

THÈSE

pour l'obtention du Grade de

DOCTEUR DE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE MÉCANIQUE ET D'AÉROTECHNIQUE

(Diplôme national – Arrêté du 7 août 2006)

École doctorale : Sciences et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Énergétique et
Aéronautique

Secteur de Recherche : Mécanique des Solides, des Matériaux,
des Structures et des Surfaces

Présentée par :

Fabricio DAL CERO COELHO

Maîtrise de la tenue en fatigue des cordons de soudure

Directeurs de thèse : **Yves NADOT et Damien HALM**

Soutenue le 22 Octobre 2014
Devant la Commission d'Examen

- JURY -

S. CALLOCH	Professeur, LMBS, ENSTA Bretagne, Brest	<i>Président</i>
T. PALIN-LUC	Professeur, I2M, Arts et Métiers ParisTech, Bordeaux	<i>Rapporteur</i>
H. MAITOURNAM	Professeur, UME, ENSTA ParisTech, Palaiseau	<i>Rapporteur</i>
A. BIGNONNET	Docteur, André Bignonnet Consulting, Beaulieu sur Layon	<i>Examineur</i>
Y. NADOT	Professeur, DPMM-P', ISAE – ENSMA, Poitiers	<i>Examineur</i>
D. HALM	Professeur, DPMM-P', ISAE – ENSMA, Poitiers	<i>Examineur</i>

Invités

S. BOUYAUX

Ingénieur, CTC – RENAULT, Le Mans

J-L. BREAT

Expert Soudure et Fatigue, CTC – RENAULT, Le Mans

C. BREMONT

Expert Soudure, CTC – RENAULT, Le Mans

À mes parents Armando et Selis,
À Emilie,
À mes amis ...

Remerciements

Ce travail s'inscrit dans le cadre d'une thèse CIFRE réalisée en partenariat entre le Département de Physique et Mécanique de Matériaux de l'Institut P' (DPMM-P'), à l'École Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique (ENSMA), et le Centre Technique du Châssis de Renault Le Mans (CTC-Renault). Je tiens à remercier l'ancien directeur de l'axe Jean-Claude Grandidier pour m'avoir permis de réaliser ce travail dans les meilleures conditions.

Je remercie Sylvain Calloch de m'avoir fait l'honneur de présider mon jury de thèse, ainsi que Thierry Palin-Luc et Habibou Maitournam d'avoir accepté d'être les rapporteurs de ma thèse et de l'intérêt porté à mes travaux. Je remercie également André Bignonnet d'avoir apporté son expertise industrielle à mon jury.

Je remercie chaleureusement mon équipe d'encadrement, répartie au sein du DPMM-P' et du CTC-Renault, qui m'a soutenu avec leur expertise dans les différents domaines de ma thèse et m'a laissé une grande liberté de travail.

Mes remerciements s'adressent particulièrement à Yves Nadot et Damien Halm pour leur disponibilité, leur implication et leur convivialité. Les remarques d'Yves m'ont stimulé à aller toujours plus loin dans mes analyses. Son sens de l'expérimental et son recul scientifique ont été primordiaux pour la mise en place des campagnes d'essais réalisées. Je suis également très reconnaissant envers Damien pour l'attention consacrée à mes travaux et pour sa réactivité remarquable. Ses compétences scientifiques et sa pédagogie ont été essentielles dans l'analyse des problématiques les plus complexes.

Je remercie sincèrement mes encadrants industriels Jean-Louis Bréat et Stéphane Boyaux. Leur implication et leur professionnalisme m'ont permis de réaliser ce travail dans les meilleures conditions. Jean-Louis a su m'apporter toute son expérience dans le domaine de la soudure et de la fatigue, son implication et son soutien ont été essentiels pour le bon déroulement de ma thèse. Je garderai ses précieux conseils tout au long de ma vie professionnelle en industrie. Je remercie Stéphane pour l'intérêt porté à mes travaux qui m'a motivé tout au long du chemin, son avis éclairé sur les pratiques de calcul Renault m'a permis de mieux comprendre les enjeux de mon travail et d'avoir des repères et des points de comparaison.

Je tiens à remercier les équipes « Soudure » et « Calcul » du CTC Renault Le Mans, spécialement Christian Brémont, Frédéric Gautier, Bastien Baur et Aude Besnard. Je remercie également l'équipe « Proto » pour leur soutien dans la fabrication d'éprouvettes soudées.

Mes pensées s'adressent également à toutes les personnes que j'ai pu croiser au sein du DPMM-P' pour leur soutien et leur sympathie. Je ne pourrais pas oublier de remercier les équipes technique, administrative, ainsi que l'atelier du DPMM-P'. Je remercie particulièrement Denis, Guillaume, Anne-Laure, Florence, Mikael, Damien, David, Brigitte,

Eliane, Francine, Jacques, Jean-Louis et Laurent. J'aurai également une pensée particulière à tous les doctorants, les stagiaires et à l'ATEM. Je remercie particulièrement Sylvain Lechoix qui a contribué directement à ces travaux de thèse pendant son stage.

Merci à mes partenaires de sport, Florent, Danilo, Ousseynou, Pierre et Jonathan. Nos séances matinales ont joué un rôle primordial dans la gestion du stress et, en conséquence, sur mes travaux de thèse. Merci à Davi pour la camaraderie et pour son soutien lors de ma soutenance.

J'adresse mes sincères remerciements à Émilie pour sa compréhension, sa patience et son aide. Son soutien tout au long de mon parcours de thèse a été adorable.

Enfin, je me permets d'écrire quelques mots en portugais afin de remercier mes parents, mes plus grands supporters : « Armando et Selis, vocês são o meu maior exemplo de trabalho e perseverança, sem vocês nada disto seria possível. Muito obrigado por todo o apoio e o incentivo que me foi dado, sou muito grato a Deus e a vocês por tudo que alcancei. »

« Quand on vise le sommet de la montagne, peu importe les pierres que se trouvent sur
le chemin. »

Proverbe Oriental (Cité constamment par mon père)

INTRODUCTION	- 13 -
CHAPITRE I - Quelques éléments sur la fatigue de joints soudés sous chargement complexe	- 21 -
I.1. Particularités des assemblages mécano-soudés.....	- 21 -
I.1.1. Terminologie des joints soudés et des moustaches	- 22 -
I.1.2. Particularités des joints soudés vis-à-vis de la fatigue.....	- 24 -
I.1.2.1. Hétérogénéité du matériau.....	- 25 -
I.1.2.2. Contraintes résiduelles et effet du rapport de charge.....	- 26 -
I.1.2.3. Défauts de fabrication.....	- 29 -
I.1.3. Considérations complémentaires.....	- 30 -
I.2. Différentes approches pour la fatigue des assemblages soudés	- 31 -
I.2.1. Méthode de la contrainte nominale	- 31 -
I.2.2. Méthode de la contrainte structurale	- 32 -
I.2.3. Méthode de la contrainte locale équivalente	- 34 -
I.2.4. Méthode Fayard	- 34 -
I.2.5. Méthodes Renault.....	- 36 -
I.2.5.1. Méthode « maillage Fayard»: Analyse rapide	- 36 -
I.2.5.2. Méthode Local / Global : Analyse approfondie.....	- 37 -
I.2.6. Synthèse et analyse.....	- 39 -
I.3. Critères d'endurance multiaxiaux	- 43 -
I.3.1. Critère de Dang Van.....	- 43 -
I.3.2. Critère de Crossland.....	- 44 -
I.3.3. Critère de Vu.....	- 45 -
I.3.4. Synthèse et analyse.....	- 47 -
I.4. Extension vers la prédiction de la durée de vie	- 49 -
I.4.1. Règles de cumul de dommage linéaire de Miner	- 49 -
I.4.2. Règles de cumul de dommage non linéaire	- 50 -
I.4.2.1. Loi de cumul non linéaire de Chaboche	- 50 -
I.4.2.2. Damage Curve Approach (DCA)	- 51 -
I.4.3. Modèle d'endommagement de Vu	- 54 -
I.4.4. Synthèse et analyse.....	- 59 -
I.5. Méthodes pour la prise en compte d'entailles.....	- 61 -
I.5.1. Méthode de la distance critique.....	- 61 -
I.5.2. Méthode du gradient (DSG).....	- 62 -
I.5.3. Méthode de l'intégration en volume.....	- 63 -
I.5.4. Synthèse et analyse.....	- 64 -
I.6. Synthèse de l'étude bibliographique	- 65 -
CHAPITRE II - Fatigue multiaxiale de l'acier C35 : mécanismes d'endommagement et simulation de la durée de vie	- 71 -
II.1. Introduction.....	- 71 -

II.2. Matériau et techniques expérimentales.....	- 71 -
II.2.1. Matériau de l'étude : acier C35.....	- 71 -
II.2.2. Préparation des éprouvettes	- 72 -
II.2.3. Essais mécaniques.....	- 74 -
II.2.4. Technique de réplique.....	- 75 -
II.3. Le spectre automobile étudié (Spectre RNT).....	- 76 -
II.3.1. Spectre théorique	- 77 -
II.3.2. Description des essais et résultats expérimentaux.....	- 79 -
II.3.3. Correction du spectre avec les valeurs réelles.....	- 80 -
II.4. Étude de l'endommagement sous un chargement de type « spectre automobile » et influence des surcharges (Incidentels).....	- 83 -
II.4.1. Influence des surcharges (« Incidentels ») sur la durée de vie en fatigue	- 83 -
II.4.2. Amorçage et propagation de l'endommagement	- 84 -
II.4.3. Influence des surcharges sur la non linéarité de l'évolution des fissures.....	- 89 -
II.4.4. Évolution de la plasticité suite aux surcharges.....	- 91 -
II.4.5. Synthèse.....	- 93 -
II.5. Simulation de la durée de vie sous spectre automobile des éprouvettes lisses en acier C35	- 95 -
II.5.1. Étude d'une méthodologie type « critère de fatigue ».....	- 95 -
II.5.1.1. Identification des courbes S-N de référence.....	- 96 -
II.5.1.2. Identification du critère de Vu pour l'acier C35	- 99 -
II.5.1.3. Application du critère de Vu avec cumul de dommage linéaire.....	- 101 -
II.5.1.3.A. Simulation de la durée de vie et Influence du choix de la courbe S-N	- 101 -
II.5.1.4. Application du critère de Vu avec cumul de dommage non linéaire « DCA »	- 104 -
II.5.1.4.A. Influence des paramètres	- 105 -
II.5.1.4.B. Identification de paramètres et simulation de la durée de vie	- 110 -
II.5.1.5. Confrontation à la méthode Renault.....	- 113 -
II.5.2. Étude d'une méthodologie type « Modèle d'endommagement ».....	- 115 -
II.5.2.1. Identification des paramètres du modèle d'endommagement de Vu pour l'acier C35... -	115 -
II.5.2.2. Simulation de la durée de vie	- 118 -
II.5.3. Synthèse.....	- 120 -
CHAPITRE III - Estimation de la durée de vie de joints soudés soumis à un spectre automobile complexe.....	- 120 -
III.1. Introduction	- 120 -
III.2. Matériau et techniques expérimentales	- 120 -
III.2.1. Éprouvette soudée MS4 (Géométrie et Matériau)	- 120 -
III.2.2. Mise en place des essais mécaniques et conception des montages.....	- 120 -
III.2.2.1. Dispositif expérimental de traction.....	- 120 -
III.2.2.2. Dispositif expérimental de flexion.....	- 120 -
III.2.3. Éprouvette instrumentée	- 120 -
III.2.4. Scanner 3D de la géométrie du cordon.....	- 120 -
III.2.5. Méthode de découpe pour étude du cordon	- 120 -

III.2.6. Technique de ressuage fluorescent	- 120 -
III.3. Traction monotone de l'éprouvette MS4.....	- 120 -
III.4. Étude du comportement de l'éprouvette soudée MS4 sous un chargement à amplitude constante	- 120 -
III.4.1. Définition d'un critère d'arrêt à l'amorçage	- 120 -
III.4.2. Influence des moustaches et de la direction de soudage sur le profil de fissuration	- 120 -
III.4.3. Traction.....	- 120 -
III.4.4. Flexion.....	- 120 -
III.4.5. Influence du rapport de charge et relaxation des contraintes résiduelles	- 120 -
III.4.6. Influence de la métallurgie et de la microstructure.....	- 120 -
III.4.7. Synthèse.....	- 120 -
III.5. Étude du comportement de l'éprouvette soudée MS4 sous un chargement type « spectre automobile à amplitude variable »	- 120 -
III.5.1. Spectre automobile uniaxial à amplitude variable	- 120 -
III.5.2. Traction.....	- 120 -
III.5.3. Flexion.....	- 120 -
III.5.4. Influence des cycles « Incidentels »	- 120 -
III.5.5. Synthèse.....	- 120 -
III.6. Modèle éléments finis et conditions aux limites	- 120 -
III.6.1. Étude de la géométrie du cordon de soudure	- 120 -
III.6.1.1. Définition de paramètres géométriques	- 120 -
III.6.1.2. Variabilité de la racine.....	- 120 -
III.6.2. Modèle éléments finis 3D.....	- 120 -
III.6.2.1. Étude des conditions de limites du modèle EF	- 120 -
III.6.3. Modèle 2D simplifié.....	- 120 -
III.7. Influence de la variabilité du cordon de soudure	- 120 -
III.7.1. Traction.....	- 120 -
III.7.2. Flexion.....	- 120 -
III.7.3. Synthèse.....	- 120 -
III.8. Proposition d'une méthodologie de calcul pour des assemblages soudés soumis à un spectre automobile complexe.....	- 120 -
III.8.1. Application locale de critère de Vu sur assemblages soudés.....	- 120 -
III.8.1.1. Identification des paramètres	- 120 -
III.8.1.2. Prédiction de la limite de fatigue	- 120 -
III.8.1.3. Extension vers la prédiction de la durée de vie.....	- 120 -
III.8.2. La méthode «Weld Stress Gradient – WSG»	- 120 -
III.8.2.1. Formulation.....	- 120 -
III.8.2.2. Identification des paramètres WSG avec critère de Vu	- 120 -
III.8.2.3. Prédiction de la limite de fatigue	- 120 -
III.8.2.4. Extension vers la prédiction de la durée de vie.....	- 120 -
III.8.3. Simulation de la durée de vie pour des chargements à amplitude constante et confrontation à l'actuelle méthode utilisée par Renault.....	- 120 -
III.8.4. Simulation de la durée de vie sous spectre automobile	- 120 -

III.8.4.1. Étude du domaine des blocs du spectre de chargement et des Courbes de Wöhler-	120
-	
III.8.4.2. Simulation de la durée de vie avec une règle de cumul linéaire	120 -
III.8.4.3. Simulation de la durée de vie avec la règle de cumul non linéaire « Damage Curve Approach ».....	120 -
III.8.5. Intégration à la chaîne de calcul Renault	120 -
III.8.6. Synthèse.....	120 -
CONCLUSION GÉNÉRALE.....	120 -
BIBLIOGRAPHIE	120 -

INTRODUCTION

L'objectif de cette thèse, réalisée en partenariat avec le Centre Technique du Châssis - Renault Le Mans, est de développer une méthodologie de calcul de la durée de vie à l'amorçage adaptée aux pièces châssis mécano-soudées soumises à des chargements multiaxiaux à amplitude variable.

Les éléments de liaison au sol subissent en service des chargements multiaxiaux à amplitude variable situés majoritairement dans le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles ($10^6 - 10^8$). Néanmoins, des évènements exceptionnels dans le domaine de la fatigue oligocyclique ($1 - 10^4$) peuvent se produire. Ce type d'évènement est appelé « incidentel » et peut être représenté par un fort impact dans les roues, comme le passage dans un « nid de poule » ou la montée d'un trottoir. L'analyse de ce type de sollicitation étant complexe, le chargement est souvent modélisé par un spectre de type « automobile », combinant les cycles normaux de roulage et les cycles « incidentels ». Ce spectre, périodique et représentatif des sollicitations rencontrées en service, peut être ensuite utilisé pour les validations expérimentales et le calcul.

A cet environnement mécanique complexe, s'ajoute le fait que les châssis automobiles sont composés en majorité par des pièces mécano-soudées. Par leur géométrie particulière et les transformations induites par le procédé de fabrication (contraintes résiduelles, gradient de matériau / microstructure), les joints soudés sont des sites privilégiés d'amorçage et de propagation de fissures en fatigue.

L'institut international de la soudure [IIW, 2008] (International Institute of Welding - IIW) propose une série de méthodologies bien adaptées à l'application industrielle. Ces méthodologies ont en commun une identification de paramètres réalisée directement sur des pièces soudées. Ce type de stratégie permet de simplifier la démarche de calcul par la prise en compte indirecte des phénomènes complexes impliqués dans la fatigue de joints soudés (contraintes résiduelles, gradient matériau / microstructure...). Toutefois, ces méthodologies présentent une série de limitations dans le contexte du châssis automobile. Le chargement multiaxial n'est pas intégré de façon explicite et le possible cumul non linéaire induit par le chargement à amplitude variable incluant les cycles incidentels n'est pas étudié. La prise en compte de l'effet d'entaille induit par la géométrie du joint soudé est réalisée d'une façon assez généraliste et inadaptée aux géométries complexes du châssis automobile.

Fayard [Fayard, Bignonnet, & Dang Van, 1996] s'est intéressé à ces limitations et a proposé une méthodologie comprenant des règles spécifiques de maillage et le critère d'endurance de Dang Van [K. Dang Van, 1973]. Les règles de maillage permettent

l'obtention d'une contrainte de conception en pied de cordon intégrant l'effet du gradient de contraintes. Le critère de fatigue, identifié sur des pièces soudées, apporte la prise en compte du chargement multiaxial. Néanmoins, l'application de cette méthodologie dans le contexte de calcul Renault a révélé une série d'inadéquations. Les règles de maillage ne sont pas toujours adaptées aux pièces étudiées et la rupture en racine du joint soudé n'est pas prise en compte. Ensuite, l'amélioration de la prédiction des cas de chargements multiaxiaux apportée par le critère de Dang Van s'est révélée insuffisante par rapport l'augmentation de la complexité et le temps de calcul. Comme dans les méthodologies proposées par l'IIW, cette méthodologie n'intègre pas le cumul de dommage non linéaire.

Ainsi, une méthodologie alternative, développée dans cette thèse, devra être capable d'intégrer le chargement multiaxial à amplitude variable, la prise en compte du cumul de dommage non linéaire et les effets liés à la géométrie et à la métallurgie du joint soudé, tout en respectant les contraintes du contexte industriel.

Afin de découpler les incertitudes, cette étude est divisée en deux parties comme le présente la Figure 0-1.

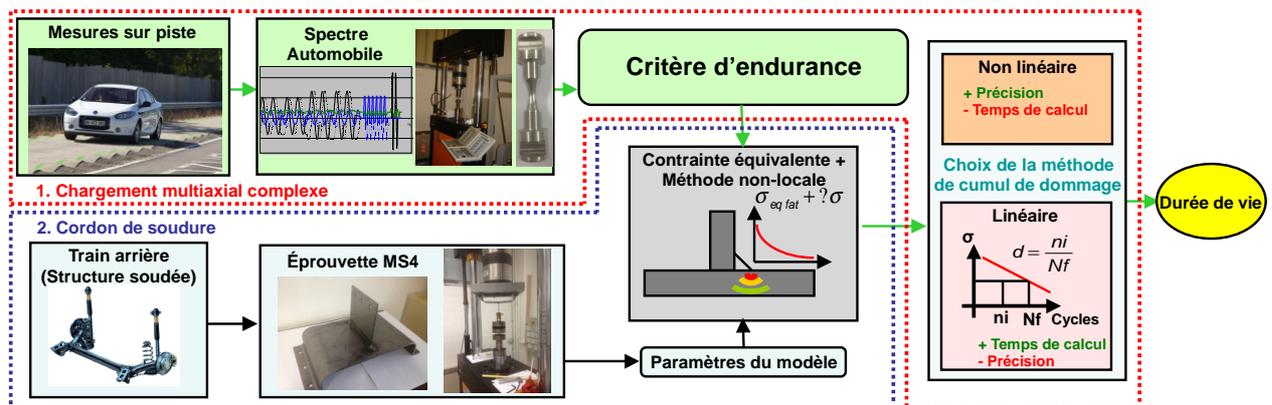


Figure 0-1 Schéma d'articulation de l'étude

La première partie se concentre sur le chargement multiaxial complexe. L'objectif sera de définir la méthodologie de calcul en fatigue la plus adaptée au spectre de type « automobile » étudié. Cette étude sera réalisée sur un matériau école, l'acier C35, à l'aide d'un spectre multiaxial d'amplitude variable dérivé des « spectres » de validation utilisés par Renault. Différentes méthodologies seront comparées afin de sélectionner les plus pertinentes pour le passage aux assemblages soudés.

La deuxième partie s'intéressera aux caractéristiques particulières des assemblages soudés. Cette étude se déroulera autour de la « mini-structure » soudée « MS4 », représentative des pièces de liaison au sol et du procédé de fabrication. Une campagne

d'essais en amplitude constante et en amplitude variable permettra d'analyser l'influence des contraintes résiduelles, du gradient du matériau / microstructure, de la géométrie locale et du cumul de dommage non linéaire sur le comportement en fatigue de l'éprouvette soudée. Les deux parties de l'étude seront ensuite combinées dans le but de développer une méthodologie adaptée au calcul en fatigue des joints soudés soumis à un chargement multiaxial à amplitude variable.

Le manuscrit se compose de trois chapitres.

Le premier chapitre présentera quelques éléments généraux sur la fatigue des joints soudés. La première partie du chapitre s'intéresse aux particularités des joints soudés ayant une influence significative sur la tenue en fatigue des structures. Nous allons, ensuite, nous intéresser aux méthodologies de calcul en fatigue d'assemblages soudés les plus répandus dans l'industrie et leur application dans le contexte du châssis Renault. Cette analyse permet d'identifier les limites des méthodologies existantes et de dégager trois perspectives de travail : la prise en compte du chargement multiaxial, le cumul de dommage non linéaire et l'intégration dans le calcul des caractéristiques géométriques et métallurgiques du joint soudé. Ainsi, la dernière partie du chapitre abordera un contexte plus général des méthodologies ayant un potentiel à surmonter ces limites.

Le chapitre II s'intéressera au chargement multiaxial complexe. Le comportement d'un matériau école, l'acier C35, est étudié sous un spectre de chargement complexe de type « automobile ». Différentes méthodes de prévision de la durée de vie sont ensuite comparées sous deux critères : la qualité de prédictions de la durée de vie et les perspectives d'utilisation dans le contexte du calcul de structures industrielles. En raison de leur bonne qualité de prévision, associée à une manipulation simple et des temps de calcul réduits, nous allons nous intéresser particulièrement aux approches basées sur les invariants de contrainte, dont le critère de Crossland [Crossland, 1956] et le critère de Vu [Vu, Halm, & Nadot, 2010]. La modélisation de l'évolution du dommage sera étudiée à l'égard de trois niveaux de complexité : la règle de cumul linéaire de [Miner, 1945], la règle de cumul non linéaire « DCA » proposée par [Halford & Manson, 1985] et le modèle d'endommagement incrémental de Vu [Vu, Halm, & Nadot, 2014]. Ce chapitre nous permettra de dégager les méthodologies ayant un potentiel à l'application sur des joints soudés.

Le chapitre III s'intéressera à l'intégration des caractéristiques particulières du joint soudé à la démarche de calcul développé dans le chapitre II. L'objectif sera de proposer une méthodologie capable de prendre en compte l'impact des caractéristiques géométriques et métallurgiques du joint soudé sous une forme simple et maniable. L'analyse s'articulera autour de la confrontation des calculs EF et des essais de fatigue en amplitude constante et en

spectre « automobile ». Cette étude sera réalisée à l'aide de la « mini-structure » soudée « MS4 », conçue spécialement pour être représentative des pièces de liaison au sol et du procédé de fabrication.

– CHAPITRE I –

**Quelques éléments sur la fatigue de joints
soudés sous chargement complexe**

I.1. Particularités des assemblages mécano-soudés	- 21 -
I.1.1. Terminologie des joints soudés et des moustaches	- 22 -
I.1.2. Particularités des joints soudés vis-à-vis de la fatigue.....	- 24 -
I.1.2.1. Hétérogénéité du matériau.....	- 25 -
I.1.2.2. Contraintes résiduelles et effet du rapport de charge.....	- 26 -
I.1.2.3. Défauts de fabrication.....	- 29 -
I.1.3. Considérations complémentaires.....	- 30 -
I.2. Différentes approches pour la fatigue des assemblages soudés	- 31 -
I.2.1. Méthode de la contrainte nominale	- 31 -
I.2.2. Méthode de la contrainte structurale	- 32 -
I.2.3. Méthode de la contrainte locale équivalente	- 34 -
I.2.4. Méthode Fayard	- 34 -
I.2.5. Méthodes Renault.....	- 36 -
I.2.5.1. Méthode « maillage Fayard»: Analyse rapide	- 36 -
I.2.5.2. Méthode Local / Global : Analyse approfondie.....	- 37 -
I.2.6. Synthèse et analyse.....	- 39 -
I.3. Critères d'endurance multiaxiaux	- 43 -
I.3.1. Critère de Dang Van.....	- 43 -
I.3.2. Critère de Crossland	- 44 -
I.3.3. Critère de Vu	- 45 -
I.3.4. Synthèse et analyse.....	- 47 -
I.4. Extension vers la prédiction de la durée de vie	- 49 -
I.4.1. Règles de cumul de dommage linéaire de Miner	- 49 -
I.4.2. Règles de cumul de dommage non linéaire	- 50 -
I.4.2.1. Loi de cumul non linéaire de Chaboche	- 50 -
I.4.2.2. Damage Curve Approach (DCA)	- 51 -
I.4.3. Modèle d'endommagement de Vu	- 54 -
I.4.4. Synthèse et analyse.....	- 59 -
I.5. Méthodes pour la prise en compte d'entailles	- 61 -
I.5.1. Méthode de la distance critique	- 61 -
I.5.2. Méthode du gradient (DSG).....	- 62 -
I.5.3. Méthode de l'intégration en volume.....	- 63 -
I.5.4. Synthèse et analyse.....	- 64 -
I.6. Synthèse de l'étude bibliographique	- 65 -

CHAPITRE I - Quelques éléments sur la fatigue de joints soudés sous chargement complexe

L'objectif de cette étude est de développer une méthodologie pour le calcul en fatigue dédié aux assemblages soudés soumis à un spectre de chargement complexe. Cette méthodologie doit être suffisamment riche pour assurer la prise en compte du chargement multiaxial à amplitude variable et des particularités du joint soudé. D'autre part, le contexte industriel impose une manipulation assez simple et des temps de calcul raisonnables pour un bureau d'études à l'échelle d'une structure.

La première partie de ce chapitre sera consacrée à présenter les particularités des assemblages soudés et leur impact sur le comportement en fatigue. Nous allons ensuite étudier les méthodes de calculs développées spécifiquement pour les assemblages soudés les plus répandues en industrie et tenter d'identifier les ouvertures pour la présente étude. Cette analyse permettra également de dégager les enjeux scientifiques de la thèse.

La deuxième partie du chapitre sera dédiée à explorer des méthodologies présentant un intérêt pour l'outil de calcul étudié, selon trois points clés : (i) la prise en compte du chargement multiaxial, (ii) la prise en compte du cumul de dommage non linéaire et (iii) la prise en compte de l'entaille géométrique générée par la géométrie particulière du joint soudé.

1.1. Particularités des assemblages mécano-soudés

Le principe de la soudure à l'arc repose sur l'élévation de la température au point de fusion par l'utilisation d'un arc électrique. La soudure à l'arc se décline en différents procédés. Nous pouvons citer notamment la soudure à l'électrode enrobée, la soudure TIG (Tungsten Inert Gas), la soudure MIG-MAG (Metal Inert Gas – Metal Active Gas) et la soudure plasma. Dans le contexte de cette thèse, nous allons nous intéresser particulièrement au procédé de soudure MAG (Metal Active Gas), couramment utilisé pour la fabrication de pièces châssis.

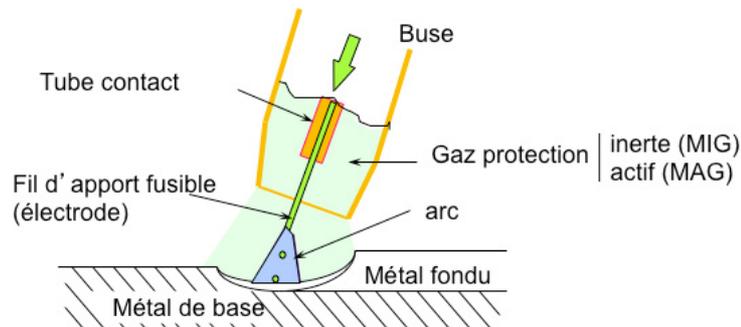


Figure I-1 Procédé de soudure MIG/MAG [Bréat, 2010]

La soudure MIG/MAG utilise comme électrode un fil fusible. La zone de soudage est protégée par un gaz inerte (argon ou hélium) dans le cas de la soudure MIG, ou actif (mélange

argon/CO₂ ou argon/oxygène) dans le cas de la soudure MAG. Les gaz inertes sont utilisés essentiellement pour les aciers inoxydables et alliages légers.

La première partie de cette section présentera la terminologie basique des assemblages soudés par cordon. Nous allons ensuite nous intéresser aux caractéristiques mécaniques et métallurgiques particulières de ces assemblages. La dernière partie présentera un aperçu des défauts de fabrication les plus courants ayant un impact sur la tenue mécanique des structures soudées.

I.1.1. Terminologie des joints soudés et des moustaches

Les joints soudés sont généralement classés selon la géométrie des éléments à assembler :

- joints bout à bout : les fibres neutres des éléments assemblés sont approximativement alignées (peu utilisé dans l'automobile) ;
- joint d'angle : les éléments assemblés présentent une orientation relative quelconque ;
- joint à clin : les éléments assemblés présentent un recouvrement.

Pour plus de précision, cette terminologie devra s'accompagner des indications complémentaires, comme par exemple :

- la pénétration : un assemblage à pleine pénétration (ou pleine épaisseur) présente une continuité optimale au niveau du joint soudé ;
- la symétrie : un assemblage contenant un seul cordon à pénétration partielle peut être nommé asymétrique, alors qu'un assemblage contenant deux cordons en opposition est considéré symétrique ;
- position du fibrage : dans le cas d'éléments obtenus par corroyage, la position du fibrage par rapport au cordon peut être employée. Nous avons ainsi l'assemblage « tranche sur tranche », l'assemblage « tranche sur peau » et l'assemblage « peau sur peau ».

Le tableau proposé par [Michel, 2009b] présente une bonne illustration de cette classification (Figure I-2). D'une façon plus générale, une nomenclature spécifique peut être adoptée pour faire référence à un détail constructif spécifique. Un exemple est le terme assemblage en « T », couramment utilisé pour décrire un assemblage en angle constitué par deux plaques soudées à 90 degrés « tranche sur peau ».

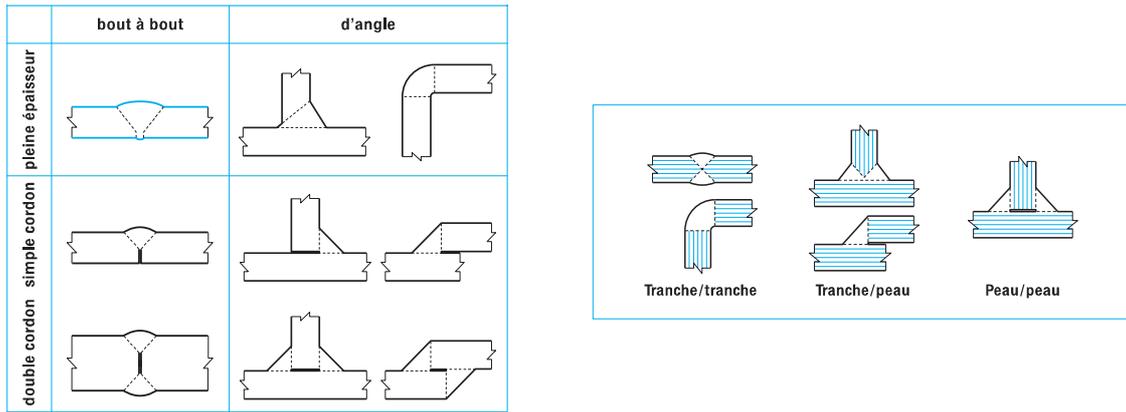


Figure I-2 Terminologie et forme d'assemblages soudés par cordon [Michel, 2009b]

La Figure I-3 présente la terminologie employée pour caractériser le joint soudé. La région en proximité du cordon de soudure est caractérisée par trois zones particulières :

- matériau de base (MB) : matériau constitutif des éléments à souder ;
- zone fondue (ZF) : composé du métal d'apport (le matériau constitutif de l'électrode utilisé dans le procédé de soudage) et de la partie du métal de base fondue ;
- zone affectée thermiquement (ZAT) : région du matériau de base qui n'est pas rentrée en fusion, mais qui a subi une influence du cycle thermique de soudage.

En ce qui concerne l'interface entre le cordon et les tôles soudées, on appelle pied de cordon la ligne située sur la face correspondant à la séparation entre le métal de base et la zone fondue. La racine du cordon correspond à la région de l'assemblage jusqu'où le métal d'apport a pénétré.

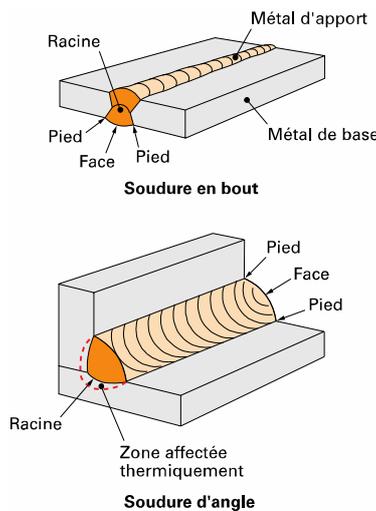


Figure I-3 Terminologie du joint soudé [Muzeau, 2009]

La formation et l'extinction de l'arc électrique lors de l'opération de soudage génère des défauts aux extrémités du cordon de soudure. On constate souvent un collage (faible cohésion) en début de cordon et un cratère à la fin (Figure I-4). Ces zones ne garantissant pas la tenue mécanique de la pièce, ne doivent être prises en compte que partiellement lors du calcul.

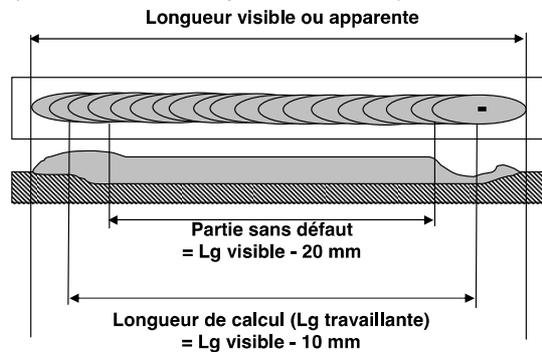


Figure I-4 Exemple des défauts en extrémité des cordons [Renault, 2008]

Afin d'améliorer le comportement mécanique de la structure et éviter des défauts aux extrémités, on peut se servir des « moustaches ». Cette technique consiste à dépasser la fin de la région à souder pour dégager la partie défectueuse du cordon à l'extérieur de la région chargée de la structure. La Figure I-5 présente les deux formes plus courantes de moustaches, la moustache droite et la moustache inclinée.

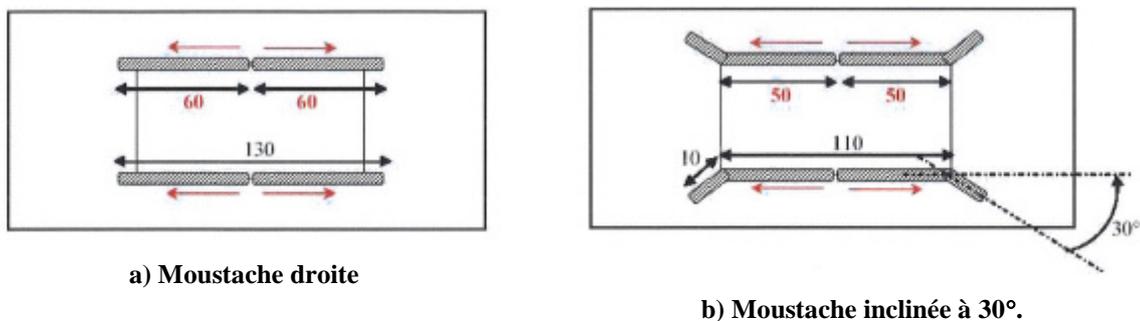


Figure I-5 « Moustaches » de soudure [CETIM, 2004]

I.1.2. Particularités des joints soudés vis-à-vis de la fatigue

Les assemblages soudés présentent une série de paramètres ayant une influence significative sur leur comportement en fatigue. Tout d'abord, la géométrie particulière du joint soudé peut créer des fortes concentrations de contraintes en racine et en pied de cordon. Ensuite, le cycle thermique, induit par le procédé de soudage, modifie la microstructure locale de l'assemblage et peut générer des contraintes résiduelles de l'ordre de la limite d'élasticité du matériau. Ainsi, lors d'un chargement cyclique, la région en proximité et le joint soudé lui-même constituent des zones préférentielles pour l'amorçage et la propagation de fissures.

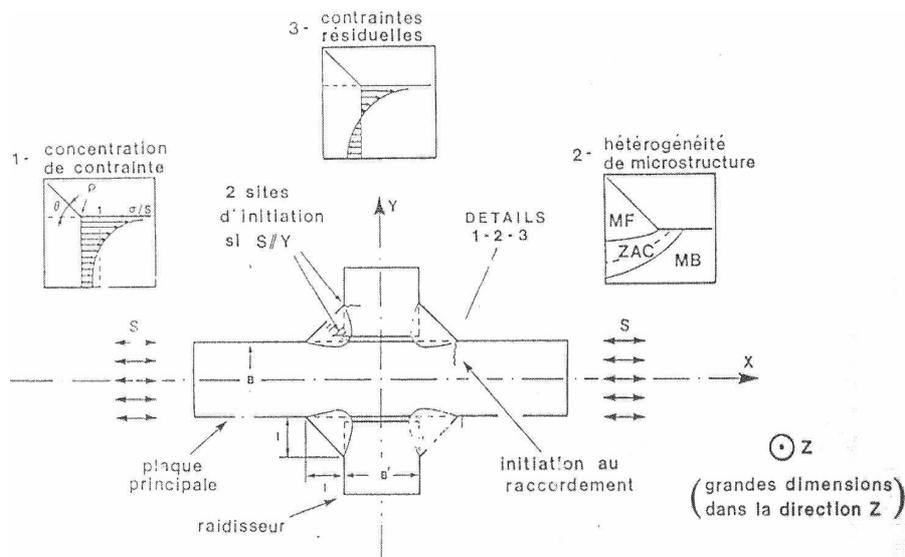


Figure I-6 Principaux paramètres ayant une influence sur le comportement de fatigue des joints soudés
[Institut de soudure, 2009]

I.1.2.1. Hétérogénéité du matériau

L'opération de soudage est caractérisée par un cycle thermique correspondant à un chauffage très rapide, un refroidissement plus ou moins rapide et des modifications structurales et chimiques au sein du matériau. Nous avons vu dans la partie I.1.1 que la région en proximité du cordon peut être divisée en trois zones : métal de base (MB), zone fondue (ZF) et zone affectée thermiquement (ZAT). Nous allons, maintenant, nous intéresser aux caractéristiques particulières de ces zones.

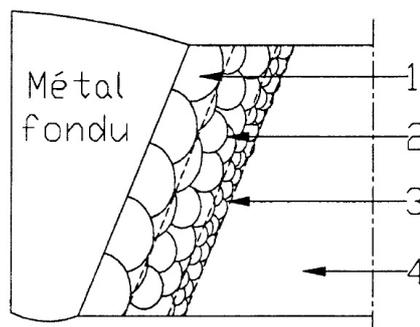


Figure I-7 Zones du cordon de soudure [Longaygue & Daly, 1994]

Selon [Longaygue & Daly, 1994] la nature de la structure métallique des zones en proximité du cordon dépend de la température maximale atteinte et de la cinétique de refroidissement. Les diagrammes de Transformation en Refroidissement Continu (TRC) permettent de caractériser les structures métalliques obtenues pour une nuance d'acier et des

conditions de soudage données. Toutefois, pour un acier standard, nous pouvons observer les caractéristiques suivantes :

- la zone fondue (métal fondu) présente des propriétés mécaniques médiocres et irrégulières ;
- dans la zone affectée thermiquement nous pouvons identifier trois zones différentes :
 - o zone 1 – zone de liaison (ou transition) : dans le voisinage de la zone fondue la température atteinte est très élevée (1200°C - 1500°C). Après refroidissement, on obtient des structures très grossières composées de constituants de trempe (martensite et bainite)
 - o zone 2 : dans cette zone la température atteinte est l'ordre de 850°C à 1200°C. Généralement, les cristaux sont extrêmement mélangés et le laminage disparaît. La grande vitesse de refroidissement peut créer des états trempés qui induisent un accroissement de la fragilité. L'épaisseur de cette zone n'excède généralement pas 1mm avec des électrodes ordinaires.
 - o zone 3 – zone de régénération : dans cette zone la température atteinte est de l'ordre de 700°C à 850°C. L'austénitisation partielle du métal lui apporte une structure à grains très fins, les états trempés et écrouis disparaissent ainsi que les tensions internes ;
- dans la zone 4, la température reste inférieure à 600°C – 700°C, on ne détecte pas de modification structurale visible.

Ces caractéristiques, combinées à la forte entaille géométrique formée par les pieds et la racine du joint soudé, rendent la zone fondue et la zone de liaisons (zone 1) particulièrement susceptibles à la fatigue.

I.1.2.2. Contraintes résiduelles et effet du rapport de charge

Cette section présentera d'une façon générale les mécanismes de création des contraintes résiduelles, leur distribution et leur impact sur le comportement en fatigue des joints soudés. La section III.4.5 présentera une analyse plus détaillée de ce phénomène dans le contexte de l'étude réalisée dans cette thèse.

Tout comme les transformations microstructurales présentées dans la partie I.1.2.1, les niveaux et la distribution des contraintes résiduelles sont directement liées à la nature du matériau et au cycle thermique du procédé de soudage, mais également à la géométrie de la structure et aux conditions de bridage.

Selon [Bouhelier & Lu, 1987] les contraintes résiduelles dans les soudures ont deux origines : les retraits empêchés et les transformations métallurgiques. Le chauffage local induit par le procédé de soudage provoque naturellement une dilatation du matériau en proximité de la source de chaleur qui peut être empêchée par la région restant froide adjacente

ou par la géométrie de l'assemblage. Ce phénomène induit une déformation viscoplastique en compression dans la zone chauffée. En refroidissant, le retrait empêché de la matière engendrera des contraintes résiduelles de traction dans le sens longitudinal et transversal du cordon. A cela nous pouvons ajouter les transformations de phase qui ont lieu au cours du soudage. Ces transformations peuvent entraîner des changements de volume importants générant ainsi des contraintes résiduelles supplémentaires.

[Masubuchi, 1980] propose une belle illustration de l'évolution des contraintes résiduelles au cours du cycle thermique de soudage. La Figure I-8 présente le schéma d'une plaque soudée (a) où la torche de soudage se déplace de la section D - D à la section A - A. Le graphique (b) présente le cycle thermique, alors que le graphique (c) présente la distribution des contraintes au long de la section étudiée. Nous pouvons observer la création des contraintes de compression dues à la dilation du matériau à la section A-A. Le processus se déroule ensuite comme présenté au paragraphe précédent jusqu'au refroidissement complet en D-D.

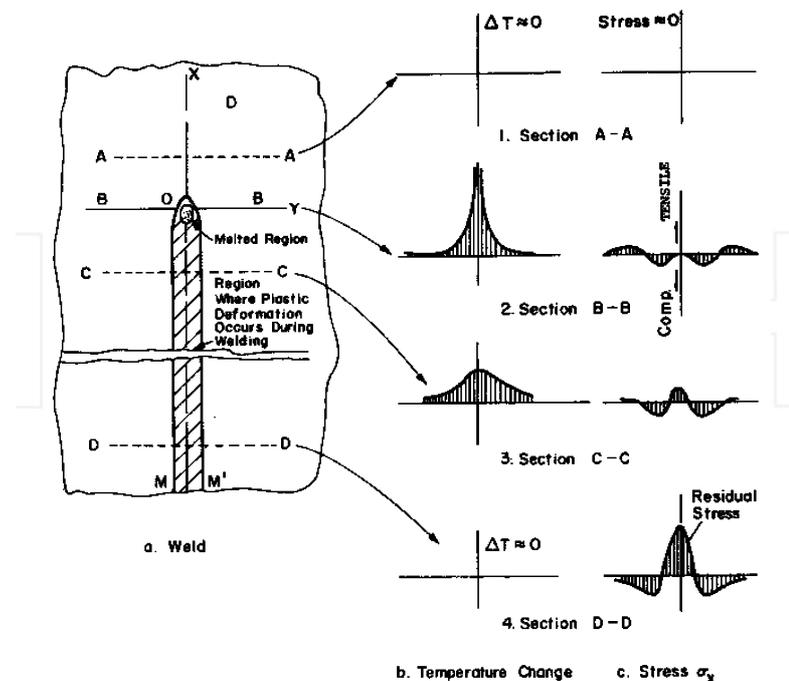


Figure I-8 Représentation schématique du cycle de soudage et des contraintes résiduelles

[Masubuchi, 1980]

Selon [Maddox, 1991], même si la distribution des contraintes résiduelles dans une structure soudée dépend d'une série de paramètres complexes, le principe des fortes contraintes de traction au cordon et à la région adjacente reste valable et peut être caractérisé à l'aide de la distribution idéalisée d'un joint bout-à-bout (Figure I-9).

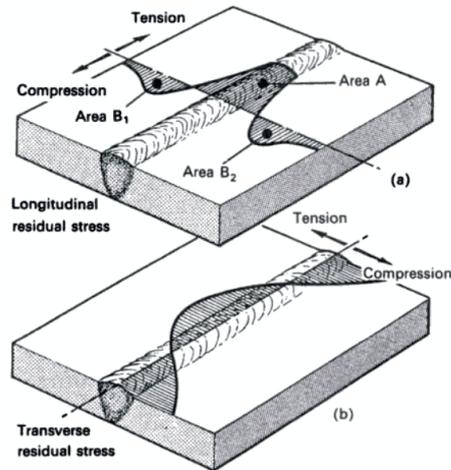


Figure I-9 Distribution typique de contraintes résiduelles dans un joint soudé [Maddox, 1991]

[Masubuchi, 1980] propose également quelques exemples des distributions des contraintes résiduelles théoriques pour des assemblages plus complexes (Figure I-10).

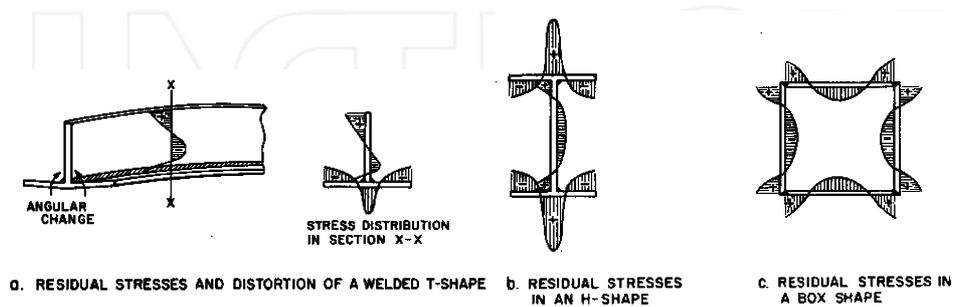


Figure I-10 Schématisation du profil de contraintes résiduelles pour des structures soudées

[Masubuchi, 1980]

Les contraintes résiduelles dans une structure soudée complexe peuvent atteindre des niveaux similaires à la limite d'élasticité du matériau. Selon [Maddox, 1991], la présence de ces contraintes résiduelles dans un joint soudé (brut de soudage, non détensionné) a deux conséquences importantes : (i) la rupture par fatigue peut avoir lieu pour des sollicitations de compression ; (ii) le comportement en fatigue est gouverné par l'étendue de la sollicitation, indépendamment de la valeur moyenne.

Les recommandations [IIW, 2008] et les normes [EUROCODE 3, 2000] conseillent de traiter le problème au cas par cas. Selon l'IIW, en absence d'informations précises sur la distribution de contraintes résiduelles dans les joints soudés brut de soudage, il est recommandé d'utiliser les courbes de Wöhler standardisées, écrites en étendue de contrainte indépendamment de la valeur moyenne de la sollicitation. Toutefois, pour les cas spécifiques, comme les pièces détensionnées et les composants de faible dimension où les contraintes

résiduelles sont négligeables, l'IIW propose une série de corrections pour la prise en compte de la contrainte moyenne.

Cette insensibilité à la valeur moyenne du chargement peut être expliquée par la relaxation des contraintes résiduelles suite à l'adaptation plastique de l'assemblage [Maddox, 1991; Michel, 2009a]. En effet, la relaxation des contraintes résiduelles se produira pour des niveaux où la somme algébrique du changement appliqué et des contraintes résiduelles atteignent la limite d'élasticité [Bignonnet, 1987].

En considérant un chargement cyclique hypothétique qui varie entre de 0 et σ_{Max} , appliqué sur une pièce contenant des contraintes résiduelles locales de l'ordre de la limite d'élasticité $\sigma_{R\acute{e}s_y}$, le chargement maximal résultant à ce point sera égal à $\sigma_{Max} + \sigma_{R\acute{e}s_y}$. Cette valeur résultante est supérieure à la limite d'élasticité, la déformation plastique locale produira, alors, la relaxation des contraintes résiduelles jusqu'au point où la limite d'élasticité n'est plus dépassée. Lors du retour du chargement appliqué à 0, la valeur sera localement égale à $\sigma_{R\acute{e}s_y} - \sigma_{Max}$. Ainsi, le chargement vu localement par la pièce varie entre $\sigma_{R\acute{e}s_y} - \sigma_{Max}$ et $\sigma_{R\acute{e}s_y}$ et la valeur de la contrainte moyenne sera différente de $\sigma_{Max}/2$. La Figure I-11 proposée par [Maddox, 1991] illustre ces propos pour un chargement de traction et de compression. En raison de forts niveaux de contraintes résiduelles présentes sur l'assemblage, le chargement vu localement par la pièce est identique pour les deux modes de sollicitation.

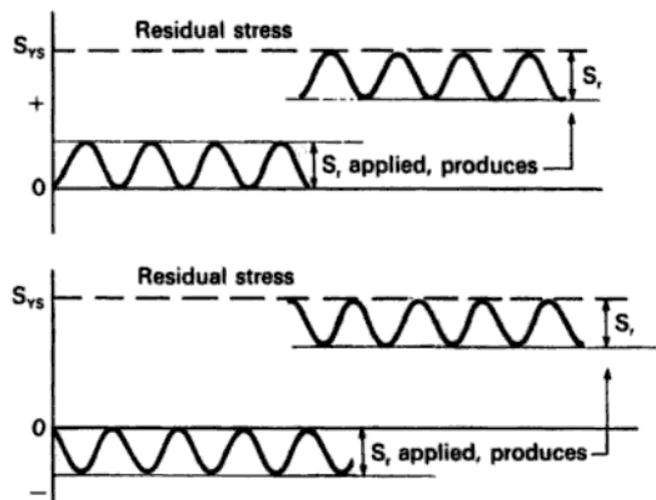


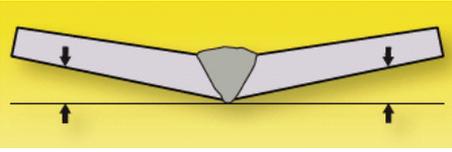
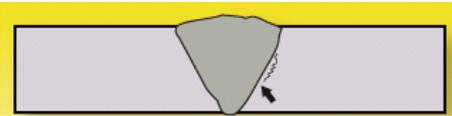
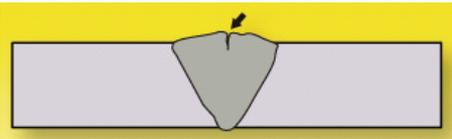
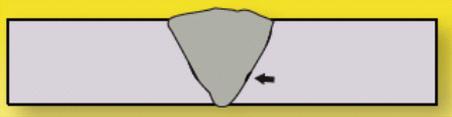
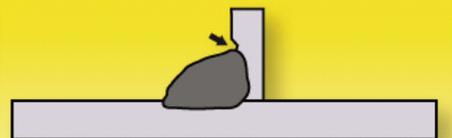
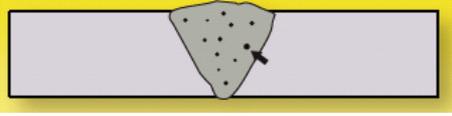
Figure I-11 Contrainte effective résultante de la superposition des contraintes résiduelles et du chargement appliqué [Maddox, 1991]

I.1.2.3. Défauts de fabrication

Le soudage est un procédé assez délicat, la qualité finale du cordon dépend d'une série de paramètres. Nous pouvons citer notamment : le conditionnement de pièces à souder et électrodes, le flux et la nature du gaz de protection et le réglage de paramètres de soudage. Les normes et recommandations [EUROCODE 3, 2000; IIW, 2008; Longaygue & Daly,

1994; Michel, 2009b] proposent une bonne couverture des défauts courants et des conseils pour la prise en compte de leur influence lors du calcul de fatigue. L'impact des défauts sera, bien sûr, dépendant de la forme de la pièce et de la sollicitation étudiée, le problème devra être traité au cas par cas. Le Tableau I-1 présente les défauts les plus courants ayant un impact significatif sur la tenue en fatigue des structures.

Tableau I-1 Défauts de soudage les plus courants [Document Technique ESAB, n.d.]

Défaut	Illustration	Causes principales
Déformation excessive		Séquence de soudage inadaptée Cordons trop fins et trop nombreux Préparation des tôles insuffisante Fixation de tôles insuffisante
Fissures longitudinales dans la ZAT		Durcissement et fragilisation de la tôle de base due au niveau élevé de carbone ou d'éléments d'alliage Refroidissement trop rapide Hydrogène dans la soudure (humidité, électrode ou protection gazeuse inadaptée)
Fissures de solidification		Problème de conception du joint Bain de soudage trop grand Vitesse d'avance trop importante Pointage ou passe de racine pas suffisamment importantes pour les contraintes de retrait
Manque de fusion		Apport d'énergie trop bas Angle de torche pour d'électrode incorrecte Position de cordon inadaptée
Morsures ou caniveaux		Tension d'arc trop haute Arc trop long Utilisation ou angle d'électrode incorrects Électrode trop grosse par rapport aux tôles Vitesse d'avance trop grande
Porosité		Humidité, rouille, graisse ou peinture sur les bords des tôles ou électrodes Protection gazeuse insuffisante

À cela nous pouvons ajouter tous les défauts liés à la mauvaise exécution du soudage qui mènent à une géométrie défectueuse du cordon, comme les cordons excessivement bombés ou creux.

