very similar results in the configuration studied and are more robust regarding the supposed stress field than the Pedersen-Hansson method. Uncertainty due to the stress profile is about 20 MPa with incremental methods.

All four methods require an elastic stress relaxation which is not really the case. The ME method is more sensitive to plasticity. The difference between a reference profile and corrected results obtained from ideal FEA measurements taking into account plasticity during stress relaxation can be up to 60 MPa with ME methods. With numerical methods, uncertainty due to plasticity during stress relaxation is lower than 20 MPa.

Comparison between analytical and numerical correction methods has highlighted the interest in using wide polishing. Indeed, as correction is used, it is not necessary to minimize stress relaxation. A wide polishing helps to satisfy the correction method hypothesis.

Finally, the contour method was used. This relaxation method is not sensitive to micro-stresses as diffraction methods are and thus offers a complementary measurement. Combining XRD and CM is interesting as they are easy-to-access, with a low gauge volume adapted to measuring steep gradients and whereas the contour method can measure the complete cartography of a face, it lacks accuracy at the edges, where XRD offers accurate measurements.

CM results are influenced by post-processing procedure and a specific procedure is applied here by averaging the results obtained with influential parameters set to limit values. This procedure allows the uncertainty of the post-processing procedure to be estimated. Stress variation obtained with this procedure is about 55 MPa at the edges and 20 MPa in the rest of the specimen.

Acknowledgments The financial support of DGA/MRIS (Mission for Scientific Research and Innovation) is gratefully acknowledged. The authors would also like to thank the Laboratoire Léon Brillouin of the CEA Saclay for the beamtime at line G 5-2.

References

- McCLUNG RC (2007) A literature survey on the stability and significance of residual stresses during fatigue. *Fatigue Fract Eng Mater Struct* 30(3):173–205
- Withers PJ (2007) Residual stress and its role in failure. *Rep Prog Phys* 70(12):2211
- Schajer GS, Ruud CO (2013) Overview of residual stresses and their measurement. *Practical residual stress measurement methods*, Schajer GS, Ed. John Wiley & Sons, Ltd 1–27
- Perenda J, Trajkovski J, Žerovnik A, Prebil I (2015) Residual stresses after deep rolling of a torsion bar made from high strength steel. *J Mater Process Technol* 218:89–98
- Epp J, Surm H, Hirsch T, Hoffmann F (2011) Residual stress relaxation during heating of bearing rings produced in two different manufacturing chains. *J Mater Process Technol* 211(4):637–643
- Pagliaro P, Prime MB, Robinson JS, Clausen B, Swenson H, Steinzig M, Zuccarello B (2010) Measuring inaccessible residual stresses using multiple methods and superposition. *Exp Mech* 51(7):1123–1134
- Toparli MB, Fitzpatrick ME, Gungor S (2015) Determination of multiple near-surface residual stress components in laser peened aluminum alloy via the contour method. *Metall Mater Trans A* 46(9):4268–4275
- Xie P, Zhao H, Wu B, Gong S (2015) Evaluation of residual stresses relaxation by post weld heat treatment using contour method and x-ray diffraction method. *Exp Mech* 55(7):1329–1337
- Elmeslamy A, Francis JA, Li L (2014) A comparison of residual stresses in multi pass narrow gap laser welds and gas-tungsten arc welds in AISI 316 L stainless steel. *Int J Press Vessels Pip* 113:49–59
- Scholz J (2002) Experimental analysis and modelling of the mechanical behaviour of an unstable austenitic stainless steel, Paris 6
- Voce E (1955) A practical strain-hardening function. *Metallurgia* 51:219–226
- Armstrong PJ, Frederick CO, Central Electricity Generating Board (1966) A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect
- Hauk V (1997) Structural and residual stress analysis by nondestructive methods A2 - . structural and residual stress analysis by nondestructive methods, Amsterdam: Elsevier Science B.V., iii
- Prévey P (1986) X-ray diffraction residual stress techniques. *ASM*, 380–392
- Moore MG, Evans WP (1958) Mathematical correction for stress in removed layers in x-ray diffraction residual stress analysis, SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 580035
- Pedersen TF, Hansson ILH (1989) Finite element calculations for correction of residual stress profiles of coated and uncoated materials measured by X-ray diffraction. *NDT Int* 22(6):347–352
- Lambda Research (1996) Finite element correction for stress relaxation in complex geometries
- Savaria V, Bridier F, Bocher P (2012) Computational quantification and correction of the errors induced by layer removal for subsurface residual stress measurements. *Int J Mech Sci* 64(1):184–195
- Murray CE, Cevdet Noyan I (2013) Applied and residual stress determination using x-ray diffraction. *Practical residual stress measurement methods*, Schajer GS, Ed. John Wiley & Sons, Ltd, 139–161
- Savaria V, Monajati H, Bridier F, Bocher P (2015) Measurement and correction of residual stress gradients in aeronautical gears after various induction surface hardening treatments. *J Mater Process Technol* 220:113–123
- Prime MB (2000) Cross-sectional mapping of residual stresses by measuring the surface contour after a cut. *J Eng Mater Technol* 123(2):162–168
- De Wald AT, Prime MB (2013) The contour method. *practical residual stress measurement methods*. Wiley, West Sussex, pp 109–138
- Kjer WJHM (2010) Evaluation of surface registration algorithms for PET motion correction
- MATLAB and Statistics Toolbox Release (2012b) The MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States. Csaps function, Cubic smoothing spline