I.1.3. Considérations complémentaires

Dans le contexte de cette étude, il est nécessaire d'attirer l'attention sur quelques observations courantes lors des essais de fatigue sur assemblages soudés. Tout d'abord, il est observé une faible dispersion dans les résultats expérimentaux, cette caractéristique est habituellement reliée à l'existence des sites particulièrement susceptibles à l'amorçage et à la

propagation de fissures en fatigue. En effet, dû au fort effet d'entaille, le gradient de matériau / microstructure et les contraintes résiduelles, l'amorçage de fissures se produit constamment en pied et en racine du joint soudé.

Il est généralement observé une pente de la courbe de Basquin, dont la valeur est proche de trois pour les sollicitations normales et proche de cinq pour les sollicitations de cisaillement. Cette observation a été utilisée pour la construction des courbes « FAT » employées dans les méthodologies présentées dans I.2.1, I.2.2 et I.2.3.

I.2. Différentes approches pour la fatigue des assemblages soudés

Dans cette section, différentes méthodes de prédiction de la durée de vie en fatigue d'assemblages soudés seront présentées. La première partie sera dédiée aux méthodologies industrielles plus généralistes, synthétisées par l'Institut International de la Soudure (International Institut of Welding - IIW) dans le document [IIW, 2008]. Nous allons, ensuite, nous intéresser à quelques méthodologies dédiées à l'industrie automobile, en commençant par la méthode proposée par [Fayard et al., 1996] et finissant par les méthodologies développées par le service calcul d'éléments de liaison au sol de Renault Le Mans.

I.2.1. Méthode de la contrainte nominale

La première méthodologie étudiée repose sur l'estimation de la contrainte nominale d'un composant soudé et l'utilisation des courbes de Wöhler obtenues expérimentalement pour une série de « détails constructifs » (classement des joints soudés selon leur forme et la nature du chargement). La contrainte nominale est la contrainte vue loin de la soudure, elle ne tient pas compte de l'augmentation locale de la contrainte induite par la présence du joint soudé, mais intègre les effets dus à la forme macro-géométrique de la structure en proximité du cordon de soudure. Cette contrainte reste généralement dans le domaine élastique. Ainsi, elle peut être déterminée à l'aide des théories élémentaires de la résistance des matériaux, fondées sur un comportement linéaire et élastique. Pour des cas plus complexes, le calcul éléments finis peut être utilisé. La contrainte nominale peut, également, être obtenue par voie expérimentale, en prenant soin d'exclure lors de la mesure les effets de la concentration de contrainte induite par le joint soudé.

La durée de vie est ensuite obtenue à l'aide de la courbe de Wöhler correspondant au détail constructif, l'épaisseur des plaques et le matériau étudié. Ces courbes peuvent être trouvées dans les différentes normes et recommandations, les plus courantes étant le [EUROCODE 3, 2000] et les documents édités par l'IIW, comme par exemple le [IIW, 2008]. En ce qui concerne l'IIW, les détails constructifs sont classés en FATs (abréviation de fatigue). Le chiffre correspondant à la classe FAT du détail constructif indique l'étendue de contrainte nominale pour une durée de vie de 2 000 000 cycles (Figure I-12). Basé sur des observations

expérimentales, l'ensemble des courbes proposées présente une pente de $m=3$ pour les sollicitations normales et $m=5$ pour les sollicitations de cisaillement.

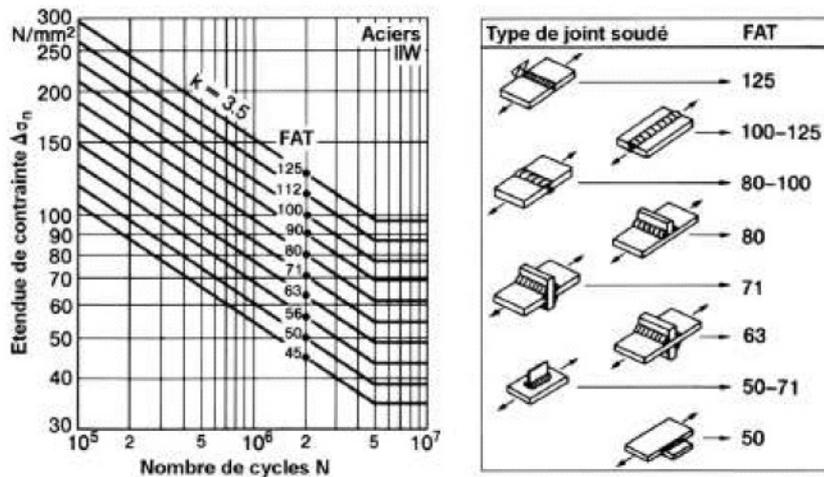
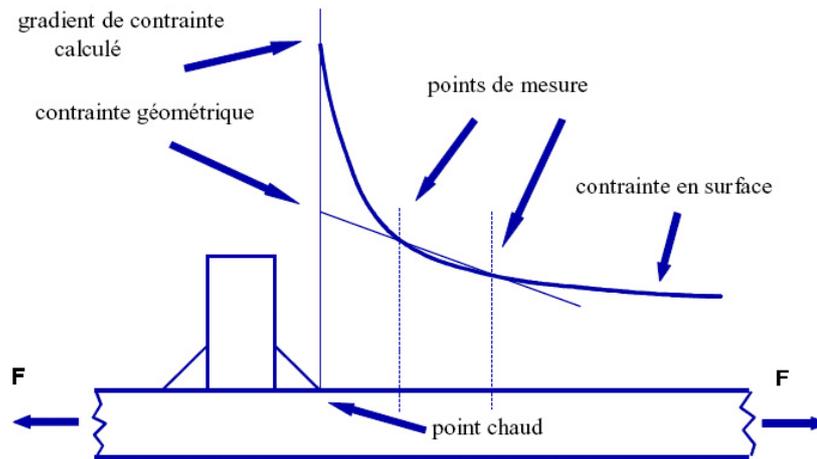


Figure I-12 Exemple de courbes de Wöhler pour différentes classes FAT de détails constructifs [Radaj & Sonsino, 1998]

Dans cette approche, seule l'étendue de la contrainte nominale est considérée. En effet, on suppose une insensibilité à la contrainte moyenne due aux niveaux importants des contraintes résiduelles rencontrées dans le joint soudé. Toutefois, si l'état de contraintes résiduelles est affecté par un post traitement, la sensibilité au rapport de charge peut être introduite par un coefficient.

I.2.2. Méthode de la contrainte structurale

Les méthodes basées sur la contrainte structurale ont été initialement développées par l'industrie offshore dans les années 1970 – 1980 et sont particulièrement basées sur les études de [Radenkovic, 1981]. Nous allons nous concentrer sur les travaux plus récents, synthétisés dans les recommandations de l'IIW [IIW, 2008]. La contrainte structurale, géométrique ou au « point chaud » prend en compte les effets d'un détail constructif à l'exception de ceux induits par le joint soudé lui-même. Ainsi, le pic de contrainte induit par l'entaille locale du joint soudé est exclu de la contrainte géométrique. L'IIW propose une bonne illustration de cette définition (Figure I-13).



La contrainte géométrique est, alors, une contrainte de conception qui n'a pas de sens physique direct. Elle est généralement déterminée par une extrapolation linéaire de deux points spécifiques situés en proximité du joint soudé étudié. La valeur de la contrainte aux deux points spécifiques peut être déterminée par voie numérique, à l'aide d'un modèle EF, ou par voie expérimentale, à l'aide de jauges de déformation. Le positionnement des points de mesure est déterminé par le type d'assemblage et l'épaisseur des plaques. L'IIW [IIW, 2008] propose une série de recommandations pour l'obtention de la contrainte géométrique selon le cas étudié. La Figure I-14 présente un exemple de positionnement des points de mesure pour un assemblage d'angle symétrique ((a) modèle EF, (b) cas expérimental).

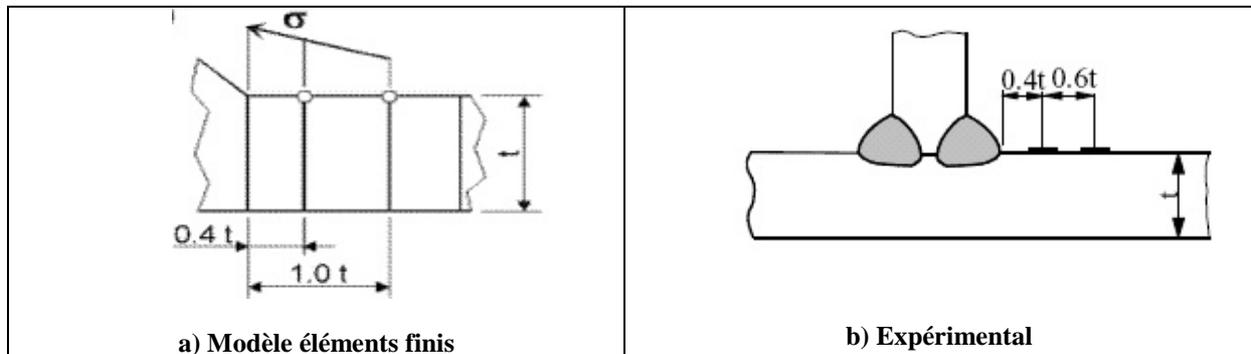


Figure I-14 Recommandations [IIW, 2008] pour l'obtention de la contrainte structurale

Dans la méthodologie proposée par l'IIW, les détails constructifs sont également classés dans des FAT. La durée de vie pourra ensuite être obtenue à l'aide des courbes de Wöhler standardisées.

I.2.3. Méthode de la contrainte locale équivalente

La contrainte locale prend en compte l'ensemble des effets de concentration de contrainte induits par le joint soudé. Des méthodes locales basées sur l'utilisation d'un coefficient de concentration de contraintes effectif sont disponibles dans la bibliographie, l'approche proposée par [Lawrence, Mattos, Higashida, & Burk, 1978] en est un exemple. Toutefois, la méthodologie la plus diffusée en industrie est la méthode de la contrainte locale équivalente proposée dans les recommandations de l'IIW [IIW, 2008]. Afin de prendre en compte les variations de forme et le comportement non linéaire en fond d'entaille, le contour réel de la soudure est remplacé par un contour équivalent. Selon l'IIW, la valeur de 1mm pour le rayon de raccordement présente des résultats cohérents pour les structures en acier et aluminium. Il est suggéré de modéliser le cordon avec des angles de raccordement de 30° pour les soudures bout à bout et de 45° pour les soudures d'angle. Cette méthodologie est conseillée uniquement pour des plaques d'épaisseur supérieure à 5mm, n'ayant pas été validée pour des épaisseurs plus faibles.

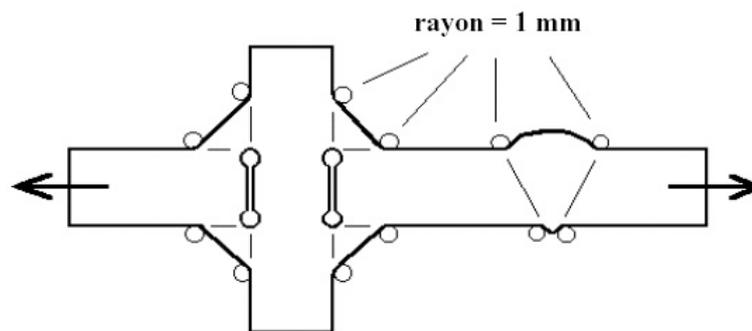


Figure I-15 Exemple de rayon local de 1mm [IIW, 2008]

Les valeurs de la contrainte locale équivalente ou des coefficients de concentration de contraintes peuvent être obtenues à l'aide des formules paramétriques, des diagrammes ou du calcul éléments finis. La classe unique FAT225 et sa courbe de Wöhler sont proposées pour l'évaluation en fatigue.

I.2.4. Méthode Fayard

Le calcul en fatigue des composants du châssis automobile comporte des caractéristiques particulières. Les pièces sont généralement composées de tôles de faible épaisseur soumises à des chargements multiaxiaux. Dans ce contexte, les méthodologies de calcul proposés dans I.2.1, I.2.2 et I.2.3 peuvent présenter une série de limitations.

Les méthodologies basées sur la contrainte nominale et les classes des détails constructifs (I.2.1) sont peu adaptées aux applications automobiles. En effet, les assemblages automobiles présentent souvent des formes complexes, composées de tôles de différentes épaisseurs, qui ne s'inscrivent pas dans les classes proposées par les normes.

Les méthodologies de type local (I.2.3) demandent une description assez précise de la géométrie du joint soudé. En effet, l'utilisation d'un maillage volumique fin à l'échelle d'une structure complète était un facteur limitant à l'époque de l'étude réalisée par [Fayard et al., 1996]. Pour la même raison, les méthodes de type contrainte structurale (I.2.2), basées sur un maillage volumique, posaient un problème.

La méthodologie proposée par [Fayard et al., 1996] est basée sur le concept de la contrainte structurale et associe le critère de Dang Van à une méthode de maillage dédiée aux assemblages soudés. Il est supposé que le procédé de soudage est maîtrisé afin d'éviter les fissures en racine. L'objectif est alors de déterminer le dommage dans les pieds du cordon. L'auteur s'appuie sur des concepts de la mécanique de la rupture pour réaliser une analogie entre les pieds du cordon et une zone de fissuration fortement endommagée. Dans cette région les déformations sont importantes et le matériau n'est pas parfaitement homogène. Ainsi, le comportement mécanique n'est pas accessible par la mécanique des solides classique. Néanmoins, il est possible d'estimer une solution asymptotique dans le voisinage des points critiques à l'aide d'un calcul en petites déformations, linéaire, homogène et isotrope élastique. Le maillage proposé est composé d'éléments de type coque et d'éléments rigides afin de représenter les flux de contraintes allant d'une tôle à l'autre et traversant le joint soudé (Figure I-16). La contrainte de conception, qui représente la solution asymptotique, est obtenue au centre de gravité de l'élément situé au pied du cordon sans interpolation nodal (Figure I-16).

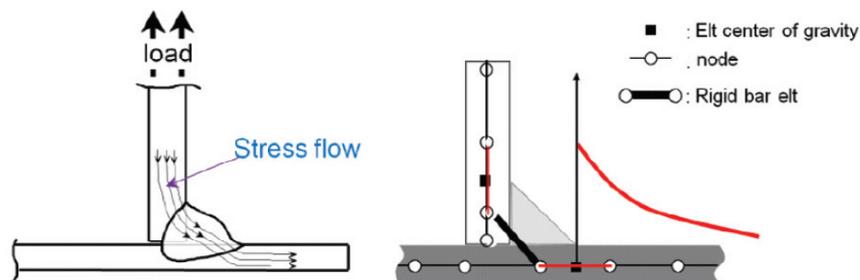


Figure I-16 Méthode de modélisation [Callens & Bignonnet, 2012]

La dimension des éléments du modèle coque est définie en fonction de l'épaisseur des tôles et des dimensions du cordon. Des règles de maillage sont proposées pour les configurations les plus courantes de joints soudés, la Figure I-17 présente un exemple des règles de dimensionnement pour un T asymétrique.

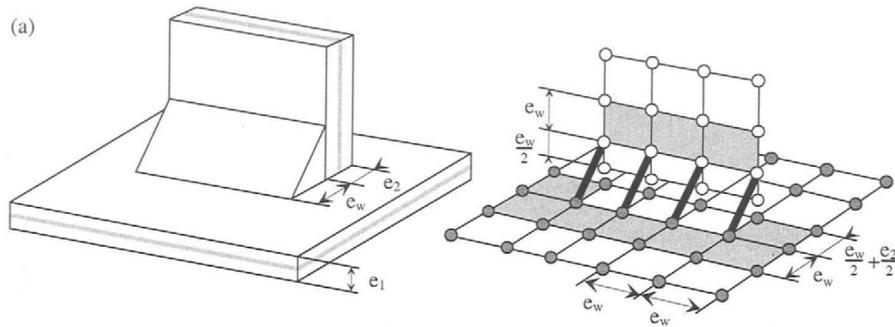


Figure I-17 Règles de maillage pour un T asymétrique [Ky Dang Van, Bignonnet, & Fayard, 2003]

Le calcul peut ensuite être post traité à l'aide du critère de Dang Van présenté dans I.3.1. Les deux paramètres du critère sont identifiés à l'aide de deux essais de fatigue, pour deux modes de sollicitation différents, réalisés sur des mini-structures soudées représentatives du procédé de soudage. Cela peut être, par exemple, la traction et la flexion sur un assemblage élémentaire tubulaire [Callens & Bignonnet, 2012]. Cette méthodologie a été utilisée avec succès dans l'industrie automobile [Fayard et al., 1996] et dans l'industrie du cycle [Callens & Bignonnet, 2012].

I.2.5. Méthodes Renault

Le service calcul d'élément de liaison au sol dispose d'une série d'outils numériques adaptés selon le cas étudié. En ce qui concerne les pièces mécano-soudés composant le châssis automobile, deux méthodes sont couramment employées. La première méthode (I.2.5.1) est utilisée pour fournir une analyse rapide du problème, avec une vision globale de la structure. La deuxième méthode (I.2.5.2) est plus complexe et permet d'accéder aux valeurs locales du joint soudé pour plus de précision.

I.2.5.1. Méthode « maillage Fayard»: Analyse rapide

Cette méthodologie utilise la technique de maillage proposée par Fayard (I.2.4) avec une légère modification. En effet, le maillage Fayard a été prévu pour une utilisation dans un environnement où la rupture en racine ne peut pas avoir lieu. Néanmoins, dans le contexte étudié par Renault, cette rupture est possible et doit être prise en compte. Ainsi, des règles supplémentaires sont ajoutées aux éléments positionnés en racine de façon à fournir une contrainte de conception en racine (Figure I-18).

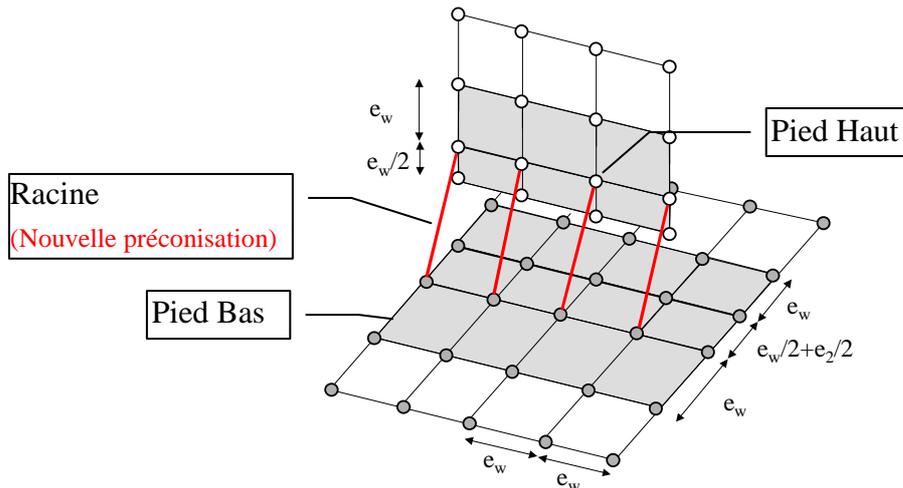


Figure I-18 Maillage Fayard modifié [Renault, 2009]

Renault a opté pour une utilisation plus classique de la méthodologie de la contrainte structurale. En effet, on émet l'hypothèse que la sollicitation locale est majoritairement pilotée par le mode d'ouverture. Ainsi, seule la contrainte d'ouverture est prise en compte par le calcul. La valeur de la contrainte est prélevée au centre de gravité des éléments situés aux pieds et à la racine du joint soudé (Figure I-18). La méthode permet également d'accéder au tenseur des contraintes complet à ce point pour un éventuel post-traitement en fatigue.

Les simulations numériques sont généralement réalisées à l'aide d'un spectre de chargement complexe représentatif du chargement enduré par la pièce en conditions réelles. L'utilisation du maillage coque couplé à un critère de fatigue, comme par exemple le critère de Dang Van, a été initialement envisagé. Néanmoins, dans le contexte étudié, l'apport du critère de fatigue en termes de prédiction des sites de rupture, s'est révélé insuffisant par rapport à l'augmentation de la complexité et du temps de calcul.

La méthodologie de base propose l'utilisation d'une correction de la contrainte moyenne de type Gerber, pouvant être ajustée selon le cas étudié.

La durée de vie peut, ensuite, être obtenue à l'aide d'une courbe de Wöhler écrite en contrainte structurale maximale d'ouverture et obtenue à l'aide d'une grande base de données d'essais de suivi de production sur pièces réelles. La règle de cumul de dommage linéaire de Miner est utilisée afin d'obtenir le dommage résultant de la somme de tous les blocs du spectre.

I.2.5.2. Méthode Local / Global : Analyse approfondie

La méthode local/global est une évolution de la méthodologie présentée dans I.2.5.1 qui permet d'associer le temps de calcul réduit d'un maillage global de type coque à la précision d'un maillage local volumique. Le calcul est divisé en deux étapes.

La première étape consiste à réaliser le calcul à l'aide du maillage global de la structure complète, comme présenté dans I.2.5.1. Le calcul peut ensuite être post-traité à

l'aide d'une application interne qui permet d'obtenir les valeurs locales à des « points chauds » prédéterminés (pied haut, pied bas, racine haute et racine basse) en utilisant un calcul matriciel.

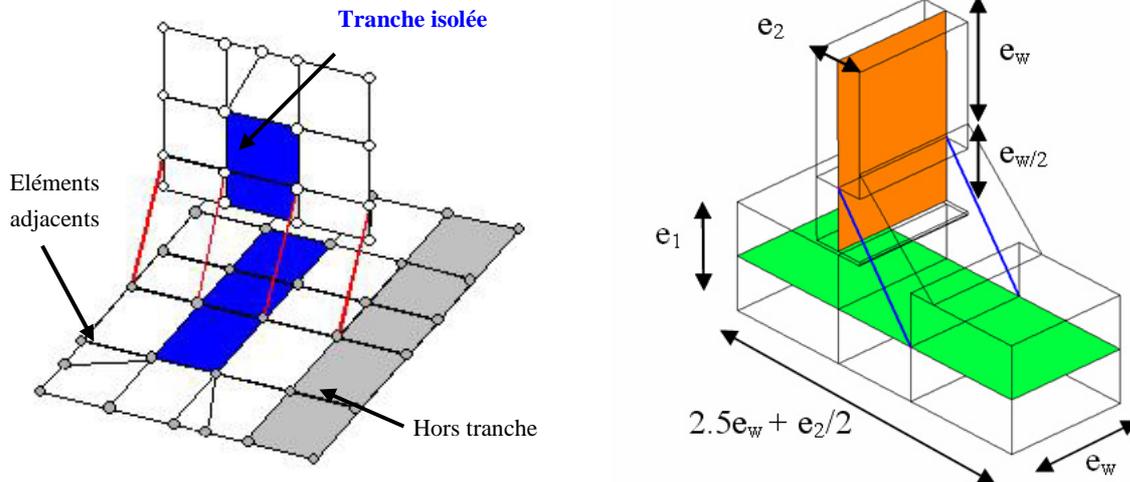


Figure I-19 Correspondance entre une tranche de maillage coque et le modèle local volumique
[Renault, 2009]

Le principe de la transformation global / local réside sur la correspondance entre une tranche de cordon du maillage coque et un modèle équivalent volumique (Figure I-19). Le modèle volumique suit les recommandations de l'IIW (I.2.3) et présente des rayons locaux de 1mm en pied et en racine. La densité du maillage est imposée et la valeur au point chaud est définie comme la moyenne de la valeur de trois éléments de contrôle le long de la tranche de cordon (Figure I-20).

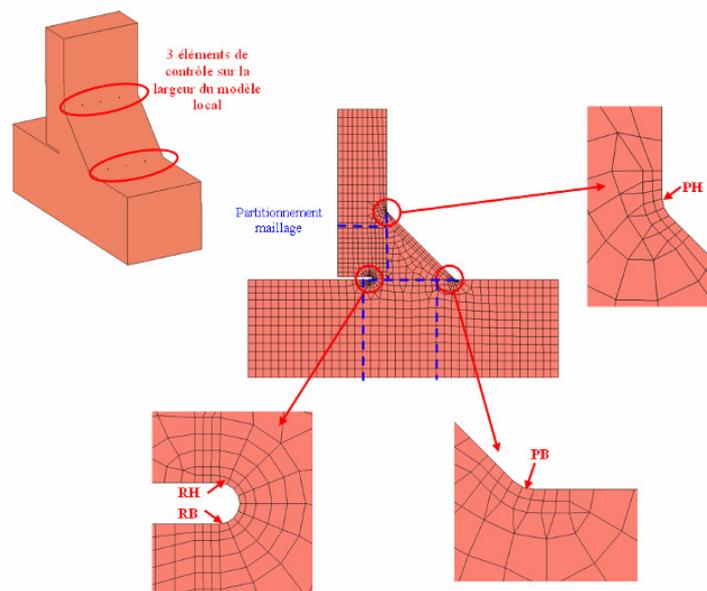


Figure I-20 Modèle local [Renault, 2009]

Le chargement prélevé aux frontières d'une tranche du maillage coque est réinjecté dans le modèle volumique afin d'obtenir les valeurs locales aux « point chauds ». Les calculs étant réalisés en élasticité linéaire, cette transformation peut être simplifiée par un calcul matriciel. L'idée est de construire une « matrice d'entaille » composée des différents coefficients de concentration de contrainte « K_t » pour chaque couple chargement / point chaud. Pour ce faire, on applique un chargement unitaire correspondant à une sollicitation élémentaire au modèle volumique et on prélève les contraintes aux quatre points chauds (pied haut - PH, pied bas - PB, racine haute - RH et racine basse - RB), l'opération est répétée jusqu'à l'obtention complète de la « matrice d'entaille ». La démarche mathématique employée pour l'obtention de la matrice d'entaille ne sera pas détaillée dans ce document pour des raisons de confidentialité. Les valeurs de contraintes locales sont ensuite réaffectées au maillage global (Figure I-21) pour faciliter la visualisation et le post traitement. L'utilisateur a le choix entre le tenseur de contraintes local complet ou seulement la contrainte « d'ouverture ».

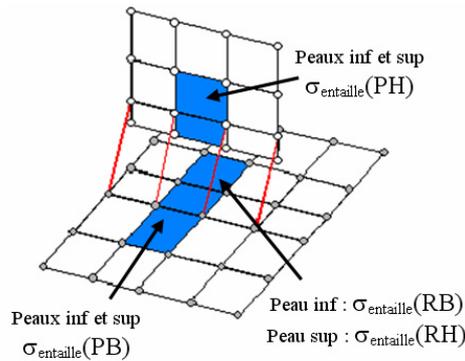


Figure I-21 Réaffectation de contraintes locales dans le modèle global [Renault, 2009]

La durée de vie est obtenue à l'aide d'une courbe provenant des essais de suivi de production sur pièces réelles, convertie en contrainte maximale d'entaille à l'aide du modèle local. La démarche de calcul reste inchangée en ce qui concerne le spectre de chargement et le cumul de dommages.

I.2.6. Synthèse et analyse

Compte tenu du contexte de cette étude, à savoir le calcul de la durée de vie en fatigue d'assemblages soudés automobiles soumis à un chargement multiaxial à amplitude variable, nous pouvons dégager une analyse critique des approches de calcul présentées.

Tout d'abord, toutes les méthodologies étudiées utilisent une identification de paramètres et de courbes de Wöhler réalisée directement sur des assemblages soudés. Renault va même plus loin et réalise l'identification directement sur des essais de suivi de production sur pièce réelle. Ce type de technique est très intéressant et permet de prendre en compte de

forme indirecte l'effet sur la durée de vie en fatigue d'un certain nombre de paramètres complexes du joint soudé, comme par exemple l'hétérogénéité du matériau et les contraintes résiduelles. Cela permet, ensuite, l'utilisation d'un modèle de calcul simplifié, mais induit certaines limitations liées aux géométries testées. Ce type d'approche sera utilisé sur la méthodologie proposée dans III.8.

En ce qui concerne les autres aspects du calcul, la méthode de la contrainte nominale semble assez limitée pour une application automobile. En effet, cette méthodologie présente une vision trop globale de la structure qui est incompatible avec les structures complexes et les chargements multiaxiaux rencontrés dans le contexte automobile.

Les méthodologies de type local pourraient présenter un intérêt si elles sont associées à un critère de fatigue capable d'intégrer le chargement multiaxial. Néanmoins, la valeur locale semble trop restreinte pour représenter correctement le comportement de la structure. En effet, la valeur locale dans une entaille n'est pas toujours suffisante pour caractériser le comportement de la structure en fatigue, la distribution de contraintes en proximité de la singularité géométrique semble jouer un rôle essentiel. Ce point sera approfondi dans III.8. D'un point de vue numérique, ce type de méthodologie est également extrêmement dépendant du maillage.

Les méthodologies de type contrainte structurale sont très intéressantes. En effet, cette contrainte de conception prend en compte l'effet du gradient aux alentours des entailles géométriques représentées par les pieds du cordon. Ce type de méthodologie associé à un critère de fatigue multiaxial pourrait fournir des résultats intéressants. Néanmoins, les méthodologies étudiées ne prennent pas en charge le calcul en racine.

Fayard s'est inspiré dans les méthodologies de calcul basées sur la contrainte structurale et a proposé de règles de maillage spécifiques pour la création d'un modèle EF coque. Ce modèle permet un gain en temps de calcul et l'obtention d'une contrainte de conception en pied de cordon. L'utilisation du critère de Dang Van permet d'intégrer le chargement multiaxial à la prédiction de la durée de vie.

Néanmoins, l'utilisation dans le contexte étudié par Renault a révélé une série de limitations de cette méthodologie. Tout d'abord, tout comme les méthodologies traditionnelles basées sur la contrainte structurale, cette méthodologie ne permet pas le calcul en racine. Ensuite, le gain en termes de prédiction apporté par le critère de Dang Van s'est révélé insuffisant par rapport à l'augmentation en complexité et au temps de calcul. L'observation du critère de Dang Van sera analysée dans la partie I.3.1.

Renault s'est inspiré des études réalisées par Fayard pour développer deux méthodologies. La première utilise les règles de maillage proposées par Fayard avec une règle supplémentaire en racine, afin d'avoir une contrainte de conception à ce point. La deuxième méthodologie est basée sur un calcul global / local. Le calcul global est réalisé à l'aide du

maillage coque comme pour la méthodologie standard. Les valeurs obtenues à l'aide du calcul global sont, ensuite, réinjectés dans un modèle local volumique du joint soudé. Cette opération permet d'obtenir les valeurs locales de contraintes aux pieds et à la racine du joint soudé. Malgré les hypothèses utilisées lors de ce calcul et l'utilisation des valeurs locales, cette méthodologie présente un indice de succès dans la prédiction de sites de rupture supérieure à 90% [Renault, 2009]. Toutefois, cette technique peut présenter un certain niveau de fausses alertes.

En analysant le contexte de la réalisation des calculs par Renault, nous pouvons identifier une série d'éléments pouvant justifier les défaillances non identifiées et les fausses alertes. Tout d'abord l'utilisation d'une valeur locale, comme déjà mentionné précédemment, peut mener à des prévisions erronées. Ensuite, compte tenu des calculs réalisés à l'aide d'un spectre multiaxial à amplitude variable pour les deux méthodologies et du spectre présentant des cas de chargement non proportionnels, un critère de type contrainte maximale principale peut s'avérer insuffisant. De plus, nous allons voir dans la partie II.3 que le spectre de chargement étudié présente des fortes variations d'amplitude. De ce fait, l'utilisation d'une règle de cumul de dommage linéaire n'est probablement pas suffisante pour prendre en compte la non linéarité induite par les effets de séquence des différents blocs du spectre.

D'une façon générale, les méthodologies employant les règles de maillage proposées par Fayard peuvent présenter des limitations pour la modélisation des pièces complexes. La figure présente des cas identifiés sur des pièces châssis où l'accumulation d'éléments rigides altère la rigidité de la structure et peut mener à des résultats erronés. Ce type de modélisation pose, également, un problème pour la conversion global / local.

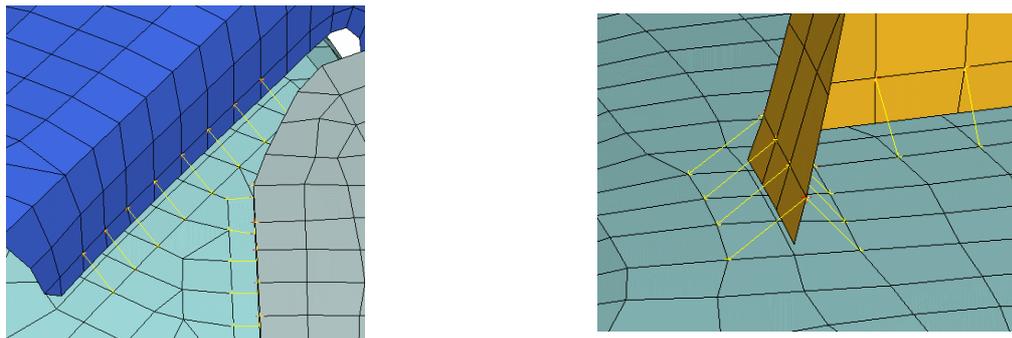


Figure I-22 Zones d'accumulation d'éléments rigides [Renault, 2009]

L'utilisation de règles de maillages spécifiques, comme les règles proposées par Fayard pour la contrainte structurale ou pour l'IIW pour le modèle volumique, peuvent être source d'erreur. La puissance de calcul montante induit une utilisation des modèles volumiques détaillés de plus en plus présente en industrie. Ainsi, sur cette thèse, il serait envisageable de travailler sur un modèle volumique fidèle au joint soudé, ou sur une tranche

2D représentative de la géométrie locale, afin de réaliser l'étude avec un minimum d'incertitudes possibles.

Cette analyse permet d'identifier trois perspectives de travail :

- Critère de fatigue multiaxial
 - Les critères de fatigue multiaxiaux semblent peu étudiés dans le contexte des assemblages soudés. Le critère de Dang Van a été employé avec succès, néanmoins ce critère peut mener à des temps de calcul importants et des imprécisions dans la prévision de chargements non proportionnels. Ce point sera étudié dans la partie I.3.
- Cumul de dommage non linéaire
 - L'interaction entre les blocs d'un spectre de chargement à amplitude variable peut mener à une évolution du dommage non linéaire. Ainsi, l'utilisation d'une règle de cumul de dommage linéaire peut mener à des prévisions erronées. Ce point sera développé dans la partie I.4.
- Méthode de calcul non-local
 - Les méthodologies basées sur la contrainte structurale et les méthodologies développées par Fayard et Renault ont démontré l'intérêt de ce type d'approche. Il serait intéressant de développer une méthode capable d'apporter des prévisions fiables en racine. Ce point sera développé dans la partie I.5

I.3. Critères d'endurance multiaxiaux

L'analyse réalisée dans la partie I.2 a permis d'identifier la prise en compte du chargement multiaxial (proportionnel / non proportionnel, avec et sans contrainte moyenne) comme un point de travail pour cette thèse.

Comme nous l'avons vu dans la section précédente, à part le critère de Dang Van, l'utilisation des critères d'endurance multiaxiaux est peu étudié dans le contexte d'assemblages soudés automobiles. Dans un contexte plus général, une grande variété de critères d'endurance formulés à partir de différentes grandeurs mécaniques est disponible dans la littérature. Compte tenu des synthèses proposées par [I Papadopoulos, 1997] et [Vu, 2009], nous pouvons classer les critères d'endurance les plus populaires en quatre catégories : l'approche par plan critique [K. Dang Van, 1973; Findley, 1958; McDiarmid, 1991; Robert, 1992], l'approche intégrale [IV Papadopoulos, 1994; Papuga & Růžička, 2008; Zenner, Simbürger, & Liu, 2000], l'approche par invariants de contraintes [Crossland, 1956; Li, Santos, & Freitas, 2001; Mamiya, Araújo, & Castro, 2009; Sines, 1959] et l'approche énergétique [Ellyin & Xia, 1993; Palin-Luc & Lasserre, 1998].

Dans le contexte étudié par cette thèse, il semble pertinent de détailler l'approche par plan critique développée par [K Dang Van, Griveau, & O. Message, 1989; K. Dang Van, 1973], composant important de la méthodologie proposée par Fayard (I.2.4).

Nous allons ensuite nous intéresser à l'approche simple, maniable et très populaire proposée par [Crossland, 1956], qui peut, toutefois, présenter des limitations en ce qui concerne la description de l'effet du déphasage. Ainsi, le critère de Vu [Vu et al., 2010; Vu, 2009] sera étudié comme une alternative aussi simple, ayant une prise en compte de l'effet du déphasage.

I.3.1. Critère de Dang Van

Le critère proposé par [K Dang Van et al., 1989; K. Dang Van, 1973] est très répandu dans l'industrie française. Ce critère est basé sur le fait que le phénomène de fatigue s'initie à l'échelle du grain. Ainsi, une réponse adaptée du cycle de contrainte à l'échelle du grain est une condition nécessaire pour que ne s'amorce pas une fissure. La formulation proposée est alors basée sur la cission mésoscopique (échelle du grain) dans l'état adapté $\hat{\tau}(\vec{n}, t)$ et la pression hydrostatique Σ_H :

$$\max_{\vec{n}} \left\{ \max_{t \in T} \left[\left\| \hat{\tau}(\vec{n}, t) \right\| + \alpha \Sigma_H(t) \right] \right\} \leq \beta \quad \text{Éq. I-1}$$

L'application du critère consiste à chercher à chaque instante t , un plan critique de normal \vec{n} où $\|\hat{\tau}(\vec{n}, t)\|$ atteint sa valeur maximale. La valeur de $\hat{\tau}(\vec{n}, t)$ est déterminée par la construction du cercle de plus petit diamètre circonscrit au trajet de chargement dans le plan d'une facette définie par \vec{n} (l'algorithme de construction de ce cercle peut être trouvé dans [Bernasconi & Papadopoulos, 2005]).

Pour un chargement proportionnel purement alterné, les contraintes mésoscopiques et les contraintes macroscopiques sont identiques. Ainsi, les paramètres du critère peuvent être identifiés à l'aide de deux limites de fatigue en torsion purement alternée t_{-1} et en flexion purement alternée f_{-1} :

$$\alpha = 3 \left(\frac{t_{-1}}{f_{-1}} - \frac{1}{2} \right) \quad \beta = t_{-1} \quad \text{Éq. I-2}$$

Les principales limitations de ce critère concernent sa mise en œuvre complexe et les temps de calcul importants (plus petit cercle circonscrit et double maximisation). Par ailleurs, la capacité de prédiction de ce critère peut s'avérer insuffisante pour les chargements non proportionnels [Banvillet, Palin-Luc, & Lasserre, 2003; Papuga & Růžička, 2008].

I.3.2. Critère de Crossland

Le critère proposé par [Crossland, 1956] présente une formulation simple et pratique basée sur une combinaison linéaire de la racine carrée de l'amplitude du deuxième invariant du déviateur de contraintes $\sqrt{J_{2,a}}$ et de la contrainte hydrostatique maximale $\Sigma_{H,\max}$.

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \Sigma_{H,\max} \leq \beta \quad \text{Éq. I-3}$$

Les deux paramètres du critère α et β peuvent être identifiés à l'aide de deux limites de fatigue en torsion alternée t_{-1} et flexion alternée f_{-1} .

$$\alpha = 3 \frac{t_{-1}}{f_{-1}} - \sqrt{3} \quad \beta = t_{-1} \quad \text{Éq. I-4}$$

Ce critère présente comme point fort la praticité et permet des temps de calcul réduits. Néanmoins, ce critère prédit une augmentation trop importante de la limite de fatigue pour des chargements déphasés et entraîne ainsi des prédictions largement non conservatives [Banvillet et al., 2003; Papuga & Růžička, 2008; Vu, 2009].

I.3.3. Critère de Vu

Les approches par invariants de contrainte sont souvent basées sur une combinaison du premier invariant du tenseur de contraintes I_1 et le second invariant du déviateur des contraintes J_2 . La combinaison de J_2 et I_1 peut suffire pour prédire la limite de fatigue de chargements proportionnels. Néanmoins, il est observé que les critères basés seulement sur la valeur de $J_{2,a}$ (amplitude de J_2), comme le critère de [Crossland, 1956] et le critère de [Sines, 1959], ne traduisent pas correctement l'effet du déphasage [Banvillet et al., 2003; Papuga & Růžička, 2008; Vu, 2009].

Afin d'améliorer la prise en compte de l'effet du déphasage et de la contrainte moyenne en fonction des différentes catégories de matériaux, [Vu et al., 2010; Vu, 2009] ont proposé un nouveau critère de fatigue multiaxiale, basé uniquement sur les invariants de contrainte macroscopiques dans l'objectif de permettre une utilisation simple et des temps de calcul réduits :

$$f_{\max} = \max_{t \in T} \left\{ \sqrt{\gamma_1 J_2'(t)^2 + \gamma_2 J_{2,moy}^2 + \gamma_3 I_f(I_{1,a}, I_{1,m})} \right\} \leq \beta \quad \text{Éq. I-5}$$

où $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ et β sont les paramètres du matériau.

Dans la formulation proposée, $J_2'(t)$ et $J_{2,moy}$ captent l'effet de contrainte de cisaillement. $J_{2,moy}$ est définie comme la valeur moyenne de $J_2'(t)$ au cours d'un cycle et permet de prendre en compte l'influence de la phase :

$$J_2'(t) = \sqrt{\frac{1}{2} \underline{\underline{S}}^a(t) : \underline{\underline{S}}^a(t)} \quad \text{Éq. I-6}$$

$$J_{2,moy} = \frac{1}{T} \int_0^T J_2'(t) dt \quad \text{Éq. I-7}$$

$I_f(I_{1,a}, I_{1,m})$ est une fonction de $I_{1,a}$ et $I_{1,m}$ reflétant respectivement les effets de l'amplitude et de la partie moyenne de la contrainte hydrostatique. Les valeurs de $I_{1,a}$ et $I_{1,m}$ sont définies classiquement par :

$$I_{1,a} = \frac{1}{2} \left\{ \max_{t \in T} I_1(t) - \min_{t \in T} I_1(t) \right\} \quad \text{Éq. I-8}$$

$$I_{1,m} = \frac{1}{2} \left\{ \max_{t \in T} I_1(t) + \min_{t \in T} I_1(t) \right\} \quad \text{Éq. I-9}$$

L'expression de I_f est utilisée pour capter l'effet de la contrainte moyenne en fonction des différentes catégories de matériaux. Pour l'acier, il est proposé de distinguer l'effet de la contrainte hydrostatique en deux catégories :

- Acier à faible résistance ($R_m < 750$ MPa) : $I_f(I_{1,a}, I_{1,m}) = I_{1,a} + I_{1,m}$ Éq. I-10

- Acier à haute résistance ($R_m > 750$ MPa) : $I_f(I_{1,a}, I_{1,m}) = I_{1,a} + \frac{f_{-1}}{t_{-1}} I_{1,m}$ Éq. I-11

Parmi les quatre paramètres du critère ($\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \beta$), β et γ_3 sont identifiés directement à l'aide de deux limites de fatigue. Pour γ_1 et γ_2 , leurs valeurs sont déterminées grâce à l'effet du déphasage de chaque matériau. La partie II.5.1.2 détaille la démarche d'identification de chaque paramètre pour l'acier C35.

Pendant ses travaux [Vu, 2009] a comparé les critères d'endurance les plus populaires sur une base de données composée de 119 essais multiaxiaux (proportionnels / non proportionnels, avec / sans contrainte moyenne) réalisés sur huit nuances d'aciers différentes. Cette base a été construite à l'aide de travaux rapportés par plusieurs auteurs [Banvillet et al., 2003; Carpinteri & Spagnoli, 2001; Froustey & Lasserre, 1989; I Papadopoulos, 1997; Papuga & Ružička, 2008]. Les résultats sont présentés dans la Figure I-23. La qualité de prédiction du critère est évaluée à l'aide d'un indice d'erreur I défini par :

$$I = \left(\frac{f_{\max} - \beta}{\beta} \right) \cdot 100 \text{ (\%)} \quad \text{Éq. I-12}$$

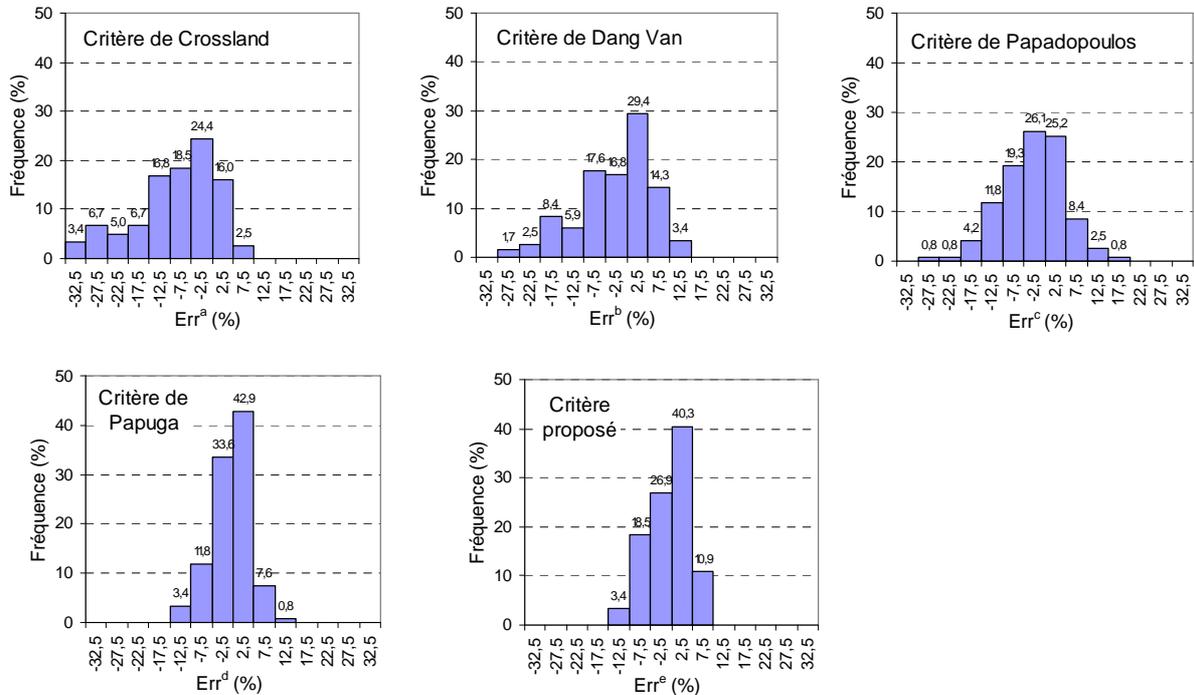


Figure I-23 Histogramme des indices d'erreur pour les critères testés par [Vu, 2009]

Sur la Figure I-23 nous pouvons observer une réduction considérable de la queue de distribution pour le critère de Vu et le Critère de Papuga en comparaison des autres critères étudiés. Après l'analyse des cas de chargements utilisés pour cette comparaison, il est possible de déduire que la modification dans les distributions est surtout engendrée par la meilleure prise en compte des chargements non proportionnels par le critère de Vu et le critère de Papuga.

I.3.4. Synthèse et analyse

Nous souhaitons trouver un critère d'endurance simple et permettant des temps de calcul réduits pour l'application à des structures industrielles. Le critère doit également proposer une qualité de prédiction suffisante pour assurer la fiabilité du calcul pour des chargement multiaxiaux proportionnels / non-proportionnels et avec / sans contrainte moyenne.

Dans ce contexte, les critères par plan critique exigent des temps de calcul importants. Nous pouvons trouver dans la bibliographie [Banvillet *et al.*, 2003; Papuga & Růžička, 2008; Vu, 2009] des éléments qui démontrent que certains critères de cette famille (Findley, Dang Van) ne sont pas adaptés aux chargements non proportionnels.

Même si les approches intégrales proposées par Papadopoulos et Papuga présentent des résultats intéressants pour les chargements proportionnels et non proportionnels, ce type d'approche reste également coûteux en temps de calcul.

L'approche énergétique proposée par Palin-Luc présente une démarche scientifique intéressante, surtout en ce qui concerne la prise en compte des effets de gradient de contraintes. Néanmoins sa mise en oeuvre peut s'avérer délicate.

Finalement, l'approche par invariants de contrainte semble particulièrement adaptée à l'application dans le contexte des assemblages soudés grâce à sa simplicité d'utilisation et aux temps de calcul réduits. Si le critère de Crossland (I.3.2) présentait des limitations pour la prévision de chargements déphasés [Banvillet *et al.*, 2003; Papuga & Růžička, 2008; Vu, 2009], les critères plus récents (Li et de Freitas, Mamiya et Araújo, Vu) apportent une alternative intéressante. Parmi ces derniers, le critère de Vu semble proposer l'algorithme le plus simple pour la prise en compte de l'effet du déphasage. Néanmoins, l'utilisation de la valeur $J_{2,moy}$ nécessite la définition d'une période ou pseudo-période, ce qui peut complexifier la démarche de calcul pour des cas de chargement complètement aléatoires.

La comparaison des critères d'endurance réalisée par Vu (Figure I-23) sur une base de données de 119 essais multiaxiaux a démontré le potentiel de cette méthodologie. Dans cette thèse, nous allons nous intéresser seulement à des chargements de type spectre « automobile » utilisés pour les essais de validation et le calcul dans l'industrie automobile. Ce type de spectre représente une simplification des chargements aléatoires rencontrés par les véhicules pendant le roulage. Ils sont présentés sous la forme de blocs de chargement multiaxiaux

périodiques, regroupant un certain nombre de combinaisons de déphasage et de contrainte moyenne afin d'activer les différents mécanismes de dommage rencontrés en service. Ainsi, le critère de Vu semble tout à fait pertinent dans ce contexte.

1.4. Extension vers la prédiction de la durée de vie

Le calcul de la durée de vie et, surtout, la prise en compte des spectres de chargement à amplitude variable constituent un point essentiel de cette étude. Nous pouvons identifier essentiellement deux types d'approche pour évaluer la durée de vie en fatigue des structures. La première approche est fondée sur une règle (ou loi) de cumul de dommage, souvent basée sur une formulation simple et empirique. Le deuxième type d'approche est basé sur des modèles d'endommagement plus complexes qui cherchent à modéliser le rôle explicite des processus impliqués dans l'évolution de l'endommagement.

Dans cette thèse nous souhaitons proposer trois niveaux différents de modélisation du cumul de dommage. Le premier niveau sera basé sur la loi classique de cumul linéaire de [Miner, 1945]. Le deuxième niveau sera axé sur une règle de cumul de dommage non linéaire, l'objectif étant d'identifier la loi de cumul non linéaire, la plus simple, permettant d'introduire la non linéarité du cumul de dommage dans le calcul. Le dernier niveau sera fondé sur un modèle d'endommagement multi-échelle. Afin de donner une continuité à l'analyse réalisée dans I.3, nous allons nous intéresser au modèle d'endommagement de Vu, proposé en complément du critère d'endurance de Vu.

1.4.1. Règles de cumul de dommage linéaire de Miner

La loi de cumul linéaire de Palmgren – Miner est probablement la plus simple et la plus populaire des lois de cumul de dommage en fatigue. Le cumul linéaire de dommage a été initialement conceptualisé par [Palmgren, 1924] et ensuite exprimé de forme mathématique par [Miner, 1945]. Cette loi décrit le dommage de façon linéaire, indépendamment du niveau de chargement et de l'ordre de séquence :

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad \text{Éq. I-13}$$

où D représente le dommage, i représente l'indice de chargement, n_i est le nombre de cycles effectués pour le chargement i et N_i est le nombre de cycles à la rupture pour le chargement i . La valeur de N_i est généralement modélisée par une courbe de Wöhler. La rupture est atteinte lorsque $D=1$.

Cette règle a l'avantage de permettre un traitement numérique simple et des temps de calcul réduits. Néanmoins, elle n'est pas représentative du cumul de dommage non linéaire observé expérimentalement pour de chargements à plusieurs niveaux :

- Pour un chargement Bas – Haut : $\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} > 1$
- Pour un chargement Haut – Bas : $\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} < 1$

I.4.2. Règles de cumul de dommage non linéaire

Dans l'objectif de surmonter les limitations des règles de cumul linéaire, un grand nombre des règles non linéaires ont été développées au cours des années. Les travaux de [Kujawski & Ellyin, 1988] et [Fatemi & Yang, 1998] présentent une synthèse des formulations disponibles dans la littérature, d'où nous pouvons recenser plusieurs dizaines de lois.

Ces formulations, souvent empiriques, restent encore assez controversées et aucune formulation ne semble faire l'unanimité. Toutefois, l'étude bibliographique a attiré l'attention sur deux formulations en particulier. Tout d'abord, la formulation proposée par Chaboche (I.4.2.1) est assez populaire et présente l'avantage d'avoir déjà été confrontée à des applications industrielles dans le domaine aéronautique. D'autre côté, le concept de « courbes de dommage » envisagé initialement par [Richart & Newmark, 1948] attire l'attention par sa simplicité et ses perspectives d'évolution. La méthodologie proposée par Manson et Halford (I.4.2.2) semble la plus développée dans ce domaine.

I.4.2.1. Loi de cumul non linéaire de Chaboche

La loi de cumul de dommage proposée par Chaboche [Chaboche, Kanouté, & Kaminski, 2009; Chaboche, 1974, 1981, 2012; Lemaitre & Chaboche, 1988] est basée sur le concept de contrainte effective, qui représente la contrainte rapportée à la section qui résiste effectivement aux efforts, tenant compte de l'état actuel d'endommagement du matériau.

L'auteur propose alors une loi d'évolution du dommage dépendante du chargement appliqué et de l'état actuel du dommage du matériau, avec des variables de chargement et dommage non séparables :

$$\delta D = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{\alpha} \left[\frac{\sigma_a}{M_0(1 - b\sigma_m)(1 - D)} \right]^{\beta} \delta N \quad \text{Éq. I-14}$$

D – État d'endommagement actuel

σ_a - Amplitude du cycle de contrainte

$\frac{dD}{dN}$ - Évolution cyclique de l'endommagement

σ_m - Valeur moyenne du cycle de contrainte

M_0, β, b – Paramètres matériau identifiés à l'aide de courbes de Wöhler expérimentales

α est une fonction dépendante des caractéristiques du chargement et du matériau. Plusieurs formulations ont été proposées selon la version du modèle, l'Éq. I-25 présente la formulation proposée par [Lemaitre & Chaboche, 1988] :

$$\alpha = 1 - a \left\langle \frac{\sigma_M - \sigma_l(\sigma_m)}{\sigma_u - \sigma_M} \right\rangle \quad \text{Éq. I-15}$$

- σ_M - Contrainte maximale
- σ_u - Contrainte ultime en traction
- σ_f - Fonction de la limite de fatigue
- a - Paramètre matériau identifié à partir de mesures d'endommagement

La loi proposée par Chaboche est assez complète. Elle intègre la prise en compte de l'historique de chargement, l'effet de la contrainte moyenne et des cycles inférieurs à la limite de fatigue. Différentes versions ont été proposées permettant également la prise en compte des chargements multiaxiaux [Bastien, 1999]. Néanmoins, elle présente un nombre important de paramètres difficiles à déterminer et sa manipulation peut s'avérer complexe.

I.4.2.2. Damage Curve Approach (DCA)

L'ensemble de méthodologies basées sur des « courbes de dommage » suit la même philosophie, elles sont basées sur des observations expérimentales démontrant une dépendance entre le niveau de chargement et l'évolution de l'endommagement. Ainsi, il est possible de construire une courbe d'évolution du dommage par fraction de la durée de vie pour chaque niveau de chargement, représenté par sa durée de vie à la rupture sur la Figure I-24.

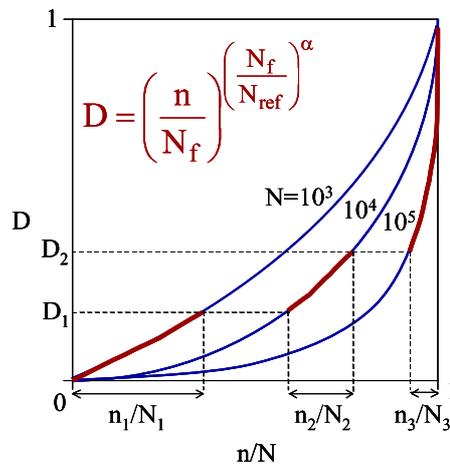


Figure I-24 Example « DCA » [Goodin, Kallmeyer, & Kurath, 2004]

La ligne rouge représente la quantité de dommage associé à chaque bloc n/N d'un certain niveau de chargement. A chaque fois que le niveau de chargement change, l'évolution du dommage suit la courbe correspondante au niveau de chargement étudié. La rupture aura lieu à $D=1$, mais la durée de vie résultante sera différente de celle obtenue par la règle de

cumul linéaire miner ($\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \neq 1$).

Pour la construction du diagramme $D - n/N$, Manson et Halford ont initialement proposé une équation d'évolution du dommage (Éq. I-17) construite par analogie avec un modèle empirique de propagation de fissure (Éq. I-16), basé sur la croissance d'une longueur fictive (a_0) vers une longueur de fissure maximale acceptable (a_f).

$$a = a_0 + (a_f - a_0) \left(\frac{n_a}{N_f} \right)^{B(N_f)^\alpha} \quad \text{Éq. I-16}$$

N_a - Nombre de cycles entraînant une fissure de taille a .

N_f - Nombre de cycles à la rupture pour une fissure de taille N_f .

B et α - Paramètres empiriques définis par les auteurs, les valeurs $B=2/3$ et $\alpha=0,4$ sont proposées comme valeurs « uniques » et indépendantes du matériau.

D'où on obtient :

$$D = \frac{1}{0,18} \left[a_0 + (0,18 - a_0) \left(\frac{n}{n_f} \right)^{\frac{2}{3}(N_f)^{0,4}} \right] \quad \text{Éq. I-17}$$

Les auteurs ont, ensuite, vérifié qu'il été possible d'obtenir le même résultat en utilisant uniquement une relation entre les durées des vie des chargements étudiés :

$$D_i = \left(\frac{n_i}{N_{fi}} \right)^{\left(\frac{N_{fi}}{N_{ref}} \right)^\alpha} \quad \text{avec } \alpha=0,4 \quad \text{Éq. I-18}$$

N_{ref} est la durée de vie référence utilisée pour simplifier la manipulation du calcul en rendant linéaire la courbe d'évolution de dommage du niveau de chargement de référence. Ce paramètre n'altère pas le résultat du calcul et peut généralement être choisis $N_{ref}=1$. Ainsi, les seules valeurs ayant une influence sur le résultat du calcul sont N_f et α , qui expriment la relation entre les courbes de dommage.

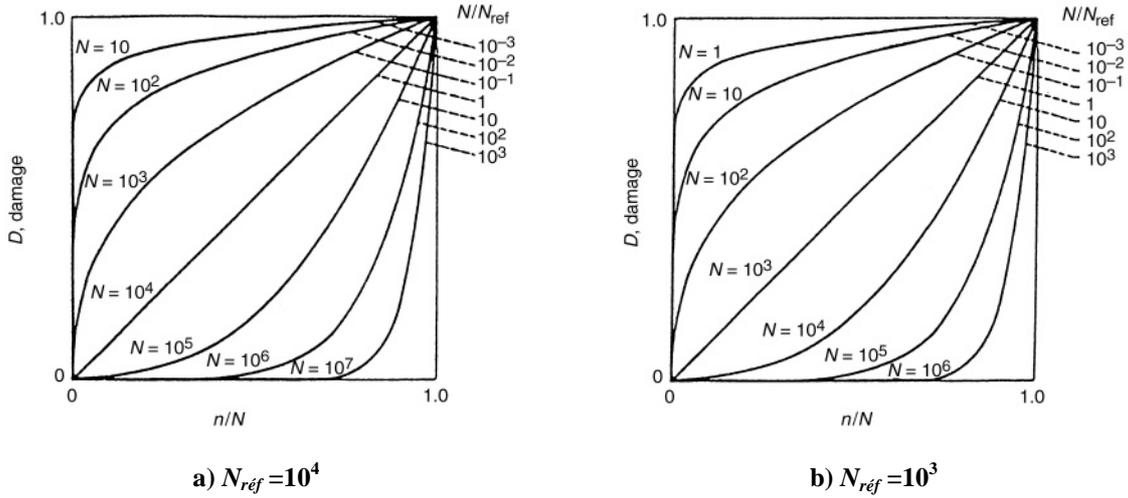


Figure I-25 Ensemble de courbes de dommage pour une durée de vie référence donnée

[S. S. Manson & Halford, 2006]

Pour un chargement à deux niveaux de contrainte σ_1 et σ_2 et un nombre de cycles appliqué n_1 et n_2 , si on choisit $N_{réf} = N_{f1}$, nous avons :

$$D_1 = \frac{n_1}{N_{réf}} = \frac{n_1}{N_{f1}} \quad \text{Éq. I-19}$$

$$D_2 = \left(\frac{n_2}{N_{f2}} \right)^{0.4} \left(\frac{N_{f2}}{N_{réf}} \right)^{0.4} \quad \text{Éq. I-20}$$

Le dommage total est égal à :

$$D_t = D_1 + D_2 = \frac{n_1}{N_{f1}} + \left(\frac{n_2}{N_{f2}} \right)^{0.4} \left(\frac{N_{f2}}{N_{réf}} \right)^{0.4} = 1 \quad \text{Éq. I-21}$$

Alors que,

$$\frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} \neq 1 \quad \text{Éq. I-22}$$

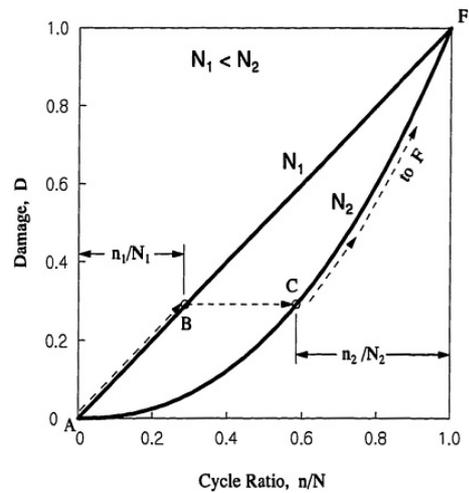


Figure I-26 Calcul « DCA » à deux niveaux
[S. S. Manson & Halford, 2006]

Même si cette méthodologie présente des points assez discutables, la simplicité des lois d'évolution du dommage et la capacité de prendre en compte l'effet de séquence restent appréciables. Prenant en compte la valeur de N_f qui est dépendante de l'expression de la courbe de Wöhler, la valeur unique de $\alpha=0,4$ pour tous les matériaux et conditions de chargement semble assez contestable.

I.4.3. Modèle d'endommagement de Vu

Le modèle proposé par [Vu et al., 2014; Vu, 2009] est une évolution du modèle proposé par [Flaceliere, Morel, & Dragon, 2007b]. La version de base, proposée par [Flaceliere et al., 2007b], présente une série de caractéristiques intéressantes pour la modélisation de la fatigue à grand nombre de cycles. Elle est formulée dans le cadre rigoureux de la thermodynamique des processus irréversibles, ce qui permet une description explicite de l'évolution incrémentale de la déformation plastique et de l'endommagement. L'utilisation d'une approche à deux échelles (mésoscopique – macroscopique) permet de modéliser les processus physiques de dégradation du matériau (plasticité, endommagement) à l'échelle du grain. Ainsi, le modèle est capable de prendre en compte un nombre important de caractéristiques propres au domaine de la fatigue à grand nombre de cycles, comme le cumul de dommage non linéaire, l'effet de la contrainte moyenne et des cycles inférieures à la limite de fatigue.

Néanmoins, pour des applications plus complexes, comme les chargements hors phase, les chargements par bloc et les chargements à amplitude variable, le modèle de base peut présenter une série de limitations (cf. [Vu et al., 2014; Vu, 2009]). En premier, l'utilisation du critère de von Mises pour décrire l'écoulement plastique ne permet pas d'intégrer l'effet de phase pour les chargements déphasés. Ensuite, la simulation de chargements par bloc de type torsion / traction induit une discontinuité des variables d'endommagement, au moment du passage du bloc de torsion au bloc de traction.

La nouvelle version respecte un certain nombre points originaux du modèle de base, à savoir les descriptions de l'écrouissage, de l'endommagement et du couplage plasticité – dommage à l'échelle mésoscopique. Toutefois, une série d'améliorations est proposée, comprenant la surface de charge en plasticité, la fonction seuil de dommage et les lois d'évolution du dommage.

Le modèle proposé est formulé dans le cadre de la thermodynamique des processus irréversibles à variables internes, pour des transformations isothermes, indépendantes du temps et en petites déformations. Les variables internes comportent la déformation plastique ε_p , l'écrouissage cinématique α , l'écrouissage isotrope p , la variable d'effet du dommage d et la variable du dommage cumulé β . La loi de localisation de Lin – Taylor est utilisée pour relier le champ de contraintes macroscopique $\underline{\underline{\Sigma}}$ à celui mésoscopique $\underline{\underline{\sigma}}$: $\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{\Sigma}} - 2\mu\underline{\underline{\varepsilon}}^p$ (μ est le module de cisaillement).

Une nouvelle surface de charge en plasticité à l'échelle mésoscopique basée sur le critère de Vu (I.3.3) est proposée:

$$f(\underline{\underline{\sigma}}, \underline{\underline{x}}, r) = \sqrt{\gamma_1 J_2^2(\underline{\underline{\sigma}} - \underline{\underline{x}}) + \gamma_2 J_{2,mean}^2 + \gamma_3 I_f(I_{1,a}, I_{1,m})} - (r + r_0) \leq 0 \quad \text{Éq. I-23}$$

où r_0 est le seuil initial du domaine plastique, \underline{x} et r sont classiquement les forces thermodynamiques associées à l'écroissage cinématique et isotrope et sont obtenues par dérivation d'un potentiel thermodynamique :

$$\underline{x} = \frac{\partial \omega}{\partial \underline{\alpha}} = c \underline{\alpha} = c \underline{\varepsilon}^p \quad \text{Éq. I-24}$$

$$r = \frac{\partial \omega}{\partial p} = \tilde{r}_\infty \left(1 - \exp(-gp)\right) \exp(-sd) \quad \text{Éq. I-25}$$

où c , r_∞ , g et s sont des paramètres du matériau.

Alors que la forme du critère présentée dans I.3.3 est établie de manière à ce que la limite de fatigue en torsion soit insensible à la contrainte moyenne, l'évolution de la déformation plastique nécessite désormais la prise en compte de la totalité du terme J_2 . C'est pourquoi $J'_2(t)$ est remplacé par le terme classique $J_2(\underline{\sigma} - \underline{x})$ permettant de capter l'effet de contrainte moyenne sur l'évolution de la déformation plastique. Les lois d'évolution dérivent d'un potentiel de dissipation :

$$F(\underline{\sigma}, \underline{x}, r) = J_2(\underline{\sigma} - \underline{x}) - r \quad \text{Éq. I-26}$$

Le critère d'endommagement fait intervenir la force thermodynamique F_d associée à la variable d (fonction croissante de p et décroissante de d), la force thermodynamique k associée à la variable β et k_0 , dans le seuil initial de l'endommagement:

$$h(F_d, k) = F_d - (k + k_0) = 0 \quad \text{Éq. I-27}$$

où

$$F_d = -\frac{\partial \omega}{\partial d} = \tilde{r}_\infty s \exp(-sd) \left(p + \frac{\exp(-gp)}{g} \right) \quad \text{Éq. I-28} \quad k = \frac{\partial \omega}{\partial \beta} = q\beta \quad \text{Éq. I-29}$$

Les observations expérimentales réalisées par [Vu et al., 2010; Vu, 2009] ont permis de conclure que la vitesse de propagation de fissure est la grandeur mécanique pertinente permettant de rendre compte de certains phénomènes caractéristiques de la fatigue polycyclique, à savoir la distinction entre le mode d'endommagement de traction et celui de torsion et le cumul non linéaire des blocs de chargement.

La différence de cinétique d'évolution de fissures entre le mode de traction et le mode de torsion est assez commune pour plusieurs nuances d'acier. La figure proposée par [Vu, 2009] présente un exemple de ce phénomène pour l'acier C35.

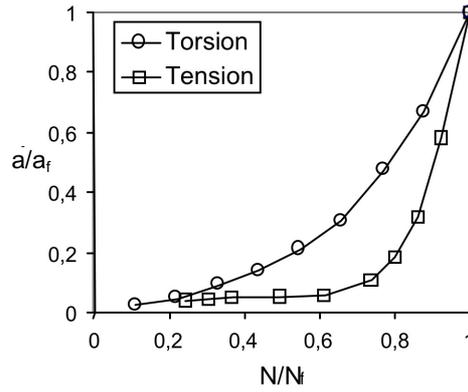


Figure I-27 Non linéarité de la vitesse de propagation en fonction des fractions de durée de vie pour l'acier C35 [Vu et al., 2010]

Les lois d'évolution de l'endommagement doivent représenter correctement la non linéarité de l'évolution du dommage et respecter la distinction de comportement observé expérimentalement entre la traction et la torsion. Pour des raisons de simplicité, la condition de transition amorçage / propagation a été construite sur la valeur de la variable d en utilisant le paramètre matériau d_p :

- Potentiel de dissipation du dommage:
 - Phase d'amorçage ($0 \leq d < d_p$) : $H_1(F_d, k) = aF_d - k$ Éq. I-30
 - Phase de propagation ($d_p \leq d \leq d_c$): $H_2(F_d, k; \sigma_h) = F_d(1 + b\langle\sigma_h\rangle) - k$ Éq. I-31

La fonction « partie positive » $\langle \cdot \rangle$ ($\langle x \rangle = \frac{1}{2}(x + |x|)$) est utilisée pour éliminer l'effet de la contrainte hydrostatique pendant le chargement de compression. Le paramètre matériau d_c représente la valeur critique de dommage à la rupture. Les lois d'évolution sont obtenues par dérivation des potentiels de dissipation :

- Phase d'amorçage ($0 \leq d < d_p$) :

$$\dot{d} = \dot{\lambda}^d \left(\frac{\partial H_1}{\partial F_d} \right) = a \dot{\lambda}^d \quad \text{Éq. I-32}$$

$$\dot{\beta} = -\dot{\lambda}^d \left(\frac{\partial H_1}{\partial k} \right) = \dot{\lambda}^d \quad \text{Éq. I-33}$$

- Phase de propagation ($d_p \leq d \leq d_c$):

$$\dot{d} = \dot{\lambda}^d \left(\frac{\partial H_2}{\partial F_d} \right) = \dot{\lambda}^d (1 + b\langle\sigma_h\rangle) \quad \text{Éq. I-34}$$

$$\dot{\beta} = -\dot{\lambda}^d \left(\frac{\partial H_2}{\partial k} \right) = \dot{\lambda}^d \quad \text{Éq. I-35}$$

Pour le cas de chargement de torsion pure, la vitesse d'endommagement dans les deux phases ne diffèrent que par le coefficient a (amorçage : $\dot{d} = a\dot{\lambda}^d$, propagation : $\dot{d} = \dot{\lambda}^d$). Pour le mode de chargement de traction, la vitesse d'endommagement de la phase de propagation est accélérée par la contrainte hydrostatique.

D'après les observations expérimentales, la vitesse d'endommagement est souvent ralentie par des barrières micro-structurales dans la phase d'amorçage avant une accélération dans la phase de propagation. Les potentiels proposés permettent la prise en compte de ces mécanismes d'endommagement par l'intermédiaire de l'ajustement des coefficients a et b . Par conséquent, ces coefficients doivent satisfaire aux conditions suivantes:

- Phase d'amorçage: $0 < a \leq 1$
- Phase de propagation: $b > 0$

L'évolution de la variable β est la même dans les deux phases ($\beta = \lambda^d$).

La transition amorçage / propagation dépend du paramètre d_p qui représente la valeur d'endommagement au seuil de la phase de propagation. Grâce au principe de similitude entre l'évolution de la longueur de fissure et le dommage d , la valeur de d_p peut être identifiée à partir d'une courbe expérimentale traçant la longueur de la fissure en fonction de la fraction de durée de vie de l'éprouvette (Figure I-28).

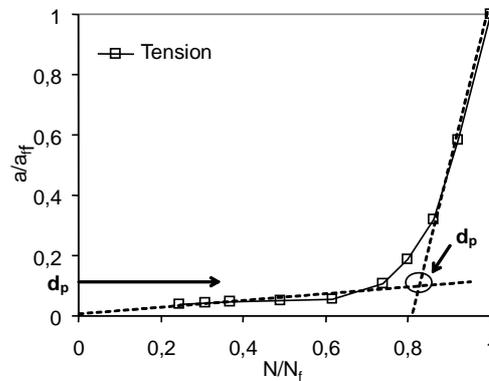


Figure I-28 Détermination de d_p de la courbe d'évolution de longueur de fissure en traction alternée pure pour l'acier C35 [Vu et al., 2010]

Le Tableau I-2 synthétise les équations constitutives du modèle.

Tableau I-2 Équations constitutives du modèle

Localisation : $\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{\Sigma}} - 2\mu\underline{\underline{\varepsilon}}^p$	
Énergie libre mésoscopique (Helmholtz)	
$\omega = \frac{1}{2}(\underline{\underline{\varepsilon}} - \underline{\underline{\varepsilon}}^p) : \underline{\underline{C}} : (\underline{\underline{\varepsilon}} - \underline{\underline{\varepsilon}}^p) + \frac{1}{2}c\underline{\underline{\alpha}} : \underline{\underline{\alpha}} + \tilde{r}_\infty p \exp(-sd) + \frac{\tilde{r}_\infty}{g} \exp(-gp) \exp(-sd) + \frac{1}{2}q\beta^2$	
Méso - plasticité	Méso - dommage
$\underline{\underline{\sigma}} = \frac{\partial \omega}{\partial \underline{\underline{\varepsilon}}^e} = \underline{\underline{C}} : \underline{\underline{\varepsilon}}^e$	$F_d = -\frac{\partial \omega}{\partial d} = \tilde{r}_\infty s \exp(-sd) \left(p + \frac{\exp(-gp)}{g} \right)$
$\underline{\underline{x}} = \frac{\partial \omega}{\partial \underline{\underline{\alpha}}} = c\underline{\underline{\alpha}} = c\underline{\underline{\varepsilon}}^p$	
$r = \frac{\partial \omega}{\partial p} = \tilde{r}_\infty (1 - \exp(-gp)) \exp(-sd)$	
Lois d'évolution en plasticité (non - associée)	
$f(\underline{\underline{\sigma}}, \underline{\underline{x}}, r) = \sqrt{\gamma_1 J_2^2(\underline{\underline{\sigma}} - \underline{\underline{x}}) + \gamma_2 J_{2,moy}^2 + \gamma_3 I_f(I_{1,a}, I_{1,m})} - (r + r_0) \leq 0$	
$F(\underline{\underline{\sigma}}, \underline{\underline{x}}, r) = J_2(\underline{\underline{\sigma}} - \underline{\underline{x}}) - r$	
$\underline{\underline{\dot{\alpha}}} = \underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p = -\dot{\lambda}^p \left(\frac{\partial F}{\partial \underline{\underline{x}}} \right) = \frac{1}{2} \dot{\lambda}^p \frac{\underline{\underline{s}} - \underline{\underline{x}}}{J_2(\underline{\underline{\sigma}} - \underline{\underline{x}})}$	$\dot{p} = -\dot{\lambda}^p \left(\frac{\partial F}{\partial r} \right) = \dot{\lambda}^p$
Lois d'évolution en endommagement (non - associée)	
$h(F_d, k) = F_d - (k + k_0) \leq 0$	
Phase d'amorçage	Phase de propagation
$H_1(F_d, k) = aF_d - k \quad (0 < a \leq 1)$	$H_2(F_d, k; \sigma_h) = F_d (1 + b \langle \sigma_h \rangle) - k \quad (b > 0)$
$\dot{d} = \dot{\lambda}^d \left(\frac{\partial H_1}{\partial F_d} \right) = a \dot{\lambda}^d$	$\dot{d} = \dot{\lambda}^d \left(\frac{\partial H_2}{\partial F_d} \right) = \dot{\lambda}^d (1 + b \langle \sigma_h \rangle)$
$\dot{\beta} = -\dot{\lambda}^d \left(\frac{\partial H_1}{\partial k} \right) = \dot{\lambda}^d$	$\dot{\beta} = -\dot{\lambda}^d \left(\frac{\partial H_2}{\partial k} \right) = \dot{\lambda}^d$
Dissipation volumique intrinsèque mésoscopique	
$\Phi = \underline{\underline{\sigma}} : \underline{\underline{\dot{\varepsilon}}}^p - \underline{\underline{x}} : \underline{\underline{\dot{\alpha}}} - r \cdot \dot{p} + F_d \dot{d} - k \dot{\beta} \geq 0$	

Les paramètres du modèle peuvent être identifiés à l'aide de deux courbes S-N (traction pure et torsion pure) et une courbe d'évolution de la longueur de fissure en fonction de la fraction de la durée de vie. La partie II.5.2.1 présente la démarche d'identification des paramètres pour l'acier C35 qui permettra une meilleure compréhension du rôle de chacun d'entre eux.

I.4.4. Synthèse et analyse

La règle de cumul de dommage linéaire proposée par Miner reste la formulation la plus simple et la plus populaire disponible. Elle permet un traitement numérique simple et des temps de calcul réduits. Même si elle ne traduit pas le cumul de dommage non linéaire et l'effet de séquence observés expérimentalement, les prédictions sont parfois suffisantes pour l'estimation de la durée de vie dans un contexte industriel (selon le type de spectre étudié).

Les règles de cumul de dommage non linéaire sont une alternative intéressante pour surmonter les limitations de la loi de Miner. Dans la littérature, il est possible de trouver diverses formulations avec un nombre de paramètres et un niveau de complexité très variable.

La loi de cumul non linéaire proposée par Chaboche est probablement une des plus populaires, étant utilisée couramment dans l'industrie aéronautique. Cette loi présente une série de caractéristiques intéressantes, comprenant la prise en compte de cycles inférieures à la limite de fatigue et l'effet de l'historique de chargement. Néanmoins, la démarche d'identification et la manipulation des équations peuvent s'avérer complexes.

Dans ce contexte, nous avons essayé d'identifier la méthodologie la plus simple permettant d'introduire la non linéarité dans la démarche de calcul. La méthodologie « DCA » proposée par Manson et Halford semble une méthodologie intéressante. Présentant seulement deux paramètres (N_f et α), elle est capable de prendre en compte l'effet de séquence du chargement et, partiellement, les cycles inférieures à la limite de fatigue selon la formulation de N_f . Toutefois, comme la totalité des règles de cumul de dommage, sa pertinence reste discutable. La valeur unique de $\alpha=0,4$ proposée par l'auteur semble questionable, de plus que la formulation de N_f aura une influence sur la valeur finale de dommage.

A partir de sa simplicité et de ses perspectives d'évolution, nous avons décidé de retenir la méthodologie « DCA » pour la suite de cette étude. Cette règle de cumul de dommage non linéaire sera associée au critère de Vu afin d'intégrer la prise en compte de chargement multiaxiaux. Nous allons ensuite nous intéresser à l'influence de la valeur de α et de la formulation de la courbe de Wöhler utilisée pour le calcul de N_f afin de proposer une méthodologie exploitable.

Finalement, le modèle d'endommagement de Vu présente une démarche scientifique intéressante. Sa formulation incrémentale et la modélisation du couplage plasticité – endommagement à l'échelle mésoscopique semblent efficaces pour la prise en compte des effets de séquence des blocs (cumul de dommage non linéaire) et de cycles en dessous de la limite de fatigue. L'identification de paramètres basée uniquement sur des données uniaxiaux confère de la simplicité et une bonne fiabilité au modèle. Néanmoins, l'utilisation de ce type de méthodologie peut s'avérer délicate dans un contexte industriel, surtout en ce qui concerne le temps de calcul pour une structure complète. De plus, ce modèle a été développé

spécifiquement pour le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles, ce qui pourra poser un problème pour la prise en compte des cycles « incidentels » des spectres de type « automobile », situés dans le domaine de la fatigue oligocyclique. Toutefois, suite aux bons résultats obtenus dans [Vu et al., 2014; Vu, 2009], il semble intéressant de confronter ce type de méthodologie à une application industrielle afin d'identifier les points positifs et les perspectives d'évolution pour les prochaines versions.

1.5. Méthodes pour la prise en compte d'entailles

Dans différents domaines, pour des joints soudés, des entailles ou des défauts de fonderie, il est observé que la valeur locale n'est pas toujours suffisante pour représenter le comportement en fatigue d'une structure.

Il est possible de trouver dans la bibliographie plusieurs méthodologies développées dans l'objectif d'intégrer la distribution des contraintes en proximité d'une singularité géométrique dans le calcul de la durée de vie en fatigue.

Dans le domaine des assemblages soudés, la méthodologie la plus populaire est la « contrainte structurale » présentée dans I.2.2. Cette méthode peut fournir des résultats intéressants en pied de cordon, néanmoins elle est trop grossière pour traiter la racine.

Nous allons alors nous intéresser à quelques méthodologies générales ayant un potentiel d'intégration à la méthodologie de calcul envisagée pour cette étude.

1.5.1. Méthode de la distance critique

Les travaux des [Taylor, 2007] sont parmi les plus populaires dans ce domaine. Afin de déterminer la contrainte la mieux adaptée pour le calcul en fatigue, [Taylor, 2007] a proposé trois méthodologies différentes basées sur le même concept, la distance critique L :

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta \sigma_0} \right)^2 \quad \text{Éq. I-36}$$

où K_{th} est le seuil de propagation de fissures longues et $\Delta \sigma_0$ est la limite de fatigue uniaxiale. Comme K_{th} et $\Delta \sigma_0$ sont des constantes du matériau la valeur L sera également une constante du matériau.

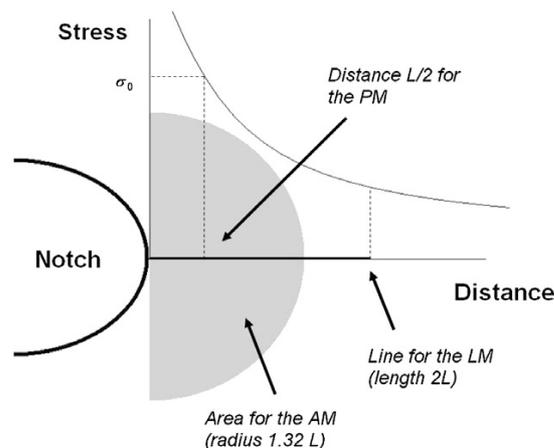


Figure I-29 Définition des trois méthodologies basées sur la distance critique [Shahri & Sandström, 2010]

La Figure I-29 présente les trois méthodologies proposées par Taylor :

1. Méthode du point (point method – PM) : la valeur de la contrainte équivalente est déterminée à une distance $L/2$ de la racine de l'entaille.
2. Méthode de la ligne (line method – LM) : la valeur de contrainte équivalente est déterminée par une moyenne au long de la ligne de longueur $2L$.
3. Méthode de l'aire (area method – AM) : la valeur de contrainte équivalente est déterminée par la moyenne des contraintes dans une surface semi-circulaire centré dans la racine de l'entaille avec un rayon de $1,32L$.

La direction de la ligne utilisée pour les méthodes PM et LM est définie en fonction des champs de contraintes. Les méthodes basées sur la distance critique sont des méthodologies générales qui peuvent être combinées à des approches classiques en fatigue comme les critères d'endurance. Dans la littérature, il est possible de trouver des exemples d'application de ce type de méthodologie pour des cas simples sur des joints soudés [Crupi, Crupi, Guglielmino, & Taylor, 2005; Shahri & Sandström, 2010].

I.5.2. Méthode du gradient (DSG)

La méthodologie « Defect Stress Gradient - DSG » a été proposée par [Nadot & Billaudeau, 2006] dans l'objectif d'intégrer l'effet du gradient de contraintes en proximité d'un défaut sur la limite de fatigue. La version la plus récente de la méthodologie est disponible dans [Vincent, Nadot-Martin, Nadot, & Dragon, 2014].

La présence d'un défaut induit une modification locale du champ de contraintes. D'une façon générale, le principe de la méthodologie « DSG » repose sur la prise en compte de cette perturbation par un « gradient » spécifique, représentatif du vrai gradient mathématique. Ainsi, nous pouvons définir une nouvelle contrainte équivalent $\sigma_{eq \nabla M}$ dans chaque point M de la surface du défaut comme une fonction du « gradient » spécifique $\nabla \sigma_{eq M}$.

$$\sigma_{eq \nabla M} = \sigma_{eq M} - \alpha_{\nabla} \nabla \sigma_{eq M} \qquad \nabla \sigma_{eq M} = \frac{\sigma_{eq M} - \sigma_{eq 0}}{size} \qquad \text{Éq. I-37}$$

$\sigma_{eq 0}$ correspond à la contrainte sans l'influence de la perturbation locale, vue loin du défaut. α_{∇} est un paramètre qui décrit l'influence du défaut pour le matériau considéré. « size » est une distance caractéristique, représentative de la taille de la zone où le champ de contraintes est affecté par le défaut. Dans le cas spécifique de défauts, « size » est choisi comme étant le paramètre \sqrt{area} défini par [Murakami, 2002].

L'auteur propose l'utilisation du critère de Crossland comme contrainte équivalente de fatigue (σ_{eq}). Ainsi, deux limites de fatigue sur matériau sain sont nécessaires pour l'identification de α et β du critère de Crossland. Une troisième limite de fatigue à une taille donnée de défaut sera nécessaire pour déterminer le paramètre a_V .

I.5.3. Méthode de l'intégration en volume

Afin de s'affranchir du choix de la direction dans laquelle le gradient sera calculé, [El May, 2013] propose de considérer la moyenne de la contrainte équivalente de fatigue, non pas sur une distance, mais sur un volume.

L'auteur propose de considérer la moyenne de la contrainte équivalente de Crossland autour de chaque point M de la zone affectée par la présence du défaut Z_{def} , limitée par une sphère de rayon égale au diamètre du défaut (Figure I-30).

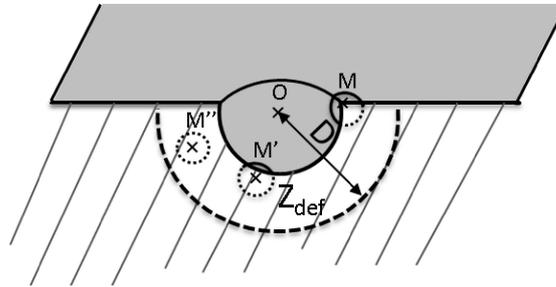


Figure I-30 Moyenne volumique autour d'une distance critique d_c en tout point M appartenant à la zone affectée par la présence du défaut Z_{def} [El May, 2013]

L'expression du critère de Crossland pour M situé à une distance inférieure à la distance critique d_c est donnée par :

$$\max_{M \in Z_{def}} [\langle \tau_{oct,a} \rangle + \alpha \langle \sigma_{H,max} \rangle] \leq \beta \quad \text{Éq. I-38}$$

$$\langle \tau_{oct,a} \rangle = \frac{1}{V} \iiint_V \tau_{oct,a} dV \quad \text{Éq. I-39}$$

$$\langle \sigma_{H,max} \rangle = \frac{1}{V} \iiint_V \sigma_{H,max} dV \quad \text{Éq. I-40}$$

La méthodologie est basée sur les deux paramètres α et β du critère de Crossland et les paramètres d_c qui traduit l'influence du gradient. L'identification des paramètres de Crossland est réalisée de forme classique à l'aide de deux limites de fatigue pour un matériau sain. Le paramètre d_c est identifié à l'aide d'une limite de fatigue pour une taille de défaut donnée et un calcul EF.

I.5.4. Synthèse et analyse

Les méthodologies étudiées sur cette section constituent des alternatives intéressantes pour intégrer l'effet du gradient de contraintes au calcul en fatigue des joints soudés. Ces méthodologies étant assez générales, il est possible d'envisager différents types d'associations avec les méthodes classiques de calcul en fatigue (critères d'endurance, lois de cumul de dommage...). Compte tenu du contexte étudié, nous pouvons dégager quelques remarques.

Le paramètre L utilisé pour définir la distance critique dans les méthodologies proposées par Taylor est une constante du matériau. Les régions d'amorçage de fissures dans les joints sont généralement composées d'un matériau résultant du mélange du métal de base et du métal d'apport, dont les caractéristiques mécaniques seront dépendantes des cycles thermiques. Dans les cas d'un assemblage multi-matériaux, la composition de zones critiques sera encore plus complexe. Ainsi, l'utilisation de ce type de méthodologie pourra s'avérer fastidieuse.

La méthodologie « DSG » présente une formulation basée sur l'utilisation d'une « taille » caractéristique du défaut, représentée par \sqrt{area} pour les défauts de fonderie. Les soudures automobiles respectent un cahier de charge stricte, ainsi il est possible de déterminer la géométrie moyenne et l'écart type de chaque configuration de joint soudé. Dans ce cas, il suffirait de trouver le paramètre géométrique pertinent et cette méthodologie pourrait être transposée aux joints soudés. Toutefois, l'extension de la méthodologie à une structure complexe nécessiterait une technique de recherche de la direction de calcul du gradient dans l'espace.

Finalement, la méthodologie proposée par El May permet de s'affranchir de la recherche de la direction dans laquelle le gradient est calculé, en faisant une moyenne volumique de la contrainte équivalente autour du point étudié. Cela ouvre des perspectives intéressantes pour le calcul sur des structures contenant des joints soudés de forme complexe. Néanmoins, cela induira certainement une augmentation de la complexité et des temps de calcul. Ainsi, une stratégie spécifique est nécessaire afin de cibler les zones à étudier.

1.6. Synthèse de l'étude bibliographique

L'étude bibliographique permet d'avoir une vision générale des paramètres impliqués dans le calcul en fatigue des joints soudés. L'analyse des particularités de ce type d'assemblage et de leur prise en compte par les méthodologies de calcul les plus répandues en industrie, permet de dégager les perspectives et les enjeux scientifiques de cette thèse.

D'abord, la prise en compte des chargements multiaxiaux est un point essentiel. A part l'utilisation du critère de Dang Van proposé par Fayard, le sujet semble peu développé. La méthodologie proposée doit représenter un vrai apport en termes de prédiction des chargement multiaxiaux (proportionnels / non proportionnels, avec et sans valeur moyenne), en gardant une complexité et des temps de calcul raisonnables pour les structures industrielles.

En plus du caractère multiaxial, le cumul de dommage non linéaire induit par l'amplitude variable des chargements doit être intégré. Les méthodologies de calcul utilisées dans l'industrie automobile sont souvent basées sur la loi de cumul de dommage linéaire de Miner. Bien que ce type d'outil puisse suffire pour un certain nombre d'applications industrielles, il n'est probablement pas adapté aux spectres « automobiles ». En effet, ce type de spectre peut contenir des fortes variations d'amplitude, produisant ainsi une évolution du dommage fortement non linéaire. Il est alors nécessaire de trouver le bon compromis entre la modélisation de l'évolution non linéaire du dommage et la complexité de la méthodologie de calcul.

L'étude bibliographique dans un domaine plus élargi a permis d'identifier des méthodologies prometteuses pour la prise en compte de chargements multiaxiaux complexes, leur pertinence dans le contexte des spectres « automobiles » sera étudié dans le Chapitre II.

À cet environnement mécanique complexe, il faut ajouter les caractéristiques géométriques et métallurgiques particulières des joints soudés (gradient matériau/microstructure, contraintes résiduelles, entaille géométrique).

Le cycle thermique induit par le procédé de soudage modifie localement la microstructure et génère des contraintes résiduelles. Ces caractéristiques peuvent s'avérer assez complexes à modéliser. Néanmoins, l'expérience industrielle a démontré qu'il est possible de les intégrer de façon indirecte. En effet, l'identification des paramètres de la méthodologie de calcul en fatigue réalisée directement sur des assemblages soudés peut permettre l'utilisation d'un modèle de calcul simplifié.

L'introduction du cordon de soudure modifie la géométrie locale de la pièce et génère des « entailles » aux pieds et à la racine du joint soudé. L'utilisation d'une valeur locale ne semble pas suffisante pour représenter correctement le comportement en fatigue de ce type de structure. Les méthodes de type contrainte structurale présentent une alternative intéressante

intégrant le gradient de contrainte en proximité du joints soudés. Néanmoins, cette méthodologie n'est pas adaptée au calcul en racine.

Ainsi, il est nécessaire de développer une méthodologie capable de prendre en compte, en plus du chargement multiaxial complexe, l'effet du gradient de contrainte aux différents points critiques du joint soudé. Ce point sera analysé au Chapitre III.

– CHAPITRE II –

**Fatigue multiaxiale de l'acier C35 :
mécanismes d'endommagement et
simulation de la durée de vie**

II.1. Introduction.....	- 71 -
II.2. Matériau et techniques expérimentales.....	- 71 -
II.2.1. Matériau de l'étude : acier C35.....	- 71 -
II.2.2. Préparation des éprouvettes	- 72 -
II.2.3. Essais mécaniques.....	- 74 -
II.2.4. Technique de réplique.....	- 75 -
II.3. Le spectre automobile étudié (Spectre RNT).....	- 76 -
II.3.1. Spectre théorique	- 77 -
II.3.2. Description des essais et résultats expérimentaux.....	- 79 -
II.3.3. Correction du spectre avec les valeurs réelles.....	- 80 -
II.4. Étude de l'endommagement sous un chargement de type « spectre automobile » et influence des surcharges (Incidentels).....	- 83 -
II.4.1. Influence des surcharges (« Incidentels ») sur la durée de vie en fatigue	- 83 -
II.4.2. Amorçage et propagation de l'endommagement	- 84 -
II.4.3. Influence des surcharges sur la non linéarité de l'évolution des fissures.....	- 89 -
II.4.4. Évolution de la plasticité suite aux surcharges.....	- 91 -
II.4.5. Synthèse	- 93 -
II.5. Simulation de la durée de vie sous spectre automobile des éprouvettes lisses en acier C35	- 95 -
II.5.1. Étude d'une méthodologie type « critère de fatigue ».....	- 95 -
II.5.1.1. Identification des courbes S-N de référence.....	- 96 -
II.5.1.2. Identification du critère de Vu pour l'acier C35	- 99 -
II.5.1.3. Application du critère de Vu avec cumul de dommage linéaire.....	- 101 -
II.5.1.4. Application du critère de Vu avec cumul de dommage non linéaire « DCA »	- 104 -
II.5.1.5. Confrontation à la méthode Renault.....	- 113 -
II.5.2. Étude d'une méthodologie type « Modèle d'endommagement ».....	- 115 -
II.5.2.1. Identification des paramètres du modèle d'endommagement de Vu pour l'acier C35... -	115 -
II.5.2.2. Simulation de la durée de vie	- 118 -
II.5.3. Synthèse	- 120 -

CHAPITRE II - Fatigue multiaxiale de l'acier C35 : mécanismes d'endommagement et simulation de la durée de vie

II.1. Introduction

La simulation de la durée de vie d'un assemblage soudé soumis à un chargement multiaxial complexe implique la prise en compte d'un grand nombre de paramètres. Comme vu précédemment (Figure 0-1), cette thèse est divisée en deux parties pour découpler les incertitudes et permettre l'analyse isolée des effets induits par le chargement multiaxial complexe lui-même et par les caractéristiques particulières des joints soudés.

L'objectif de ce chapitre est d'étudier le spectre de chargement automobile développé sur un matériau « école » (c'est-à-dire pour lequel on dispose d'un volume de données important) avant de s'intéresser aux assemblages soudés Renault, dans le but de proposer une méthode de simulation de la durée vie suffisamment riche pour la prise en compte des chargements complexes, mais en même temps assez simple pour intervenir dans du calcul de structures.

Ce chapitre est organisé de la façon suivante : nous allons tout d'abord nous intéresser au matériau de l'étude, l'acier C35, pour lequel une large base de données est disponible. Ensuite, la démarche employée pour la construction du spectre de chargement complexe « type automobile » sera présentée. Nous allons nous intéresser particulièrement à l'effet des surcharges intégrant ce spectre sur le comportement du matériau. Finalement, des méthodes de prévision de la durée de vie seront évaluées à l'aide du spectre de chargement développé. Cette étude sera basée sur deux critères de sélection : la qualité de prédiction et la simplicité d'utilisation. Les méthodologies développées au cours de cette étude seront ultérieurement transposées aux assemblages soudés, cela fera l'objet du Chapitre III.

II.2. Matériau et techniques expérimentales

II.2.1. Matériau de l'étude : acier C35

Le matériau choisi pour cette première campagne expérimental est l'acier C35. Cet acier mi-dur ferrito-perlitique a déjà fait l'objet de plusieurs campagnes expérimentales réalisées au sein du Département Physique et Mécanique des Matériaux de l'Institut P' qui ont permis de déterminer les caractéristiques mécaniques et les courbes de Wöhler en traction et torsion [Billaudeau, 2002; Flaceliere, 2004] et étudier le comportement sous chargement multiaxial [Vu, 2009]. Le Tableau II-1 présente la composition chimique de l'acier C35, alors que le Tableau II-2 présente ses caractéristiques mécaniques.

Tableau II-1 Composition chimique de l'acier C35 en poids moyen (%)

C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	Co	Mo	W	V	Ti
0.36	0.27	0.6	0.009	0.034	0.07	0.14	0.07	0.01	0.01	0.005	0.009

Tableau II-2 Caractéristiques mécaniques de l'acier C35

E (GPa)	$R_{p0.2}$ monotone (MPa)	$R_{p0.2}$ cyclique (MPa)	R_m (MPa)	Allongement A (%)
205	350	280	580	30

La Figure II-1 présente la microstructure de l'acier C35 observée après une attaque au nital 3%. Le laminage à chaud induit la formation de bandes de perlite alternant avec des grains de ferrite. Ce procédé n'altère pas la taille moyenne des grains, les valeurs moyennes obtenues sur des coupes transversales sont les suivantes :

- diamètre moyen ϕ_{moy} grain ferrite : 22 μm

- diamètre moyen ϕ_{moy} grain perlite : 16 μm

La distance entre deux bandes de perlite est de l'ordre d'un à deux grains de ferrite.

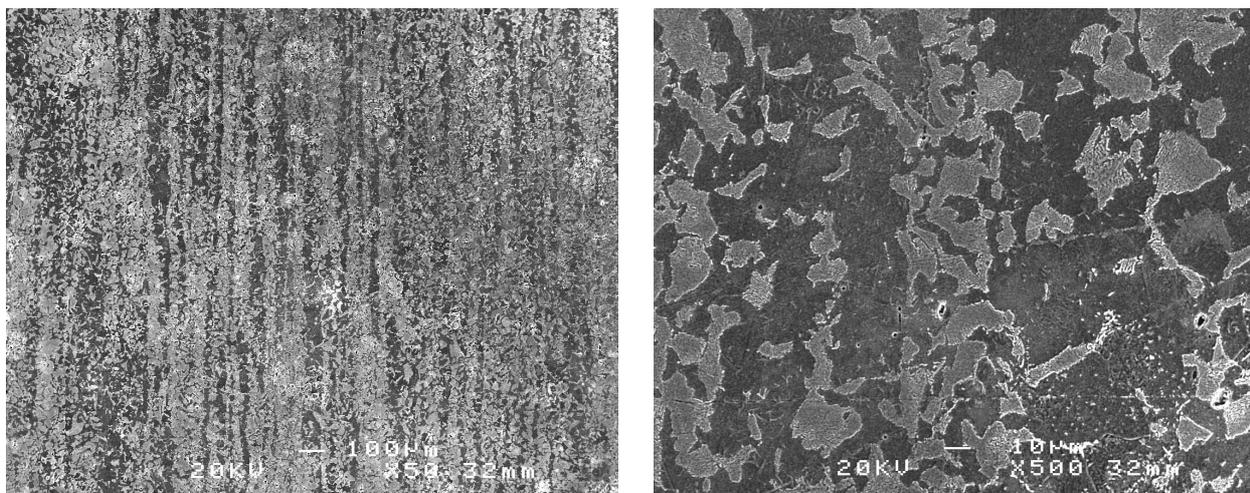


Figure II-1 Microstructure de l'acier C35 : Grains de ferrite en clair et grains de perlite en foncé

II.2.2. Préparation des éprouvettes

Les éprouvettes utilisées dans cette étude proviennent d'un barreau de 80 mm de diamètre. L'axe des éprouvettes correspond au sens long du barreau, soit le sens de laminage Figure II-2. Tous les résultats d'essai présentés au cours de cette étude proviennent d'éprouvettes extraites du même lot de matière et qu'ont subi le même traitement.

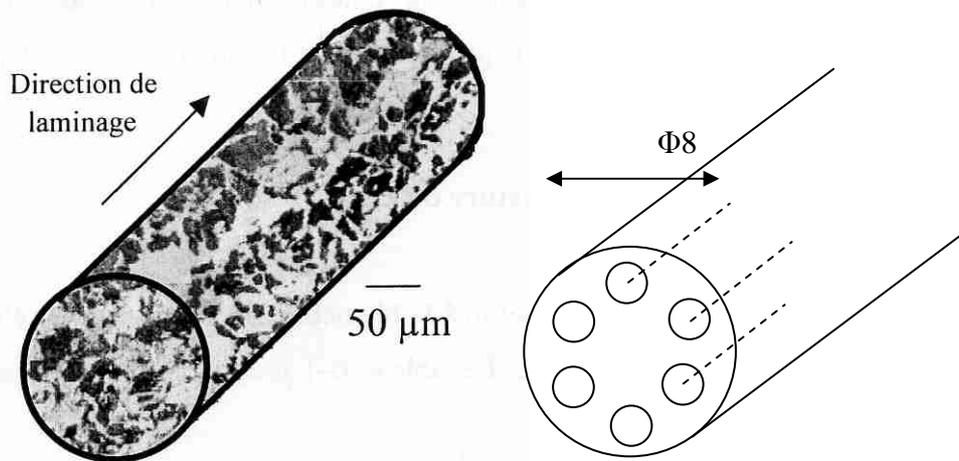


Figure II-2 Schéma de la microstructure le long du barreau et méthode de prélèvement d'éprouvettes

La Figure II-3 présente la géométrie des éprouvettes utilisées pour la campagne d'essais. Afin de limiter la dispersion de résultats, la zone utile des éprouvettes a été traitée par un procédé de polissage mécanique jusqu'au papier abrasif grain 4000. Les éprouvettes ont ensuite subi un revenu de 500°C durant 1 heure sous vide secondaire dans le but d'éliminer les contraintes résiduelles engendrées pendant leur préparation.

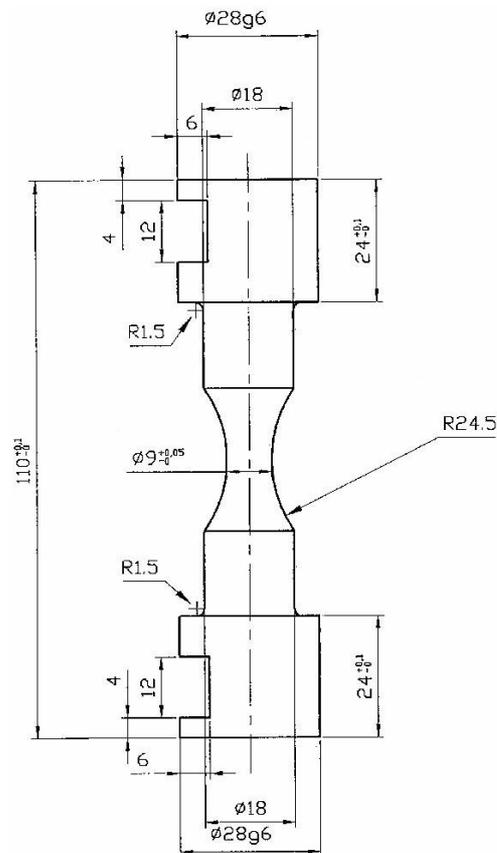


Figure II-3 Éprouvette torique de traction-torsion utilisée pour les essais

II.2.3. Essais mécaniques

Une machine servo-hydraulique de traction-torsion Instron type 1343 a été utilisée pour la réalisation des essais (Figure II-4). La machine est équipée de deux asservissements indépendants en traction et torsion. Le spectre complexe utilisé pour les essais est piloté par le logiciel Instron Wavematrix. La section II.3 présente ce spectre en détail. L'axe de traction est piloté en force et l'axe torsion en couple.

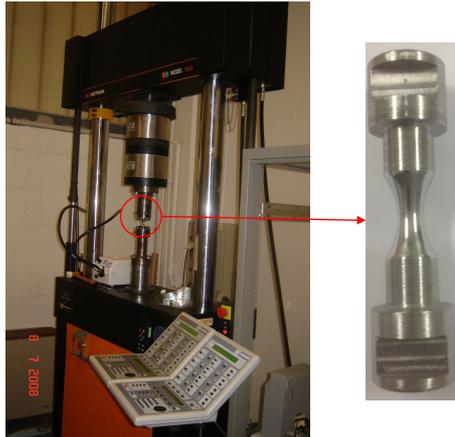


Figure II-4 Machine Traction-Torsion Instron 1343

La Figure II-5 illustre le repère local correspondant à la plus petite section utile de l'éprouvette. Les amplitudes de la contrainte axiale Σ_{xa} et de la contrainte de cisaillement Σ_{xya} sont calculées selon les hypothèses de la résistance des matériaux en élasticité :

$$\Sigma_{xa} = \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{Éq. II-1}$$

$$\Sigma_{xya} = \frac{16C}{\pi d^3} \quad \text{Éq. II-2}$$

où F est la force, C le couple et d le diamètre de la section de l'éprouvette.

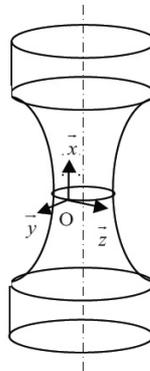


Figure II-5 Repère local

II.2.4. Technique de réplique



Figure II-6 – Dispositif utilisé pour la réalisation de répliques

La technique des répliques permet de suivre l'amorçage et la propagation de fissures sur la surface externe de l'éprouvette [Palin - Luc & Sellier, 2002]. La technique consiste à appliquer une résine souple de type dentaire sur l'éprouvette à l'aide d'un moule adapté (Figure II-6). Cela permet d'enregistrer l'état de surface pendant un arrêt de l'essai sans avoir à démonter et remonter l'éprouvette. La fréquence d'arrêt de la machine est définie de façon à respecter la séquence du spectre, l'arrêt se fait à la fin du bloc de chargement « incidentel » (cf. section II.3). La fréquence d'arrêt est de l'ordre de 15% de la durée de vie totale en début d'essai. Afin d'augmenter la précision, ce chiffre est de 10% à partir de la moitié de l'essai. La dernière réplique a été réalisée à environ 95% de la durée de vie totale. Pour assurer le recouvrement de toute la circonférence utile de l'éprouvette, trois répliques sont nécessaires à chaque arrêt de la machine.

Les répliques sont ensuite métallisées et observées au MEB à faible tension d'accélération (Figure II-7). L'observation démarre à partir de la dernière réplique sur laquelle la fissure est facilement repérable et on remonte l'historique de fissuration à rebours. La résolution de cette technique est de 5 à 10 μm selon l'ouverture de la fissure. Il est important de remarquer que la réplique est une image négative de la surface réelle. Dans cette étude, la longueur de fissure en surface est mesurée en utilisant une droite moyenne tracée sur la réplique (Figure II-7). Si la fissure présente de fortes variations sur le chemin de propagation, la technique présentée dans la Figure II-8 ($2a = 2a_1 + 2a_2 + \dots + 2a_n$) peut être employée pour plus de précision.

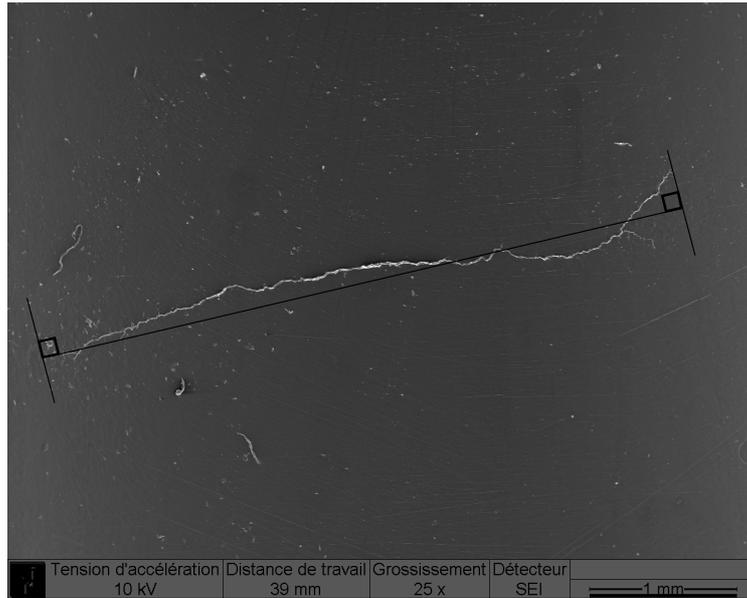


Figure II-7 Technique de mesure de la longueur de fissure en surface utilisée pendant cette étude

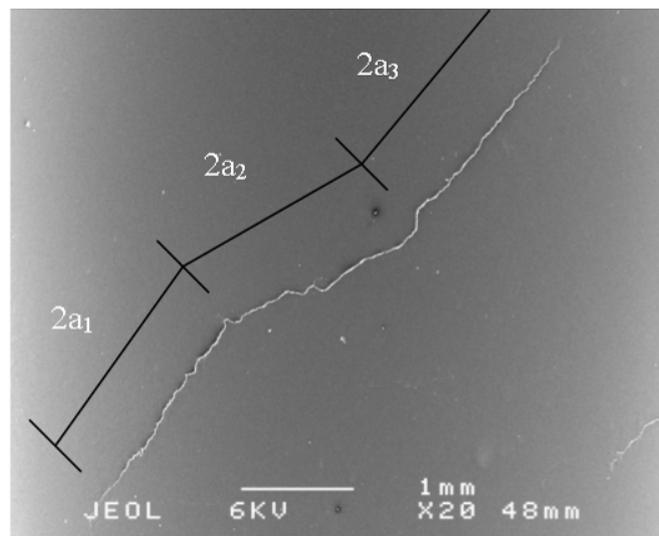


Figure II-8 Technique alternative de mesure de fissure en surface

II.3. Le spectre automobile étudié (Spectre RNT)

Pendant leur durée de vie, les châssis automobiles sont soumis à rude épreuve. En effet, une voiture doit endurer des virages, des routes en mauvais état et même des impacts sur la roue comme par exemple un « nid-de-poule ». Selon la nature de la route et la vitesse de roulage, les efforts peuvent varier en fréquence, rapport de charge et déphasage.