TAKING RESIDUAL STRESSES INTO ACCOUNT INTO LOW CYCLE FATIGUE DESIGN UNDER CONFINED PLASTICITY

Keywords: low-cycle fatigue, residual stresses, simplified method in confined plasticity, elastoplastic behaviour law with threshold, Morrow criterion, fatigue life, local approach, load ratio

Residual stresses are inherent to the manufacturing processes and can have a strong effect on the fatigue life of structures. Therefore, they shall be taken into account in fatigue design. In this PhD thesis, a fast design method is developed to take residual stresses into account in low cycle fatigue, either under tensile or compressive loadings. The main idea is to calculate analytically the stabilised stress-strain curve, at the critical point, by using a simplified method for confined plasticity. This method is based on a localisation law that extends energetic methods like Neuber to general multiaxial stress states. The localization law links the applied load to the local load at the critical point. It has to be identified on a finite element analysis of the structure under monotonic load.

For this purpose, the elasto-plastic behaviour of the material is characterised from one single tensile test with loadings-unloadings. The behaviour law, identified sequentially, includes isotropic and kinematic hardenings with thresholds. This improves the stabilised mean stress prediction, which is used in the proposed fatigue criterion to represent the influence of the load ratio on the fatigue life. This criterion is identified on purely alternated tests ($R_\epsilon = -1$), and then validated under various tensile load ratios ($R_\epsilon > -1$) as well as compressive load ratios ($R_\epsilon < -1$).

The methodology is validated on plate specimens with two semi-circular notches, which initially present different residual stresses states. The experimental evolution of local stresses during cyclic compressive ($R_o = -\infty$) and tensile ($R_o = 0$) repeated applied loads have been studied experimentally and compared to the numerical and analytical predictions. The same work has been achieved on the fatigue lives predictions. It shows that a slight conservatism, independent from the load ratio and the initial state, is obtained. Finally, an application of the method on T-Joints is realised to enlarge the scope of the method.

PRISE EN COMPTE DES CONTRAINTES RESIDUELLES DANS LE DIMENSIONNEMENT EN FATIGUE OLIGOCYCLIQUE PAR DES METHODES SIMPLIFIEES

Mots-clefs : fatigue à faible nombre de cycles, contraintes résiduelles, méthodes simplifiées en plasticité confinée, loi de comportement élasto-plastique à seuil, critère de Morrow, rapport de charge

Les contraintes résiduelles, introduites lors de la fabrication des pièces mécaniques, influent sur leur durée de vie en fatigue. Ce travail vise à développer une méthode de dimensionnement rapide en fatigue oligocyclique permettant leur prise en compte, aussi bien sous chargement de traction que de compression. L'idée principale est de calculer analytiquement le cycle stabilisé uniquement au point critique de la structure à l'aide d'une méthode simplifiée en plasticité confinée. Cette dernière est basée sur une loi de localisation, qui étend les méthodes énergétiques de type Neuber au cas général multiaxial. La loi de localisation permet de relier le chargement appliqué à la structure à celui observé localement au point critique. Elle est calibrée à l'aide d'une simulation par éléments finis sous chargement monotone de la structure.

Pour cela, le comportement élasto-plastique du matériau est d'abord caractérisé à partir d'un essai de traction avec charges-décharges. A l'aide de ce seul essai, la loi de comportement est identifiée de manière séquentielle, en utilisant des écrouissages cinématique et isotrope à seuil. Ce seuil permet d'améliorer la prévision de la contrainte moyenne stabilisée, utilisée dans le critère de fatigue proposé. Ce dernier a été identifié sur des essais purement alternés ($R_\epsilon = -1$), puis validé pour des chargements de traction alternée ($R_\epsilon > -1$) et de compression alternée ($R_\epsilon < -1$).

L'application de la démarche en plasticité confinée est réalisée sur des éprouvettes à double encoche présentant initialement différents états de contraintes résiduelles. L'évolution des contraintes locales sous chargement cyclique nominal de traction répétée ($R_o = 0$) ou de compression répétée ($R_o = -\infty$) est mesurée. Cette évolution est ensuite comparée aux prévisions numériques et analytiques obtenues à l'aide de la loi de comportement et de la méthode simplifiée. L'application du critère de fatigue aux données stabilisées prévues par les modèles a permis d'obtenir des durées de vie avec un conservatisme indépendant du rapport de charge et de l'état initial. Enfin, une application de la démarche complète sur des joints soudés en T a été réalisée afin d'élargir le spectre d'application de la méthode.