Afin d'assurer la durée de vie des bancs d'essais et la maîtrise des chargements appliqués, Renault a développé des essais de validation basés sur des chargements sinusoïdaux qui balayent les cas les plus critiques rencontrés sur la route. Ces chargements s'appuient sur des enregistrements réalisés pendant les tests de roulage. La méthode employée

permet d'assurer le même niveau de dommage entre les signaux sinusoïdaux utilisés sur banc d'essais et les sollicitations enregistrés sur piste.

Le spectre développé pour cette étude est basé sur les spectres de validation Renault. Il est simplifié de façon à avoir seulement deux axes de sollicitation, traction et torsion, et représenter les trois principales caractéristiques de la route : le pavement en mauvais état, les virages et les chocs.

II.3.1. Spectre théorique

La Figure II-9 présente le spectre développé pour cette campagne d'essais. Il est composé de 3 blocs principaux, comme suit :

Mauvais pavés (MP) : Représente l'effet d'une voiture qui roule sur une route pavée. Le bloc « mauvais pavé » est sous-divisé en quatre blocs qui simulent les différentes conditions de la route. La présence d'une légère contrainte moyenne a pour objectif de simuler l'effet du poids de la voiture sur les composants du châssis. Le changement de phase simule la distribution des pavés sur la route et permet de faire ressortir l'effet du déphasage sur la tenue en fatigue. Les deux premiers blocs, mauvais pavés 1 et 2 (MP1 – MP2), simulent une route pavée standard, alors que les blocs mauvais pavés 3 et 4 (MP3 – MP4), représentent une portion de la route pavée dégradée. Dans les blocs MP1 et MP3, l'axe de torsion est déphasé de 90° par rapport à l'axe de traction, alors que l'axe de torsion est en avance de 90° dans les blocs MP2 et MP4.

Virages (VIR) : Simule l'effet des virages de la route sur les pièces du châssis. La forte dissymétrie des valeurs de contrainte moyenne entre les deux axes reproduit l'effet du poids lors de l'inclinaison du véhicule dans un virage. Les deux axes sont en phase.

Incidentel (INC) : Simule l'effet d'un choc sur la roue, comme par exemple, l'impact sur un trottoir ou un « nid de poule ». Le rapport de charge est choisi de façon à représenter l'effet du poids du véhicule. Les deux axes sont en phase, supposant un impact simultané sur les deux roues. Ce chargement peut plastifier localement les pièces du châssis.

La séquence principale assemble un certain nombre de blocs évoqués précédemment de la façon suivante :

$$Séquence_principale = \langle 50 \times [5 \times (MP1 + MP2 + MP3 + MP4) + 12 \times VIR] \rangle + 2 \quad \text{Éq. II-3}$$

Si on observe le seul axe de traction, la séquence principale présente 2602 cycles de traction (2000 cycles de mauvais pavés + 600 cycles de virages + 2 cycles de « incidentels »).

Cette grandeur sera utilisée pour pouvoir situer le nombre de cycles du spectre multiaxial par rapport aux essais uniaxiaux.

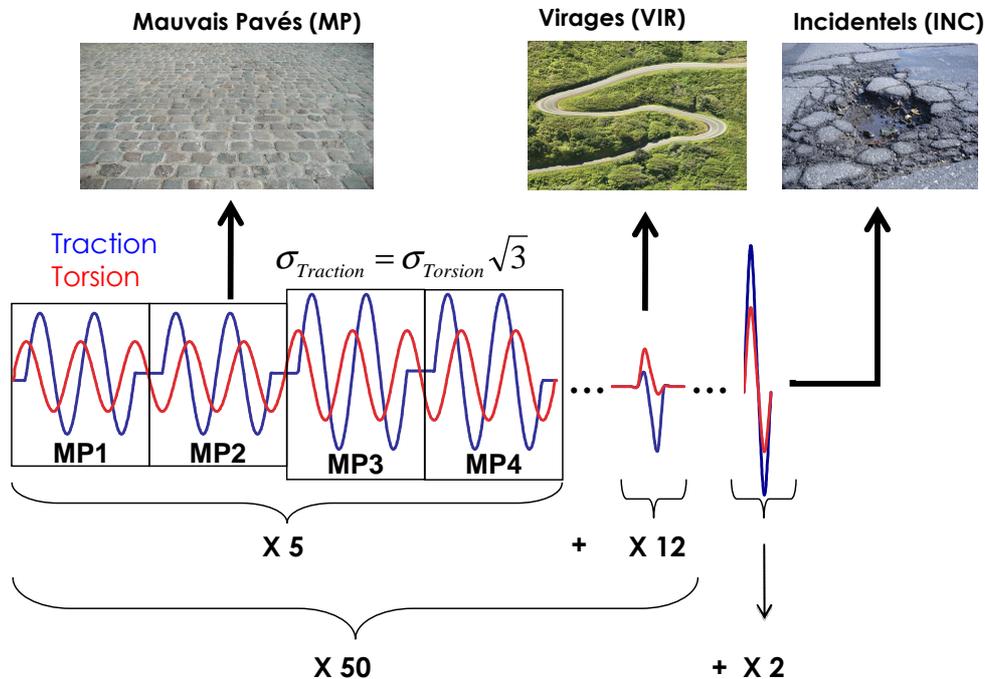


Figure II-9 « Spectre RNT » Spectre utilisé pour l'étude expérimentale

Une étude préliminaire est effectuée pour définir la fréquence des signaux utilisés lors des essais. Cette étude a pour objectif l'optimisation de la durée d'essai en assurant l'exécution correcte des chargements. La fréquence est de 3Hz pour les blocs « mauvais pavé » et 6Hz pour les blocs « virages » et « incidentel ».

Les amplitudes du spectre sont déterminées à partir de la contrainte de von Mises du cycle « incidentel » considéré comme paramètre de référence. Les valeurs maximales des contraintes des autres cycles sont définies en utilisant un rapport à cette valeur (e. g. $\sigma_{MAX_MP1} = 0,46 \times \sigma_{MAX_Incidentel}$). Les valeurs des rapports sont présentées dans le Tableau III-3 « rapport au cycle incidentel » et restent inchangées pour tous les spectres de cette étude. Un rapport $\sqrt{3}$ est maintenu entre la contrainte de traction et celle de torsion ($\sigma_{xx} = \sigma_{xy} \sqrt{3}$) afin d'avoir la même valeur de contrainte de von Mises pour chaque axe.

Tableau II-3 Description des blocs de chargement du spectre étudié

Bloc	Sigle	Rapport de charge traction	Rapport de charge torsion	Déphasage (°)	Rapport au cycle incidentel	Nombre de cycles du bloc élémentaire	Pourcentage dans la boucle principale
Mauvais pavés 1	MP1	-0,8	-0,8	90	0,46	2	19,21%
Mauvais pavés 2	MP2	-0,8	-0,8	-90	0,46	2	19,21%
Mauvais pavés 3	MP3	-0,8	-0,8	90	0,59	2	19,21%
Mauvais pavés 4	MP4	-0,8	-0,8	-90	0,59	2	19,21%
Virages	VIR	-4,7	-0,2	0	0,48	1	23,05%
Incidentel	INC	-0,7	-0,7	0	1	1	0,07%

II.3.2. Description des essais et résultats expérimentaux

Deux types d'essais ont été réalisés pendant cette étude. La première campagne utilise un spectre complet et les valeurs de contrainte sont choisies de façon à avoir une plage de durée de vie entre 200 000 et 1 000 000 de cycles. Un suivi par répliques est effectué pour une éprouvette (référence 525_9_REP) pour investiguer le comportement pendant l'essai. Pour la deuxième campagne, nous avons supprimé les cycles « incidentels ». Cela a pour objectif d'étudier l'influence de ces cycles sur la durée de vie. Cette étude a été réalisée à un seul niveau de contraintes, 504 MPa de contrainte équivalente de von Mises au cycle « incidentel » (cf. section II.3.3), afin de dépasser localement la limite d'élasticité lors des chargements « incidentels », comme cela est constaté sur les pièces de châssis en utilisation réelle.

Le Tableau II-4 présente la synthèse des essais réalisés. Tous les essais sont menés jusqu'à la rupture sauf pour l'essai 420_4. Les éprouvettes marquées par le suffixe « _SINC » sont les cas réalisés sans les cycles « incidentels ». La deuxième colonne du tableau présente la contrainte équivalente de von Mises théorique au cycle « incidentel ». Cette contrainte est calculée en utilisant les valeurs de consigne de l'essai. Il s'avère que la régulation d'un essai multiaxial complexe est délicate : en effet les valeurs réelles mesurées pendant l'essai diffèrent légèrement de la consigne appliquée. Ainsi la contrainte de von Mises au cycle « incidentel » corrigée avec les valeurs réelles est rapportée sur la troisième colonne. La section II.3.3 présente une analyse plus approfondie à ce sujet. La quatrième colonne, intitulée « Nombre de séquences principales » présente le nombre de fois que la séquence principale du chargement présentée sur l'équation Éq. II-3 a été réalisé. La valeur de la cinquième colonne « Nombre équivalent de cycles de traction » présente le nombre de cycles réalisés sur l'axe de

traction pendant l'essai. Le nombre de cycles de traction pour une séquence complète est de 2602 pour le spectre complet et 2600 si les deux cycles « incidentels » sont enlevés.

Tableau II-4 Résultats expérimentaux pour le spectre étudié

Référence Éprouvette	σ_{vm} INC Théorique	σ_{vm} INC Réel	Nombre de séquences principales	Nombre équivalent de cycles de traction	Répliques (% durée de vie)
525_1	525	504	90	234 180	
525_2	525	504	136	353 872	
525_3	525	504	113	294 026	
480_5	480	463	308	801 416	
600_6	600	526	48	124 896	
600_7	600	526	54	140 508	
480_8	480	463	242	629 648	
525_9_REP	525	504	102	265 404	14%, 29%, 44%, 58%, 73%, 84%, 95%
420_4	420	404	471	Non rupture 1224600	
525_10_SINC	525	504	229	596 544	
525_11_SINC	525	504	245	638 560	
525_12_SINC	525	504	386	1 004 432	

La Figure II-12 présente les résultats d'essai sous la forme de graphique, en reportant la contrainte de von Mises au cycle « incidentel » en fonction du nombre de cycles de traction. En effet, la contrainte de von Mises a été choisie comme paramètre de référence pour identifier les spectres (cf. section II.3.1).

II.3.3. Correction du spectre avec les valeurs réelles

La réalisation d'essais avec un spectre de chargement complexe est une tâche délicate. En effet, assurer le suivi correct de la consigne sur une machine hydraulique avec une fréquence raisonnable requiert une étude préalable des réglages PID (Contrôle proportionnel, intégral et dérivé).

Après une phase d'optimisation des réglages de la machine et de la fréquence d'essai, les valeurs de PID ont été déterminées de façon à assurer le meilleur compromis entre le suivi de la consigne et la stabilité de l'essai. Malgré cela, l'exécution parfaite de l'essai n'est pas possible, mais elle est, néanmoins, stable. Les valeurs de spectre ont été alors corrigées avec des valeurs moyennes mesurées pendant l'essai. La moyenne est calculée après une séquence complète (2602 cycles de traction) pour assurer la stabilisation de l'essai. L'analyse de l'enregistrement d'un essai complet a permis de définir le nombre de cycles à utiliser pour calculer la moyenne de chaque bloc de chargement. Cette valeur est de 15 cycles pour « mauvais pavé », 8 cycles pour « virages » et 6 cycles pour « incidentel ».

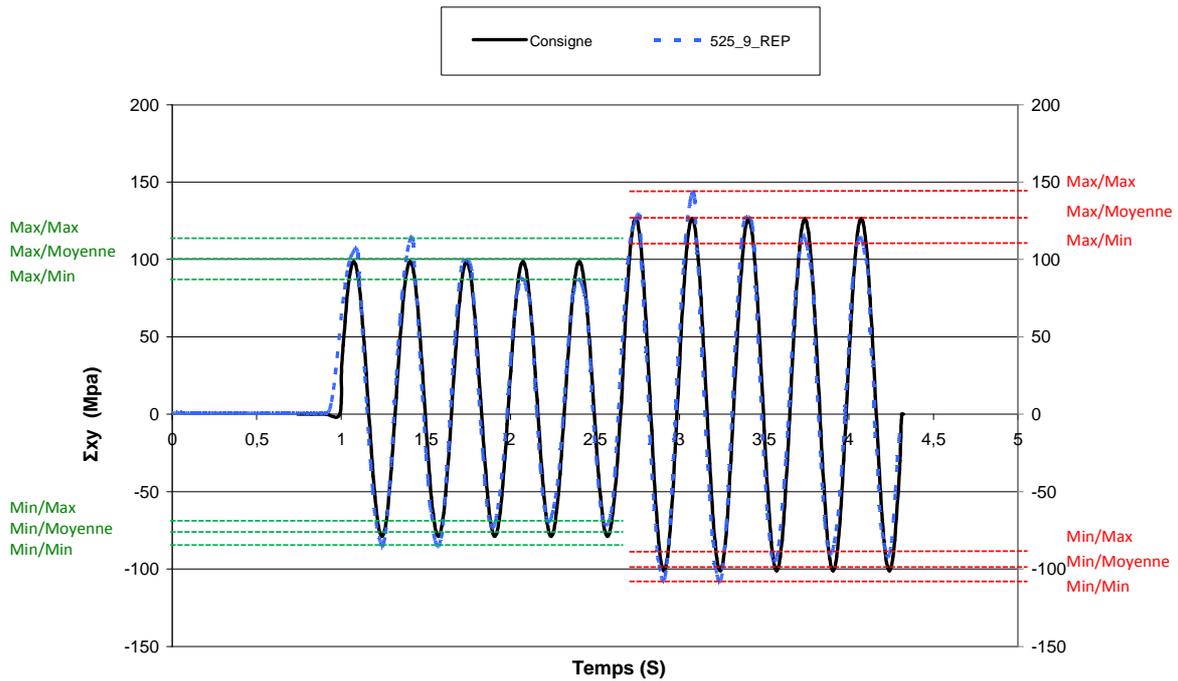


Figure II-10 Comparaison des valeurs moyenne, maximum et minimum du spectre réel à la consigne (consigne et réponse alignées pour la comparaison)

La Figure II-10 présente un exemple de la démarche employée pour l'axe de torsion de l'éprouvette 525_9_REP pour un bloc « mauvais pavé », un des cas les plus critiques pour la régulation de la machine à cause des variations du déphasage de l'axe de traction (cf. Figure II-9). A titre indicatif, la consigne est comparée au premier cycle de la deuxième séquence du spectre (Éq. II-3) mesurée pendant l'essai (Figure II-10 tracé bleu). Les droites tracées sur le graphique donnent les valeurs maximales et minimales mesurées lors du calcul de la moyenne, indiquant ainsi l'ordre de grandeur de la dispersion des valeurs rencontrées lors des essais. Cette dispersion reste raisonnable et stable, ainsi nous pouvons utiliser le spectre moyen pour la suite de l'étude. Le Tableau II-5 présente un exemple des valeurs moyennes, avec les valeurs maximales et minimales pour un spectre complet.

	MP1 – MP2	MP3 – MP4	Vir	Inc
$\bar{\Sigma}_x$ Max / Consigne (MPa)	170	219	37	371
Σ_x Max / Réel (MPa)	169 ^{+1,8} _{-1,4}	216 ^{+2,5} _{-3,1}	37 ^{+0,1} _{-0,1}	361 ^{+3,7} _{-3,9}
$\bar{\Sigma}_x$ Min / Consigne (MPa)	-136	-175	-178	-259
Σ_x Min / Réel (MPa)	-139 ^{+6,4} _{-6,7}	-176 ^{+7,4} _{-4,2}	-186 ^{+1,9} _{-1,7}	-265 ^{+2,1} _{-2,2}
$\bar{\Sigma}_{xy}$ Max / Consigne (MPa)	98	126	102	214
Σ_{xy} Max / Réel (MPa)	100 ^{+14,4} _{-12,5}	126 ^{+19,1} _{-16,6}	87 ^{+0,5} _{-0,8}	173 ^{+5,5} _{-7,6}
$\bar{\Sigma}_{xy}$ Min / Consigne (MPa)	-78	-101	-20	-150
Σ_{xy} Min / Réel (MPa)	-78 ^{+9,2} _{-7,7}	-99 ^{+8,8} _{-10,3}	-10 ^{+1,6} _{-1,2}	-135 ⁺⁴ _{-5,9}

Tableau II-5 Valeurs moyennes et dispersion du spectre de chargement réel pour l'éprouvette 525_9_REP

La même démarche a été employée pour les essais « sans incidentels » pour légitimer la comparaison des deux cas d'étude. A titre indicatif, la Figure II-11 présente la comparaison pour l'axe de torsion du bloc « mauvais pavé » du spectre étudié avec et sans les cycles « incidentels » pour les premiers cycles de la deuxième séquence du spectre mesurée pendant l'essai (Éq. II-3). Après l'analyse des valeurs moyennes, maximales et minimales, les essais réalisés sur le spectre sans « incidentel » sont légèrement plus stables, mais aucun écart significatif n'est constaté et les valeurs moyennes restent comparables.

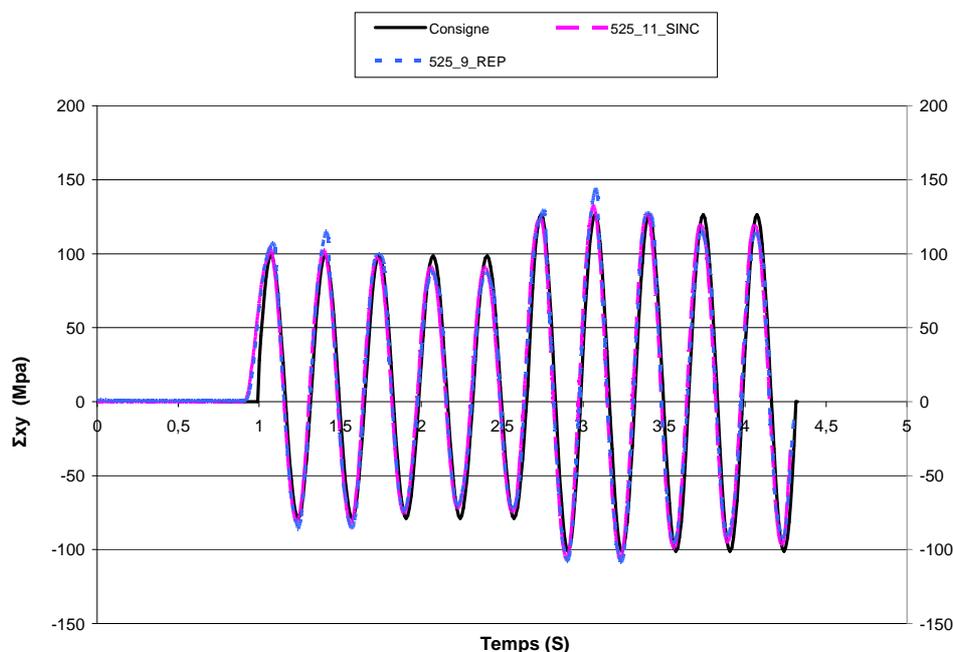


Figure II-11 Comparaison consigne, spectre avec incidentel (525_9_REP), spectre sans incidentel (525_11_SINC) - (consigne et réponse alignées pour la comparaison)

II.4. Étude de l'endommagement sous un chargement de type « spectre automobile » et influence des surcharges (Incidentels)

Déterminer l'effet des surcharges type « incidentel » sur une structure chargée avec un spectre complexe est une tâche délicate et complexe. L'effet sur la durée de vie en fatigue de ces cycles est souvent négligé pour les applications industrielles. L'étude bibliographique a montré que l'effet peut être très différent selon le comportement élasto-plastique du matériau et varie fortement entre une éprouvette lisse, entaillée ou soudée [*Sonsino, C.M., 2011; Zheng, 1994*] (néfaste pour la première, négligeable ou positive pour les deux autres).

Ainsi, pour aider à la compréhension de ce phénomène dans le cadre du spectre étudié, nous avons réalisé une brève analyse sur des éprouvettes toriques en acier C35, sans l'ambition d'explorer tous les mécanismes impliqués. On étudie l'influence des cycles « incidentels » (*i*) sur la durée de vie, (*ii*) sur l'orientation des plans critiques d'amorçage et de propagation des fissures, (*iii*) sur l'évolution des fissures et (*iv*) sur l'évolution de la plasticité.

II.4.1. Influence des surcharges (« Incidentels ») sur la durée de vie en fatigue

La Figure II-12 compare les essais réalisés avec le « spectre_RNT » avec et sans « incidentel » (Section 0). Il s'avère que, pour un niveau de contrainte équivalente de von Mises au cycle « incidentel » de 504 MPa, la durée de vie associée au spectre contenant des cycles « incidentels » est en moyenne 2,6 fois inférieure à la durée vie associée au même spectre sans les cycles « incidentels ». Dans ce cas, il est possible de conclure que les cycles « incidentels » ont un effet néfaste non négligeable sur la durée de vie. Ce résultat va dans le même sens que les observations réalisées par d'autres auteurs sur des chargements uniaxiaux et multiaxiaux pour des matériaux comparables et sur éprouvettes lisses [*Bonnen, Conle, & Topper, 2001; Zheng, 1994*].

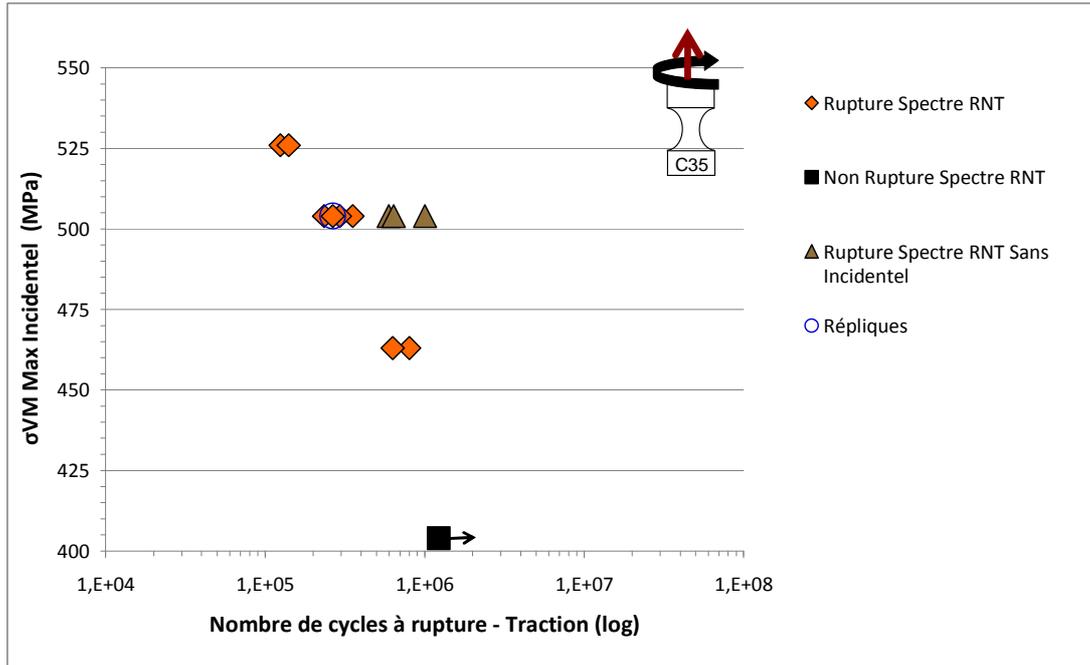


Figure II-12 Résultats des essais réalisés avec le spectre RNT avec et sans « incidents » (cf. section II.3)

II.4.2. Amorçage et propagation de l'endommagement

Les dislocations jouent un rôle majeur dans la phase d'amorçage de fissure en fatigue. Il a été démontré expérimentalement qu'après un grand nombre de cycles, les dislocations s'accumulent pour former des bandes de glissement persistantes. De nombreux travaux ont démontré que les fissures amorcent sur des bandes de glissement persistantes [Flaceliere, Morel, & Dragon, 2007a; Morel & Huyen, 2008; Suresh, 1998; Verreman & Guo, 2007]. Ainsi, nous pouvons supposer que les premiers stades de propagation suivent des plans de contrainte de cisaillement maximale (mode II), alors que la propagation des fissures en stade 2 suit souvent des plans de contrainte normale maximale (mode I). Pour un chargement sinusoïdal, les contraintes axiales (Σ_{xx}) et de cisaillement (Σ_{xy}) peuvent être décrites comme suit :

$$\Sigma_{xx}(t) = \Sigma(t) = \Sigma_{xm} + \Sigma_{xa} \sin(\omega t) \quad \text{Éq. II-4}$$

$$\Sigma_{xy}(t) = T(t) = \Sigma_{xym} + \Sigma_{xya} \sin(\omega t - \delta_{xy}) \quad \text{Éq. II-5}$$

Où la valeur d'une composante du tenseur des contraintes dans le temps ($\Sigma_{xx}(t)$ et $\Sigma_{xy}(t)$) est exprimée en fonction de sa valeur moyenne constante (Σ_{xm} et Σ_{xym}) et sa valeur d'amplitude variable (Σ_{xa} et Σ_{xya}) en fonction du temps « t », de la fréquence angulaire « ω » et l'angle de déphasage « δ ».

La Figure II-13 décrit l'angle alpha utilisé pour repérer l'orientation d'un plan quelconque dans le repère associé à l'échantillon.

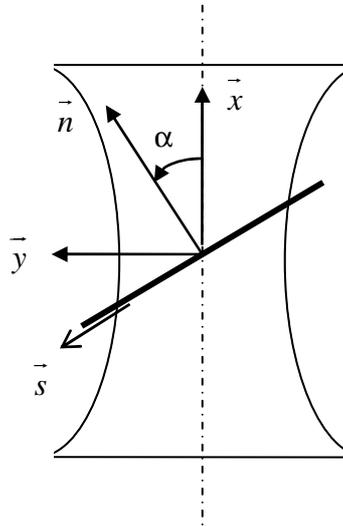


Figure II-13 Détermination de l'orientation d'un plan arbitraire par l'angle α (Plan de normale \vec{n} et orienté selon le vecteur \vec{s})

L'orientation des plans critiques de contrainte de cisaillement maximale et de contrainte normale maximale peut être déterminée par une méthode d'accumulation de dommage pour chaque cas de chargement [Karolczuk & Macha, 2005]. L'amorçage de fissure se produit à la surface de l'échantillon, ainsi le calcul peut être réalisé en état de contraintes planes. Les contraintes normales (σ_n) et de cisaillement (τ_{ns}) sur un plan arbitraire orienté par α peuvent être déterminées comme suit :

$$\sigma_n(t) = \Sigma(t) \cos^2 \alpha + T(t) \sin 2\alpha \quad \text{Éq. II-6}$$

$$\tau_{ns}(t) = T(t) \cos 2\alpha - \frac{1}{2} \Sigma(t) \sin 2\alpha \quad \text{Éq. II-7}$$

Le spectre étudié est basé sur des signaux sinusoïdaux (section II.3). Ainsi, cette analyse peut être réalisée pour chaque bloc du spectre. Vis-à-vis du calcul des plans critiques, les 4 blocs MP peuvent être réduits à un seul. En effet, les 4 blocs possèdent la même valeur de rapport k et le signe du déphasage n'a pas d'incidence sur le résultat.

Tableau II-6 Orientation des plans critiques pour les blocs du spectre étudié

Bloc	δ_{xy} (°)	$k = \tau_a/\sigma_a$	$\alpha(\tau_{ns, max})$ (°)	$\alpha(\sigma_{n, max})$ (°)
MP	90 / -90	0.57	0 et 90	0
Vir	0	0.57	-20.6 et 69.4	24.4
INC	0	0.57	-20.6 et 69.4	24.4

Afin de déterminer l'influence des cycles « incidentels » pour le cas spécifique d'une éprouvette torique d'acier C35 chargée avec un spectre automobile complexe, les calculs de la position des plans critiques (Tableau II-6) sont comparés aux observations réalisées sur le faciès de rupture de l'éprouvette 525_9_REP (Figure II-14).

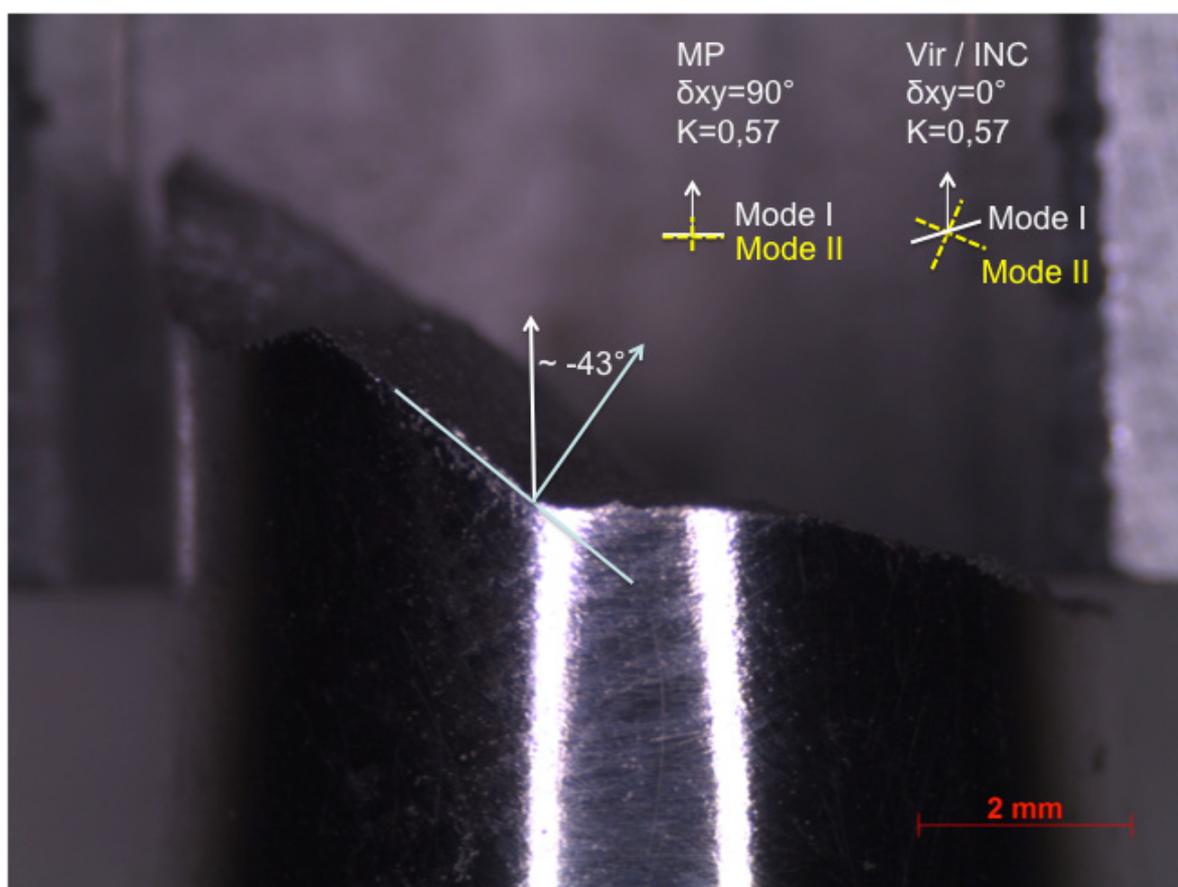
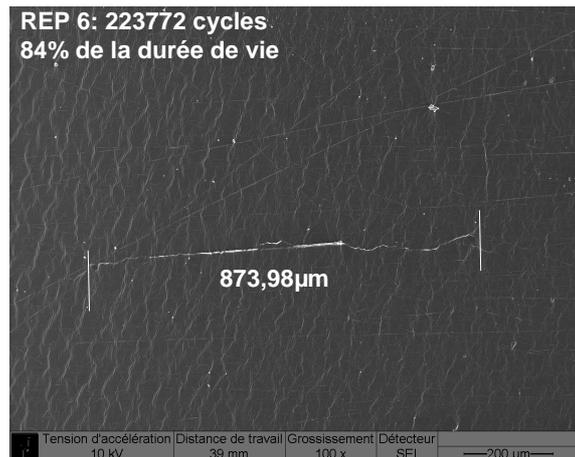
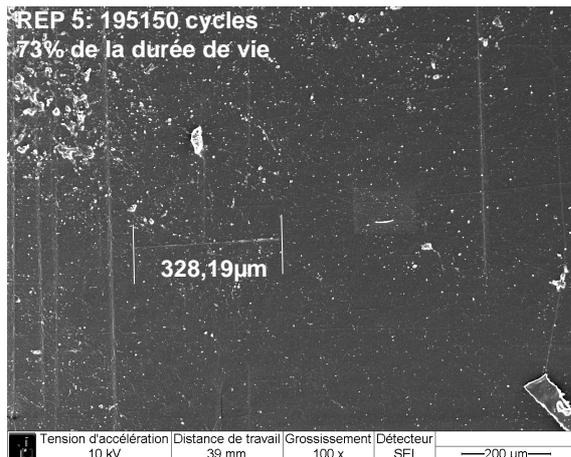
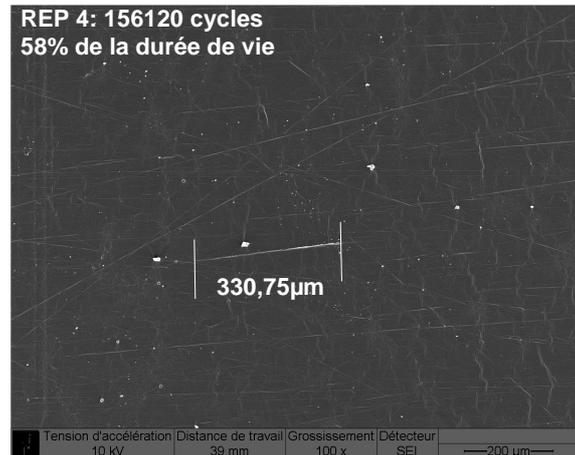
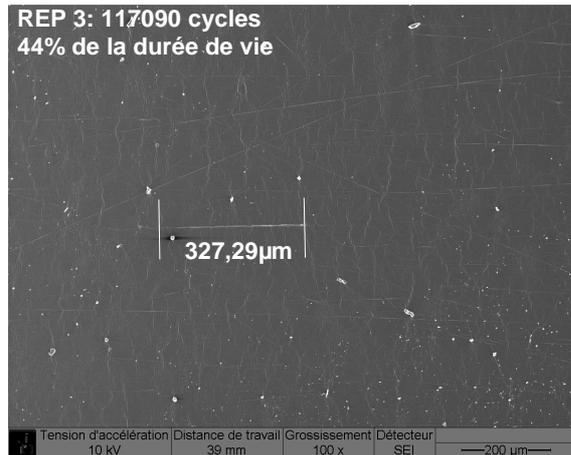
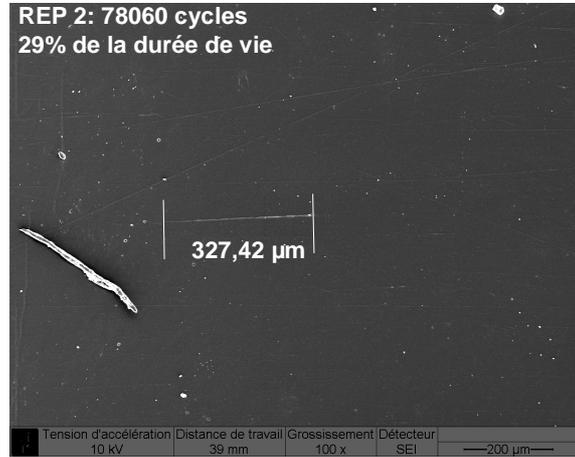
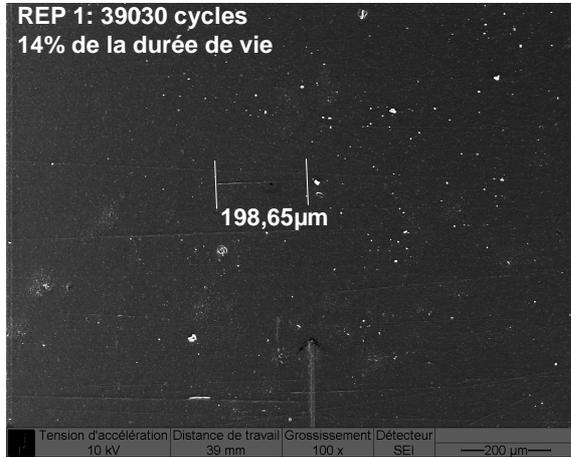


Figure II-14 Faciès de rupture de l'éprouvette 525_9_REP

L'éprouvette présente un mode d'endommagement fortement localisé (pas de multi fissuration), la fissure semble s'être amorcée sur une rayure de polissage. En observant l'évolution de cette fissure, une forte influence du bloc mauvais pavé est constatée. En effet, la fissure s'amorce sur un plan proche du plan critique de contrainte de cisaillement maximale de ce bloc ($\alpha = 0^\circ$). Jusqu'à environ 84% de la durée de vie de l'essai (Figure II-15), la

fissure se propage sans bifurcation ou changement de direction notable. Ce n'est qu'à la réplique 7 (Figure II-15), réalisée à 95% de la durée de vie, qu'un changement de direction de propagation est constaté. L'angle mesuré est d'environ -43° (Figure II-14) et ne correspond à aucun des angles critiques associés aux blocs du spectre présentés dans le Tableau II-6.



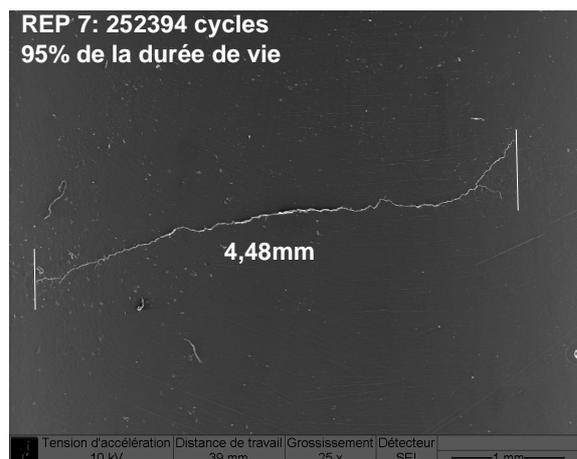


Figure II-15 Répliques de l'éprouvette 525_9_REP

L'observation du faciès de rupture d'un essai réalisé sans les cycles « incidentels » (Figure II-16 (a)) confirme la forte influence des cycles « mauvais pavés » sur l'orientation du plan critique d'amorçage et de propagation de fissures. Par contre, on constate que le changement de direction vers le plan de propagation à -43° n'est plus présent. Ainsi, nous pouvons envisager un effet plus marqué des blocs « incidentels » en fin de la durée de vie des essais réalisées avec le spectre complet. Par contre, estimer son influence est très difficile, de plus, que le plan critique mesuré ne coïncide pas directement avec aucun des blocs du spectre.

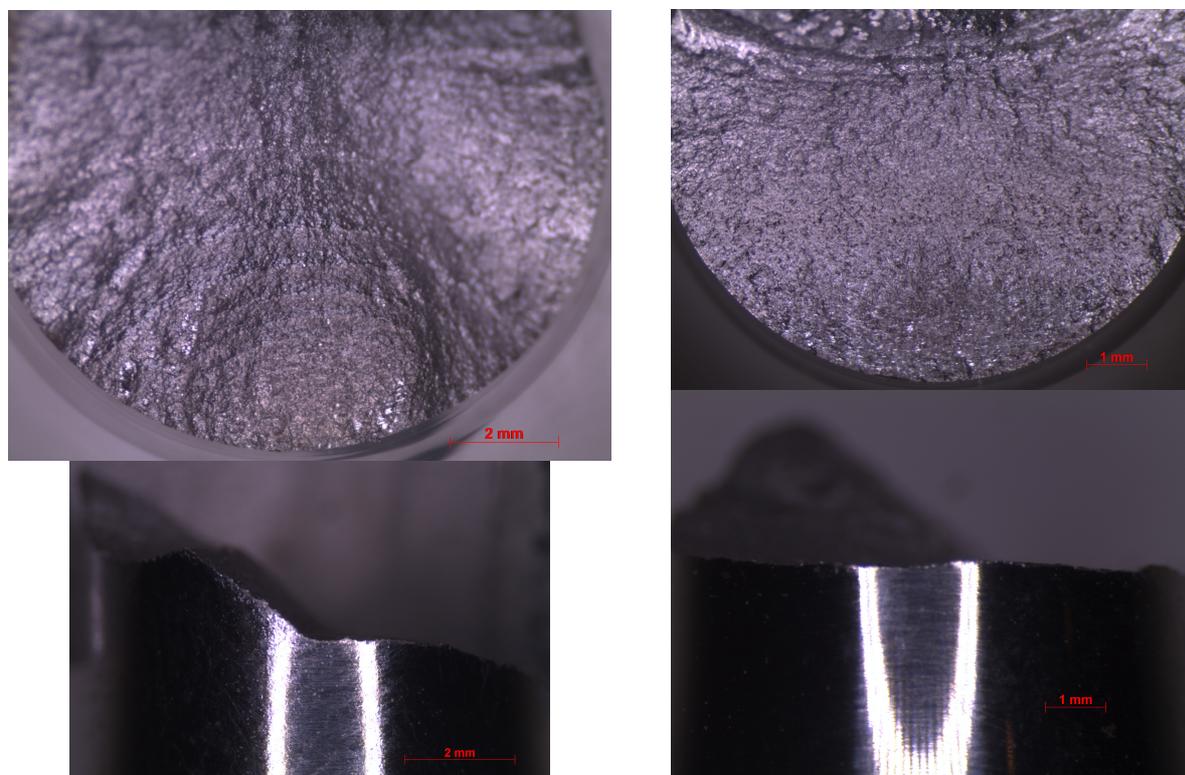


Figure II-16 Faciès de rupture des éprouvettes :

(a) 525_9_REP - Spectre Complet

(b) 525_11_SINC – Spectre Sans Incidentel

II.4.3. Influence des surcharges sur la non linéarité de l'évolution des fissures

Plusieurs études ont démontré la pertinence de l'utilisation de la longueur de fissure (mesurée par exemple selon la méthode décrite en II.2.4) pour la caractérisation de l'endommagement à chaque instant de la durée de vie [Flaceliere et al., 2007a; Hua & Socie, 1984; Ohkawa & Takahashi, 1997; Verreman & Guo, 2007; Vu, 2009], en traçant la longueur de fissure en fonction de la fraction de la durée de vie N/N_f .

Les travaux précédents réalisés au sein du laboratoire [Flaceliere, 2004; Vu, 2009] ont étudié différents cas de chargement dans le domaine de durée de vie de $2 \cdot 10^5$ à $2 \cdot 10^6$ cycles. Dans le cadre de cette étude, la même démarche a été effectuée pour le spectre automobile. On constate que l'allure de l'évolution des fissures est similaire en traction pure, en torsion pure ou en chargement multiaxial déphasé : la Figure II-17 présente la longueur de fissure, rapportée à sa valeur finale, en fonction du rapport N/N_f . En revanche, la courbe du spectre ne suit pas la tendance des autres cas étudiés [Vu, 2009] et dépasse légèrement les bornes formées par les courbes de traction pure et torsion pure (pour des raisons de lisibilité, seuls les chargements pertinents sont présentés sur la Figure II-17 et la Figure II-19, mais tous les cas proportionnels et non proportionnels étudiés restent également à l'intérieur des bornes constituées par la traction et la torsion). La tendance évolue, d'une faible non linéarité pour la torsion, à une non linéarité plus marquée pour les autres cas, en particulier pour la traction. Vu [Vu, 2009] propose d'expliquer ce phénomène à partir de la cartographie des mécanismes du matériau : l'endommagement homogène et diffus (en torsion) donne lieu à une évolution linéaire alors que l'endommagement localisé (les autres chargements) est empreint de l'influence de l'hétérogénéité de la microstructure du matériau, conduisant à la non linéarité de la propagation de fissure. Même si la longueur de fissure est une dimension mesurée en surface, elle permet de refléter la cinétique du dommage du matériau.

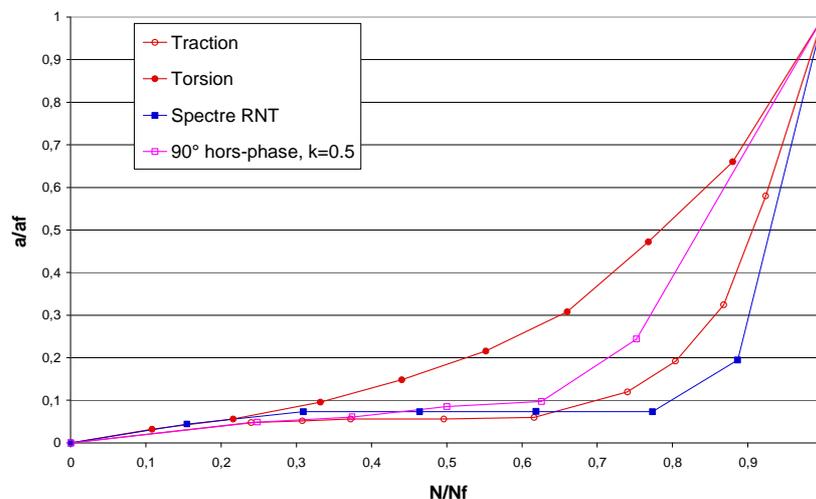


Figure II-17 Évolution de la longueur de fissure en surface pour le spectre étudié

Afin de d'identifier clairement la phase d'amorçage de celle de propagation, la Figure II-19 se concentre sur la zone de 0 à 500 μm de la longueur $2a$ de fissure pour les mêmes cas que ceux présentés à la Figure II-17. La ligne tracée sur le graphique (Figure II-19) correspond à $2a=60\mu\text{m}$, longueur liée au nombre de cycles nécessaire pour qu'une fissure semi circulaire amorcée dans un grain de ferrite puisse franchir les joints de grains voisins, *i.e.* la barrière microstructurale la plus importante pour ce matériau (Figure II-18). Cette longueur correspond en surface à un grain de ferrite et deux grains de perlite. La longueur d'amorçage est indépendante du type de chargement, mais la durée du stade d'amorçage est différente pour chaque cas de chargement. Il est à noter que la définition de la longueur d'amorçage (60 μm) prend en compte la micro-plasticité ainsi que la propagation des microfissures au sens de [Miller, 1987]. Cette longueur est utilisée pour identifier la transition amorçage/propagation dans le modèle décrit à la section I.4.3.

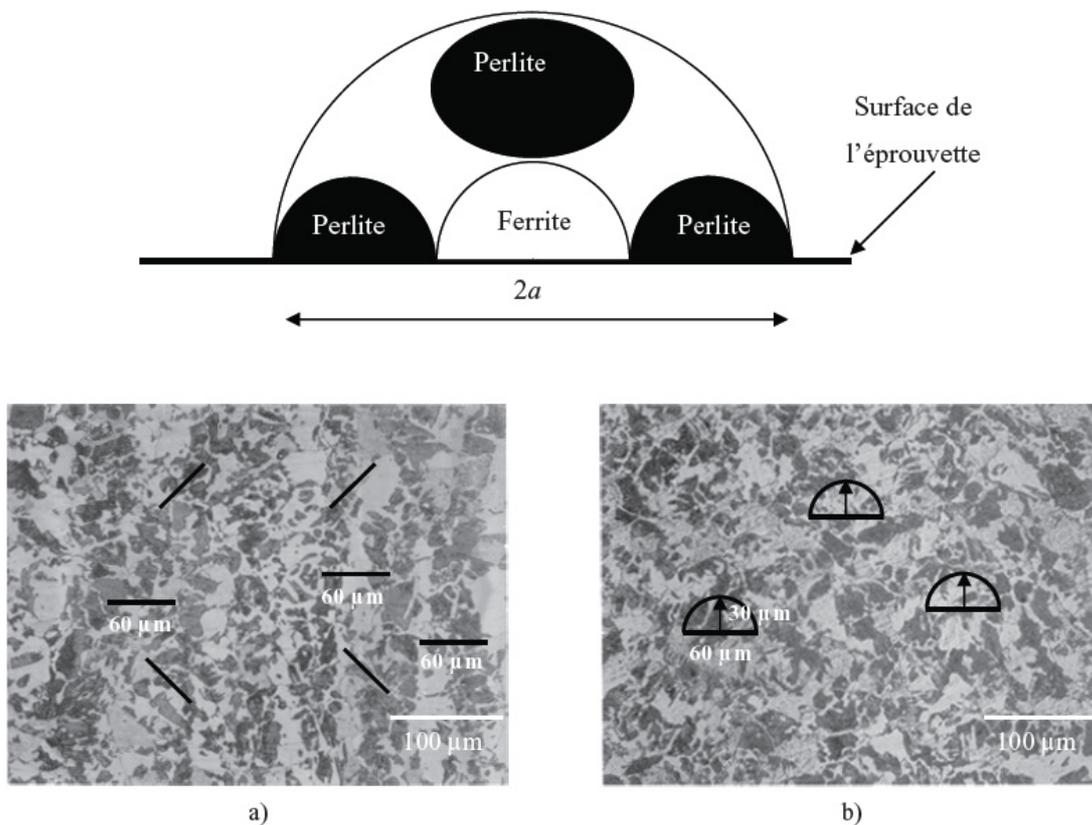


Figure II-18 Amorçage des fissures semi circulaires

(a) direction longitudinale

(b) direction transversale

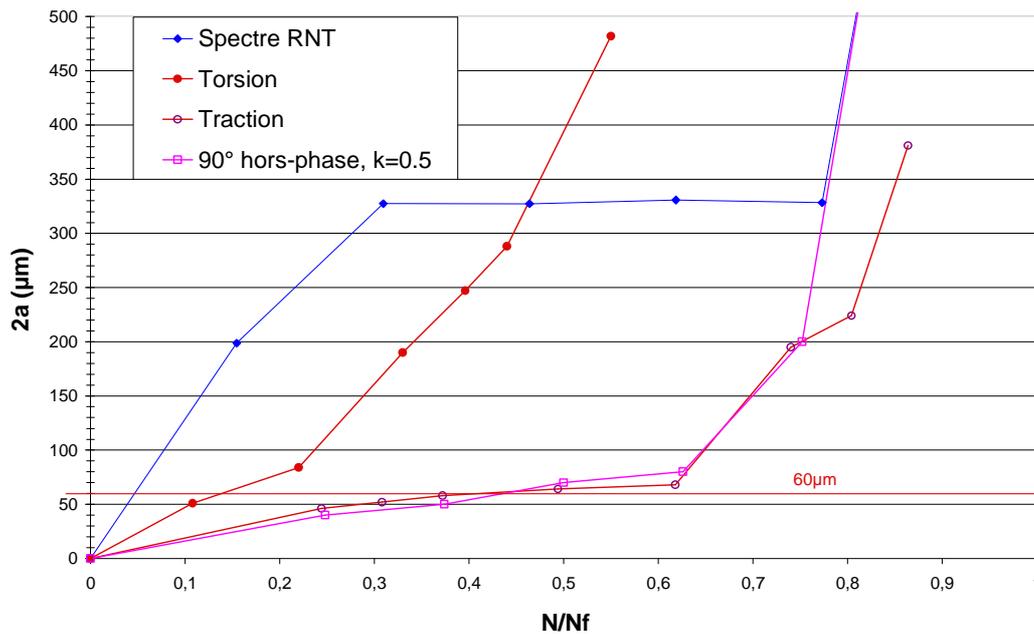


Figure II-19 Évolution de la longueur de fissure (0 - 500µm)

Nous pouvons observer un amorçage très rapide sur le spectre étudié. Cela pourrait être expliqué par les surcharges réalisées simultanément sur les axes de traction et de torsion.

Un ralentissement de la propagation est observé pour une taille de fissure d'environ 330 µm. Cela peut être attribué à la plastification du fond de fissure provoquée par les surcharges et la perturbation des phénomènes de fermeture de fissure (*Bonnen et al. 2001*).

En comparaison aux autres cas de chargement, le spectre complexe est celui qui présente la plus forte non linéarité, probablement due aux surcharges « incidentelles » qui modifient l'évolution du dommage. Si l'effet des cycles type « virages » est négligé, le comportement du spectre sans « incidentels » peut être approximé par l'essai « 90° hors-phase, $k=0.5$ » présenté à la Figure II-17. Ainsi, on peut estimer que les cycles « incidentels » contribuent à la forte non linéarité de l'évolution de la fissure et au franchissement des bornes formées par les courbes de torsion et de traction.

II.4.4. Évolution de la plasticité suite aux surcharges

Le rôle prépondérant de l'endommagement et de la plasticité à l'échelle du grain sur la rupture par fatigue est largement admis. En fatigue à grand nombre de cycles, le comportement macroscopique peut rester élastique, alors que, à l'échelle microscopique, des processus irréversibles se produisent, conduisant à la rupture par fatigue. L'application de chargements cycliques macroscopiques amène à la plastification de certains grains favorablement orientés pour la plasticité et la structure peut rentrer, alors, dans différents modes de comportement : l'adaptation, l'accommodation ou l'effet de rochet. Seule l'adaptation assure l'intégrité de la structure, les autres cas amènent à la rupture par fatigue. Il

est admis que dans le cas de l'accommodation et de l'effet de rochet, le déplacement des dislocations sur les plans de glissement préférentiels mène à la formation des bandes de glissement persistant et ainsi à la rupture des premiers grains [Fine & Ritchie, 1979; Forsyth, 1957; IV Papadopoulos, 1987].

La Figure II-20 présente les boucles d'hystérésis pour les deux chargements étudiés, le spectre complet et le spectre sans « incidentels ». Pour le cas sans incidentels (525_11_SINC), le comportement est de type accommodation (stabilisation du cycle), avec une inclinaison progressive de la boucle, témoin de l'évolution de l'endommagement. En revanche, sur l'essai réalisé avec le spectre complet (525_9_REP), l'effet de rochet est déclenché très tôt (translation de la boucle) et est très marqué jusqu'à la rupture finale.

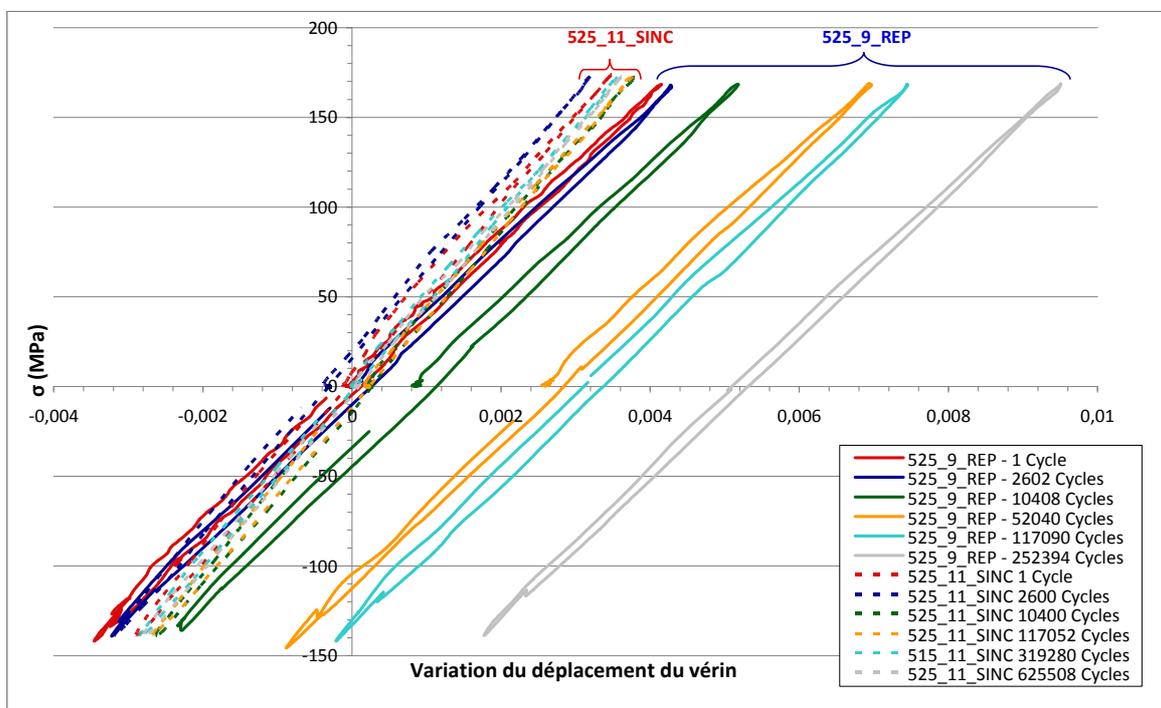


Figure II-20 Boucle d'hystérésis pour un essai avec incidentels (525_9_REP) et sans incidentels (525_11_SINC)

Ainsi, nous pouvons supposer que le déclenchement de l'effet de rochet est directement relié aux cycles « incidentels » pour le cas étudié. En effet, pour un même niveau de chargement, seul le spectre de chargement complet présente un comportement de type « effet de rochet ».

De plus, l'évolution de la plasticité cumulée semble accélérer l'évolution de l'endommagement. Ce constat est compatible avec les hypothèses de base du modèle d'endommagement présenté en I.4.3 et appliqué en II.5, à savoir, le couplage entre la plasticité et l'endommagement à l'échelle mésoscopique.

II.4.5. Synthèse

L'effet de cycles « incidentels » sur des éprouvettes lisses d'acier C35 a été étudié en s'appuyant sur l'observation des faciès de rupture, la technique de répliques et l'étude des boucles d'hystérésis. L'analyse a été réalisée sur un seul niveau de contrainte, 504 MPa de contrainte équivalente de von Mises au cycle incidentel. L'amorçage et la propagation sont considérés sous l'angle de la microstructure du matériau. Ainsi, nous pouvons dégager les conclusions suivantes :

- Les cycles « incidentels », même s'ils sont peu nombreux dans le spectre total, ont un fort effet néfaste sur la durée de vie totale de l'éprouvette. La réduction de la durée de vie est l'ordre de 60%.
- Il n'est pas observé d'influence explicite des cycles « incidentels » sur les plans critiques d'amorçage et de propagation de fissures. En effet, l'influence des cycles « mauvais pavés » reste prépondérante sur une grande partie de la durée de vie de l'éprouvette. Ce n'est qu'à environ 95% de la durée de vie qu'une déviation du chemin de fissuration est constatée. Cependant, l'angle du nouveau plan formé ne peut pas être relié directement à une sollicitation du spectre et, en raison de l'état d'endommagement très avancé, il est délicat de tirer des conclusions à cette étape.
- L'amorçage de la fissure est très rapide pour le spectre automobile étudié et son évolution est fortement non linéaire. Un ralentissement de la vitesse d'évolution de la fissure est observé aux alentours de la taille de 330 μm , la phase de propagation est longue sur ce type de chargement. Ce phénomène peut être associé à la plastification en fond de fissure induite par les surcharges, ce qui induit un ralentissement de la propagation.
- En observant les boucles d'hystérésis, une évolution rapide de la plasticité cumulée représentée par l'effet de rochet est observée sur le cas du spectre complet. Le spectre sans « incidentel » présente un comportement de type accommodation. Cette différence pourrait justifier le grand écart de durée de vie constaté entre les deux cas étudiés. En effet, l'évolution de la plasticité cumulée a une incidence directe sur l'évolution de l'endommagement.

Ainsi, cette étude a apporté des éléments importants pour la compréhension de l'effet des surcharges « incidentelles » sur des éprouvettes lisses d'acier C35. Les phénomènes observés sont cohérents avec le choix d'utiliser le modèle présenté en I.4.3 pour la suite des travaux (II.5).

Il serait intéressant de garder en perspective l'extension de cette analyse pour d'autres niveaux de contrainte. Il est également envisageable d'utiliser la même démarche sur des éprouvettes entaillées et soudées. En effet, selon la bibliographie [*Sonsino, C.M., 2011; Zheng, 1994*], le comportement consécutif aux surcharges peut varier fortement entre une

éprouvette lisse, entaillée ou soudée : il est souvent néfaste pour les éprouvettes lisses et insensible ou bénéfique pour les éprouvettes entaillées ou soudées.

II.5. Simulation de la durée de vie sous spectre automobile des éprouvettes lisses en acier C35

Dans la dernière section, nous avons étudié le comportement des éprouvettes lisses d'acier C35 soumises à un chargement multiaxial complexe type « spectre automobile ». Les données produites seront maintenant utilisées pour comparer différentes méthodes de calcul de la durée de vie en fatigue selon deux critères : la qualité de prédiction et la simplicité d'utilisation. En effet, l'objectif est de sélectionner une méthode suffisamment riche pour permettre la prise en compte des chargements multiaxiaux complexes à amplitude variable et assez simple pour permettre, dans un deuxième temps, l'application sur des structures soudées.

Basé sur les études réalisées précédemment au sein du laboratoire et l'analyse de la bibliographie, trois méthodologies ont été retenues pour cette étude : (i) un critère de fatigue associé à une règle de cumul linéaire du dommage [Miner, 1945], (ii) un critère de fatigue associé à une règle de cumul non linéaire du dommage et (iii) un modèle d'endommagement incrémental.

La loi de cumul non linéaire sélectionnée est la « Damage Curve Approach » dans la version proposée par [S. Manson & Halford, 1981]. Ce choix est motivé par la simplicité de cette méthode et les perspectives intéressantes pour son utilisation. Vu a proposé pendant sa thèse [Vu, 2009] un nouveau critère de fatigue basé sur les invariants du tenseur de contraintes et a démontré son intérêt par rapport aux critères classiques sur une large base de données, en particulier pour les chargements complexes. Le critère de Vu a été sélectionné pour la suite des travaux. L'intérêt de l'intégration de ce critère à la chaîne de calcul Renault sera évalué et comparé à la méthodologie actuelle sur II.5.1.5. Le critère de Vu fait office de surface de charge pour un modèle d'endommagement incrémental développé pendant la même thèse, ce modèle sera également étudié à la fin de ce chapitre.

II.5.1. Étude d'une méthodologie type « critère de fatigue »

La première méthodologie proposée pour simuler la durée de vie de pièces soumises au spectre complexe type « automobile » étudié, est basée sur l'association d'un critère de fatigue et une loi de cumul du dommage. Ce type de méthodologie est largement utilisé en industrie et permet un traitement numérique simple et des temps de calcul réduits.

Le critère de fatigue choisi pour cette étude est le critère de Vu [Vu, 2009], ce choix est motivé par les bonnes performances de ce critère pour différents cas de chargement (notamment sur les cas non proportionnels) et sa facilité d'utilisation. Cette étude est présentée dans la section I.3.3, où on compare la qualité de prédiction de différents critères de la littérature sur une base de 119 essais avec 42% de chargement non proportionnels.

En ce qui concerne la loi de cumul de dommage associée au critère de fatigue, la loi de cumul linéaire de Miner [Miner, 1945] est comparée à la loi de cumul non linéaire « Damage Curve Approach – DCA » dans la version proposée par [S. Manson & Halford, 1981]. Le choix de la DCA pour le calcul non linéaire est motivé par la simplicité d'utilisation de cette méthodologie et la bonne corrélation avec les résultats expérimentaux sur les travaux des auteurs.

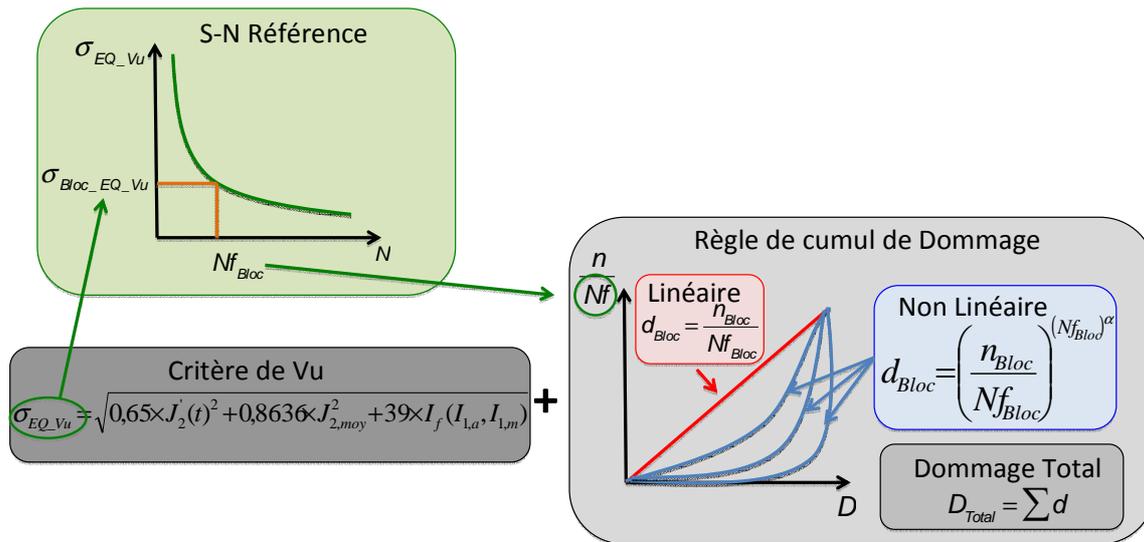


Figure II-21 Schéma d'une méthodologie type critère de fatigue + règle de cumul de dommage

II.5.1.1. Identification des courbes S-N de référence

Le choix de la courbe S-N de référence est un point très délicat de la méthodologie étudiée. Plusieurs formulations de courbe S-N sont proposées par la bibliographie pour essayer de représenter au mieux les données expérimentales. Au moment du choix des courbes à utiliser pendant cette étude, nous avons été confrontés à deux difficultés :

1. **Domaine très large.** Les rectangles colorés dessinés sur la Figure II-22 représentent le domaine de chaque bloc du spectre pour les trois spectres étudiés : 463MPa, 504 MPa et 526 MPa de contrainte équivalente de von Mises au cycle « incidentel ». Les points présentés sur l'axe des ordonnées à l'intérieur de chaque rectangle représentent la valeur de la contrainte équivalente de Vu par bloc (MP1, MP2, Vir et INC) pour chacun des trois spectres. Nous pouvons observer que le domaine étudié est très large, allant de la fatigue oligocyclique pour les cycles « incidentel » à la fatigue giga cyclique pour les « virages ». Idéalement une courbe S-N valable doit donc intégrer des données expérimentales issues de tous ces domaines.
2. **Absence de données expérimentales dans tous les domaines.** Malheureusement, il n'a pas été possible de réaliser tous les essais nécessaires pour couvrir l'ensemble du domaine étudié, cela est d'ailleurs une des perspectives de ce travail. En ce qui

concerne l'analyse de la bibliographie, les données dans les domaines extrêmes sont très rares pour le matériau étudié. En effet, les problématiques de fatigue oligocyclique sont souvent traitées en utilisant des méthodologies type « ϵ -N » et l'étude de ce matériau dans le domaine gigacyclique n'est pas courante. Ainsi, il est évident qu'une courbe identifiée en utilisant seulement des données dans le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles n'est valable que dans le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles et toute extrapolation est délicate.

Ainsi, le choix de la formulation de la courbe S-N et de la méthodologie d'identification aura des conséquences directes sur le résultat final des calculs. Cette étude se développe autour de trois courbes S-N à 50% de probabilité de rupture, présentées ci-dessous avec les motivations de leur choix. Nous allons voir ensuite dans la section II.5.1.3.A l'effet du choix de la courbe S-N de référence sur le résultat final du calcul de la durée de vie sur le spectre étudié.

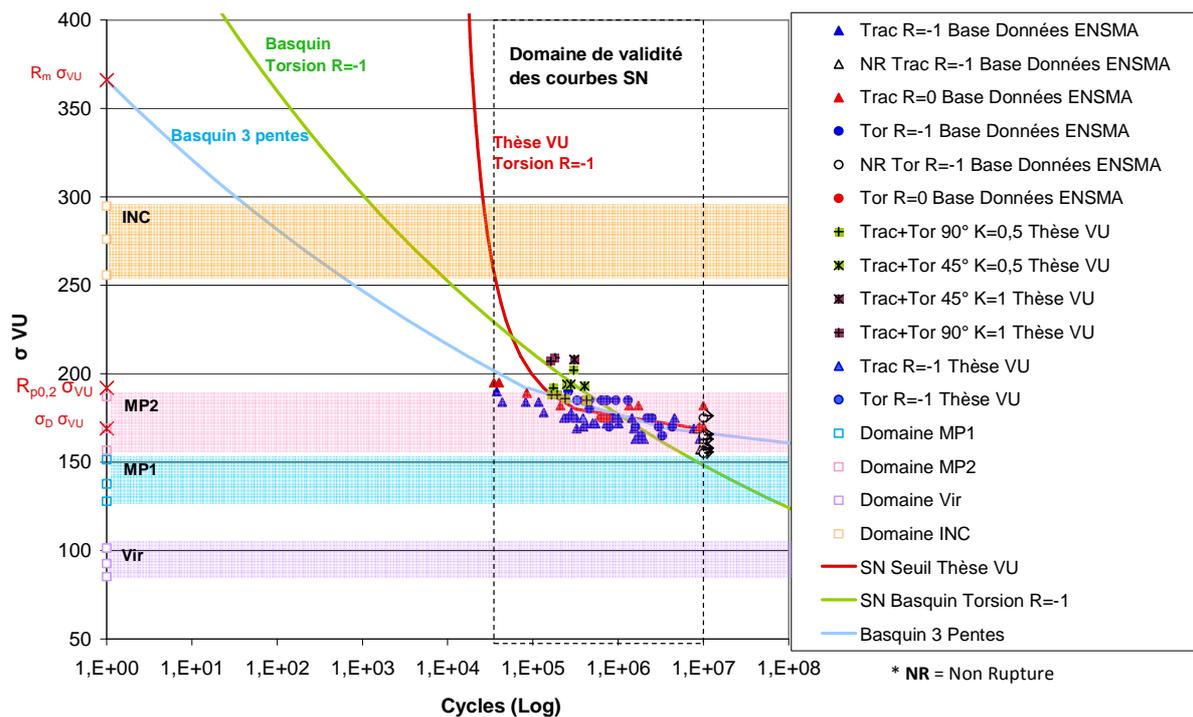


Figure II-22 Courbes S-N de référence et données expérimentales de diverses campagnes expérimentales réalisés sur la même culée de matériau

La Figure II-22 présente l'ensemble des courbes S-N utilisées pendant cette étude sous la forme d'un graphique contrainte équivalente de Vu (σ_{EQ_Vu}) en fonction du nombre de cycles et tous les résultats d'essais à amplitude constantes réalisés sur le même lot de matière converties en σ_{EQ_Vu} [Billaudeau, 2002; Flaceliere, 2004; Nasr, 2009; Vu, 2009]. Les valeurs

utilisées pour l'identification de la courbe « Basquin 3 Pentés », R_m , $R_{p0,2}$ cyclique et σ_D converties en contrainte équivalente de Vu, sont également présentées sur le graphique.

Les trois courbes S-N « Seuil thèse Vu », « Basquin Torsion R=-1 » et « Basquin 3 pentés » sont obtenues de la manière suivante :

- **Seuil** : Courbe avec une limite de fatigue, utilisée pendant les travaux de Vu [Vu, 2009] . La formulation proposée par [IV Papadopoulos, 2001] a été choisie :

$$\beta(N) = \Sigma_{xya} = \frac{t_{-1}}{1 - \kappa N^{-\lambda}} \quad \text{Éq. II-8}$$

où t_{-1} est la limite de fatigue en torsion purement alternée. $\kappa > 0$ et $\lambda > 0$ sont les paramètres du matériau qui vont être identifiés à partir de données expérimentales en torsion alternée.:

$$N = 1206,39^{1,2812} \left(\frac{\Sigma_{xya}}{\Sigma_{xya} - 169} \right)^{1,2812} \quad \text{Éq. II-9}$$

- **Basquin Torsion R=-1**: Courbe de Basquin classique sans limite de fatigue, identifiée sur les essais de torsion purement alternée par la méthode de régression linéaire en utilisant σ comme variable indépendante ([Statnikov & Muktepavel, 2000] présente un exemple d'application de cette méthodologie pour les joints soudés):

$$N = \frac{2,3989 \times 10^{21}}{\sigma^{7,0895}} \quad \text{Éq. II-10}$$

Ce type de méthodologie est couramment utilisé en industrie, surtout en ce qui concerne les assemblages soudés. Ainsi, cela justifie le choix de cette courbe dans le cadre de la présente étude.

- **Basquin 3 pentés** : La troisième courbe a été développée pour représenter au mieux la répartition des données du matériau en utilisant des points où le comportement est supposé connu. Elle combine trois courbes de Basquin de pente différente de la façon suivante :
 - **Domaine oligocyclique (1 – 100 000 cycles)**: Sur un diagramme en échelle double log, une droite de Basquin est tracée en reliant deux points supposés connus. Le premier point est la limite à rupture (R_m) du matériau, pour lequel une durée de vie d'un cycle est attribuée. Le deuxième point est la limite d'élasticité $R_{p0,2}$ cyclique. Nous supposons qu'à ce point a lieu la transition

entre le domaine oligocyclique et le domaine de la fatigue à grand nombre de cycle. Ainsi, une durée de vie de 100 000 cycles lui est attribuée :

$$N = \frac{9,4 \times 10^{44}}{\sigma^{17,5438}} \quad \text{Éq. II-11}$$

- **Domaine de la fatigue à grand nombre de cycles (100 000 – 10 000 000) :**
La courbe de Basquin de ce domaine est identifiée sur un diagramme contrainte équivalente de Vu (σ_{EQ-Vu}) en fonction du nombre de cycles où toutes les données d'essai à amplitude constante provenant du même lot matière ont été tracées :

$$N = \frac{1,26 \times 10^{72}}{\sigma^{29,4117}} \quad \text{Éq. II-12}$$

- **Domaine inférieur à la limite d'endurance :** Pour ce domaine une pente très douce arbitraire est attribuée à la courbe de Basquin, de façon à simuler une évolution très lente de l'endommagement:

$$N = \frac{1,228 \times 10^{155}}{\sigma^{66,66}} \quad \text{Éq. II-13}$$

II.5.1.2. Identification du critère de Vu pour l'acier C35

La démarche pour l'identification des paramètres du critère (Éq. II-14 présenté sur I.3.3) étant présentée en détail dans [Vu, 2009], nous allons simplement rappeler quelques points importants afin d'obtenir leur valeur pour l'acier C35. Les paramètres ($\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \beta$) peuvent être facilement identifiés pour l'acier C35 à l'aide de la résistance à la rupture ($R_m=580MPa$) du matériau et deux limites de fatigue, comme par exemple la traction purement alternée ($f_{-1}=240MPa$) et la torsion purement alternée ($t_{-1}=169MPa$).

$$\sigma_{Eq_Vu} = \max_{t \in T} \left\{ \sqrt{\gamma_1 J'_2(t)^2 + \gamma_2 J_{2,moy}^2 + \gamma_3 I_f(I_{1,a}, I_{1,m})} \right\} \leq \beta \quad \text{Éq. II-14}$$

Dans le cas de torsion purement alternée ($\Sigma_{xya} = t_{-1}, \Sigma_{xym} = 0, I_f = I_{1,a} = 0, \delta_{xy} = 0$), le critère devient :

$$f_{\max} = \Sigma_{xy,a} \sqrt{\gamma_1 + \frac{4}{\pi^2} \gamma_2} \leq \beta \quad \text{Éq. II-15}$$

Comme $\Sigma_{xya} = t_{-1}$, on peut choisir:

$$\beta = t_{-1} \quad \text{Éq. II-16}$$

$$\gamma_1 + \frac{4}{\pi^2} \gamma_2 = 1 \quad \text{Éq. II-17}$$

Les coefficients γ_1 et γ_2 sont identifiés pour chaque matériau en respectant Éq. II-17. La valeur de γ_3 est déterminée à l'aide de la limite de fatigue en traction purement alternée. Dans ce cas ($\Sigma_{xa} = f_{-1}$, $\Sigma_{xm} = 0$, $I_f = I_{1,a} = \Sigma_{xa}$, $\delta_{xy} = 0$), on a :

$$f_{\max} = \sqrt{\left(\gamma_1 + \frac{4}{\pi^2} \gamma_2\right) \frac{\Sigma_{xa}^2}{3} + \gamma_3 \Sigma_{xa}} \leq \beta \quad \text{Éq. II-18}$$

d'où, en tenant compte de Éq. II-16 et Éq. II-17:

$$\gamma_3 = \frac{t_{-1}^2 - f_{-1}^2/3}{f_{-1}} \quad \text{Éq. II-19}$$

Parmi les quatre paramètres du critère ($\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \beta$), β et γ_3 sont identifiés directement à l'aide de deux limites de fatigue. Pour γ_1 et γ_2 , leurs valeurs sont déterminées grâce à l'effet du déphasage de chaque matériau. En se basant sur des observations expérimentales, [Vu, 2009] répartit les aciers en deux groupes selon l'effet du déphasage et les valeurs γ_1 et γ_2 sont identifiées en conséquence :

$$\text{Acier à faible résistance (} R_m < 750 \text{ MPa) : } \gamma_1 = 0.65 \text{ et } \gamma_2 = 0.8636 \quad \text{Éq. II-20}$$

$$\text{Acier à haute résistance (} R_m > 750 \text{ MPa) : } \gamma_1 = 0.3 \text{ et } \gamma_2 = 1.7272 \quad \text{Éq. II-21}$$

La même démarche est employée pour l'effet de la contrainte hydrostatique représenté par l'expression de I_f . Deux expressions [Vu, 2009] sont proposées selon la valeur de R_m :

$$\text{Acier à faible résistance (} R_m < 750 \text{ MPa) : } I_f(I_{1,a}, I_{1,m}) = I_{1,a} + I_{1,m} \quad \text{Éq. II-22}$$

$$\text{Acier à haute résistance (} R_m > 750 \text{ MPa) : } I_f(I_{1,a}, I_{1,m}) = I_{1,a} + \frac{f_{-1}}{t_{-1}} I_{1,m} \quad \text{Éq. II-23}$$

Les paramètres identifiés pour l'acier C35 utilisés pendant cette étude sont présentés au Tableau II-7.

Tableau II-7 Paramètres du critère de Vu identifiés pour l'acier C35

γ_1	γ_2	γ_3 (MPa)	$I_f(I_{1,a}, I_{1,m})$	β (MPa)
0,65	0,8636	39	$I_f(I_{1,a}, I_{1,m}) = I_{1,a} + I_{1,m}$	169

II.5.1.3. Application du critère de Vu avec cumul de dommage linéaire

Pour cette première approche, nous allons combiner le Critère de Vu (présenté en I.3.3) à la règle de cumul linéaire de Miner (présenté en I.4.1). Ceci est une méthode couramment utilisée en industrie, qui permet un traitement numérique simplifié et des temps de calcul réduits

II.5.1.3.A. Simulation de la durée de vie et Influence du choix de la courbe S-N

Pour cette étude, l'impact du choix de la courbe S-N, parmi les trois courbes présentées sur la Figure II-22, sera évalué sur deux critères : la prédiction de la durée de vie du spectre complet (noté « Spectre RNT » sur la Figure II-23) et la prédiction de l'abattement de la durée de vie induit par les cycles « incidentel », évalué par l'écart entre le point calculé pour le spectre complet et celui calculé pour le spectre sans « incidentel » (noté « SINC »).

Pour mettre en avant les subtilités du choix de la courbe S-N de référence et l'importance de la bonne prise en compte des effets de phase, les calculs seront réalisés avec deux critères de fatigue: le critère de Vu (I.3.3), objet de cette étude, et le critère de Crossland (I.3.2), un critère largement utilisé qui présente comme point faible reconnu la difficulté à prédire l'effet du déphasage. En fait, ce critère conduit en général à une augmentation trop importante de la limite de fatigue pour les chargements déphasés, entraînant des prédictions largement non conservatives [Banvillet et al., 2003; Papuga & Růžička, 2008].

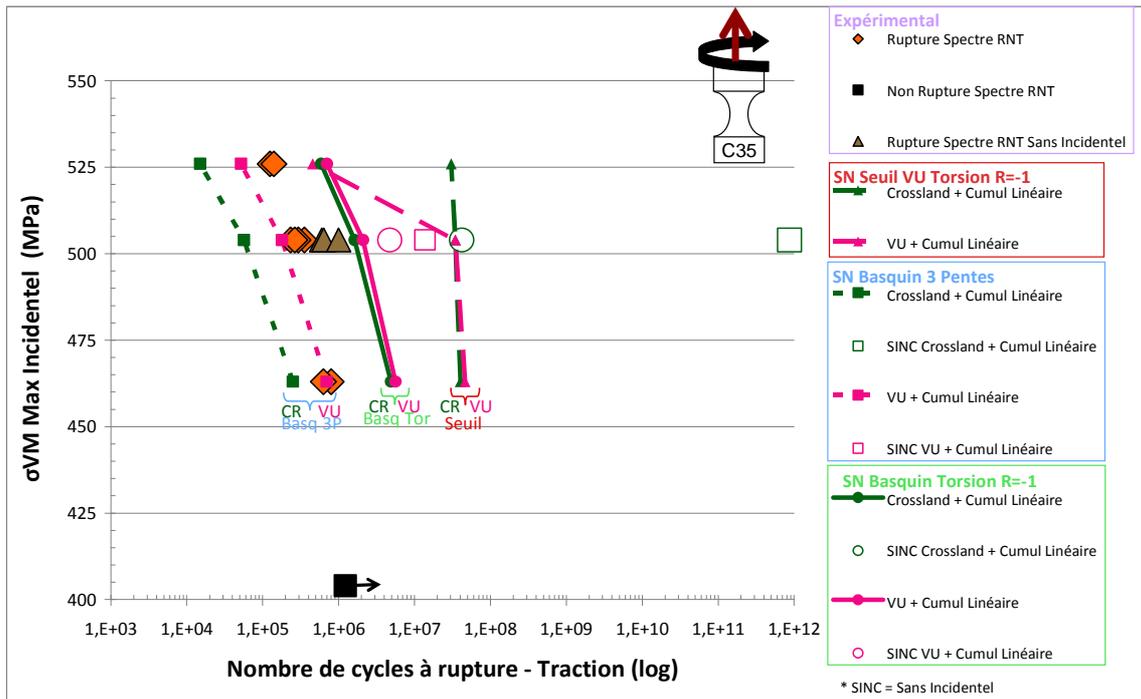


Figure II-23 Simulation de la durée d'éprouvettes lisses d'acier C35 sous chargement multiaxial complexe en utilisant le cumul de dommage linéaire

- **S-N Seuil**

- **Prédiction de la durée de vie sur spectre complet** : pour les calculs réalisés en utilisant la courbe Seuil (II.5.1.1), le résultat est similaire et non conservatif pour le critère de Vu (—■—) et le critère de Crossland (—■—) dans le domaine compris entre 463MPa et 504MPa de contrainte équivalente de von Mises au cycle incidentel. Cela peut s'expliquer en analysant la courbe S-N de référence « Seuil » et le domaine de chaque bloc de chargement (Figure II-22). En effet, pour le domaine compris entre 463MPa et 504MPa de contrainte équivalente de von Mises au cycle incidentel, le dommage pris en compte par ce type de méthodologie, en raison de la limite de fatigue de la courbe S-N, est engendré seulement par les blocs « incidentels », tous les autres blocs restent en dessous de la limite de fatigue. Les blocs « incidentels » sont des chargements en phase (II.3) et pour ce type de chargement la prédiction des deux critères est similaire [Vu, 2009]. Ce n'est qu'au niveau de 526MPa de contrainte équivalente de von Mises au cycle incidentel (point supérieur de chaque rectangle sur la Figure II-22) que nous pouvons identifier un écart entre les deux critères. En effet, à ce niveau, le bloc « mauvais pavés 2 » dépasse la limite de fatigue et intervient dans le calcul du dommage. Sur ces blocs, l'axe de torsion est déphasé de 90° par rapport à l'axe de traction, nous pouvons observer que le critère de Vu

s'approche des résultats expérimentaux grâce à sa meilleure prise en compte de l'effet du déphasage.

- **Prédiction de l'écart de durée de vie entre le spectre complet et le spectre sans incidentel** : tous les blocs du spectre sans « incidentel » restent en dessous de la limite de fatigue de la courbe « Seuil » et ne comptabilisent pas de dommage. Ainsi, ce type de méthodologie ne prévoit pas de rupture par fatigue pour le spectre sans « incidentels », alors que nous avons systématiquement la rupture sur les résultats expérimentaux.

- **S-N Basquin Torsion R=-1**
 - **Prédiction de la durée de vie sur spectre complet** : ici encore, le critère de V_u (—●—) et le critère de Crossland (—●—) présentent des résultats similaires et non conservatif. Par contre, l'écart avec les résultats expérimentaux est plus stable. En effet, l'utilisation d'une courbe sans limite de fatigue semble intégrer la participation de cycles de faible amplitude au cumul de dommage et améliorer la prédiction globale de la durée de vie. Ces données laissent croire que les deux critères de fatigue sont équivalents pour cette application. Par contre l'écart entre les résultats du spectre complet et le spectre sans « incidentel », étudié ci-dessous, montre l'intérêt de l'utilisation du critère de V_u .
 - **Prédiction de l'écart de durée de vie entre le spectre complet et le spectre sans incidentel** : le calcul avec le spectre complet fournit des résultats similaires pour les deux critères étudiés. Par contre, nous pouvons observer que l'écart entre le spectre complet et le spectre sans « incidentel » varie entre les deux critères. Le critère de V_u (○) prévoit correctement l'abatement induit par la présence des cycles « incidentel » cette valeur est d'environ 55% pour le calcul contre 60% dans les essais. Néanmoins, le résultat de la durée de vie reste éloigné des points expérimentaux puisqu'il s'agit d'un cumul linéaire. Le critère de Crossland (○) prévoit un abatement de l'ordre de 96%, plus éloigné du constat expérimental.

- **Basquin 3 Pentes**
 - **Prédiction de la durée de vie sur spectre complet** : pour cette courbe l'écart entre les deux critères est plus marqué. Les résultats de calcul du critère de V_u (—●—) sont très proches des résultats expérimentaux, alors que le critère de Crossland (—●—) est conservatif.
 - **Prédiction de l'écart de durée de vie entre le spectre complet et le spectre sans incidentel** : en ce qui concerne la prédiction de l'abatement induit par la présence de cycles incidentels, l'écart prévu par le critère de V_u (○) est plus

important que l'écart constaté sur les données expérimentales. Nous pouvons supposer alors que le dommage engendré par les cycles « incidentel » (région « oligo cyclique » Figure II-22) est sur évalué par la formulation de la courbe étudiée. Pour le critère de Crossland (□) l'écart est encore plus important, cela pourrait être attribué à la mauvaise prédiction des effets du déphasage.

Ainsi, il faut garder à l'esprit qu'un résultat final cohérent isolé n'est pas suffisant pour évaluer la pertinence d'un critère et d'une courbe S-N de référence pour une application donnée. En effet, l'analyse doit être poussée plus loin et le domaine de validité de la courbe de référence doit être cohérent avec les chargements étudiés. Pour éclairer les questions soulevées au cours de ce chapitre, il sera nécessaire de produire des données expérimentales supplémentaires sur la même coulée d'acier C35 pour l'identification propre de la courbe S-N dans les domaines oligocyclique et gigacyclique.

II.5.1.4. Application du critère de Vu avec cumul de dommage non linéaire « DCA »

Le critère de Vu est maintenant combiné à la règle de cumul non linéaire « Damage Curve Approach (DCA) » dans la version proposée par [S. Manson & Halford, 1981] présentée en I.4.2.2. Le cumul de dommage de la méthode « DCA » est régi par l'équation :

$$D = \left(\frac{n}{Nf} \right) \left(\frac{Nf}{Nr_{\text{éf}}} \right)^{\alpha} \quad \text{Éq. II-24}$$

Comme nous avons vu précédemment (I.4.2.2), l'exposant « α » est déterminé en utilisant des hypothèses basées sur la mécanique de la rupture. Ainsi les auteurs proposent la valeur « universelle » de $\alpha=0,4$. Selon eux, une possible variation entre 0,3 et 0,6 aurait peu d'influence sur le résultat final. Les travaux de [S. Manson & Halford, 1981] ont été réalisés dans un domaine bien connu avec une vaste base de données, ainsi l'influence de la courbe S-N n'est pas envisagée. Par contre, pour notre application nous avons l'influence de deux paramètres à prendre en compte: celle de l'exposant « α » et celle de la courbe S-N.

Cette étude ne s'intéressera pas aux hypothèses de la mécanique de la rupture utilisées par Manson et al. En effet, l'analyse sera basée directement sur le comportement du matériau en essais par bloc. Le Tableau II-8 présente les résultats expérimentaux utilisés dans le cadre de cette étude [Vu, 2009]. Ces chargements sont composés de deux blocs de nature différente, traction alternée et torsion alternée. Deux ordres de séquence sont considérés :

1. Un nombre de cycles de traction alternée est imposé et ensuite l'éprouvette est menée à la rupture en torsion alternée

2. Un nombre des cycles de torsion alternée est imposé et ensuite l'éprouvette est menée à la rupture en traction alternée

Les amplitudes de contrainte appliquée sont de 250 MPa pour la traction et de 185 MPa pour la torsion. Les essais à ces niveaux de chargements en traction pure ou en torsion pure conduisent à des durées de vie similaires, de l'ordre de 386172 cycles pour la traction (Ta1) et 331079 cycles pour la torsion (To1). Comme les durées de vie restent dans le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles, nous allons supposer que le comportement du matériau est similaire pour tous les niveaux de chargement.

Tableau II-8 Chargements en bloc utilisés pour l'étude d'influence de paramètres (Acier C35) [Vu, 2009]

Référence Éprouvette	Type d'essai	Nombre de cycles à la rupture
Ta1	Traction alternée	386172
To1	Torsion alternée	331079
Tr80-To-4	100 000 cycles de traction suivi par torsion	358408
Tr300To-1	300 000 cycles de traction suivi par torsion	337715
TaTo-M1	150 000 cycles de traction suivi par torsion	365424
TaTo-M2	200 000 cycles de traction suivi par torsion	431349
To300Tr-1	300 000 cycles de torsion suivi par traction	359945
To300Tr-2	300 000 cycles de torsion suivi par traction	380242
ToTa-M1	100 000 cycles de torsion suivi par traction	306519
ToTa-M2	200 000 cycles de torsion suivi par traction	447650
ToTa-M3	150 000 cycles de torsion suivi par traction	330004

II.5.1.4.A. Influence des paramètres

L'étude de l'influence de l'exposant « α » et de la courbe S-N sera réalisée en utilisant deux essais par bloc, l'essai traction-torsion « TaTo-M1 » et l'essais torsion-traction « ToTa-M3 » (Tableau II-8). L'influence des paramètres sera analysée sur deux aspects, l'impact sur la non linéarité du cumul de dommage et l'impact sur la durée de vie finale. Pour rester cohérent avec la méthodologie proposée par les auteurs [S. Manson & Halford, 1981], nous allons examiner trois valeurs d'exposant $\alpha=0,1$, $\alpha=0,5$ et $\alpha=0,9$, pour les trois courbes S-N présentés en II.5.1.1.

Les résultats pour les trois types de courbes S-N (« Seuil », « Basquin Torsion R=-1 » et « Basquin 3 pentes ») sont présentés ci-dessous à l'aide de trois graphiques. Le premier graphique compare les deux point expérimentaux aux résultats prévus par le calcul en termes de non linéarité du cumul de dommage pour chaque valeur de « α » (Figure II-24, Figure II-26, Figure II-28), alors que les deuxième et troisième graphiques comparent la durée de vie

totale expérimentale aux durées de vie calculées en utilisant les différentes valeurs de « α » (Figure II-25, Figure II-27, Figure II-29).

• Courbe S-N Seuil

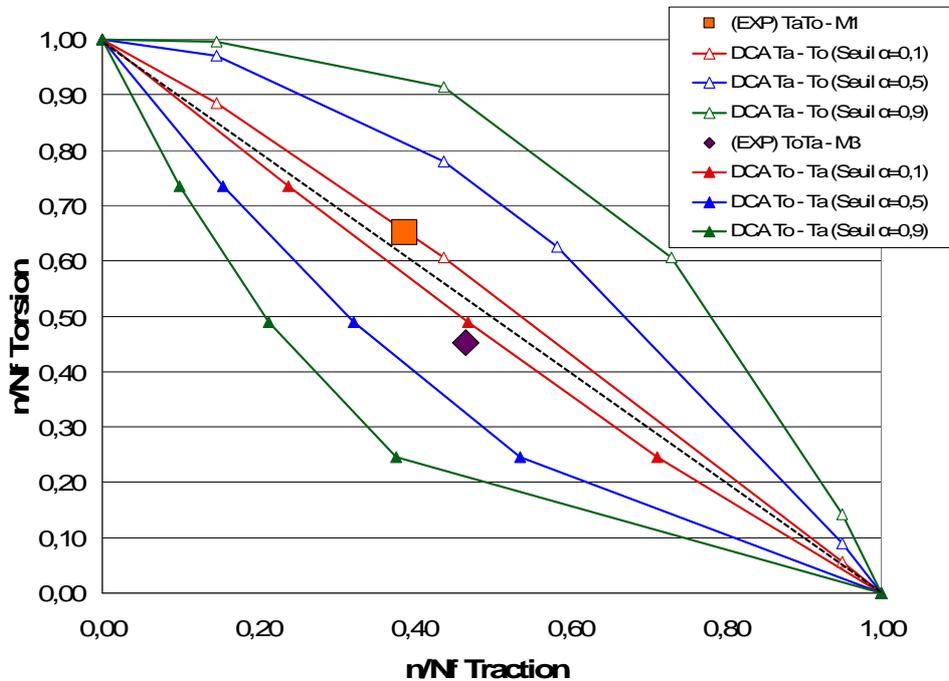


Figure II-24 Prédications de la méthodologie « Critère de Vu + DCA courbe S-N Seuil » pour les différentes valeurs de « α » et points expérimentaux des chargements par blocs de TaToM1 et ToTaM3 pour l'acier C35

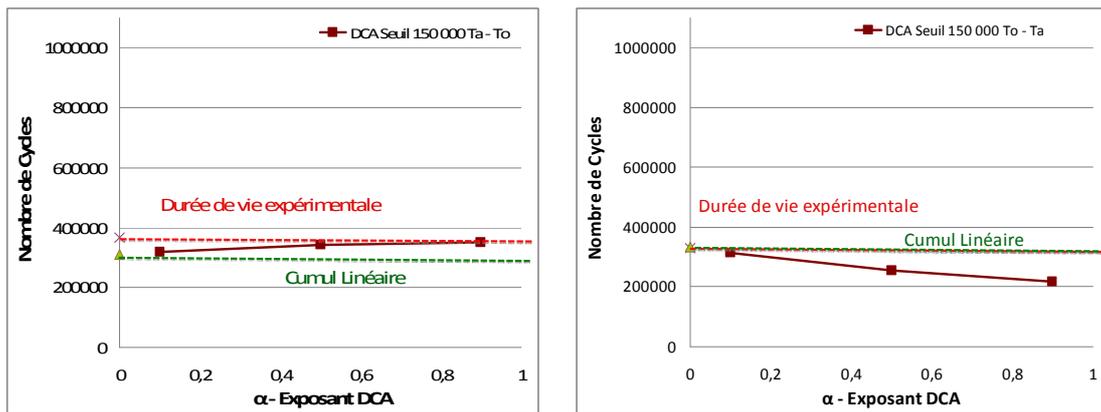


Figure II-25 Durée de vie prévue par la méthodologie « Critère de Vu + DCA courbe S-N Seuil » pour les différentes valeurs de « α » et points expérimentaux des chargements par blocs de TaToM1 et ToTaM3 pour l'acier C35

• Courbe S-N Basquin Torsion R=-1

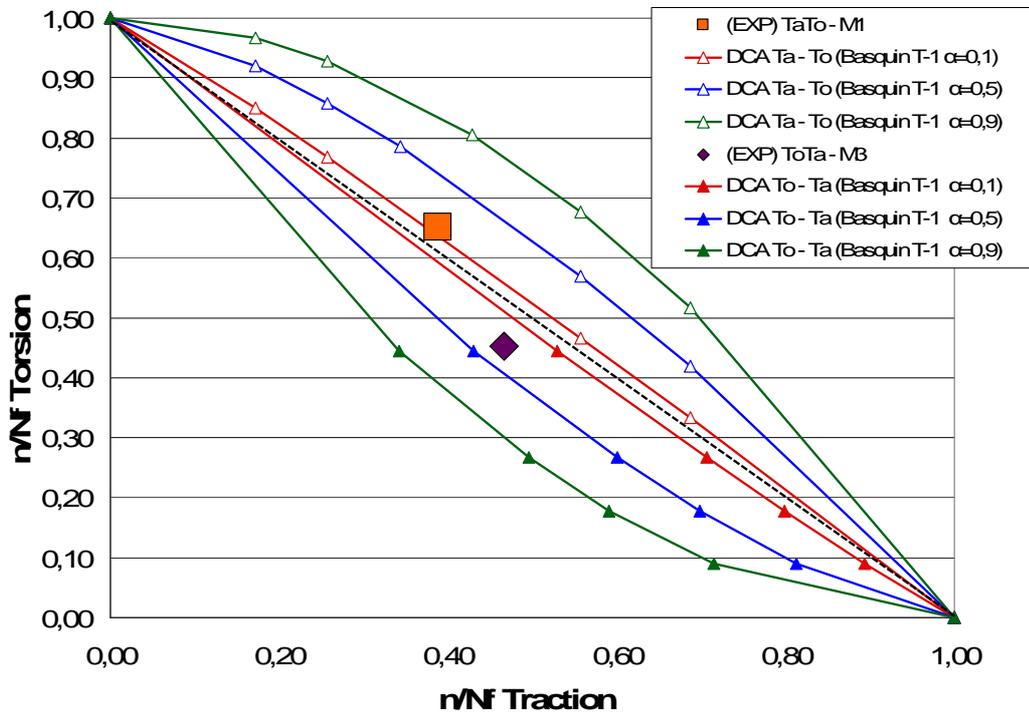


Figure II-26 Prédiction de la méthodologie « Critère de Vu + DCA courbe S-N Basquin Torsion R=-1 » pour les différentes valeurs de « α » et points expérimentaux des chargements par blocs de TaToM1 et ToTaM3 pour l'acier C35

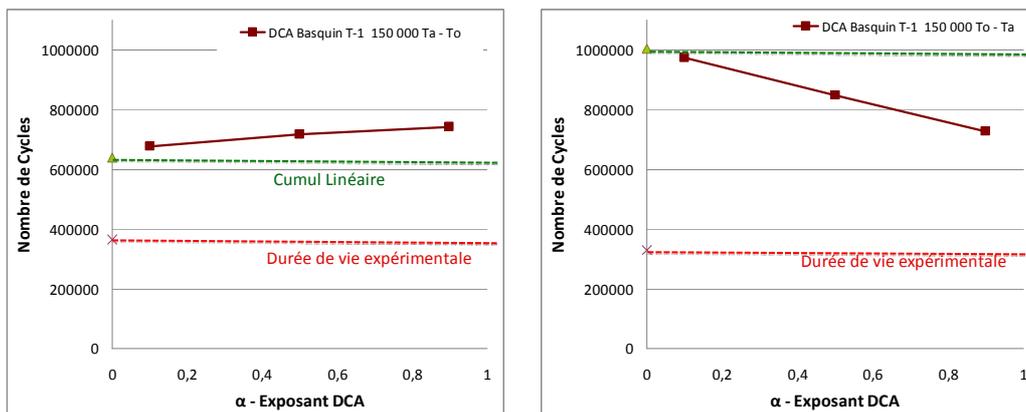


Figure II-27 Durée de vie prévue pour la méthodologie « Critère de Vu + DCA courbe S-N Basquin Torsion R=-1 » pour les différentes valeurs de « α » et points expérimentaux des chargements par blocs de TaToM1 et ToTaM3 pour l'acier C35

• Courbe S-N Basquin 3 Pentes

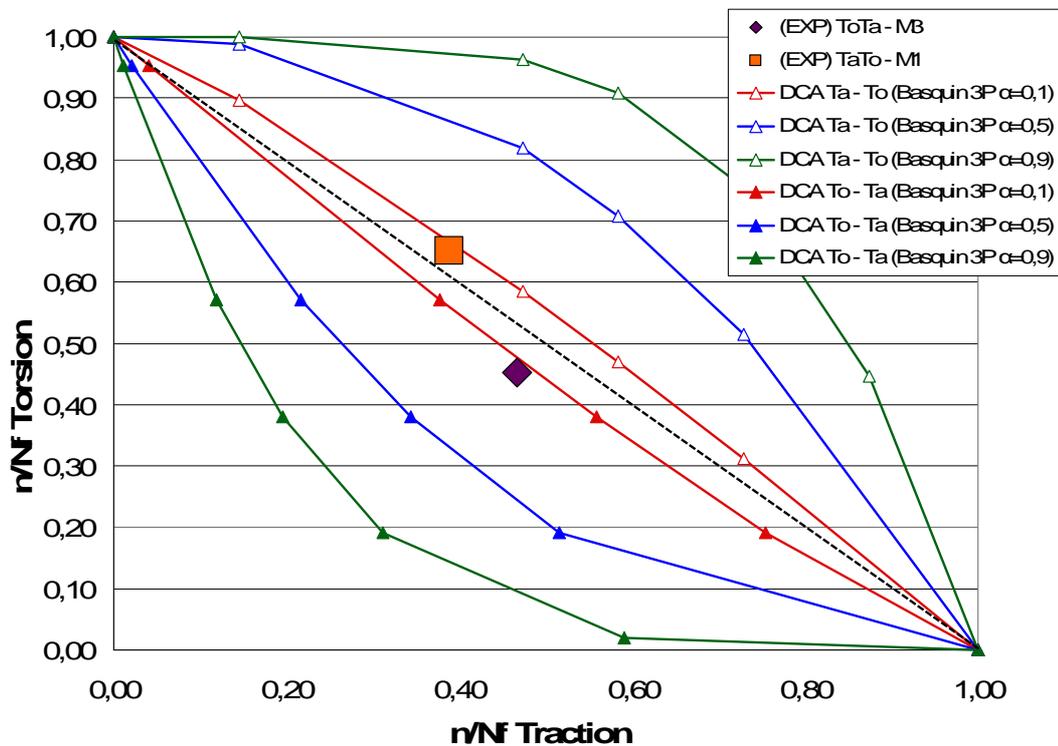


Figure II-28 Prédications de la méthodologie « Critère de Vu + DCA courbe S-N Basquin 3 Pentes » pour les différentes valeurs de « α » et points expérimentaux des chargements par blocs de TaToM1 et ToTaM3 pour l'acier C35

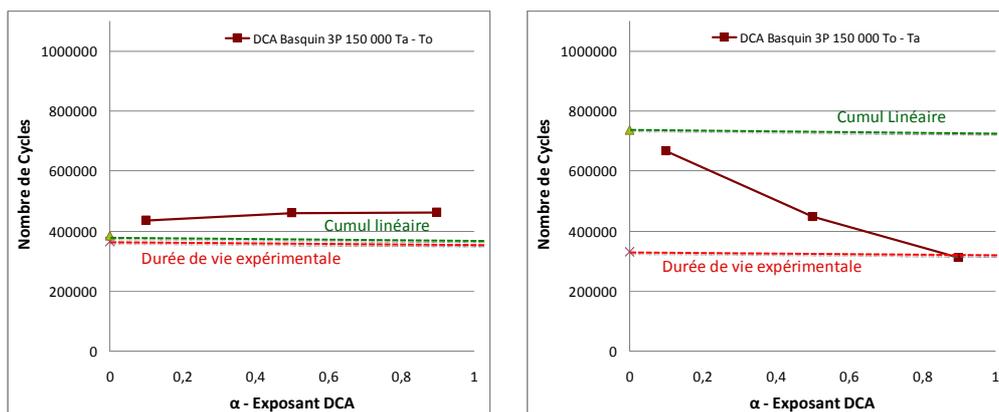


Figure II-29 Durée de vie prévue pour la méthodologie « Critère de Vu + DCA courbe S-N Basquin 3 Pentes » pour les différentes valeurs de « α » et points expérimentaux des chargements par blocs de TaToM1 et ToTaM3 pour l'acier C35

Pour les trois cas étudiés, la durée de vie prédite par la méthodologie « critère de Vu + DCA » est supérieure à celle obtenue par la règle de cumul linéaire de Palmgren – Miner

($(n/N_f)_{Ta} + (n/N_f)_{To} = 1$) lors du chargement traction-torsion (Ta-To) ($\sum n/N_f > 1$) et inférieure dans le cas de torsion-traction (To -Ta) ($\sum n/N_f < 1$) (Figure II-24, Figure II-26, Figure II-28). Ces tendances indépendantes du type de matériau, sont en accord avec le constat expérimental rapporté par [Miller 1993] sur l'acier C45 et par [Chen et al. 2006] sur l'acier S45C.

Nous pouvons observer également une dépendance entre les paramètres (α , Courbe S-N), l'évolution du cumul de dommage et la durée de vie finale. En effet, pour une même valeur de « α », le choix de la courbe S-N modifie le degré de non linéarité du cumul et en conséquence la durée de vie finale. Réciproquement, pour une même courbe S-N, plus la valeur de « α » est élevée, plus la non linéarité est marquée. Ainsi, on tend vers le cumul linéaire lors que l'exposant « α » tend vers zéro. En conséquence, la formulation de la courbe S-N de référence doit être prise en compte lors du choix de l'exposant « α ».

En ce qui concerne la valeur de l'exposant, nous notons la même tendance pour les trois courbes : une augmentation de l'exposant entraîne une augmentation de la durée de vie pour les cas Ta-To et, dans l'autre sens, l'augmentation de l'exposant entraîne une réduction de la durée de vie pour les cas To-Ta. Nous observons que cette variation semble « rattraper » l'écart entre la durée prévue par le cumul linéaire et la durée de vie expérimentale. En effet, pour les cas Ta-To, la durée de vie prévue par le cumul linéaire s'approche de la durée de vie expérimentale. Ainsi la variation induite par l'exposant est peu importante. Par contre, pour le cas To-Ta, la variation est plus importante (Figure II-25, Figure II-27 et Figure II-29).

Il est difficile d'identifier une relation entre la valeur de α qui représente au mieux la non linéarité du cumul de dommage et celle qui prévoit la durée de vie la plus juste. Néanmoins, globalement l'erreur sur la prédiction de la durée de vie des méthodes présentées reste dans l'acceptable vis à vis des méthodes courantes de calcul en fatigue. Il est important de prendre en compte la dispersion des résultats et le domaine restreint de l'étude effectuée. Les résultats étudiés sont situés dans le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles. Ainsi la courbe qui décrit au mieux ce domaine sera la plus performante, mais cela n'assure pas la qualité de prédiction dans les autres domaines. En effet, cette étude devra être poursuivie pour mieux comprendre les tendances identifiées.

Pour analyser la méthodologie d'une façon globale, nous proposons dans la section II.5.1.4.B d'identifier une valeur d'exposant alpha pour chaque courbe S-N capable de représenter au mieux l'ensemble des résultats expérimentaux du Tableau II-8 et observer l'impact sur la simulation du spectre complet.

II.5.1.4.B. Identification de paramètres et simulation de la durée de vie

Même si la relation existant entre la description du cumul de dommage non linéaire et la durée de vie finale n'est pas complètement démontrée, une méthode d'identification est maintenant proposée. Une base de données composée d'essais par blocs traction-torsion et torsion-traction (Tableau II-8) sera utilisée pour sélectionner la valeur de l'exposant qui représente au mieux la distribution de données expérimentales pour chaque courbe S-N. En effet, l'objectif est de décrire le comportement des essais par blocs pour calculer ensuite la durée de vie du spectre complet et non de simplement « caler » des paramètres pour retrouver la bonne durée de vie finale. La pertinence des valeurs identifiées sera ensuite analysée sur le spectre complet et le spectre sans incidentel. La comparaison des résultats obtenus en utilisant le cumul linéaire permettra de révéler l'intérêt de cette méthodologie.

Les résultats expérimentaux présentés au Tableau II-8 sont assez irréguliers pour les chargements torsion-traction et un peu plus réguliers pour les chargements traction-torsion. En effet, Vu [Vu, 2009] a démontré que les chargements de type torsion-traction subissent un effet assez conséquent de la microstructure empêchant l'évolution de l'endommagement et engendrant ainsi une augmentation de la durée de vie. Nous allons alors déterminer les valeurs de α qui moyennent au mieux les valeurs expérimentales, en respectant les constats expérimentaux de la bibliographie mentionnés en II.5.1.4.A, à savoir $\sum n/N_f > 1$ pour la traction-torsion et $\sum n/N_f < 1$ pour la torsion-traction.

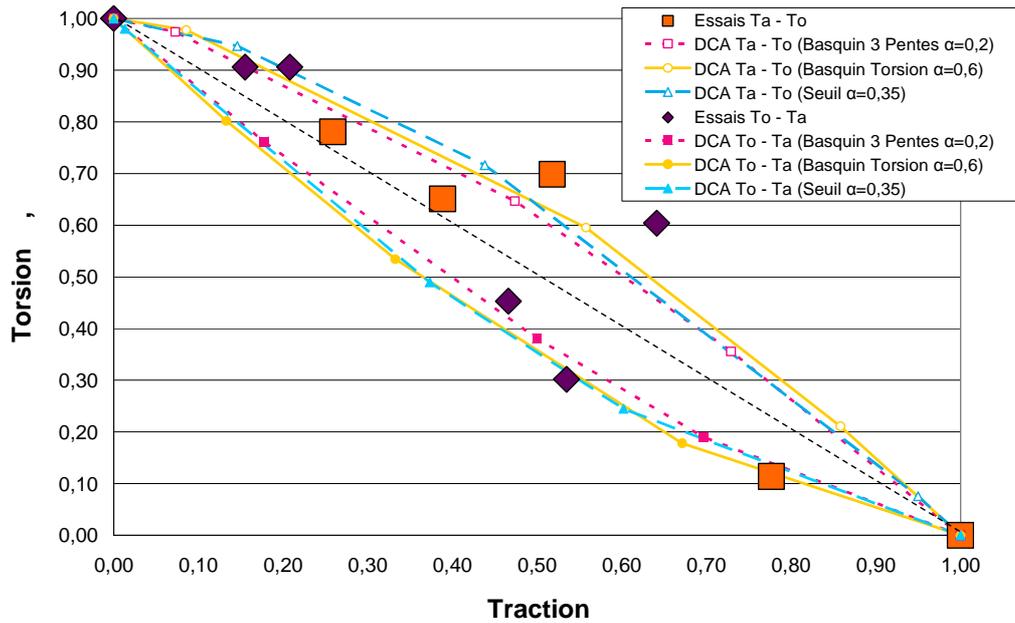


Figure II-30 Expositant « α » identifié sur essais de type traction-torsion et torsion-traction pour chaque courbe S-N étudiée

La Figure II-30 présente l'ensemble des résultats expérimentaux et les valeurs de l'expositant « α » sélectionnées pour chaque courbe S-N. La valeur est de 0,35 pour la courbe « Seuil », 0,6 pour la courbe « Basquin Torsion R=-1 » et 0,2 pour la courbe « Basquin 3 Pentas ».

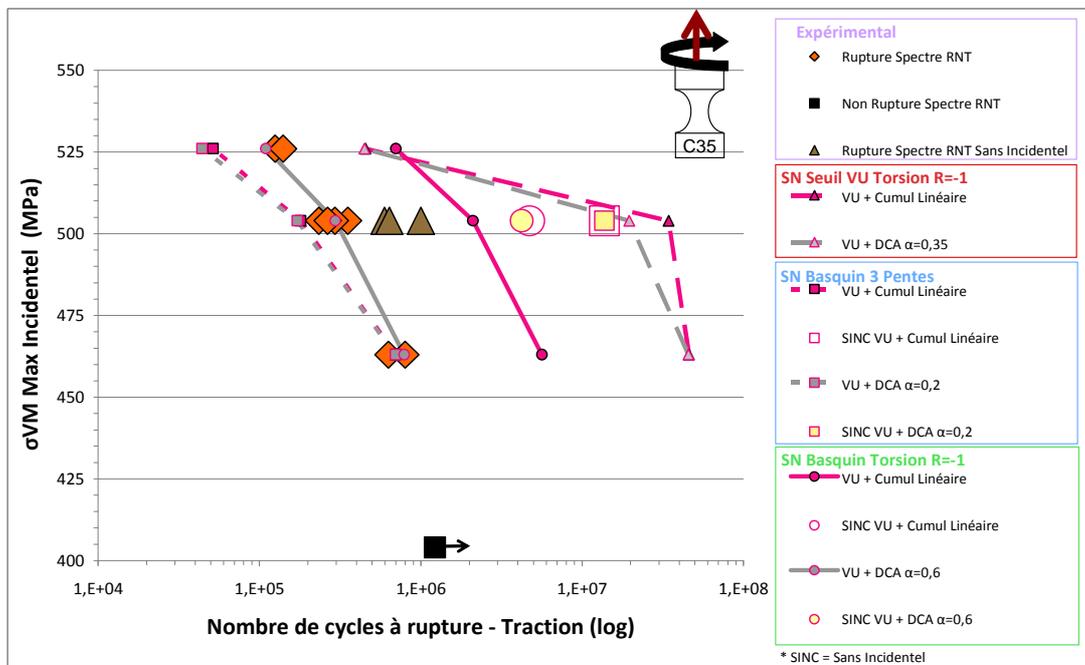


Figure II-31 Simulation de la durée d'éprouvettes lisses d'acier C35 sous chargement type « spectre automobile » avec le critère de Vu et les règles de cumul de dommage linéaire et non linéaire « DCA »

La Figure II-31 présente les résultats expérimentaux, les résultats du calcul réalisé avec cumul linéaire (résultats déjà présentés sur la Figure II-23) et les résultats pour la méthode « critère de Vu + DCA » pour les trois courbes S-N étudiées avec les valeurs respectives de α identifiées selon la méthode présentée précédemment. Nous pouvons observer que la méthode présente un apport considérable à la prédiction de la durée de vie sous spectre complet en utilisant une courbe S-N de type Basquin identifiée sur les résultats de torsion purement alternée. Par contre, l'apport pour la même méthodologie est très limité en ce qui concerne le spectre sans « incidentel ». En effet, la méthodologie utilisée avec la courbe de Basquin semble identifier une non linéarité importante pour des chargements avec des variations très importantes de niveau de contrainte (spectre complet), mais prévoit un effet très faible pour le chargement avec faible variation des niveaux de contraintes (spectre sans incidentel). Pour les autres courbes S-N étudiées, l'apport de la méthodologie est également limité par rapport au cumul linéaire, cela peut être associé à la faible valeur de alpha identifiée pour la courbe « seuil » et pour la courbe « Basquin 3 Pentas ».

Ainsi, il est difficile d'évaluer l'intérêt de l'utilisation de la méthodologie « critère de Vu + DCA » en sa formulation actuelle. Le résultat est très dépendent de la courbe S-N de référence et nous ne disposons pas de toutes les données expérimentales nécessaires pour conclure à ce sujet. Par contre, son utilisation simple et le temps de calcul réduit laissent des perspectives intéressantes pour cette méthode. Il est nécessaire de poursuivre l'étude. Tout d'abord, comme pour le cumul linéaire, il faudra produire les données nécessaires pour l'identification propre de la courbe S-N de référence dans tous les domaines. Ensuite, il sera nécessaire d'évaluer la pertinence de la méthodologie employée pour l'identification de l'exposant « α » pour analyser correctement l'effet de la non linéarité dans les différents domaines du chargement.

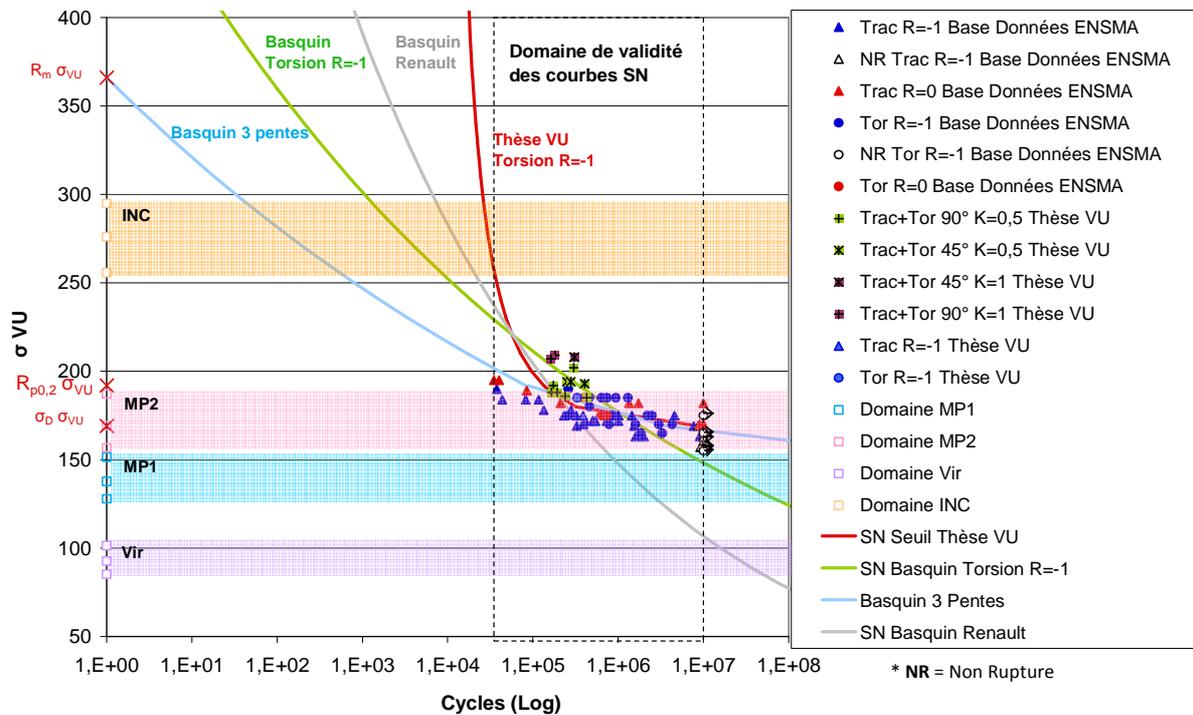
Aucune des méthodologies n'a été capable de représenter correctement la durée de vie du spectre sans « incidentel ». Cet écart peut avoir deux sources : l'identification de la courbe S-N de référence ou la méthodologie de cumul de dommage en soi. Une étude plus approfondie sera, alors, nécessaire.

Une modification sur l'expression de l'exposant de l'équation Éq. II-24 pourrait être un point de travail pour améliorer la méthodologie. En effet, s'il est identifié que l'évolution du cumul de dommage n'est pas la même dans les différents domaines de la fatigue, l'exposant « α » devra varier selon le domaine. De plus, il est important de rappeler que les études ont été réalisées jusqu'à la rupture totale de l'éprouvette, ainsi, la notion amorçage / propagation pour le cumul de dommage devra être approfondie. La variation entre les proportions de chacune des deux phases (amorçage / propagation) selon le domaine pourra apporter des éléments pour mieux comprendre les résultats obtenus.

II.5.1.5. Confrontation à la méthode Renault

Pour cette étude, la méthode Renault (I.2.5.1) est confrontée aux méthodes évoquées jusqu'à présent dans le cadre de l'application sur éprouvette cylindrique d'acier C35. Les simulations réalisées avec la méthode Renault ont été réalisées par l'équipe calcul Renault Le Mans. La courbe S-N à 50% de probabilité de rupture provient de la base de données Renault et a été identifiée sur des données de traction purement alternée pour l'acier C35.

Afin d'isoler les paramètres d'analyse et identifier l'apport de la méthodologie dans le contexte industriel, nous allons utiliser la même courbe S-N provenant de la base de données Renault pour réaliser le calcul avec le critère de Vu. La valeur de l'exposant « α » pour le cumul non linéaire « DCA » est fixé à 0,6 en accord avec la méthodologie proposé en II.5.1.4.B. La Figure II-32 compare la courbe « Basquin RNT », convertie en contrainte équivalente de Vu, aux courbes utilisées en II.5.1.1.



La Figure II-33 présente l'ensemble des résultats pour la simulation de la durée de vie du spectre complet et du spectre sans « incidentel ».

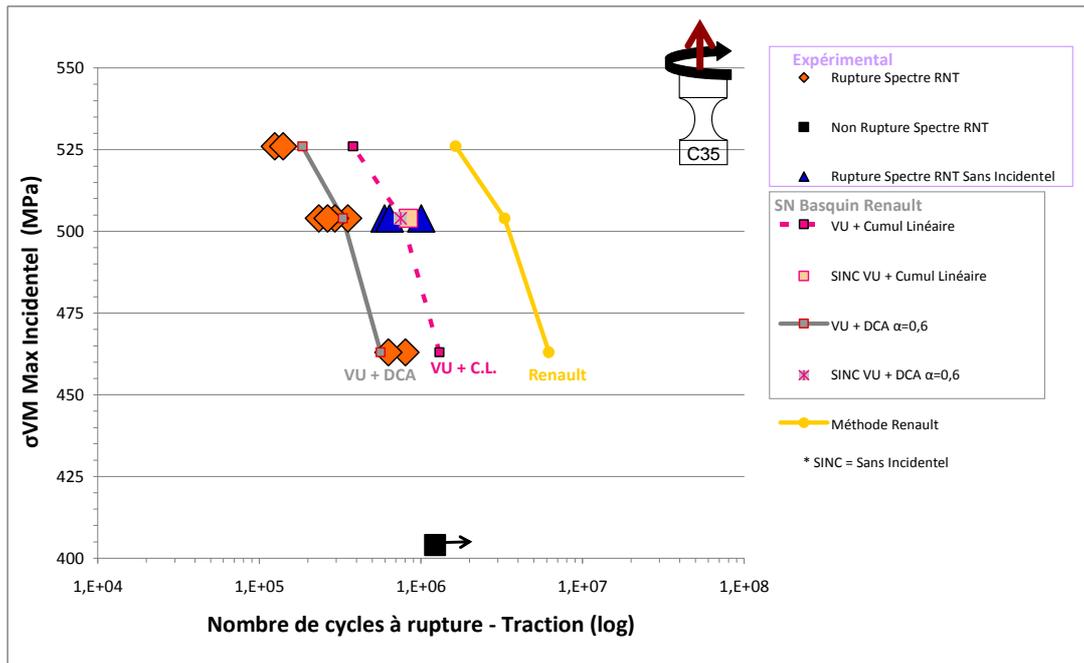


Figure II-33 Simulation de la durée de vie d'éprouvettes lisses d'acier C35 sous chargement multiaxial complexe avec l'actuelle méthode Renault et les méthodes proposées par la thèse.

La méthode utilisée par Renault représente correctement la tendance des résultats, mais l'utilisation d'une simple contrainte maximale pour le calcul en fatigue ne suffit pas pour retrouver la bonne durée de vie et le résultat est surévalué. Le simple fait de remplacer la contrainte maximale principale par le critère de Vu permet de s'approcher significativement des données expérimentales. Par contre, l'écart entre le spectre complet et le spectre sans incidentel prévu par le critère de Vu associé à la règle de cumul linéaire de Miner est inférieur à l'expérimental. En remplaçant seulement la règle de cumul linéaire par la règle de cumul non linéaire « DCA » avec $\alpha=0,6$, la simulation de la durée de vie du spectre complet est nettement améliorée et très proche des valeurs expérimentales. En ce qui concerne le spectre sans incidentel, il y a peu de variation entre le cumul linéaire et le cumul non linéaire. Néanmoins les résultats restent dans la dispersion des points expérimentaux. Ces observations viennent en appui des constats de la section II.5.1.4.B. En effet, la méthode « DCA » prévoit un effet du cumul non linéaire très marqué pour le spectre complet et plus faible pour le spectre sans incidentel, ce qui associé à la courbe S-N « Basquin RNT » fournit des résultats cohérents. En effet, les résultats obtenus en utilisant la courbe S-N Renault sont plus proches des points expérimentaux que ceux obtenus en utilisant les courbes S-N présentées en II.5.1. Par contre, il serait nécessaire d'avoir accès aux méthodes d'identification et données expérimentales du partenaire industriel pour évaluer plus précisément la validité des résultats.

Ainsi, l'introduction du critère de Vu à la chaîne de calcul Renault présente des perspectives intéressantes. En effet, l'utilisation du critère avec une courbe de la base de

données du constructeur et la règle de cumul linéaire de Miner permet de réajuster la prédiction de la durée de vie d'environ 10^6 cycles. L'association du critère de Vu à la méthode « DCA » permet de simuler correctement la durée de vie du spectre complet et du spectre sans « Incidentel ».

II.5.2. Étude d'une méthodologie type « Modèle d'endommagement »

Dans cette section, nous allons nous intéresser à un modèle d'endommagement à deux échelles dédié à la fatigue à grand nombre de cycles et évaluer sa pertinence quant à la simulation du spectre type automobile étudié. Le modèle d'endommagement de Vu (présenté en I.4.3 [Vu, 2009]) a été inspiré du modèle développé par Flacelière – Morel – Dragon [Flaceliere et al. 2007b]. Certaines originalités de la version de base sont respectées, à savoir le couplage de la plasticité et de l'endommagement à l'échelle mésoscopique, la loi d'érouissage gouvernée par une combinaison d'érouissage isotrope et cinématique linéaire. Néanmoins, deux limitations principales de ce modèle ont été améliorées : le défaut de prédiction des chargements non proportionnels et les incohérences apparaissant dans les simulations de chargement par blocs.

II.5.2.1. Identification des paramètres du modèle d'endommagement de Vu pour l'acier C35

Le modèle d'endommagement étudié requiert l'identification de 13 paramètres (Tableau II-9) pour un matériau donné. La procédure d'identification est présentée en détail dans [Vu et al., 2014; Vu, 2009], nous allons simplement rappeler ses principales étapes et présenter les valeurs des paramètres utilisées dans cette étude pour l'acier C35. Le Tableau I-2 présente une synthèse des équations du modèle.

$$f(\underline{\underline{\sigma}}, \underline{\underline{x}}, r) = \sqrt{\gamma_1 J_2^2(\underline{\underline{\sigma}} - \underline{\underline{x}}) + \gamma_2 J_{2,moy}^2 + \gamma_3 I_f(I_{1,a}, I_{1,m})} - (r + r_0) \leq 0 \quad \text{Éq. II-25}$$

Le module de cisaillement μ de l'acier C35 est égal à 70000 MPa. La surface de charge f (Éq. II-25) satisfait le principe de l'adaptation élastique en fatigue à grand nombre de cycles : si le chargement macroscopique appliqué est inférieur ou égal à la limite de fatigue, le comportement tend vers une réponse purement élastique après un certain nombre de cycles. Ainsi, les paramètres apparaissant dans la surface de charge $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ et $r_0 + \tilde{r}_\infty$ (valeur asymptotique de $r+r_0$) et l'expression de la fonction $I_f(I_{1,a}, I_{1,m})$ sont identifiés suivant la

même procédure proposée pour le critère dans II.5.1.2 [Vu *et al.*, 2010; Vu, 2009], à partir de deux limites de fatigue f_{-1} (traction alternée), t_{-1} (torsion alternée) et la contrainte de rupture R_m du matériau. Pour l'acier C35, nous obtenons les valeurs suivantes :

$$\begin{cases} f_{-1} = 240 \text{ (MPa)} \\ t_{-1} = 169 \text{ (MPa)} \\ R_m = 580 \text{ (MPa)} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \gamma_1 = 0.65 \\ \gamma_2 = 0.8636 \\ \gamma_3 = \frac{t_{-1}^2 - f_{-1}^2/3}{f_{-1}} = 39 \text{ (MPa)} \\ r_0 + \tilde{r}_\infty = t_{-1} = 169 \text{ (MPa)} \\ I_f(I_{1,a}, I_{1,m}) = I_{1,a} + I_{1,m} \end{cases}$$

La forme de la surface de charge implique une condition de limite supplémentaire pour la valeur de r_0 :

$$t_{-1} > r_0 > \sqrt{\gamma_2 J_{2,moy}^2 + \gamma_3 (I_{1,a} + I_{1,m})} \quad \text{Éq. II-26}$$

L'inéquation (Éq. II-26) est imposé par le premier cycle, où la valeur de r est proche de zéro. La borne inférieure de r_0 est définie par le cas particulier de la traction purement alternée, dans le domaine de validité du modèle ($10^5 - 10^7$ cycles). On suppose que la valeur de l'amplitude de la contrainte de traction est aux alentours de 320 MPa (la limite élastique monotone de l'acier C35 est de 350 MPa). Dans le cas extrême ($\Sigma_{1a} = 320$ MPa) la condition (Éq. II-26) devient $169 > r_0 > 156$ (MPa). On choisit la valeur $r_0 = 160$ MPa pour l'acier C35 et, en conséquence, $\tilde{r}_\infty = 9$ MPa.

Le module d'érouissage isotrope g contrôle l'évolution de r en fonction de la déformation plastique cumulée p (Tableau I-2). Plus g est grand, plus le comportement du cristal tend rapidement vers l'état stabilisé (phase de saturation). Il a été démontré [Vu, 2009] pour une large gamme de valeurs (0,01 -1) que la valeur de g n'a pas d'influence notable sur la valeur finale de r : la valeur finale est contrôlée principalement par le dommage et non par le module d'érouissage. Ce constat mène au choix de $g=0,1$.

Le module d'érouissage cinématique c est identifié en utilisant les courbes d'érouissage cyclique établies par [Gros, 1996] pour l'acier 1045, très proche de notre matériau. La valeur $c = 2000$ MPa est choisie en accord avec les courbes expérimentales.

Les paramètres d'endommagement ($k_0, s, q, a, b, d_p, d_c$) gouvernent l'apparition et l'évolution du dommage à l'échelle mésoscopique. Il est supposé que la ruine du cristal est complète lorsque la variable d'effet du dommage d atteint la valeur critique d_c (on choisit arbitrairement $d_c = 1$). L'identification des paramètres d'endommagement est réalisée à l'aide de deux courbes S – N (torsion et traction) et une courbe d'évolution de longueur de fissure en fonction du nombre de cycles.

Le paramètre k_0 intervient dans la fonction seuil de dommage h (Éq. II-27), où F_d est la force thermodynamique associée à l'endommagement). L'augmentation de k_0 retarde l'activation de l'endommagement. La valeur de k_0 est déterminée de telle manière que le nombre de cycles nécessaire pour l'activation du dommage est autour de 10 % de la durée de vie totale du cristal ($k_0 = 40$ MPa pour l'acier C35). La valeur de 10% correspond à taille de la fissure à l'amorçage de $60\mu\text{m}$, considéré comme le seuil d'initiation pour le cas de torsion (I.4.3).

$$h(F_d, k) = F_d - (k + k_0) \leq 0 \quad \text{Éq. II-27}$$

Le paramètre s (Tableau I-2) reflète l'influence de la variable de dommage d sur la durée de vie du cristal. Une augmentation de la valeur de s accélère l'activation du dommage et, ainsi, réduit la durée de vie du cristal. Le paramètre q (Tableau I-2) contrôle l'évolution du seuil de dommage k en accord avec le damage cumulé β . L'évolution de q ralentit l'évolution de l'endommagement, conduisant à une augmentation de la durée de vie. Les valeurs de s et q sont identifiées sur la courbe S-N en torsion alternée. Il est à noter qu'il existe plusieurs couples de valeurs s et q conduisant à la même durée de vie. Pour l'acier C35, les valeurs choisies sont : $s = 0,1$ et $q = 300$ MPa.

Les paramètres a et b interviennent respectivement dans les potentiels de dissipation de dommage en phase d'amorçage (H_1) et en phase de propagation (H_2). Pour un chargement de torsion, seul le paramètre a influence l'évolution de l'endommagement, une diminution de a engendre une non linéarité plus importante de l'évolution du dommage. Afin de garder la faible non linéarité observée en torsion, la valeur de a doit être prise dans l'intervalle $0.4 \leq a \leq 1$.

Pour tous les chargements présentant une composante de contrainte hydrostatique ($\sigma_h \neq 0$), la cinétique de l'évolution du dommage est pilotée en même temps par les deux paramètres a, b et le paramètre d_p caractérisant le début de la phase de propagation de l'endommagement. Le paramètre d_p est identifié à partir d'une courbe expérimentale

d'évolution de la taille de fissure en traction purement alternée en fonction du nombre de cycles (il est supposé une similitude entre l'évolution de l'endommagement et l'évolution de la longueur de fissure). L'allure de cette courbe est similaire pour un grand nombre d'acier. Une valeur de d_p aux alentours de 0,1 peut alors être utilisée comme valeur commune à de nombreux aciers [Brown & Miller, 1979]. L'identification de a et b nécessite la courbe de longueur de fissure (pour la cinétique d'évolution d'endommagement) ainsi que les courbes S – N en torsion alternée et en traction alternée (pour les durées de vie). Pour l'acier C35 ($d_p = 0.1$), les valeurs identifiées de a et b sont respectivement $a=0,4$ et $b=0,09$.

Le jeu de paramètres utilisé pour l'acier C35 dans cette étude est synthétisé dans le Tableau II-9. L'identification nécessite 3 propriétés matériau (f_{-1}, t_{-1}, R_m), deux courbes S-N (torsion alternée, traction alternée) et une courbe d'évolution de la taille de fissure en traction purement alternée. Il est à noter que les paramètres sélectionnés sont corrélés à des courbes à 50% de probabilité de rupture.

Tableau II-9 Paramètres identifiés pour l'acier C35 utilisé pour cette étude

μ (MPa)	γ_1	γ_2	γ_3 (MPa)	r_0 (MPa)	\tilde{r}_∞ (MPa)	c (MPa)	g
70000	0,65	0,8636	39	160	9	2000	0,1

k_0 (MPa)	s	q (MPa)	a	b	d_p	d_c
40	0,1	300	0,4	0,09	0,1	1

II.5.2.2. Simulation de la durée de vie

Nous avons vu en II.5.2.1 que le modèle d'endommagement étudié a été développé pour des applications dans le domaine de 10^5 à 10^7 cycles. Le choix de la valeur $r_0 = 160$ MPa pour l'acier C35 assure la mise en œuvre du modèle pour la fatigue à grand nombre de cycles. Les chargements à déformation imposée importante (fatigue oligocyclique) sont en dehors du domaine d'application du modèle.

L'objectif de cette thèse n'est pas de reformuler le modèle d'endommagement pour étendre son domaine d'application, mais de le confronter à une application industrielle, d'évaluer sa capacité de prédiction et d'identifier les points à travailler pour son évolution. Sa formulation incrémentale lui permet de prendre en compte des cycles d'amplitude inférieure à la limite d'endurance et l'influence des séquences de chargement. Par contre, l'influence de surcharges situées dans le domaine oligocyclique ne peut pas être traitée par le modèle. Ainsi,

II.5.3. Synthèse

Trois méthodologies pour la simulation de la durée de vie de pièces métalliques soumises à un spectre multiaxial complexe ont été étudiées : Critère de Vu + Règle de cumul de dommage linéaire de Miner, Critère de Vu + Règle de cumul de dommage non linéaire « DCA » et Modèle d'endommagement de Vu. L'ensemble des résultats a mis en évidence l'importance de déterminer correctement le domaine du chargement étudié et d'identifier les paramètres de référence sur une base de donnée suffisamment riche. Nous pouvons ainsi dégager un certain nombre de conclusions :

- **Critère de Vu + règle de cumul de dommage :**
 - Méthodologie très sensible à la courbe S-N de référence. Le domaine d'identification de la courbe S-N doit être compatible avec le chargement étudié, l'extrapolation est délicate.
 - Le Critère de Vu représente un apport intéressant pour la simulation de la durée de vie en fatigue sous spectre multiaxial complexe. En effet, l'utilisation du critère a permis d'améliorer nettement la prédiction de la durée de vie en comparaison au critère de Crossland et à la méthode Renault pour le spectre automobile étudié, en gardant une méthodologie d'identification assez simple (pas de paramètre supplémentaire par rapport à Crossland).
 - Pour le chargement étudié, l'utilisation d'une courbe S-N avec limite de fatigue ne semble pas pertinente. En effet, une courbe sans limite de fatigue semble un bon artifice pour représenter l'effet de cycles inférieurs à la limite de fatigue et obtenir un résultat global plus cohérent.
 - L'utilisation de la règle de cumul linéaire de Miner a surévalué la durée de vie pour grande partie de cas étudiés. Le résultat s'approche des points expérimentaux seulement pour le spectre complet pour le calcul réalisé avec la courbe S-N « Basquin 3 Pentas » et spectre sans « incidentel » pour le calcul réalisé avec la courbe S-N Renault
 - L'apport de la règle de cumul non linéaire « DCA » n'est pas flagrant. Cette méthodologie, si elle est associée à une courbe type Basquin, prévoit une non linéarité très importante pour le cas « spectre complet », où la valeur de la contrainte équivalente varie fortement entre les blocs, et un effet plus faible pour le spectre sans incidentel, où la variation de la contrainte est plus faible. La méthodologie a donné de très bons résultats en utilisant la courbe S-N Renault et des résultats moins bons pour l'étude réalisée en II.5.1.4. Ainsi, il est nécessaire de réaliser une étude complémentaire pour vérifier la raison de cet écart, s'il provient de l'identification de la courbe S-N ou de la méthode en soi.

- Le temps de calcul de la méthode « DCA » est comparable à celui du cumul linéaire. Sur un programme Matlab, le calcul est quasiment instantané sur un ordinateur de bureau standard (Intel core2duo 1,86Ghz) pour des durées de vie jusqu'à 10^6 cycles.
- **Modèle d'endommagement de Vu :**
 - L'identification des 13 paramètres est basée sur des données uniaxiales.
 - La version actuelle n'est pas adaptée au domaine oligocyclique mais fournit de bons résultats malgré cette restriction.
 - Les perspectives d'utilisation du modèle sont très intéressantes, sa formulation incrémentale et la modélisation du couplage plasticité – endommagement à l'échelle mésoscopique semblent efficaces pour la prise en compte des effets de séquence des blocs (cumul de dommage non linéaire) et de cycles en dessous de la limite de fatigue. En effet, l'utilisation du modèle permet de réaliser moins « d'approximations » et de baser le calcul sur le comportement du matériau. Les résultats de la prédiction de la durée de vie pour le spectre sans « incidentel » produits sont encourageants.
 - Le calcul incrémental et le nombre d'itérations mènent à des temps de calcul importants, de l'ordre de 30 min pour 500 000 cycles en un point matériel sur un ordinateur de bureau standard (Intel core2duo 1,86Ghz), ce qui limitera fortement son application aux structures.

Ainsi, le choix de la méthode à utiliser dépend du niveau de précision souhaité, des données disponibles pour l'identification des paramètres et des ressources informatiques à disposition (temps de calcul). L'utilisation d'une règle de cumul linéaire apporte une utilisation simple et des temps de calcul réduits. Moyennant un certain nombre de paramètres, cette méthode peut suffire à un grand nombre d'applications industrielles à condition d'avoir une identification solide et cohérente avec le domaine étudié. Le modèle d'endommagement de Vu décrit finement le comportement du matériau à l'échelle mésoscopique et est capable de prendre en compte de façon intrinsèque le cumul non linéaire de dommage. Par contre, il engendre des temps de calcul importants. La méthodologie d'identification est fiable et est basée seulement sur des données uniaxiales. Malheureusement, la version actuelle du modèle d'endommagement n'est pas adaptée à la prise en compte du domaine oligocyclique. Ainsi il n'est pas possible de traiter les cycles « incidentel » du spectre automobile étudié. Les perspectives d'utilisation du modèle sont très intéressantes et son développement devra être poursuivi.

Pour éclairer les questions posées ici, il est nécessaire de poursuivre l'étude expérimentale. Tout d'abord, il faut compléter la base de données expérimentales en fatigue uniaxiale utilisée pour l'identification des courbes S-N de référence, notamment sur le

domaine oligocyclique et gigacyclique. Ensuite il serait nécessaire de compléter la courbe réalisée avec le spectre sans « incidentel ». L'ensemble des données permettra de mieux évaluer l'intérêt de la méthode « DCA » par rapport au cumul linéaire et d'améliorer la méthode d'identification de l'exposant « α ». Également, cela permettra de confirmer la pertinence du modèle d'endommagement étudié sur le spectre sans « incidentel » avant de travailler sur son extension vers un domaine plus large d'utilisation.

– CHAPITRE III –

**Estimation de la durée de vie de joints
soudés soumis à un spectre automobile
complexe**

III.1. Introduction	- 120 -
III.2. Matériau et techniques expérimentales	- 120 -
III.2.1. Éprouvette soudée MS4 (Géométrie et Matériau)	- 120 -
III.2.2. Mise en place des essais mécaniques et conception des montages	- 120 -
III.2.2.1. Dispositif expérimental de traction	- 120 -
III.2.2.2. Dispositif expérimental de flexion	- 120 -
III.2.3. Éprouvette instrumentée	- 120 -
III.2.4. Scanner 3D de la géométrie du cordon	- 120 -
III.2.5. Méthode de découpe pour étude du cordon	- 120 -
III.2.6. Technique de ressuage fluorescent	- 120 -
III.3. Traction monotone de l'éprouvette MS4.....	- 120 -
III.4. Étude du comportement de l'éprouvette soudée MS4 sous un chargement à amplitude constante	- 120 -
III.4.1. Définition d'un critère d'arrêt à l'amorçage	- 120 -
III.4.2. Influence des moustaches et de la direction de soudage sur le profil de fissuration	- 120 -
III.4.3. Traction.....	- 120 -
III.4.4. Flexion.....	- 120 -
III.4.5. Influence du rapport de charge et relaxation des contraintes résiduelles	- 120 -
III.4.6. Influence de la métallurgie et de la microstructure.....	- 120 -
III.4.7. Synthèse.....	- 120 -
III.5. Étude du comportement de l'éprouvette soudée MS4 sous un chargement type « spectre automobile à amplitude variable »	- 120 -
III.5.1. Spectre automobile uniaxial à amplitude variable	- 120 -
III.5.2. Traction.....	- 120 -
III.5.3. Flexion.....	- 120 -
III.5.4. Influence des cycles « Incidentels »	- 120 -
III.5.5. Synthèse.....	- 120 -
III.6. Modèle éléments finis et conditions aux limites	- 120 -
III.6.1. Étude de la géométrie du cordon de soudure	- 120 -
III.6.1.1. Définition de paramètres géométriques	- 120 -
III.6.1.2. Variabilité de la racine	- 120 -
III.6.2. Modèle éléments finis 3D	- 120 -
III.6.2.1. Étude des conditions de limites du modèle EF	- 120 -
III.6.3. Modèle 2D simplifié	- 120 -
III.7. Influence de la variabilité du cordon de soudure	- 120 -
III.7.1. Traction.....	- 120 -
III.7.2. Flexion.....	- 120 -
III.7.3. Synthèse.....	- 120 -
III.8. Proposition d'une méthodologie de calcul pour des assemblages soudés soumis à un spectre automobile complexe.....	- 120 -

III.8.1. Application locale de critère de Vu sur assemblages soudés	- 120 -
III.8.1.1. Identification des paramètres	- 120 -
III.8.1.2. Prédiction de la limite de fatigue	- 120 -
III.8.1.3. Extension vers la prédiction de la durée de vie.....	- 120 -
III.8.2. La méthode «Weld Stress Gradient – WSG»	- 120 -
III.8.2.1. Formulation.....	- 120 -
III.8.2.2. Identification des paramètres WSG avec critère de Vu	- 120 -
III.8.2.3. Prédiction de la limite de fatigue	- 120 -
III.8.2.4. Extension vers la prédiction de la durée de vie.....	- 120 -
III.8.3. Simulation de la durée de vie pour des chargements à amplitude constante et confrontation à l'actuelle méthode utilisée par Renault.....	- 120 -
III.8.4. Simulation de la durée de vie sous spectre automobile	- 120 -
III.8.4.1. Étude du domaine des blocs du spectre de chargement et des Courbes de Wöhler-	120
-	
III.8.4.2. Simulation de la durée de vie avec une règle de cumul linéaire	- 120 -
III.8.4.3. Simulation de la durée de vie avec la règle de cumul non linéaire « Damage Curve Approach ».....	- 120 -
III.8.5. Intégration à la chaîne de calcul Renault	- 120 -
III.8.6. Synthèse.....	- 120 -

CHAPITRE III - Estimation de la durée de vie de joints soudés soumis à un spectre automobile complexe

III.1. Introduction

Le chapitre II a permis une analyse isolée des effets induits par le chargement complexe lors de la simulation de la durée de vie en fatigue. L'étude réalisée sur un matériau école a fait ressortir l'intérêt du critère de fatigue de Vu et des méthodes de cumul non linéaire de dommage pour le spectre automobile étudié. Dans ce chapitre nous allons traiter la deuxième partie de cette thèse (Figure 0-1) qui comprend l'intégration des caractéristiques particulières du joint soudé au calcul.

Le comportement en fatigue d'un assemblage soudé peut être affecté par un grand nombre de paramètres complexes (I.1). Nous pouvons retenir principalement l'influence de la géométrie particulière du joint soudé et de sa variabilité, des défauts d'ordre métallurgique et géométrique, des contraintes résiduelles et de l'hétérogénéité de microstructure du matériau. La modélisation de ces paramètres pour la prise en compte directe dans une simulation en fatigue est très complexe et peut générer des temps de calcul prohibitifs.

L'expérience du partenaire industriel a démontré que l'identification des paramètres de fatigue réalisée directement sur des pièces soudées peut simplifier la méthodologie de calcul. En effet, la stratégie de calcul employée par Renault est basée sur l'utilisation d'un modèle EF simplifié en élasticité linéaire combiné à l'identification des paramètres du post traitement en fatigue sur des assemblages soudés. Comme nous avons vu dans I.2.5, Renault utilise actuellement une méthodologie de calcul basée sur un maillage de type « Fayard » et travaille sur son évolution vers une méthode de type « Global/Local ». Ces méthodes présentent une bonne performance globale, néanmoins, le manque de précision sur la description de certains phénomènes peut conduire à la non détection des défaillances.

Dans ce cadre, nous envisageons une stratégie de calcul basée sur un modèle EF en élasticité linéaire qui représente fidèlement la géométrie du joint soudé. Le calcul de fatigue sera réalisé en post traitement et tous les paramètres liés au comportement complexe du joint soudé seront pris en compte par l'identification réalisée directement sur des joints soudés.

Ainsi, la première partie de ce chapitre présente les outils expérimentaux mis en place pour cette étude et la technique employée pour la création et la validation du modèle EF utilisé. Nous allons ensuite étudier le comportement de l'assemblage soudé « MS4 » sous chargement à amplitude constante et sous spectre automobile à amplitude variable. Cela permettra de générer les données nécessaires pour l'identification et l'analyse de la méthodologie de calcul en fatigue. La dernière partie de ce chapitre sera consacrée à la présentation de la méthodologie de calcul développée et à la confrontation à l'actuelle

méthode Renault. Enfin, nous allons étudier les pistes d'intégration de la nouvelle méthodologie sur la chaîne de calcul Renault.

III.2. Matériau et techniques expérimentales

III.2.1. Éprouvette soudée MS4 (Géométrie et Matériau)

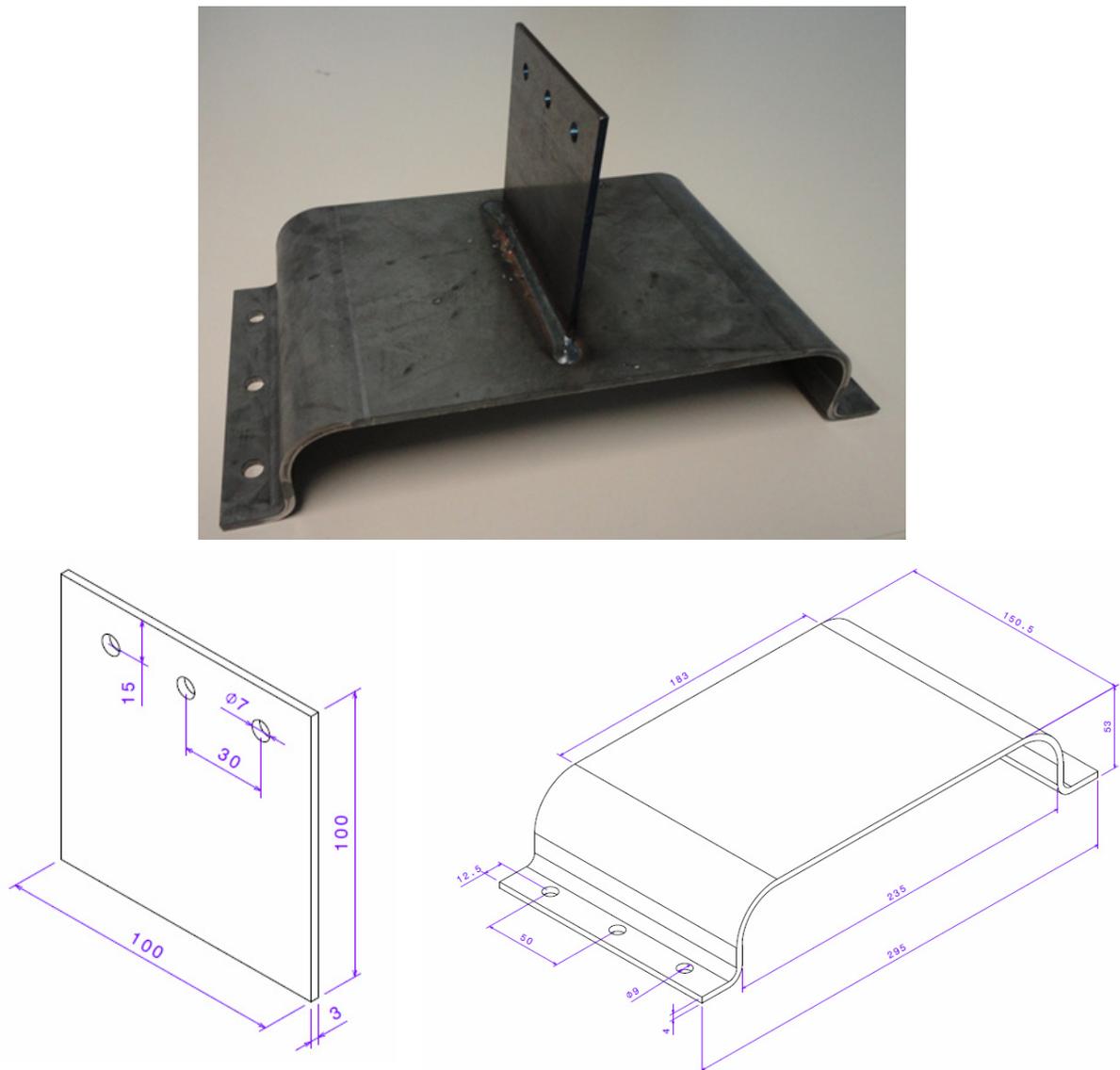


Figure III-1 Éprouvette MS4

L'éprouvette « Mini-Structure 4 (MS4) » (Figure III-1) a été développée pour représenter un assemblage soudé en angle asymétrique (I.1), rencontré typiquement sur plusieurs pièces du châssis automobile. L'essieu souple présenté sur la Figure III-2 en est un exemple. Cette géométrie permettra également de compléter la base de données Renault en matière de comportement en fatigue de mini-structures soudées.

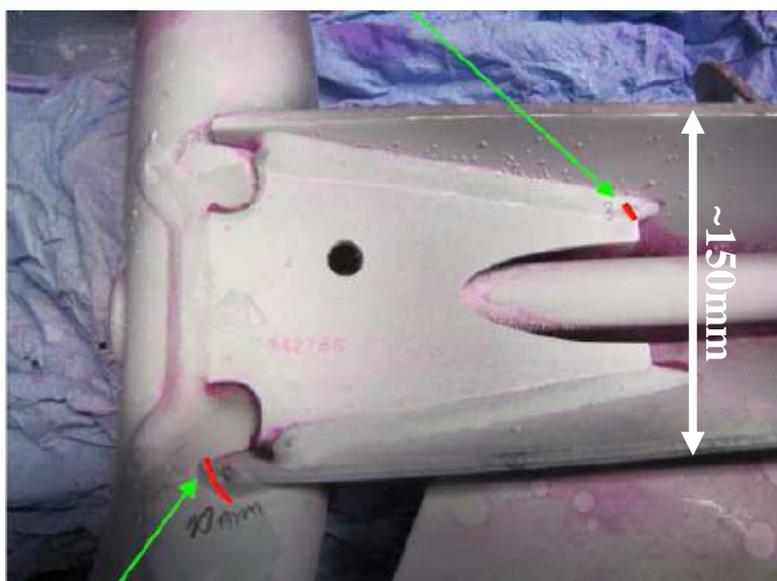


Figure III-2 Exemple d'assemblage soudé en angle composant un essieu souple (train arrière). Les flèches vertes indiquent des fissures constatées lors d'un essai de fatigue.

L'éprouvette MS4 est composée d'un « oméga » d'acier S420MC et d'une plaque d'acier HE360D unis par cordon avec des moustaches droites (I.1.1). Elle est soudée par le procédé « Metal Active Gas – MAG » robotisé. Le métal d'apport utilisé est de type G3Si1. Le Tableau III-1 et le Tableau III-2 présentent les caractéristiques des métaux de base utilisés, alors que le Tableau III-3 et le Tableau III-4 présentent les caractéristiques du métal d'apport.

Tableau III-1 Caractéristiques mécaniques des aciers composant l'éprouvette MS4

Matériau	R _{p0,2} min (MPa)	R _m min (MPa)	A% min épaisseur <3mm	A% min épaisseur >3mm	Remarques
S420MC - Oméga	420	480	16	19	M=Laminage à chaud C=formage à froid
HE360D (Norme Renault) – Plaque	360	445	23	27	H=Laminé à chaud et décapé E=Emboutissage peu profond D= Dispersoïde

Tableau III-2 Composition chimique des aciers composant l'éprouvette MS4

Matériau	C (% max)	Mn (% max)	Si (% max)	P (% max)	S (% max)	A _{total} (% max)	Nb (% max)	V (% max)	Ti (% max)	Mo (% max)	B (% max)
S420MC – Oméga	0,12	1,60	0,50	0,025	0,015	0,015	0,09	0,20	0,15	-	-
HE360D (Norme Renault) – Plaque	0,11	1,40	0,50	0,030	0,025	0,015-0,080	0,100	0,100	0,100	-	-

Tableau III-3 Caractéristiques mécaniques du métal d'apport

Référence Fil	Diamètre (mm)	R _{p0,2} (MPa)	R _m (MPa)	A%
ESAB OK Autorod 12.51 (G3Si1)	1,2	470	560	26

Tableau III-4 Composition chimique du métal d'apport

Référence Fil	C (%)	Si (%)	Mn (%)
ESAB OK Autorod 12.51 (G3Si1)	0,1	0,9	1,5

Les procédés de fabrication sont représentatifs de ceux employés en ligne de fabrication par le partenaire industriel. L'oméga est bridé pendant le soudage, alors que la plaque est posée de façon à ce que la rétraction induite par le procédé de soudage puisse la positionner correctement à la verticale. Cela permet de réduire les distorsions et les contraintes résiduelles dans cette région. Un jeu d'environ 0,5 mm est conservé entre la plaque et l'oméga. Ce jeu permet d'éviter le phénomène de « talonnement » (contact entre les pièces au niveau de la racine d'un joint soudé en angle) lors de la réalisation des essais.

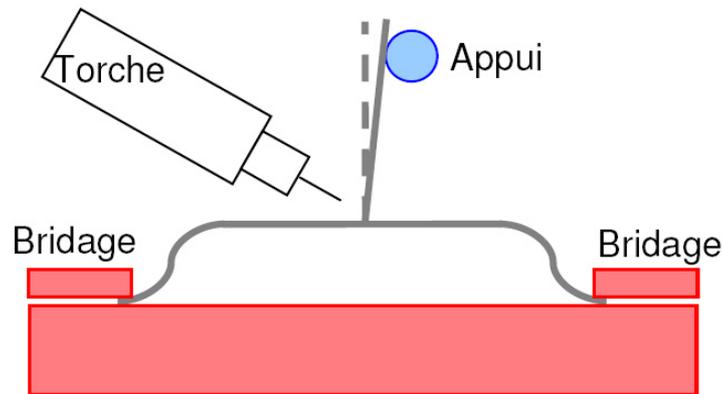


Figure III-3 Schéma simplifié du soudage

La géométrie de l'éprouvette MS4 permet l'utilisation de différents types de sollicitation qui peuvent générer différents sites d'amorçage. Nous pouvons citer comme exemple le mode de sollicitation en traction (III.2.2.1) qui génère un amorçage en racine, alors que le mode de flexion (III.2.2.2) peut générer un amorçage en racine ou pied haut selon le sens de la sollicitation (I.1.1). Cette éprouvette a également l'avantage de permettre d'élargir l'étude avec différentes géométries de moustache (I.1.1).

III.2.2. Mise en place des essais mécaniques et conception des montages

Deux sollicitations ont été sélectionnées pour cette étude. L'éprouvette MS4 sera soumise à de la traction et à de la flexion. La Figure III-4 présente un schéma des sollicitations au niveau du joint soudé. Des montages spécifiques (Figure III-5 et Figure III-9) ont été développés pour assurer l'application correcte du chargement. Les essais seront réalisés en amplitude constante (III.4) et avec un spectre uniaxial à amplitude variable (III.5) dérivé du spectre présenté dans II.3.

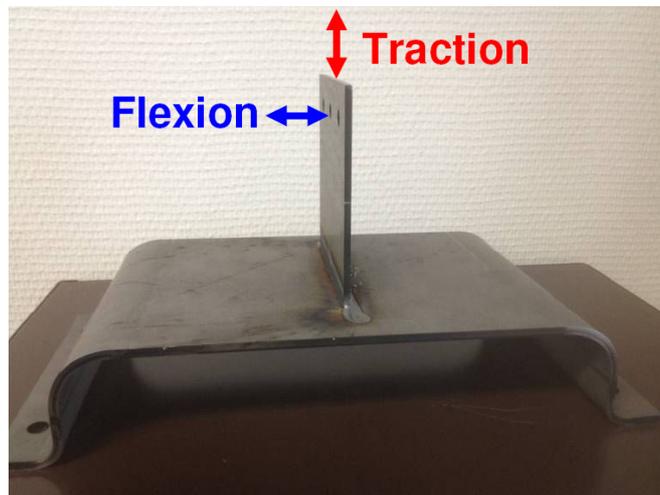


Figure III-4 Sollicitations d'essais au niveau du joint soudé

Une étude de la fréquence d'essai et des réglages PID a été effectuée pour chaque type de chargement étudié. Cela a permis d'assurer le suivi de la consigne et d'optimiser la durée des essais. Une attention particulière a été portée aux phénomènes de résonance du système montage + éprouvette. En effet, nous avons constaté que certaines combinaisons de fréquence et de réglages PID peuvent mettre en résonance l'ensemble et générer des vibrations qui interfèrent sur la lecture de la cellule de charge et, ainsi, sur le contrôle de la machine. Les fréquences retenues sont : 4Hz pour l'amplitude constante en traction, 1Hz pour le spectre de traction, 3Hz pour l'amplitude constante en flexion et 1Hz pour le spectre de flexion. Les résultats obtenus sont satisfaisants et aucune correction de contrainte n'est requise.

III.2.2.1. Dispositif expérimental de traction

Une machine servo-hydraulique Instron type 1343 a été utilisée pour cette campagne d'essais. La Figure III-5 présente le montage développé afin de minimiser les efforts parasites et d'assurer l'exécution sans jeu des essais de fatigue. Cela est possible grâce aux plaques souples situées au niveau du mors de fixation, dimensionnées soigneusement pour cette

application (Figure III-6). Le chargement et le critère d'arrêt sont contrôlés par le logiciel Instron Wave Matrix.



Figure III-5 Montage de traction développé pour l'éprouvette MS4

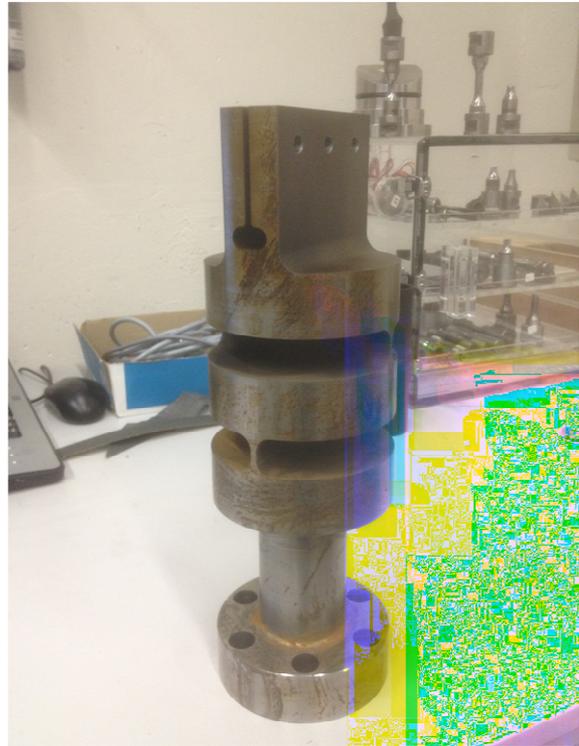


Figure III-6 Mors avec des plaques minces flexibles

La Figure III-7 présente un schéma de fonctionnement du mors de fixation. Cette pièce a été conçue à l'aide de la simulation numérique de façon à assurer le rotulage latéral sans jeu, le déplacement vertical rigide et la tenue en fatigue du montage. Les plaques sont positionnées de façon à éviter que les tolérances de fabrication et la nature asymétrique de l'éprouvette génèrent des efforts latéraux capables de perturber la sollicitation de traction. Ce système

permet également la sollicitation en compression de l'éprouvette.

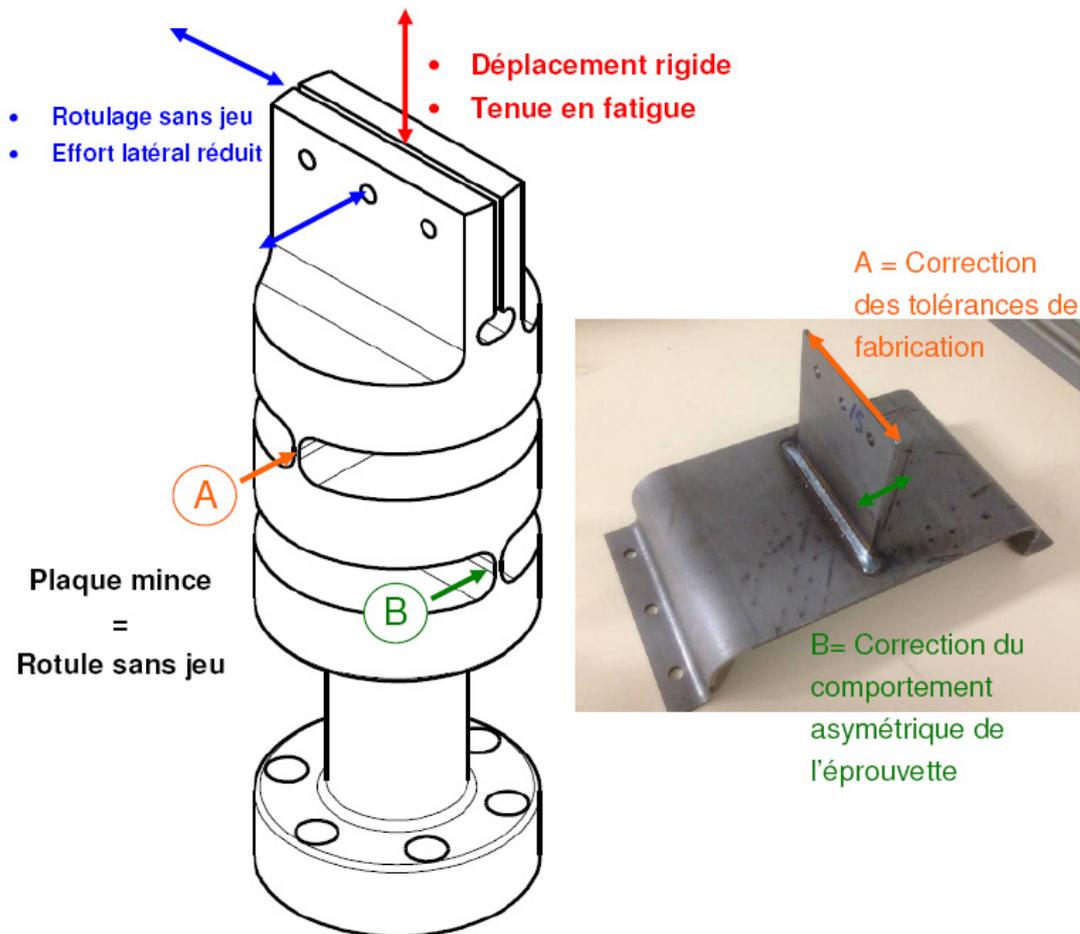


Figure III-7 Schéma de fonctionnement du mors de fixation avec plaques minces

III.2.2.2. Dispositif expérimental de flexion

Les essais de flexion ont été réalisés sur une machine servo-hydraulique Instron type 8874. Initialement, l'utilisation du même système de plaques minces présenté dans III.2.2.1 a été envisagée pour la sollicitation de flexion. Néanmoins, le déplacement généré par l'éprouvette MS4 en flexion s'est avéré plus important que celui géré par les plaques du mors. Ainsi, une rotule sans jeu de type Unibal SMEM 16.50 a été intégrée au montage, ce modèle est couramment utilisé par Renault lors des essais en pièces châssis.

L'association de la rotule sans jeu du mors et de la rotule Uniball permet de garder l'axe d'application de l'effort vertical lorsque l'éprouvette se déforme, ce résultat ne pourrait pas être obtenu si le montage comportait une seule rotule. La Figure III-8 présente un schéma de fonctionnement du montage de flexion.

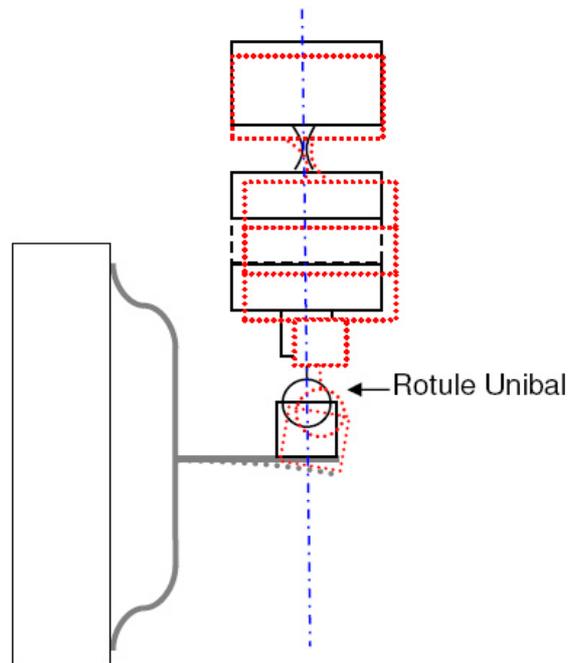


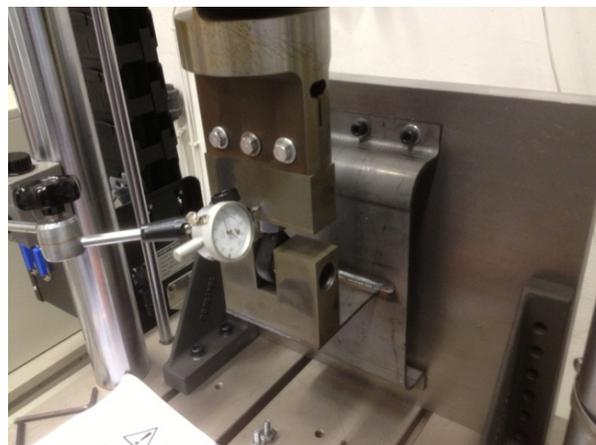
Figure III-8 Schéma de fonctionnement du montage de flexion

La Figure III-9 présente le montage de flexion complet. Le chargement et le critère d'arrêt sont contrôlés par le logiciel Instron Wave Matrix.

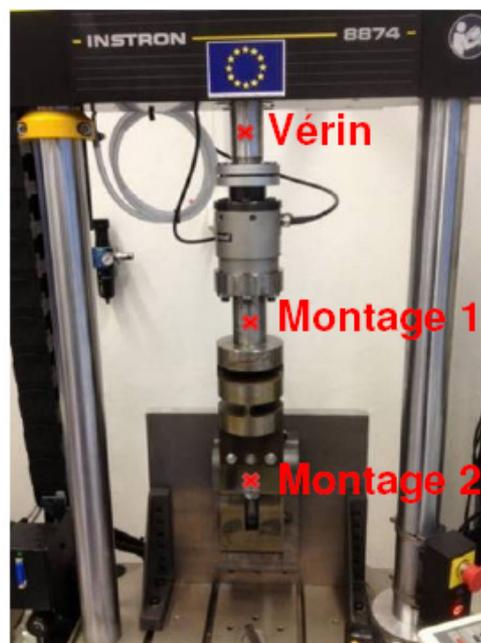


Figure III-9 Montage développé pour les essais de flexion sur l'éprouvette MS4

Afin d'assurer la fiabilité des expériences, certains essais ont été instrumentés avec un comparateur (Figure III-10-a).



a) Comparateur



b) Position de mesure

Figure III-10 Essai de flexion instrumenté avec un comparateur

Trois points de mesure ont été analysés (Figure III-10-b). Les points « Vérin » et « Montage 1 » ont l'objectif d'assurer qu'aucun effort n'a été transmis au vérin, alors que le point « Montage 1 » a été utilisé pour analyser le comportement du montage. L'étude a démontré que pour la majorité des modes de sollicitations utilisés, le déplacement de l'extrémité du montage est inférieur à 1,5 mm et ne représente pas de risque de désalignement. Néanmoins, le cas de chargement Flexion $R=0,5$ ouverture racine, peut générer des sollicitations très sévères, occasionnant le désalignement du montage et, ainsi, la modification des conditions de chargement. Ce phénomène a été identifié sur l'essai à 0,6kN d'amplitude, où un effort maximal très important est observé. Ainsi, les essais de flexion $R=0,5$ à 0,6kN et 0,4kN d'amplitude ont été réalisés avec le montage désaligné et pour cette raison sont présentés comme des points « douteux » dans l'étude exposée dans III.4.4.

III.2.3. Éprouvette instrumentée

Afin de mieux comprendre le comportement de l'éprouvette MS4 et d'obtenir les données nécessaires pour l'étude des conditions aux limites du modèle éléments finis (III.6.2.1), une éprouvette a été équipée de jauges de déformation selon le schéma proposé dans la Figure III-11.

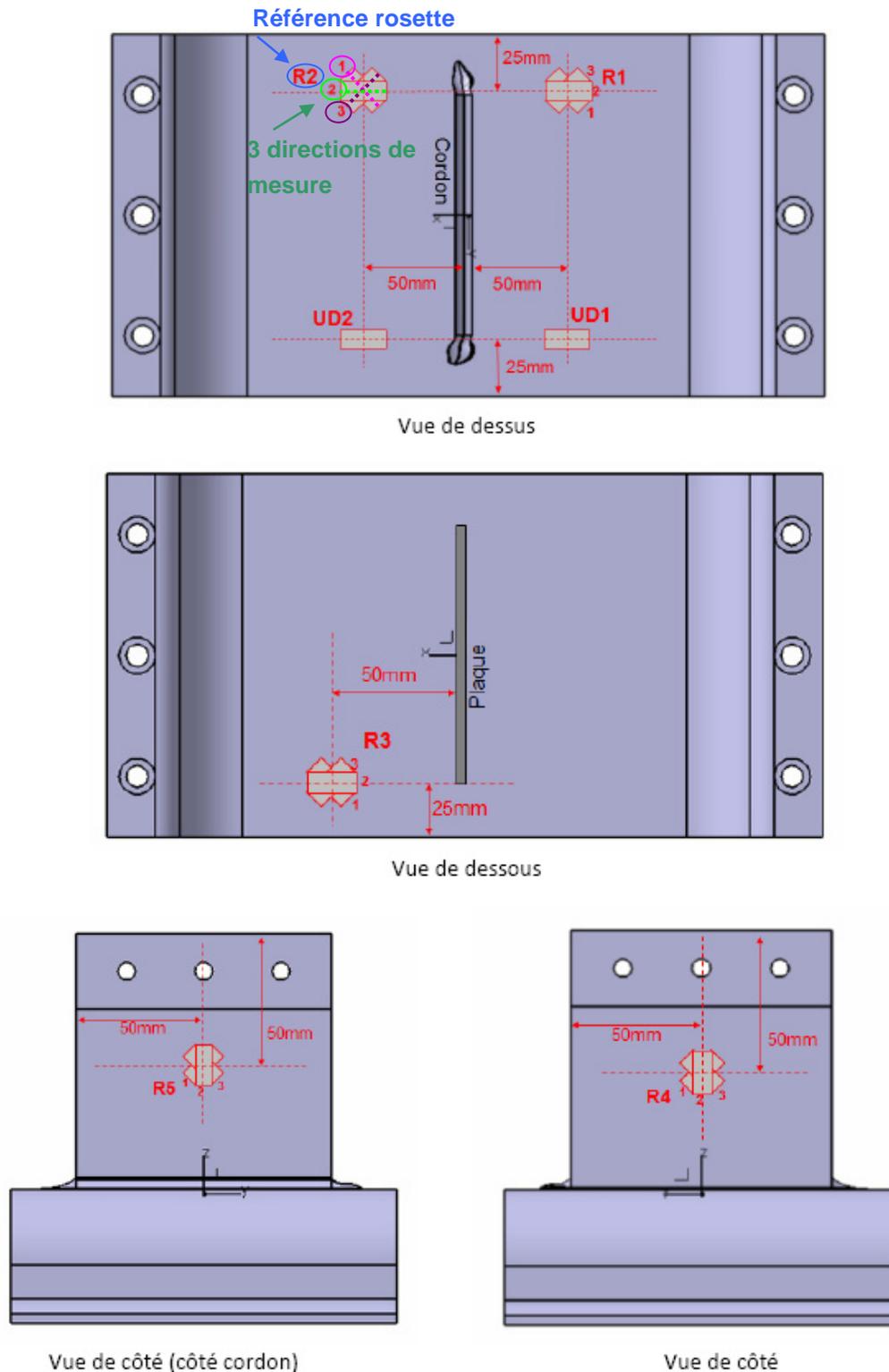


Figure III-11 Schéma de positionnement des jauges de déformations sur MS4

L'éprouvette comporte deux rosettes à trois directions (R1 et R2) et deux jauges unidirectionnelles (UD1 et UD2) fixées sur la face supérieure de l'oméga et une rosette (R3) fixée sur la face inférieure. Deux rosettes à trois directions (R4, R5) sont également fixées de part et d'autre de la plaque.

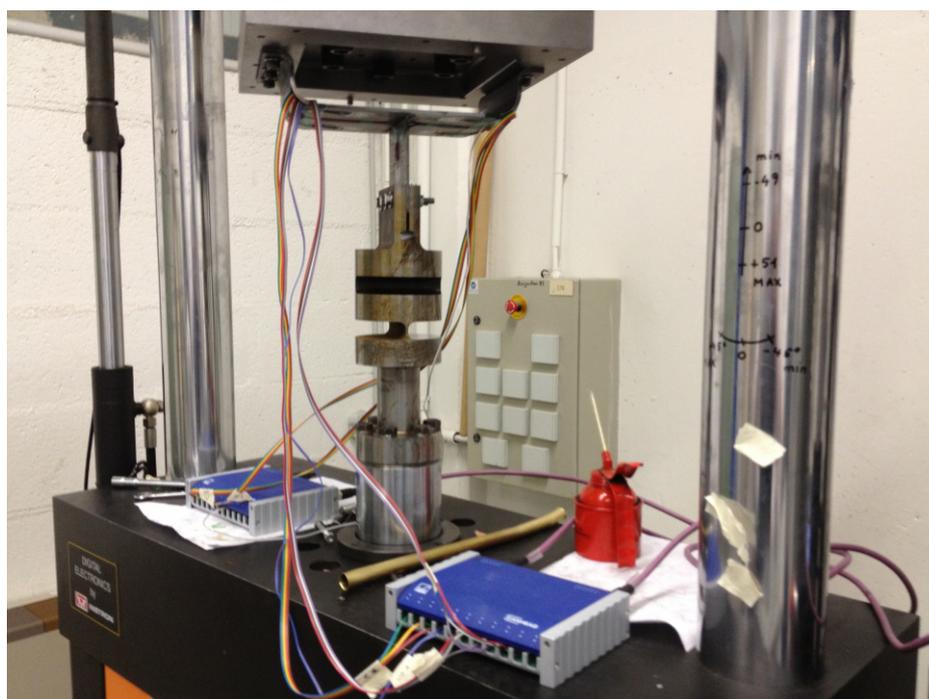


Figure III-12 Système d'acquisition HBM

Un système d'acquisition HBM (Figure III-12) est utilisé pour l'enregistrement des signaux temporels sur ordinateur. Ce dispositif sera utilisé lors de l'étude présentée dans la section III.6.2.1.

III.2.4. Scanner 3D de la géométrie du cordon

Afin de définir précisément la géométrie du cordon de soudure pour la construction d'un modèle d'éléments finis détaillé (III.6.1), l'utilisation d'un scanner laser a été envisagée. L'équipement utilisé par Renault Le Mans est composé d'un capteur G-Scan et d'un bras Sigma de la marque Romer. La résolution de cette technique s'est avérée insuffisante pour décrire correctement toute la géométrie du cordon de soudure. En effet, il est impossible de mesurer correctement les rayons des pieds du cordon. En plus, cette technique ne permet pas d'accéder aux données géométriques de la racine. Ainsi, nous avons décidé de développer un protocole de découpe et d'observation du cordon afin d'avoir accès à tous les paramètres géométriques nécessaires (III.2.5).

III.2.5. Méthode de découpe pour étude du cordon

Afin de produire les données nécessaires pour l'étude de la géométrie du cordon de soudure (III.6.1), de l'influence de la métallurgie/microstructure (III.4.6) et du critère d'arrêt des essais de fatigue (III.4.1), trois éprouvettes ont été découpées : une éprouvette vierge, une éprouvette sollicitée en traction jusqu'à environ 59% de la durée de vie totale en fatigue et une éprouvette sollicitée en traction jusqu'à environ 88% de la durée de vie totale en fatigue. La Figure III-13 présente la méthodologie employée pour la découpe du cordon. Cette technique a permis d'obtenir une trentaine d'échantillons concernant le cordon de soudure et une dizaine d'échantillons pour chaque moustache.

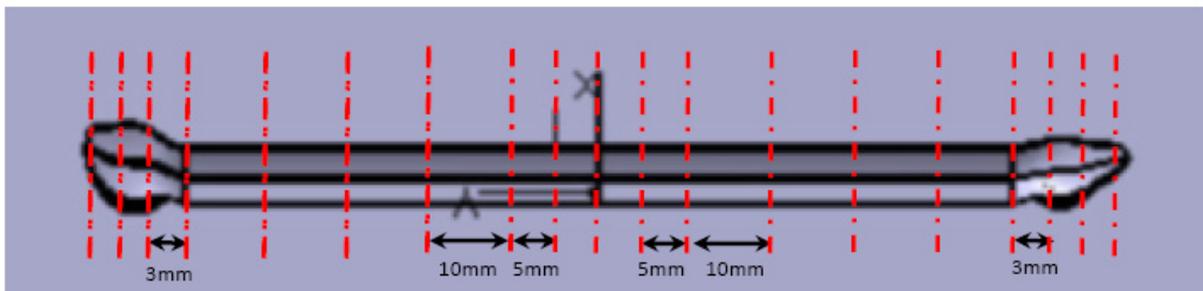


Figure III-13 Emplacement des coupes transversales du cordon

Les tranches du cordon ont été enrobées et polies jusqu'au papier 4000 (Figure III-14). Les échantillons peuvent ensuite être observés au microscope optique. Les images sont traitées à l'aide d'un logiciel afin de mesurer les paramètres géométriques pertinents. Les résultats de cette étude seront présentés dans III.6.1.

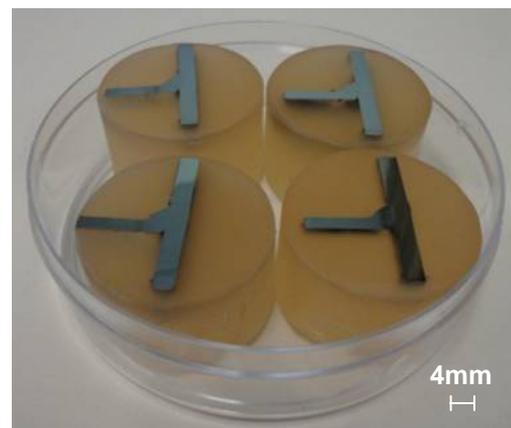


Figure III-14 Échantillons du cordon de soudure

III.2.6. Technique de ressuage fluorescent

Le contrôle par ressuage est une méthode de contrôle non destructive couramment utilisée en industrie. Il permet de mettre en évidence les fissures survenues sur des portions sollicitées du cordon de soudure. La démarche employée est la suivante :

1. La région d'étude est nettoyée soigneusement à l'aide d'un chiffon imprégné d'éthanol, afin d'éviter tout résidu qui puisse occulter les fissures.
2. Le pénétrant fluorescent est appliqué à l'aide d'un pinceau sur l'éprouvette et on laisse reposer pour environ 15 minutes. Le temps doit être suffisamment long pour assurer la pénétration et assez court pour éviter le séchage complet du pénétrant.
3. L'éprouvette est lavée à l'eau à température ambiante et faible pression (<200kPa). Le lavage s'effectue sous éclairage UV de façon à s'assurer qu'il ne subsiste pas de fond fluorescent.
4. L'éprouvette est séchée par circulation d'air chaud.
5. La pièce est observée sous éclairage ultraviolet avec des lunettes adaptées afin d'identifier les fissures.

La sensibilité des pénétrants est classée en cinq niveaux selon la norme ISO 3452, de ½ à 4, le niveau 4 étant le plus sensible. Le pénétrant utilisé présente une sensibilité de niveau 4. La résolution de ce type de méthodologie est assez dépendante des conditions d'utilisation. Toutefois, selon la bibliographie [Harding & Hugo, 2011], un pénétrant de niveau 4 permet d'atteindre une résolution située entre 1 mm et 3 mm de longueur de fissure.

Dans le cadre de cette étude, cette méthode a été utilisée pour identifier les fissures débouchant sur la partie inférieure de l'oméga pour le cas de traction et pour les fissures en pied haut pour le cas de flexion. Cela constitue une méthode fiable et rapide pour vérifier l'existence d'une fissure lors du déclenchement de l'arrêt de la machine par un critère d'amorçage prédéfini (III.4.1).

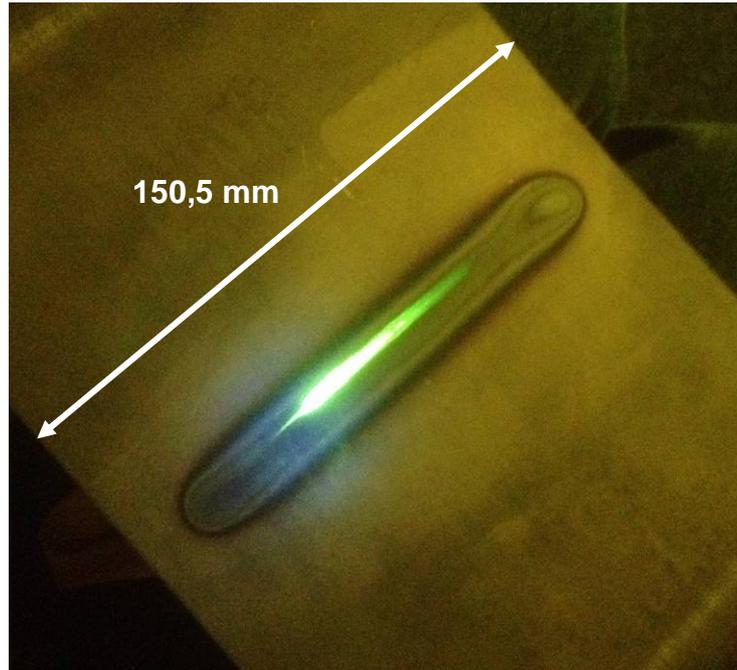


Figure III-15 Ressuage fluorescent d'une fissure débouchant sur la partie inférieure de l'oméga pendant un essai de traction

La Figure III-15 présente un exemple de la technique de ressuage fluorescente utilisée pour identifier une fissure débouchant sur la partie inférieure de l'oméga lors d'un essai de fatigue en traction.

III.3. Traction monotone de l'éprouvette MS4

L'éprouvette MS4 est initialement soumise à la traction monotone afin de produire les données de référence sur chargement monotone.

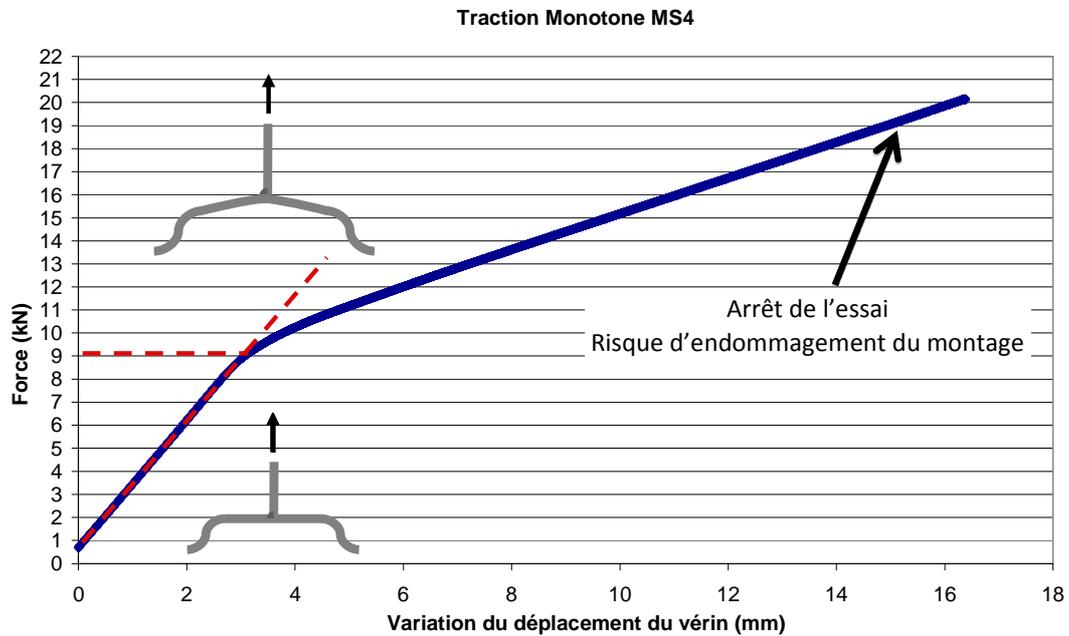


Figure III-16 Traction monotone sur MS4

La Figure III-16 présente la courbe obtenue pour l'essai de traction monotone sur MS4. Nous pouvons observer un changement de pente de la courbe à environ 9 kN. Ce changement témoigne de l'apparition de la plasticité sur l'oméga en proximité du joint soudé. Nous pouvons observer sur la Figure III-17 que l'oméga présente un « pli » à proximité du joint soudé. Afin d'éviter l'endommagement du montage, l'essai a été arrêté à environ 20 kN. Toutefois, aucune fissure visible à l'oeil n'a été identifiée sur l'éprouvette. Ainsi, il a été impossible d'obtenir la valeur de la résistance mécanique équivalente de la structure. Cet essai permet d'estimer les niveaux d'effort nécessaires afin d'assurer la mise en oeuvre des essais de fatigue dans le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles.



Figure III-17 Éprouvette MS4 après traction monotone

III.4. Étude du comportement de l'éprouvette soudée MS4 sous un chargement à amplitude constante

Pour cette étude, l'éprouvette MS4 sera soumise à deux sollicitations différentes, la traction et la flexion, afin de déterminer les courbes de Wöhler expérimentales pour le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles.

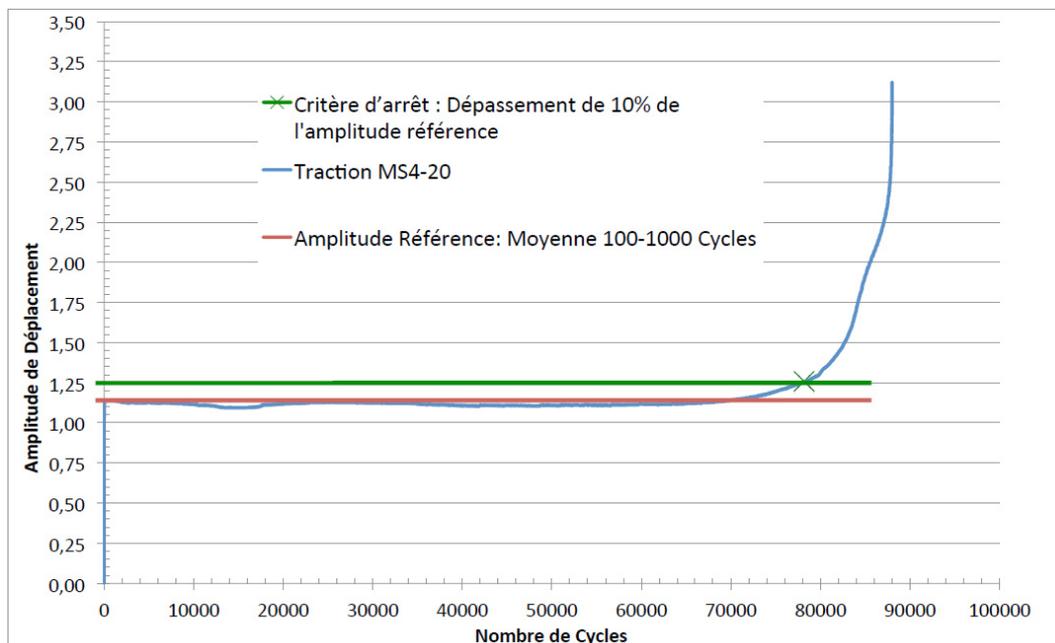
Nous avons vu dans 0 que l'effet de la contrainte moyenne sur la durée de vie en fatigue des assemblages soudés est un sujet assez délicat. Cet effet est directement lié au niveau et à la distribution des contraintes résiduelles présentes sur la pièce. Ainsi, les assemblages complexes sont généralement considérés insensibles à la contrainte moyenne, due aux niveaux importants de contraintes résiduelles généralisées, alors que les éprouvettes de petite dimension sont généralement plus sensibles [IIW, 2008]. En effet, il est difficile d'estimer la sensibilité à la contrainte moyenne d'un composant sans une étude plus approfondie de la distribution des contraintes résiduelles. Pour cette raison, différents rapports de charge seront utilisés pour chaque sollicitation étudiée afin de révéler expérimentalement l'effet de la contrainte moyenne pour l'assemblage MS4.

Les pièces châssis étant des pièces de sécurité, nous travaillons dans une logique d'identification de l'amorçage d'une fissure, plutôt que l'identification de la rupture finale. Ainsi, les courbes de Wöhler expérimentales seront définies à l'aide du critère d'arrêt à l'amorçage présenté dans III.4.1.

III.4.1. Définition d'un critère d'arrêt à l'amorçage

La définition de l'amorçage d'une fissure peut varier considérablement selon les objectifs et le domaine de l'étude. En ce qui concerne l'assemblage étudié, nous allons considérer amorcée une fissure de quelques millimètres de longueur en surface, détectable macroscopiquement et qui entraîne une perte considérable de raideur de la structure. La perte

de raideur de la structure sera représentée par une augmentation de 10% de l'amplitude « référence » du déplacement initiale lors d'un essai piloté en charge (Figure III-18). En effet, l'amplitude du déplacement semble être un bon indicateur de l'endommagement [Renault, 2006b]. Afin de s'affranchir du temps de stabilisation et des phénomènes de fluctuation de la valeur du déplacement occasionnés par la régulation de la machine, l'amplitude initiale « référence » sera définie par la moyenne des valeurs entre le cycle 100 et le cycle 1000. Nous allons alors obtenir une courbe de Wöhler à 50% de probabilité de rupture correspondant à une perte de raideur de 10%. Cette méthodologie permettra également d'assurer l'uniformité de résultats. En effet, selon le type de sollicitation, il est difficile d'arrêter l'essai sur un assemblage soudé au moment exact de la rupture. Ainsi les essais arrêtés à 10% de perte de raideur permettront la comparaison entre les essais de traction et flexion réalisés au cours de cette étude.



Afin d'évaluer la pertinence de la valeur choisie (10% de dépassement de l'amplitude de déplacement de référence), nous commençons par observer le profil de la fissure le long de la racine du cordon pour deux essais de traction à $R=0$ avec une amplitude de 2,5kN. Le premier essai est mené jusqu'à environ 59% de la durée de vie totale et correspond à une augmentation d'environ 2% de l'amplitude de déplacement référence (EP1 - Figure III-19). Le deuxième essai est mené jusqu'à environ 88% de la durée de vie totale et correspond à environ 10% de dépassement de l'amplitude de déplacement référence (EP2 - Figure III-19).

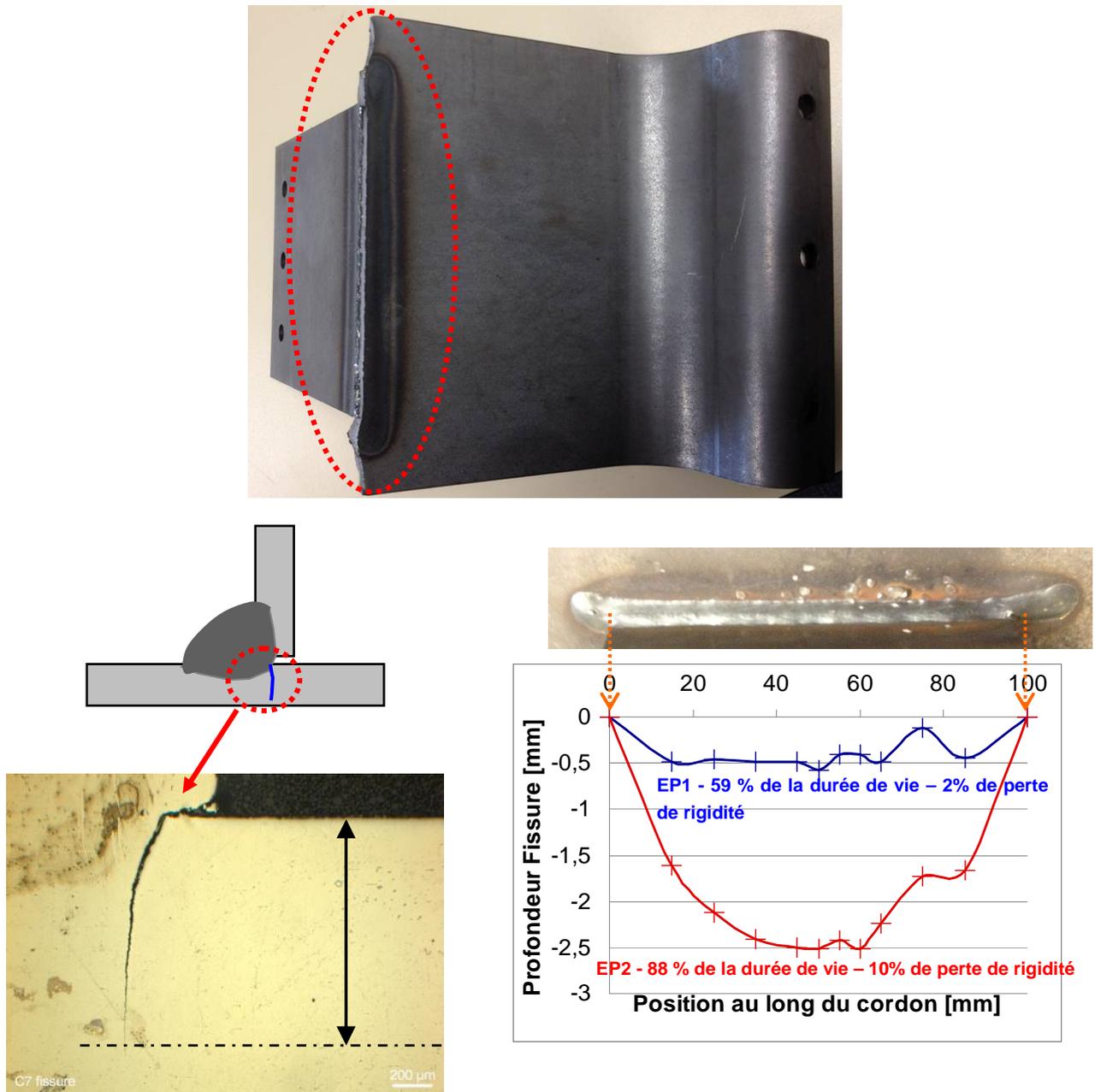


Figure III-19 Profil de fissuration le long du cordon pour les essais de traction

La Figure III-19 présente le profil de la fissure le long de la racine du cordon de soudure pour les deux éprouvettes étudiées, où 0 mm indique le début de l'opération de soudage et 100 mm la fin, les moustaches ne sont pas prises en compte (Figure III-21).

En observant le cœur du cordon, on constate qu'une perte de rigidité de 2% correspond à une fissure d'environ 0,5 mm de profondeur (EP1 - Figure III-19). Même si cette taille de fissure pourrait être déjà observable macroscopiquement, la valeur de 2% de perte de

rigidité s'est montrée assez délicate à détecter lors de certains essais, notamment pour les faibles valeurs d'effort en traction. D'un autre côté, la valeur de 10% (EP2 - Figure III-19) de perte de rigidité est assez aisée à détecter pour les deux sollicitations étudiées : traction et flexion. Par contre, nous pouvons observer une fissure assez importante, d'environ 2,5 mm profondeur au centre du cordon, qui correspond à 83% de l'épaisseur de l'oméga.

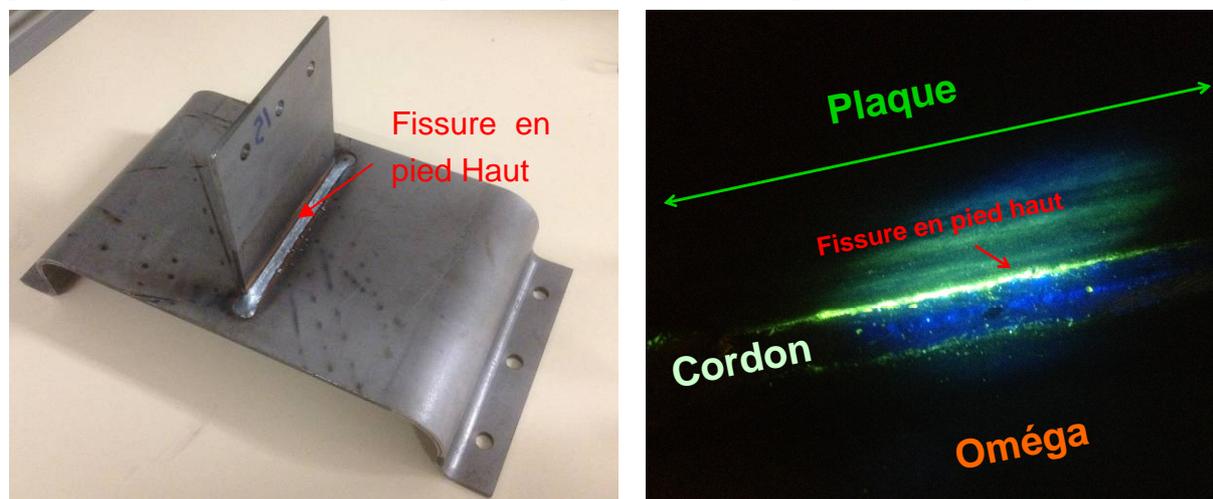


Figure III-20 Ressuage fluorescent sur un essai de flexion

En observant un essai de flexion en surface à l'aide de la technique de ressuage fluorescente (Figure III-20), une fissure d'extension comparable est identifiée au pied haut de l'éprouvette. Même si nous ne pouvons pas accéder aux informations concernant sa profondeur, cette taille de fissure semble acceptable dans le cadre de la présente étude. En effet, il est plus important d'assurer la répétabilité de la méthodologie, que chercher à définir une « taille de fissure à l'amorçage » précise.

III.4.2. Influence des moustaches et de la direction de soudage sur le profil de fissuration

En observant la Figure III-19, on remarque un profil particulier de fissuration. Les mêmes caractéristiques sont constatées sur les deux éprouvettes étudiées (EP1=59% de la durée de vie et EP2=88% de la durée de vie – Figure III-19), la fissure a une allure semi-circulaire avec une perturbation aux alentours de 80mm. Tout d'abord ce profil semi-circulaire témoigne de l'effet bénéfique des moustaches. En effet, les moustaches freinent l'évolution de la fissure aux extrémités et ralentissent son évolution globale. La profondeur de la fissure en extrémité reste nulle, même pour des valeurs de longueur assez importantes au centre du cordon (Figure III-19).

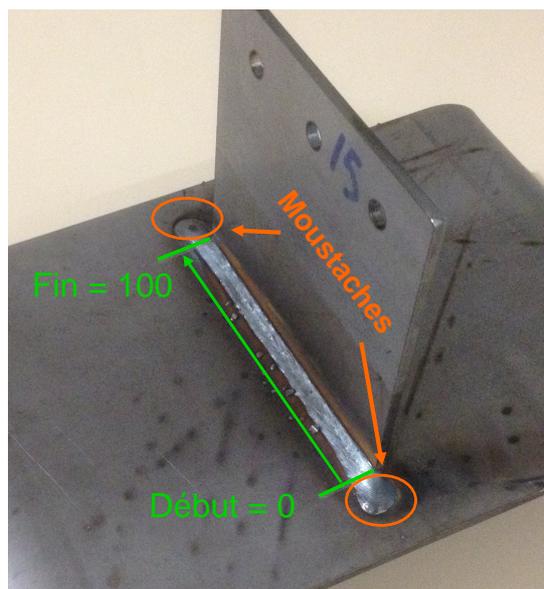


Figure III-21 Direction de soudage et moustaches

Ensuite, la perturbation constatée au front de fissure, à environ 80mm de longueur du cordon pour les deux éprouvettes (EP1=59% de la durée de vie et EP2=88% de la durée de vie – Figure III-19), peut être reliée à la direction de soudage (Figure III-21). En effet, l'opération de soudage semble générer des porosités à cet endroit précis qui ralentissent l'évolution de la fissure. La Figure III-22 montre un exemple de porosités rencontrées à cette position, sa forme arrondie améliore localement les propriétés en fatigue du cordon.

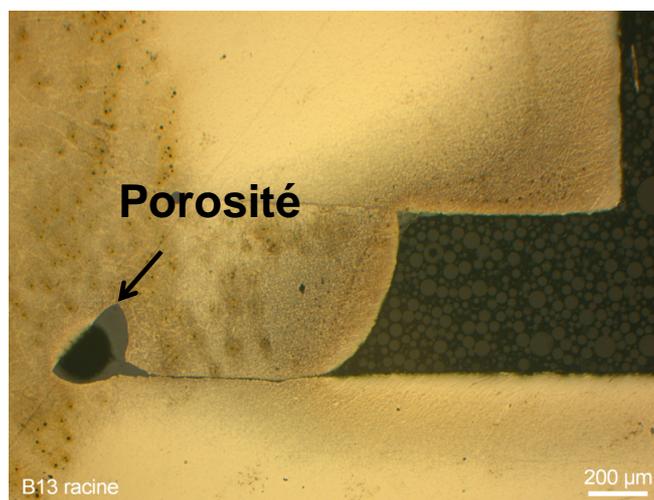


Figure III-22 Porosité à la position 80 mm du cordon

Les porosités sont couramment rencontrées sur les assemblages soudés et ont comme cause [Document Technique ESAB, n.d.] les impuretés (humidité, rouille, graisse) présentes sur la tôle, le flux ou les électrodes lors de l'opération de soudage, la protection gazeuse insuffisante ou la formation des poches d'air confinée dans le joint soudé. Les porosités sont

généralement nocives pour le comportement en fatigue de la structure. Néanmoins la forme arrondie rencontrée sur le cas étudié (Figure III-22) semble adoucir l'entaille formée par la racine du joint soudé comme l'explique le schéma de la Figure II-21.

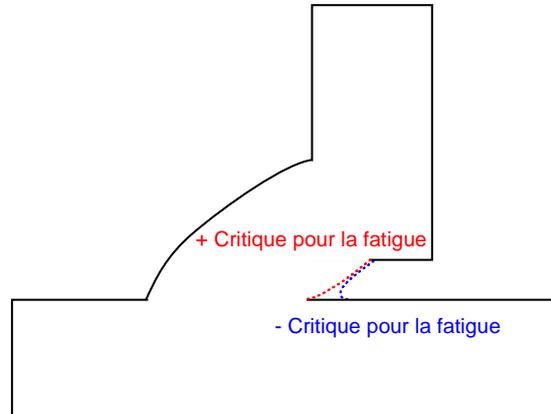


Figure III-23 Schéma de nocivité de la forme de la racine du joint soudé

III.4.3. Traction

Pour cette étude l'éprouvette MS4 sera soumise à de la traction avec les rapports de charge suivants : $R=0$, $R=-1$ et $R=0.5$. La Figure III-24 présente un schéma des sollicitations appliquées lors des essais et le site de rupture constaté.

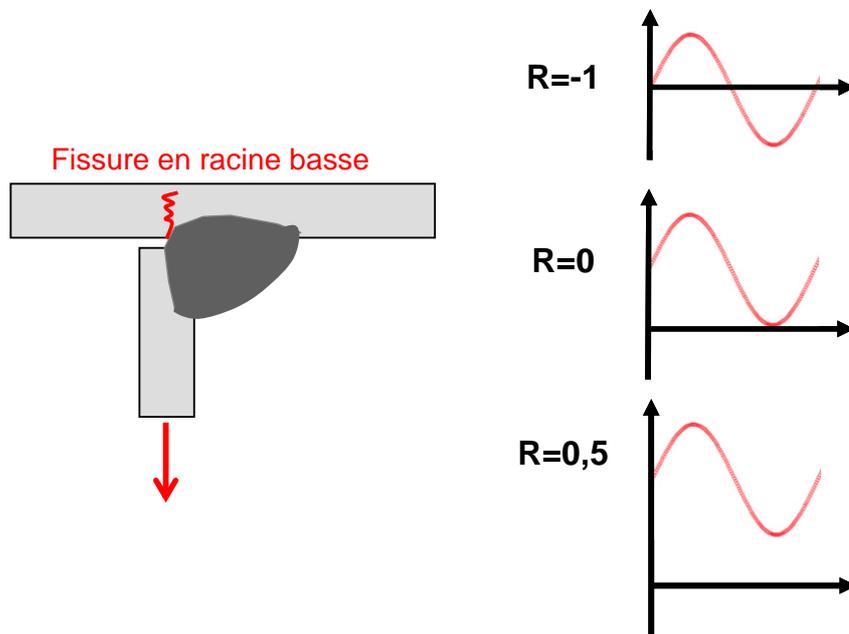


Figure III-24 Schéma de la sollicitation de traction

Ce type de sollicitation provoque un amorçage en racine basse avec propagation de la fissure dans l'oméga pour les trois rapports de charge étudiés (Figure III-25-a). La Figure III-25-c présente un exemple des faciès de rupture rencontrés lors des essais, les

caractéristiques sont identiques pour les trois rapports de charge étudiés. Pour des raisons techniques (distance focale), l'observation du faciès de rupture a dû être réalisée en angle comme le montre la Figure III-25-b. Nous avons constaté un multi amorçage sur les irrégularités rencontrées au fond de la racine (ce point sera détaillé dans III.6.1.2), les fissures ensuite coalescent pour former un front semi-circulaire qui témoigne de l'effet bénéfique des moustaches, comme déjà présenté dans III.4.2. Un marquage longitudinal est observé à environ 1 mm du point d'amorçage (longueur « A » - Figure III-25-d). Ce marquage semble correspondre au léger changement de direction de la fissure constaté sur les micrographies des tranches de cordon (longueur « A » - Figure III-25-c). La section III.4.6 présentera l'analyse de l'influence de la métallurgie et de la microstructure sur le site d'amorçage et la direction de propagation.

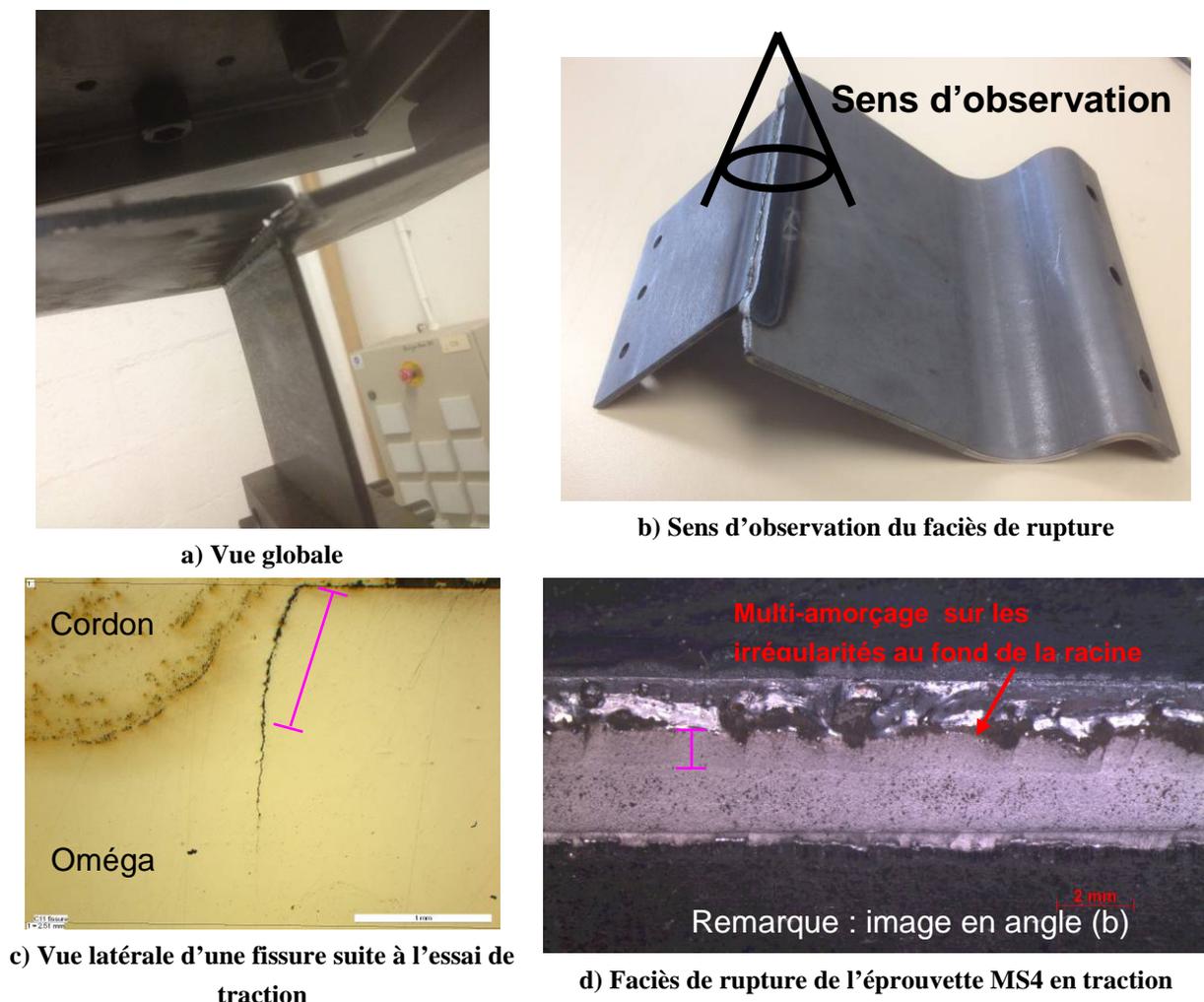


Figure III-25 Faciès de rupture de l'éprouvette MS4 pour un essai de fatigue en traction

La Figure III-26 présente l'ensemble des résultats à l'amorçage obtenus selon la méthodologie décrite en III.4.1. Les résultats expérimentaux sont présentés en effort et modélisés par des courbes de Basquin sans limite de fatigue, identifiées selon la méthode de

régression linéaire en utilisant l’amplitude d’effort comme variable indépendante ([Statnikov & Muktepavel, 2000] présente un exemple d’application de cette méthodologie pour les joints soudés). Les résultats sont assez peu dispersés. Comme nous allons voir dans III.7.1, cela peut être justifié par la faible influence de la variabilité de la géométrie du cordon de soudure sur la concentration de contraintes en racine basse.

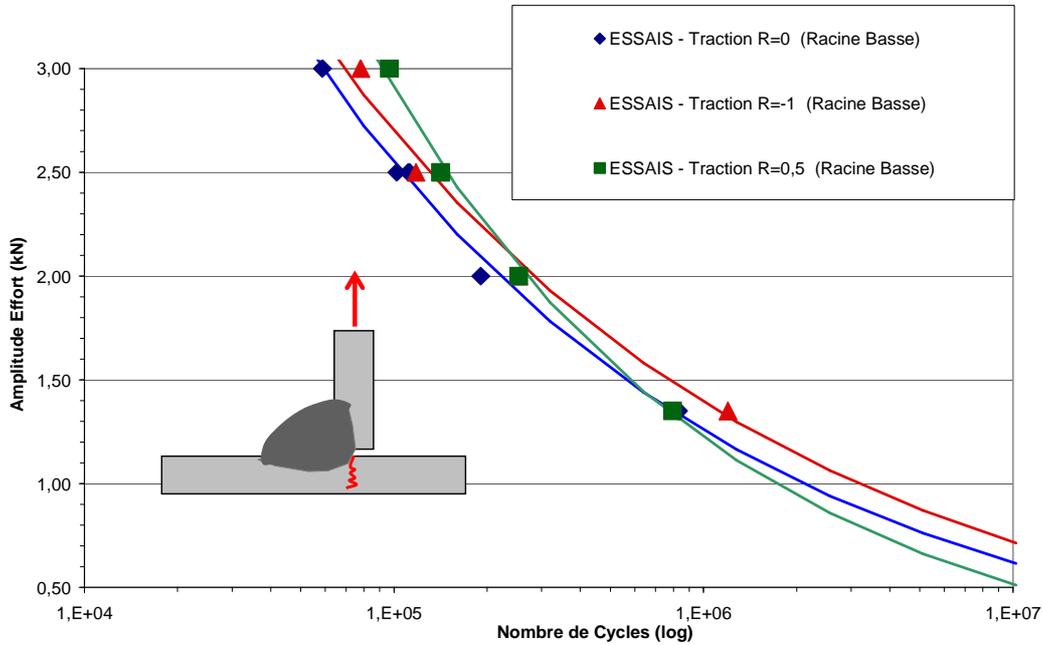


Figure III-26 Résultats des essais de traction à amplitude constante MS4

Le Tableau III-5 présente les paramètres des courbes de Basquin identifiés pour les trois cas de chargement de traction étudiés. Les trois courbes présentent une pente de la droite de Basquin proche de trois. Cette valeur est couramment rencontrée pour les sollicitations normales lors des essais sur assemblages soudés et utilisée sur les normes de conception [IIW, 2008].

Tableau III-5 Paramètres des courbes de Basquin en effort pour les cas de chargement de traction sur

MS4			
$N = \frac{C}{\sigma^m}$	Rapport de charge	m	C
	0	3,26	$2,1^e6$
	-1	3,48	$3,16^e6$
	0,5	2,66	$1,7^e6$

Nous pouvons observer un effet faible de la contrainte moyenne. Malgré le faible nombre de points, les trois courbes étudiées restent dans la dispersion des données expérimentales. Si les courbes de Basquin sont utilisées pour obtenir l’amplitude d’effort pour

une durée de vie de 2^6 cycles de chaque série d'essais, nous pouvons obtenir le diagramme de Haigh suivant :

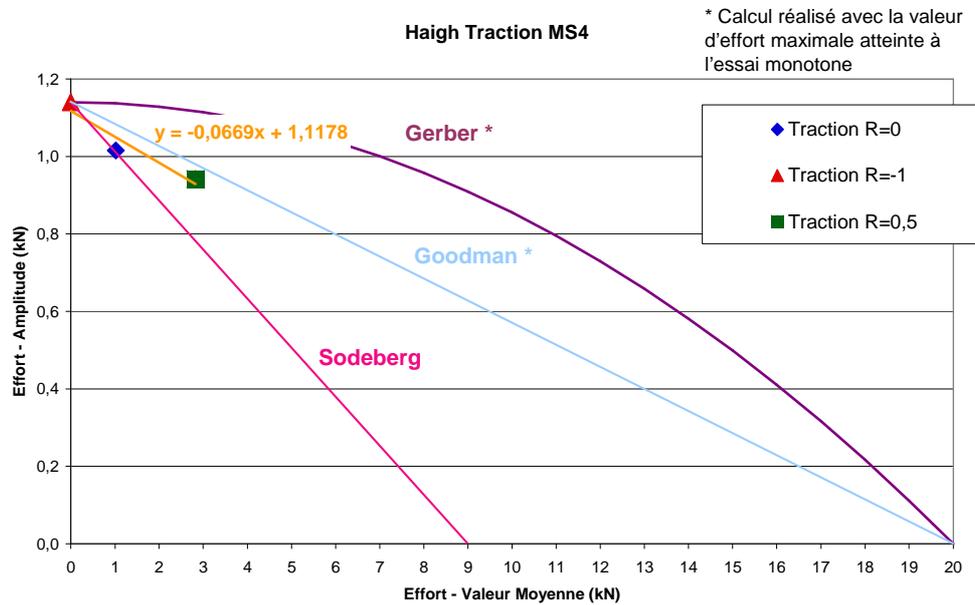


Figure III-27 Digramme de Haigh à 2 000 000 cycles pour les essais de traction à R=0, R=-1 et R=0,5

La droite orange, tracée sur la Figure III-27, représente la tendance identifiée pour les trois cas de chargement étudiés, l'amplitude d'effort admissible réduit avec l'augmentation de l'effort moyen.

Les données obtenues lors de l'essai de traction monotone (III.3) ont été utilisées pour estimer le comportement des lois de Sodeberg, Goodman et Gerber pour MS4. Ces trois méthodes sont largement utilisées pour modéliser l'effet de la contrainte moyenne sur différents types de matériau, la parabole de Gerber est couramment utilisée par Renault sur la méthodologie « Standard » avec maillage « Fayard » (I.2.5.1).

Comme nous l'avons vu dans III.3, il est difficile de définir la limite élastique équivalente de l'éprouvette MS4. Ainsi, la droite de Sodeberg est tracée en utilisant la valeur de 9kN, obtenu par le changement de pente provoqué par la plastification de l'oméga en proximité du joint soudé. De même, il a été impossible d'obtenir la valeur de la résistance mécanique équivalente de l'éprouvette MS4. C'est pourquoi, la droite de Goodman et la parabole de Gerber ont été tracées à l'aide de la valeur de 20kN, valeur maximale atteinte avant l'arrêt de l'essai. En effet, nous pouvons envisager une valeur de résistance mécanique réel nettement supérieur à 20kN, de cette façon la droite de Goodman et la parabole de Gerber auront tendance à s'éloigner des points expérimentaux.

Tenant compte des paramètres disponibles pour l'analyse, l'utilisation de ces méthodologies semble délicate. En effet, le résultat sera très dépendant des valeurs

sélectionnées pour représenter la limite élastique et la résistance mécanique équivalentes de la structure.

III.4.4. Flexion

L'éprouvette MS4 sera maintenant soumise à la flexion. Trois types de sollicitations de flexion seront utilisées, combinées à différents rapports de charge : flexion purement alternée ($R=-1$), flexion « compression racine » avec un rapport de charge $R=0$ et flexion « ouverture racine » associée aux rapports de charge $R=0$ et $R=0,5$. Les différentes combinaisons de chargements et rapports de charges ont l'objectif de permettre l'étude des différents modes de rupture et l'effet du rapport de charge sur chaque mode. La Figure III-28 présente les chargements utilisés au cours de cette étude, associés aux sites de rupture constatés lors des essais de fatigue. Comme présenté dans III.2.1, l'éprouvette est conçue de façon à éviter le talonnement lors de sollicitations type « fermeture racine ».

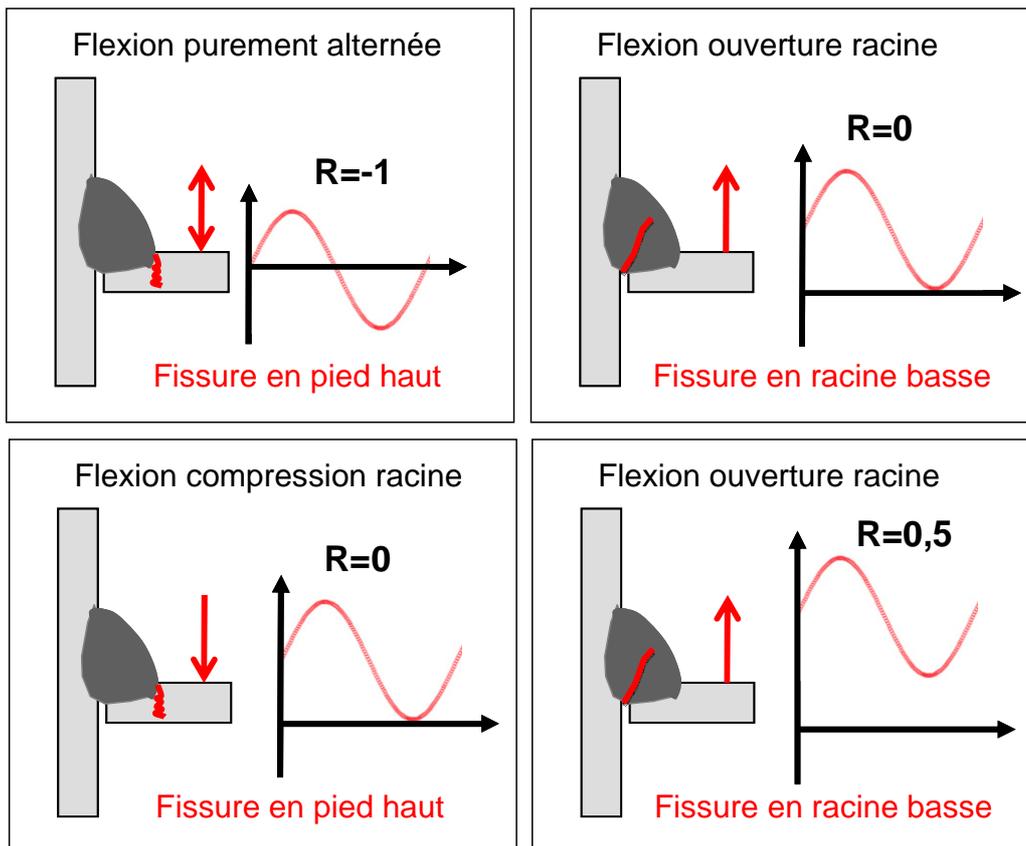


Figure III-28 Sollicitations et sites de rupture pour les essais de fatigue en flexion

La Figure III-29 présente l'ensemble des résultats de fatigue à l'amorçage obtenus au cours de cette étude. Les résultats expérimentaux sont présentés en effort et modélisés par des courbes de Basquin sans limite de fatigue, identifiées selon la méthode de régression linéaire en utilisant l'amplitude d'effort comme variable. Les résultats sont légèrement plus dispersés

par rapport aux essais de traction. Cela peut être justifié par l'influence plus marquée de la variabilité géométrique du joint soudé sur la durée de vie en fatigue. Ce point sera analysé dans III.7.2, où une étude numérique a permis d'identifier une influence des paramètres géométriques pouvant aller jusqu'à 15% sur les valeurs locales de contraintes.

Il est important de remarquer que pour la courbe de flexion « ouverture racine » $R=0,5$, seul le point à 0,5kN est fiable. Comme nous l'avons déjà mentionné dans III.2.2.2, les essais à 0,4kN et 0,6kN d'amplitude d'effort ont été réalisés sur un montage désaligné. C'est pourquoi, nous ne pouvons pas assurer la pertinence de ces points. Toutefois, en raison du faible nombre d'essais disponibles pour la sollicitation de flexion « ouverture racine » $R=0,5$, nous avons décidé de conserver ces points à titre indicatif. Ils seront représentés par un cercle rose, comme des « point douteux » au cours des travaux (cercles roses sur Figure III-29).

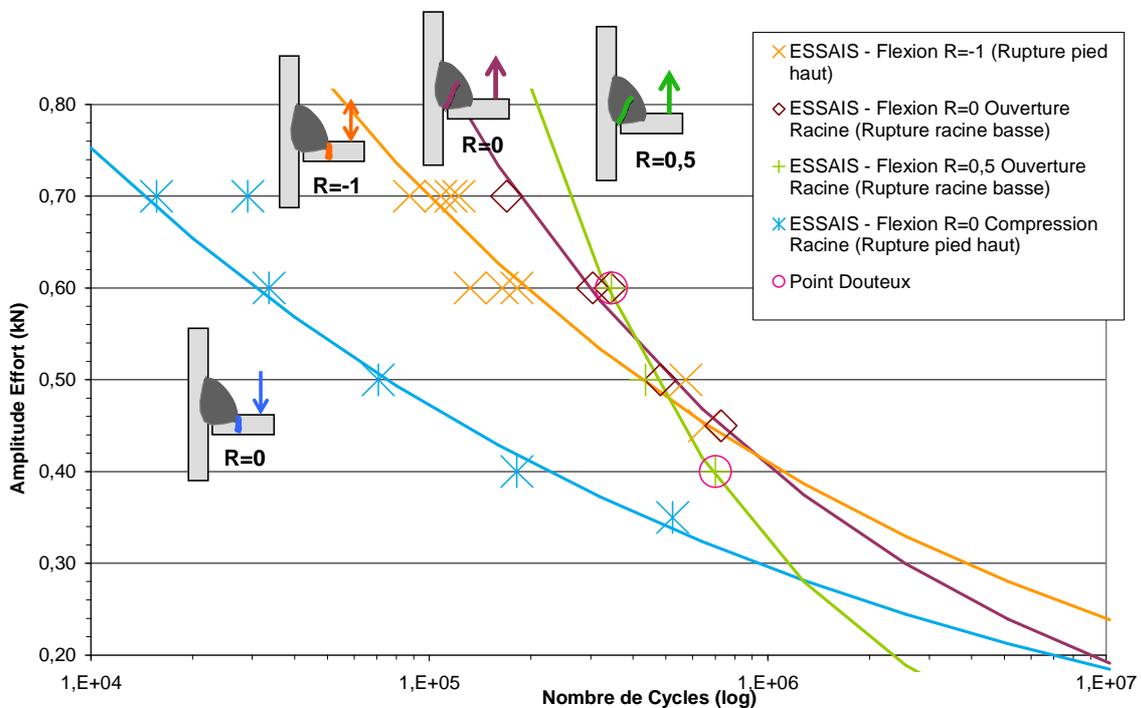


Figure III-29 Résultats des essais de flexion à amplitude constante sur MS4

Le Tableau III-6 présente les paramètres des courbes de Basquin identifiés pour les quatre cas de chargement de flexion étudiés.

Tableau III-6 Paramètres des courbes de Basquin en effort pour les cas de chargement de flexion sur MS4

$N = \frac{C}{\sigma^m}$	Rapport de charge	m	C
	-1	4,3	$2,14^e4$
	0 CR	4,92	$2,47^e3$
	0 OR	3,09	$6,13^e4$
	0,5 OR	1,75	$1,37^e5$

Nous observons deux sites de ruptures différentes. La flexion purement alternée R=-1 et la flexion « compression racine » R=0, mènent à l’amorçage de fissures en pied haut et la propagation dans la plaque. La Figure III-30 présente une vue globale et un exemple de faciès rupture obtenu pour ce site d’amorçage. Les caractéristiques du faciès de rupture sont identiques pour les deux modes de chargement. Pour des raisons techniques (distance focale) le faciès de rupture a été visualisé avec une légère inclinaison (Figure III-30-b). Le suivi d’un essai de flexion R=-1 à l’aide de la technique de ressuage fluorescente, présenté dans III.2.6, a permis d’établir un scénario pour l’amorçage et la propagation des fissures en pied haut. L’essai choisi présente une durée de vie totale de 176 080 cycles, les observations ont été effectuées à 30 000, 60 000, 90 000, 120 000 et 150 000 cycles. Entre 0 et 30 000, le ressuage permet d’observer uniquement les irrégularités du pied haut du cordon. A 60 000 cycles les irrégularités plus marquées semblent commencer à s’élargir. Déjà à 90 000 cycles un multi amorçage est clairement identifié sur ces irrégularités. Entre 120 000 et 150 000 les fissures coalescent jusqu’à ne former qu’une seule grande fissure qui mène l’éprouvette à la rupture.

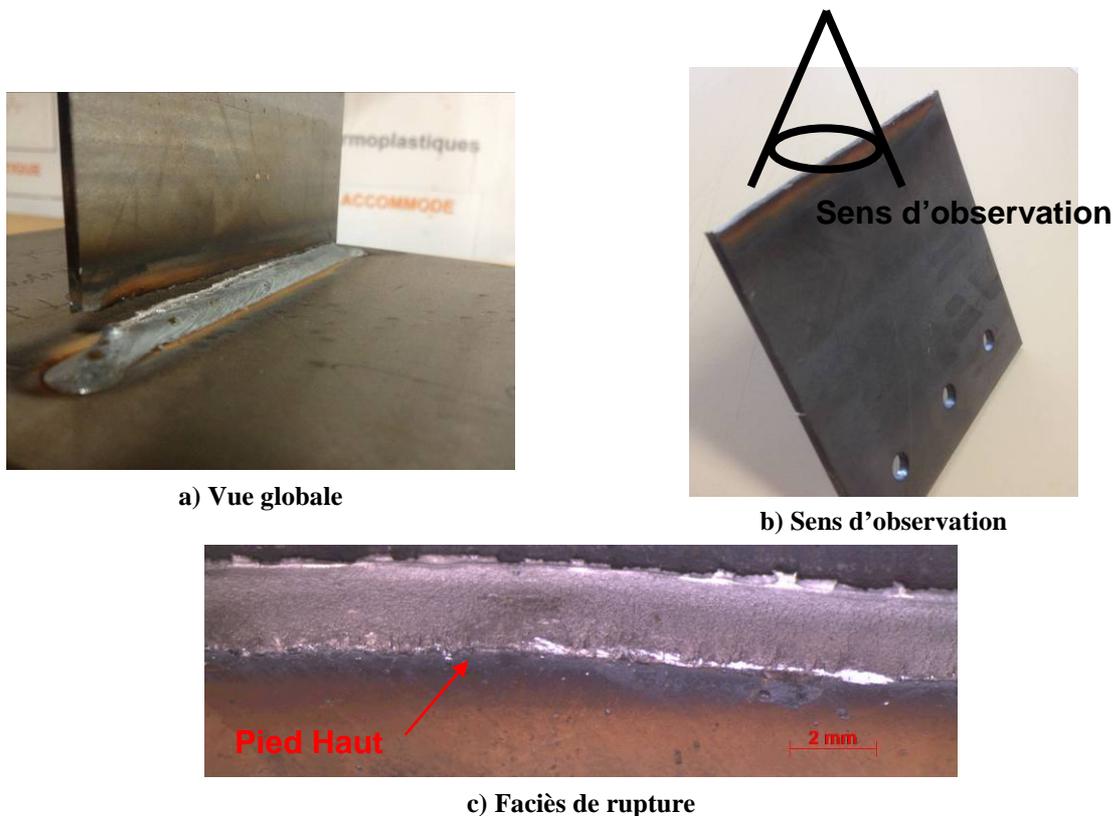


Figure III-30 Rupture en pied haut de l'éprouvette MS4 - Flexion $R=-1$ et flexion « compression racine » $R=0$

Les sollicitations de type flexion « ouverture racine » avec les rapports de charge $R=0$ et $R=0,5$ provoquent l'amorçage de fissures en racine basse avec une propagation le long du cordon. La Figure III-31 présente une vue globale (Figure III-31-a) et un exemple de faciès rupture (Figure III-31-c) obtenue pour ce type de chargement. Pour des raisons techniques (distance focale), le faciès de rupture a été observé avec une légère inclinaison (Figure III-31-b). Les caractéristiques du faciès de rupture sont identiques pour les deux cas étudiés. Nous pouvons observer un multi amorçage en racine basse et, ensuite, une propagation qui croise le cordon jusqu'à déboucher en pied haut.

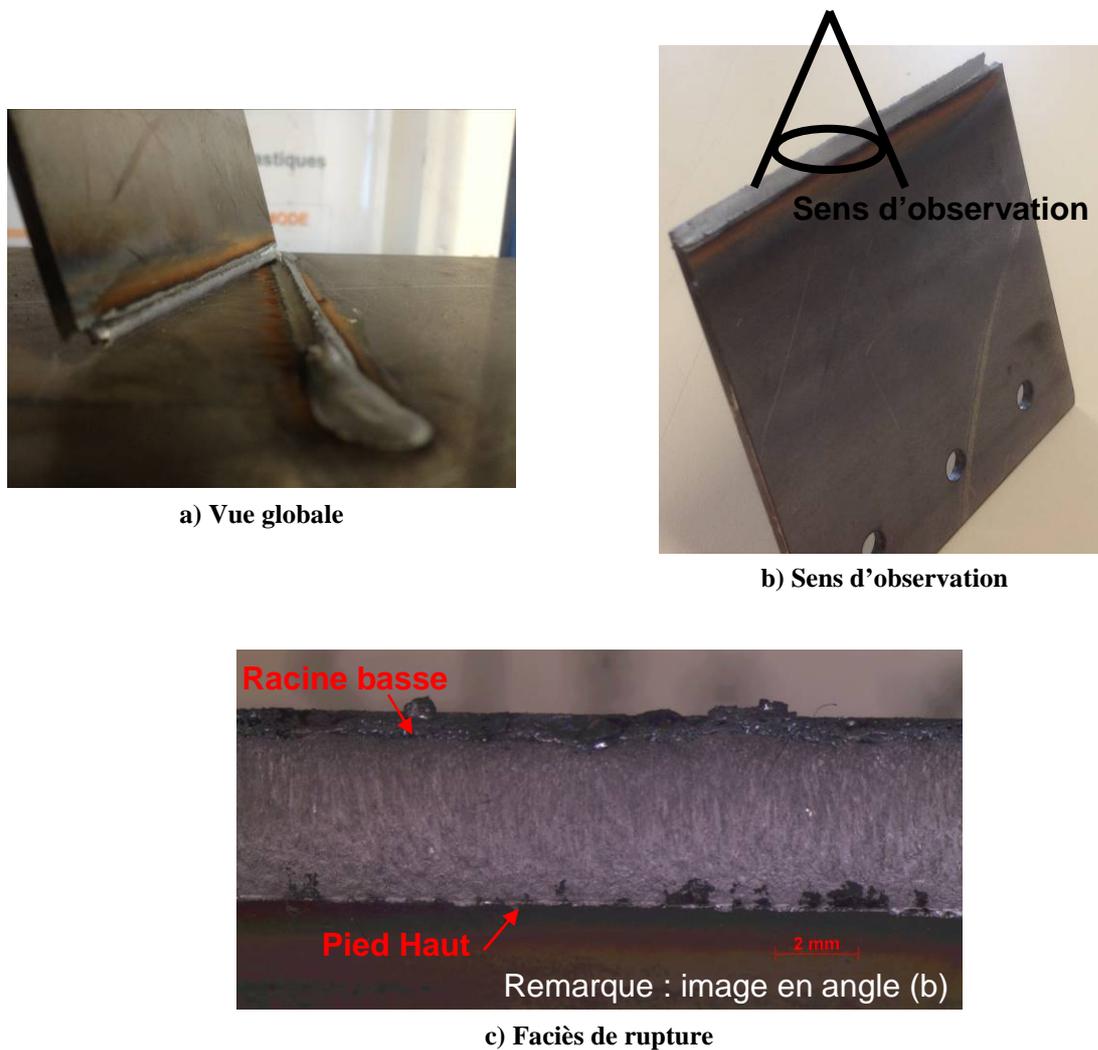


Figure III-31 Rupture en racine basse de l'éprouvette MS4 - flexion « ouverture racine » avec les rapports de charge $R=0$ et $R=0,5 =0$

Nous pouvons maintenant isoler les deux modes de rupture et étudier l'effet du rapport de charge sur chaque mode. Pour le mode de rupture « racine basse – propagation cordon » le nombre de points disponible est très faible pour une analyse approfondie, dû notamment à la présence des points douteux. Malgré cela, en observant le regroupement des points sur la Figure III-29, nous pouvons supposer un effet faible.

En ce qui concerne le mode de rupture « pied haut », un effet du rapport de charge assez marqué est observé. L'augmentation de l'effort moyen entraîne une réduction de la durée de vie, comme présentée sur le diagramme de Haigh pour $2^{\circ}6$ cycles dans la Figure III-32.

Tenant compte des résultats présentés dans III.4.3 et III.4.4, l'abattement de l'amplitude d'effort suite à l'augmentation de l'effort moyen est clairement supérieur dans le

cas de flexion par rapport au cas de traction. Les hypothèses pour expliquer cette différence de comportement seront présentées dans III.4.5.

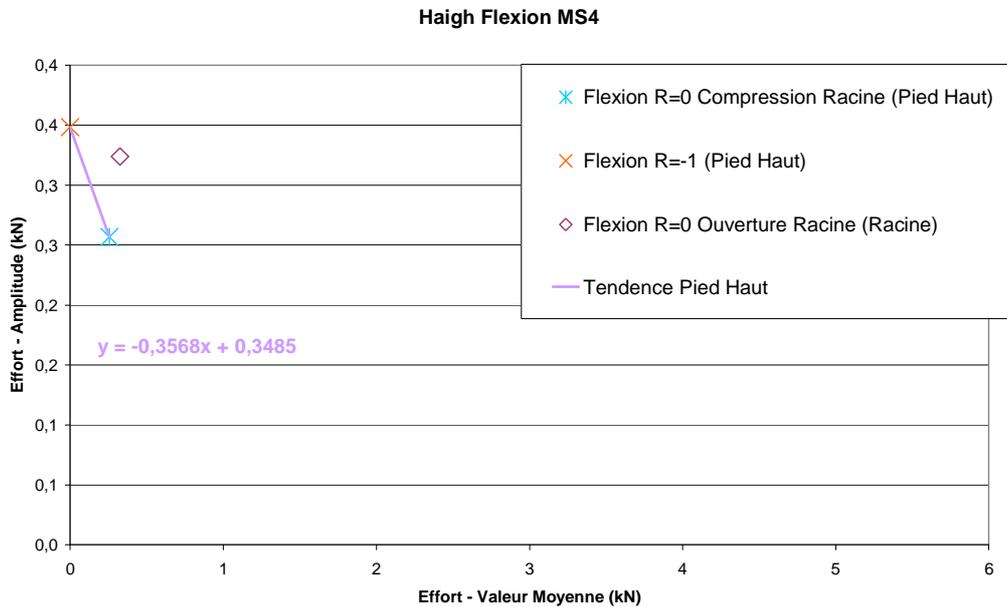


Figure III-32 Diagramme de Haigh à 2 000 000 cycles pour le mode de rupture « pied haut »

III.4.5. Influence du rapport de charge et relaxation des contraintes résiduelles

L'analyse des données présentées dans III.4.3 et III.4.4, permet de constater une influence du rapport de charge différente selon les cas de chargement étudié. Les modes de rupture « racine basse – propagation cordon » et « racine basse – propagation oméga » semblent peu sensibles à la variation du rapport de charge, alors que le mode de rupture « amorçage en pied haut – propagation plaque » présente un effet plus marqué. Tenant compte des éléments de la bibliographie présentés dans I.1.2.2, nous pouvons proposer un scénario pour expliquer la différence de comportement rencontrée selon le site d'amorçage.

Tout d'abord, nous allons nous intéresser à la nature des contraintes résiduelles présentes sur chaque site d'amorçage. Malheureusement, la durée de cette étude n'a pas permis la réalisation de mesures des contraintes résiduelles sur MS4. De même, le cas d'un assemblage soudé asymétrique en « T » est assez peu étudié dans la bibliographie. Toutefois, nous pouvons nous baser sur les études réalisées par [Bouhelier & Lu, 1987; Masubuchi, 1980] pour estimer la nature des contraintes résiduelles rencontrées dans chaque site d'amorçage. La Figure III-33 présente un schéma de la distribution des contraintes résiduelles en proximité du joint soudé. Comme mentionné dans I.1.2.2, des contraintes de traction sont

couramment rencontrées dans la transition entre la zone fondue et la zone affectée thermiquement, ces contraintes sont engendrées par le retrait empêché de la zone chauffée lors du refroidissement. Comme mentionné dans I.1.2.2, des contraintes de traction sont couramment rencontrées dans la transition entre la zone fondue et la zone affectée thermiquement, alors que des contraintes de compression sont habituellement présentes dans la transition entre la zone affectée thermiquement et le métal de base (Figure I-9).

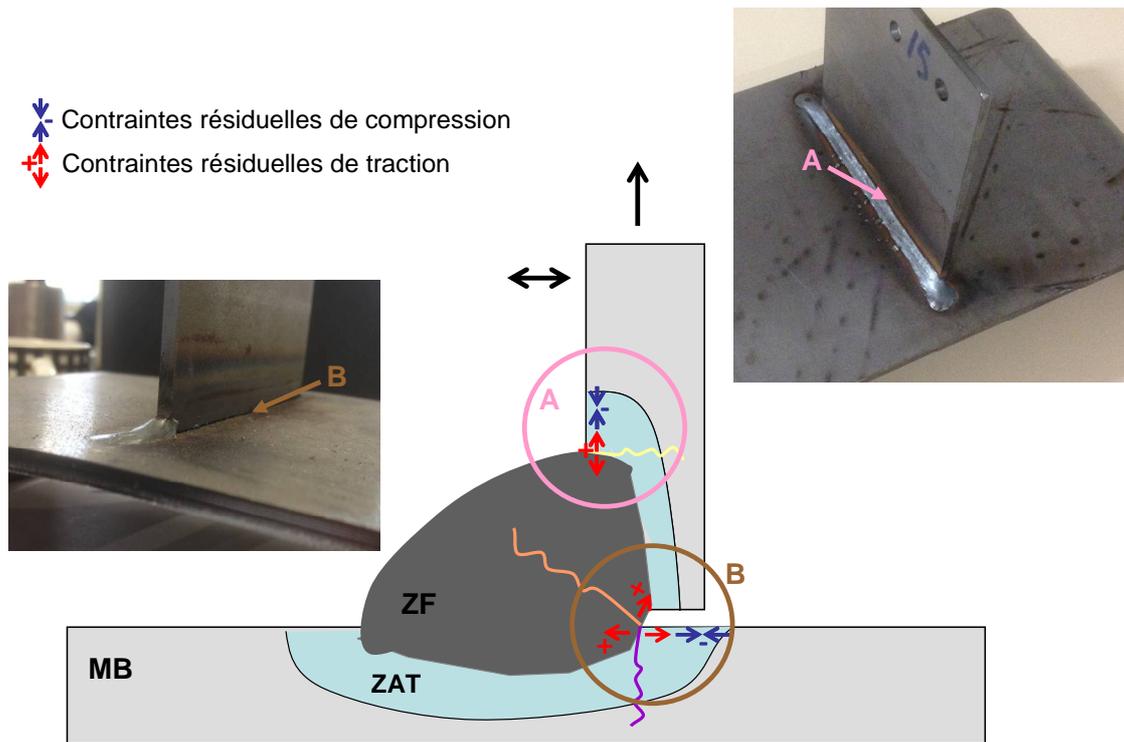


Figure III-33 Schéma du scénario envisagé pour la distribution de contraintes résiduelles à proximité des sites d'amorçage de l'éprouvette MS4

Il est couramment observé que la sensibilité au rapport de charge d'un assemblage soudé est dépendante du niveau et de la distribution de la concentration des contraintes résiduelles [IIW, 2008]. Un assemblage complexe contenant des contraintes résiduelles très élevées est souvent insensible à la valeur de la contrainte moyenne, alors qu'une petite éprouvette contenant des contraintes résiduelles négligeables est nettement plus sensible.

Cette insensibilité à la contrainte moyenne rencontrée sur les assemblages complexes, peut être attribuée à la relaxation des contraintes résiduelles suite à l'adaptation plastique des assemblages soudés [Maddox, 1991; Michel, 2009a]. En effet, la relaxation des contraintes résiduelles semble se produire [Bignonnet, 1987] lorsque la valeur résultant de la somme des contraintes résiduelles et du chargement appliqué dépasse la limite d'élasticité cyclique du matériau. Dans cette hypothèse, les contraintes résiduelles se relaxent au cours du chargement jusqu'à se stabiliser à un niveau où leur somme avec le chargement appliqué ne permet plus la

plastification. Le niveau de stabilisation des contraintes résiduelles dépendra, alors, de leur état initial, du chargement appliqué et de la limite d'élasticité cyclique du matériau. La Figure III-34 propose un schéma de ce phénomène.

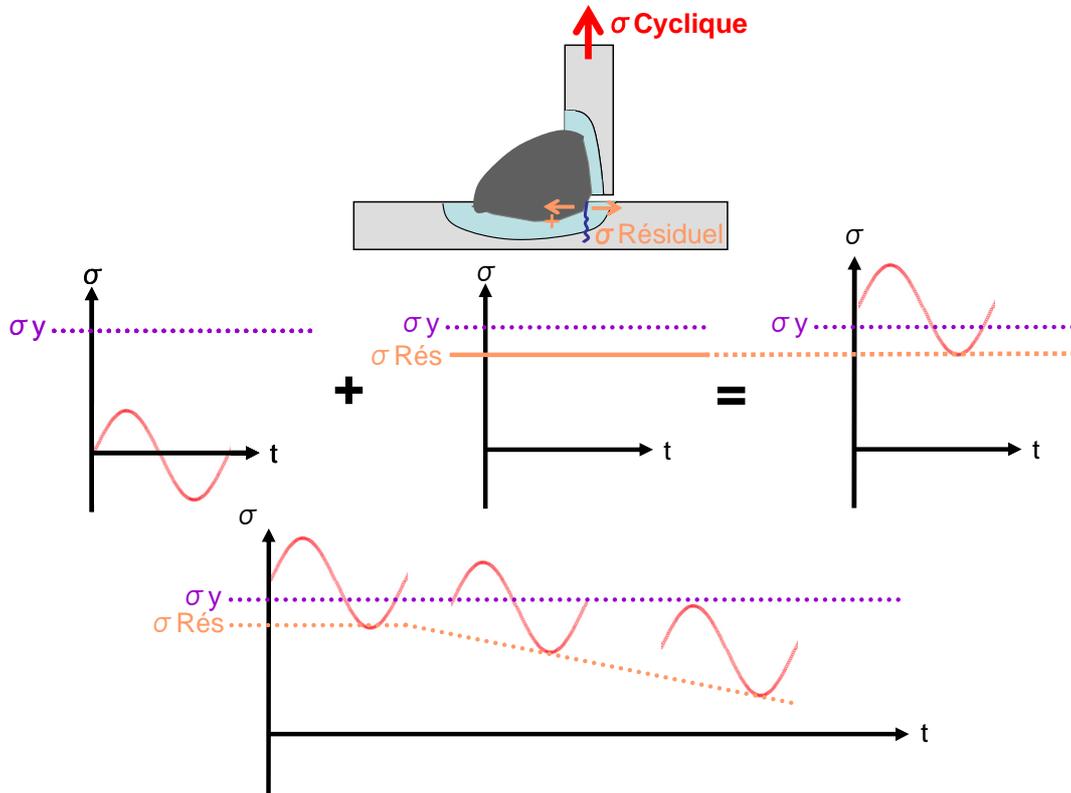


Figure III-34 Schéma du scénario envisagé pour la relaxation de contraintes résiduelles sur MS4

Pour comprendre la différence de comportement entre les deux sites d'amorçage rencontrés sur MS4, il faut garder à l'esprit que la relaxation des contraintes résiduelles qui suit la phase d'adaptation est fonction du chargement appliqué, de la géométrie et de la nature de la structure et du matériau.

Tout d'abord, nous pouvons envisager des niveaux de contraintes résiduelles différents entre les deux sites d'amorçage. Sur la Figure III-33 nous pouvons observer que le pied haut (Figure III-33-A) est une zone assez dégagée, alors que la racine (Figure III-33-B) est une zone assez confinée et « bridée ». Cela est vrai également pour l'opération de soudage, la plaque a été posée sur un support de façon à ce que, au moment du soudage, elle puisse se déplacer (Figure III-3) et se positionner correctement, alors que l'oméga est complètement bridé. En prenant en compte le fait que les contraintes résiduelles de traction sont engendrées par la rétraction empêchée de la matière, nous pouvons envisager des niveaux plus élevés en racine qu'en pied haut.

D'un point de vue matériau, la limite d'élasticité des trois matériaux composant l'éprouvette MS4 est similaire : oméga – 420MPa, plaque – 360MPa, métal d'apport –

470MPa. Les deux zones d'amorçage étant situées à la transition entre la zone fondue (métal d'apport) et la zone affectée thermiquement (mélange entre le métal d'apport et le métal de base), nous pouvons attendre des caractéristiques mécaniques similaires pour les deux sites d'amorçage.

Ensuite, en analysant le problème d'un point de vue géométrique, nous pouvons observer une entaille clairement plus aigüe en racine (rayon local 0,05 mm) qu'en pied haut de cordon (rayon local 1 mm). [Kassner & Krebs, 2007] ont démontré une relation entre l'effet d'entaille dans un joint soudé et la sensibilité à la contrainte moyenne. Ainsi, plus l'effet d'entaille est élevé, plus faible est l'effet de la contrainte moyenne sur la durée de vie en fatigue. L'effet d'entaille généré par la racine est nettement plus élevé que celui généré par le pied haut, nous pouvons alors attendre un effet de la contrainte moyenne plus élevé en pied haut. D'un point de vue matériau la relaxation de contraintes est directement liée au dépassement global ou local de la limite d'élasticité. Ainsi, plus l'effet d'entaille est élevé, plus importante sera la contrainte locale, la limite d'élasticité pourra être atteinte plus facilement et les contraintes résiduelles relaxées.

En synthèse, la racine semble réunir des caractéristiques permettant l'apparition de contraintes résiduelles élevées lors du procédé de soudage et, ensuite, leur relaxation en cours de chargement. Cela pourrait expliquer la faible sensibilité à la contrainte moyenne rencontrée sur ce site de rupture. Le pied haut, de son côté, semble avoir des niveaux de contraintes résiduelles moins importants, ce qui, associé au faible effet d'entaille le rend plus sensible à la contrainte moyenne.

III.4.6. Influence de la métallurgie et de la microstructure

Il est largement observé que la géométrie et la métallurgie ont un rôle important sur l'amorçage de fissure en fatigue [EUROCODE 3, 2000; Fricke, 2013; IIW, 2008; Institut de soudure, 2009]. Ainsi, les fissures s'amorcent fréquemment sur la racine ou les pieds du cordon. En plus de la concentration de contraintes induite par les accidents géométriques, ces zones comptent aussi des caractéristiques métallurgiques particulières (I.1).

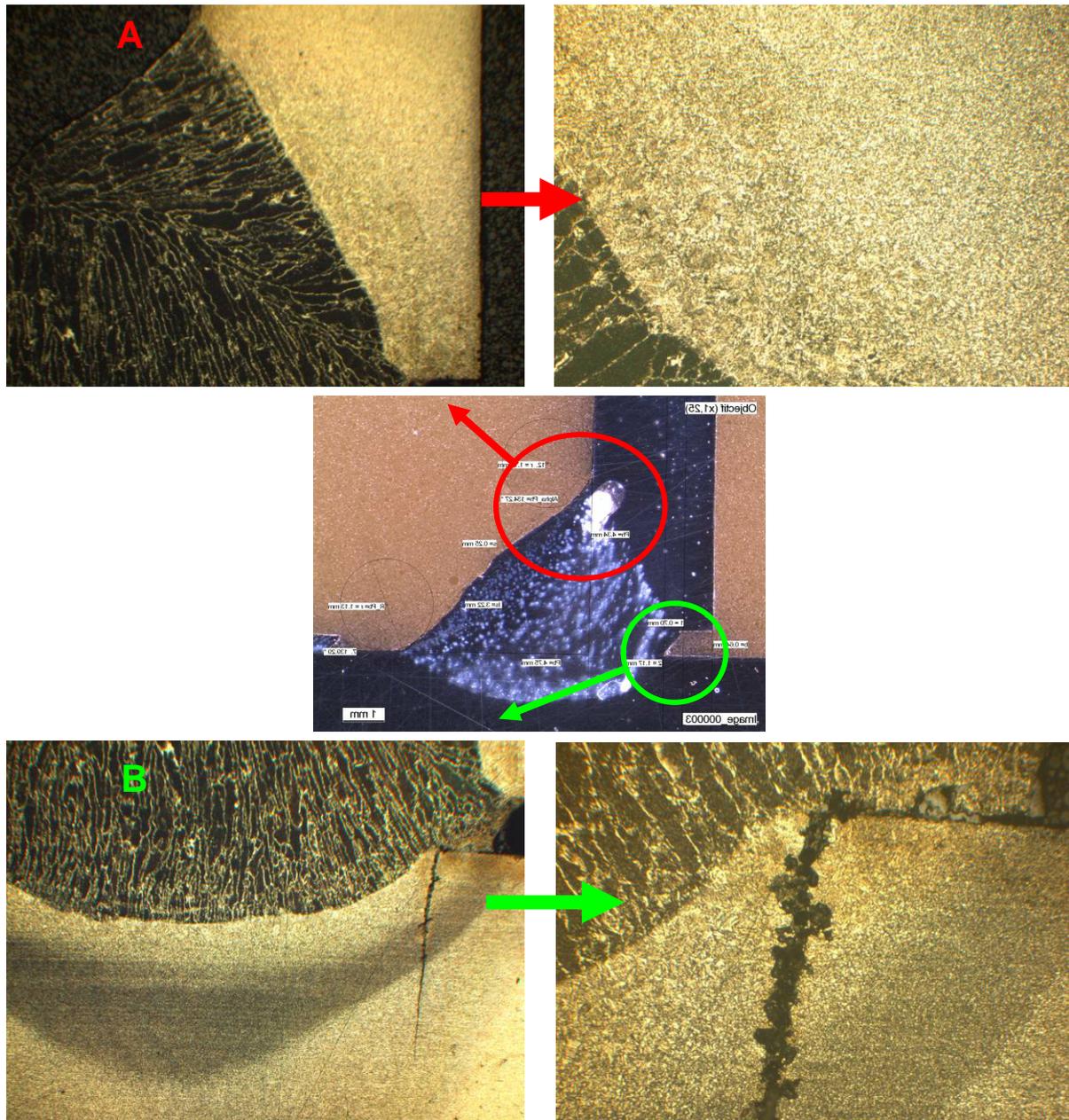


Figure III-35 Gradient de microstructure en pied haut (A) et racine (B)

Sur la Figure III-35-A nous observons la fissure constatée lors d'un essai de fatigue en traction sur l'éprouvette MS4. La fissure s'amorce au fond de l'entaille formée par le métal d'apport non fondu en racine basse (III.6.1.2), dans une zone de transition entre la zone fondue et la zone affectée thermiquement. Ce site d'amorçage est également constaté par [Fricke, 2013] pour des assemblages cruciformes. Comme nous avons vu dans I.1, l'opération de soudage mène à la création de trois zones distinctes (zone affectée thermiquement, zone fondue et métal de base) avec des compositions chimiques, tailles de grain et duretés

différentes. En effet, la zone de transition, où se trouve le point d’amorçage de la fissure, possède un gradient de microstructure assez important (transition brusque d’une taille de grain assez importante sur la zone fondue à une plus petite sur la zone affectée thermiquement) qui la rend particulièrement sensible vis-à-vis de la fatigue. Néanmoins, en tenant compte de l’effet d’entaille très important, il est difficile d’évaluer le vrai rôle de la métallurgie sur l’amorçage de fissures. D’un autre côté, le sens de propagation de la fissure semble purement « géométrique ». En effet la fissure traverse la barrière entre la zone affectée thermique et le métal de base sans aucune perturbation.

Récemment les études de [Duchet et al., 2011] sur des éprouvettes soudées de type clin, ont permis d’estimer l’influence de la géométrie du cordon de soudure seule, sur la durée de vie en fatigue pour différentes nuances d’acier. L’auteur a observé que le cordon de soudure complet (Figure III-36: géométrie + métallurgie) provoque une réduction jusqu’à 53% de la durée de vie en fatigue en comparaison au matériau de base non soudé, alors que le cordon arasé (Figure III-37: seulement métallurgie) provoque une réduction de seulement 10% sur la durée de vie (Figure III-38). Néanmoins, l’auteur ne spécifie pas la technique employée pour l’arasage du cordon. Nous pouvons ainsi envisager également une modification des contraintes résiduelles sur le joint soudé. De plus, il faut garder à l’esprit que l’étude a été réalisée sur des éprouvettes de petite dimension. Ainsi, nous pouvons envisager des niveaux de contraintes résiduelles inférieures à ceux d’une structure complexe [IIW, 2008].

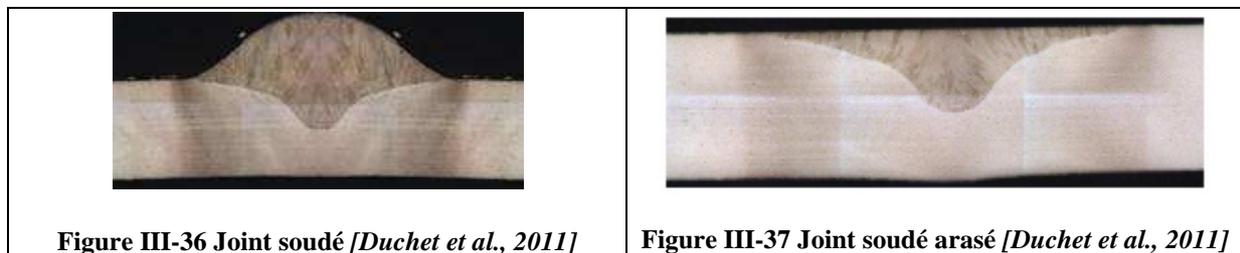


Figure III-36 Joint soudé [Duchet et al., 2011]

Figure III-37 Joint soudé arasé [Duchet et al., 2011]

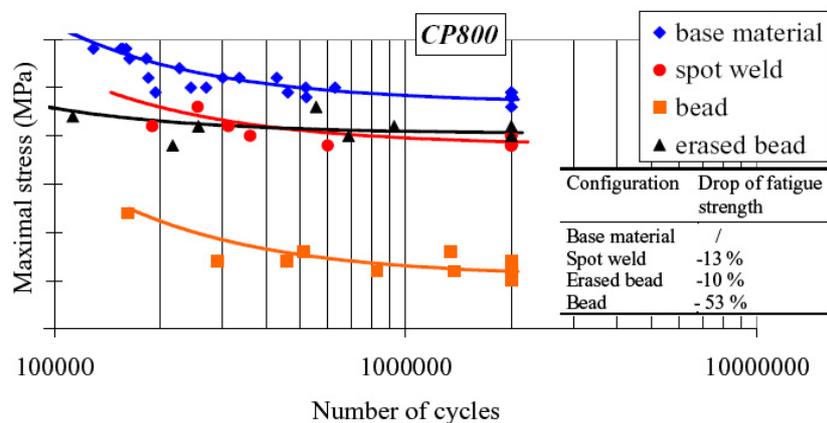


Figure III-38 Courbes S-N obtenues pour l’acier CP800 (Matériau de base, soudure à point, soudure à l’arc et soudure arasée) [Duchet et al., 2011]

Malgré les différences entre la soudure à clin étudiée par [Duchet et al., 2011] et la soudure d'angle asymétrique objet de cette étude, la géométrie du joint soudé semble un paramètre de premier ordre vis-à-vis de la fatigue. Ainsi, il semble cohérent de prioriser la modélisation de la géométrie pour l'outil de calcul qui sera développé dans la partie III.8. En effet, la modélisation détaillée du joint soudé permettra de s'affranchir des erreurs liées à la simplification de la géométrie et d'effectuer une analyse isolée de la méthodologie de calcul en fatigue.

III.4.7. Synthèse

Le comportement en fatigue sous chargement à amplitude constante de l'éprouvette MS4 a été étudié en traction et flexion. Afin de définir une courbe S-N à l'amorçage pour chaque mode de rupture, un critère d'amorçage a été établi. Ce critère est basé sur une perte de raideur de la structure de 10%. La perte de raideur est déterminée par le dépassement de l'amplitude de déplacement « référence », définie dans les premiers cycles de l'essai. La perte de raideur est également reliée à une taille de fissure sur l'éprouvette par la découpe et observation du cordon. Les courbes à l'amorçage seront utilisées ensuite pour l'identification de paramètres de la méthode de calcul présenté dans III.8.

L'utilisation de différents rapports de charge pour chaque sollicitation a permis de générer trois modes de rupture différents. Pour chaque mode de rupture l'influence du rapport de charge sur la durée de vie a été étudiée. Les modes de rupture « racine basse – propagation cordon » et « racine basse – propagation oméga » semblent peu sensibles à la variation du rapport de charge, alors que, le mode de rupture « amorçage en pied haut – propagation plaque » présente un effet plus marqué.

A partir de l'analyse de la bibliographie, un scénario a été proposé pour expliquer cette dissemblance de comportement entre les deux sites d'amorçage. Cet écart pourrait être expliqué par la différence des niveaux des contraintes résiduelles engendrées par le procédé de soudage sur chaque site de rupture et, ensuite, leur relaxation au cours du chargement. En effet, lors du soudage, la zone fortement restreinte à proximité de la racine est favorable à la création de niveaux élevés de contraintes résiduelles de traction. Ainsi, pendant les premiers cycles, la contrainte locale sera égale à la somme des contraintes résiduelles et les contraintes induites par le chargement, concentrées par l'effet d'entaille (rayon local 0,05mm). La valeur résultante de cette somme pourra dépasser localement la limite d'élasticité cyclique. Dans ce cas, cycle après cycle, les contraintes résiduelles se relâchent et le chargement se stabilise à un point où la limite élastique ne peut plus être dépassée. D'autre part, le pied haut est une zone assez dégagée et la fixation utilisée lors du soudage lui permet plus de liberté de mouvement. Ainsi, théoriquement, les niveaux de contraintes résiduelles rencontrés sur ce site seront plus faibles. À cela, nous pouvons ajouter un effet d'entaille moins élevé (rayon local 1 mm), ce qu'induit une concentration de contraintes moins élevée. Ainsi, l'effet de contraintes résiduelles est négligeable sur ce site d'amorçage et le comportement en fatigue sera dépendant du rapport de charge.

Néanmoins, pour mieux comprendre le comportement des différents sites d'amorçage du joint soudé par rapport à la contrainte moyenne, il serait nécessaire d'estimer les valeurs de contraintes résiduelles de chaque région, soit par voie expérimentale, soit par la simulation du procédé de soudage. Une alternative intéressante serait la réalisation d'un traitement thermique pour relaxer les contraintes résiduelles d'une éprouvette MS4 complète. Cela

permettrait d'estimer l'influence de contraintes résiduelles sur la durée de vie et, surtout, de comparer l'effet du rapport de charge entre l'éprouvette brute et l'éprouvette relaxée.

L'observation micrographique des différentes zones d'une éprouvette de traction a démontré l'influence de la géométrie et de la métallurgie sur la création de sites privilégiés à l'amorçage des fissures. Par contre, la direction de propagation semble ne pas être perturbée par la micro structure. L'analyse de la bibliographie [Duchet et al., 2011] a démontré une influence plus importante de la géométrie en comparaison à la métallurgie sur des matériaux comparables, mais sur des géométries de joint différentes. Néanmoins, des expériences complémentaires seraient nécessaires afin de définir correctement le rôle de chaque paramètre sur MS4. En plus de l'estimation de contraintes résiduelles, la mesure de la dureté pourra donner des informations sur les caractéristiques matériau de chaque zone.

L'analyse du rôle de la métallurgie et de la géométrie sur le comportement en fatigue d'un assemblage soudé, apporte des informations de grande importance pour la construction du modèle d'élément finis qui sera présenté dans III.6. Ainsi, nous avons décidé de privilégier la modélisation de la géométrie et de ne pas modéliser la métallurgie sur le modèle d'éléments finis. En effet, sur la stratégie de calcul envisagée, le comportement induit par les aspects métallurgiques du joint soudé sera pris en compte de façon indirecte par le post traitement en fatigue, avec des paramètres identifiés directement sur des assemblages soudés. Cette méthodologie sera présentée de manière détaillée dans III.8.

III.5. Étude du comportement de l'éprouvette soudée MS4 sous un chargement type « spectre automobile à amplitude variable »

L'éprouvette MS4 (III.2.1) sera maintenant sollicitée en traction (III.5.2) et flexion (III.5.3) à l'aide d'un spectre à amplitude variable type automobile (III.5.1). Cela permettra d'obtenir une courbe S-N à amplitude variable pour chaque mode de sollicitation.

Le premier objectif de cette étude est comparer le chargement à amplitude variable et le chargement à amplitude constante afin d'identifier les similarités possibles. Cela permettra également une analyse de l'effet cycles incidentel. Le deuxième objectif est de générer un cas plus complexe pour mettre à l'épreuve les méthodologies de calcul qui seront présentées plus tard dans la section III.8.

III.5.1. Spectre automobile uniaxial à amplitude variable

Le spectre automobile uniaxial utilisé pour cette série d'essais de traction et de flexion sur l'éprouvette MS4 est dérivé du spectre multiaxial présenté dans II.3. En effet, le chargement de torsion, indiqué par le tracé rouge sur la Figure II-9, sera utilisé pour les essais de traction et pour les essais de flexion sur MS4. Les rapports entre les blocs restent inchangés (Tableau II-3). Ce choix est motivé principalement pour deux raisons :

1. Le spectre de torsion (II.3) ne contient pas les plateaux utilisés pour générer les changements de phase dans le spectre multiaxial. En effet, les changements de phase ne sont pas nécessaires dans le cadre d'une utilisation uniaxiale.
2. Le spectre de torsion (II.3) ne présente pas d'inversions de la valeur de contrainte moyenne, la valeur reste positive pour tous les blocs de chargement. Cela facilite le contrôle du chargement afin d'éviter les phénomènes de talonnement sur le joint soudé.

Les essais sont menés à la rupture totale de l'éprouvette. La Figure III-39 présente un schéma du spectre et des modes de sollicitation utilisés.

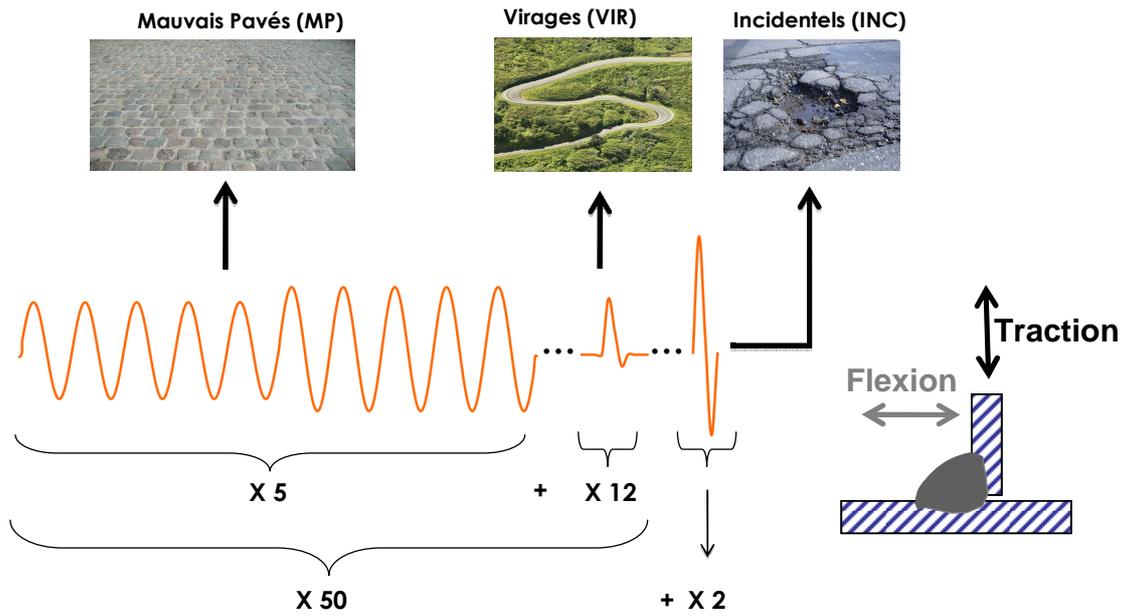


Figure III-39 Définition du spectre RNT et modes de sollicitation utilisés

Comme présenté dans III.2.2 le dispositif expérimental est passé par un processus d'optimisation de la fréquence d'essai et du contrôle PID. Les résultats obtenus sont satisfaisants, c'est pourquoi aucune correction de contrainte n'a été nécessaire.

III.5.2. Traction

Pour cette étude l'éprouvette MS4 a été sollicitée en traction par le spectre présenté dans III.5.1. La Figure III-40 présente l'ensemble des résultats expérimentaux sous la forme d'un graphique effort maximal au cycle incidentel par nombre de cycles.

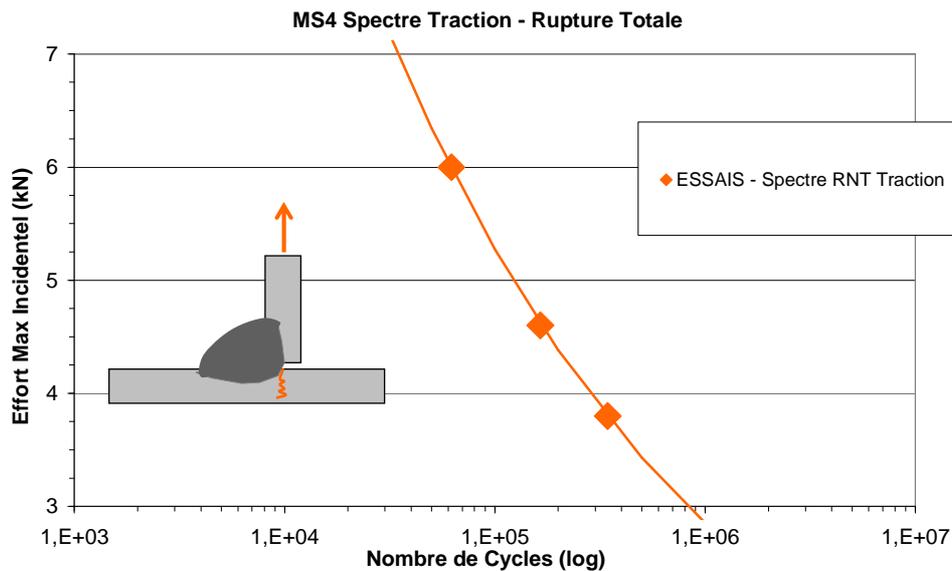


Figure III-40 Résultats des essais de traction à amplitude variable sur MS4

Tableau III-7 Paramètres des courbes de Basquin en effort maximal au cycle incidentel pour le spectre de traction sur MS4

$N = \frac{C}{\sigma^m}$	m	C
	3,74	$5,08^{e7}$

Pour cette campagne d’essai nous identifions un site de rupture similaire à celui des essais à amplitude constante. La fissure s’amorce en racine basse et se propage dans l’oméga. La pente de la droite de Basquin (Tableau III-7) est également similaire et reste autour de 3, en accord avec les codes de conceptions [IIW, 2008].

La Figure III-41 présente un exemple de faciès de rupture rencontré pour ce mode de chargement. L’observation est réalisée avec la même configuration présentée dans III.5.2. Les caractéristiques sont très similaires à celles rencontrées sur les faciès des essais de traction à amplitude constante (III.5.2), nous observons un multi amorçage sur les irrégularités de la racine basse et une propagation dans l’oméga. Le marquage longitudinal mentionné dans III.5.2, est également rencontré sur ce cas de chargement. Néanmoins, une zone plus striée semble se former juste après le marquage. Ces stries pourraient être attribuées aux surcharges de type « incidentel » présentes dans le spectre.

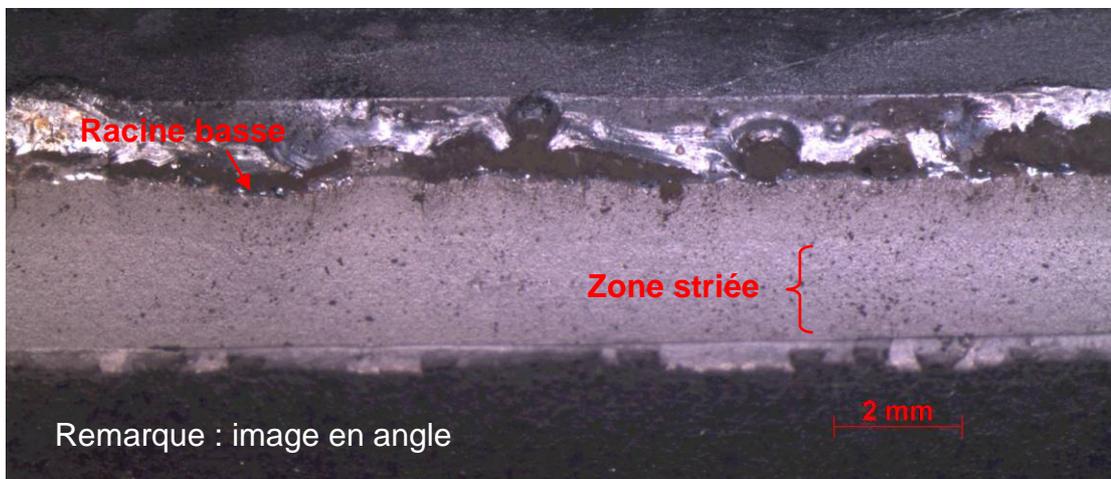


Figure III-41 Faciès de rupture de l’éprouvette MS4 pour une de traction spectre

III.5.3. Flexion

L’éprouvette MS4 est maintenant sollicitée en flexion par le spectre automobile présenté dans III.5.1. La Figure III-42 présente l’ensemble de résultats expérimentaux sous la forme d’un graphique présentant l’amplitude de l’effort au cycle incidentel par nombre de cycles.

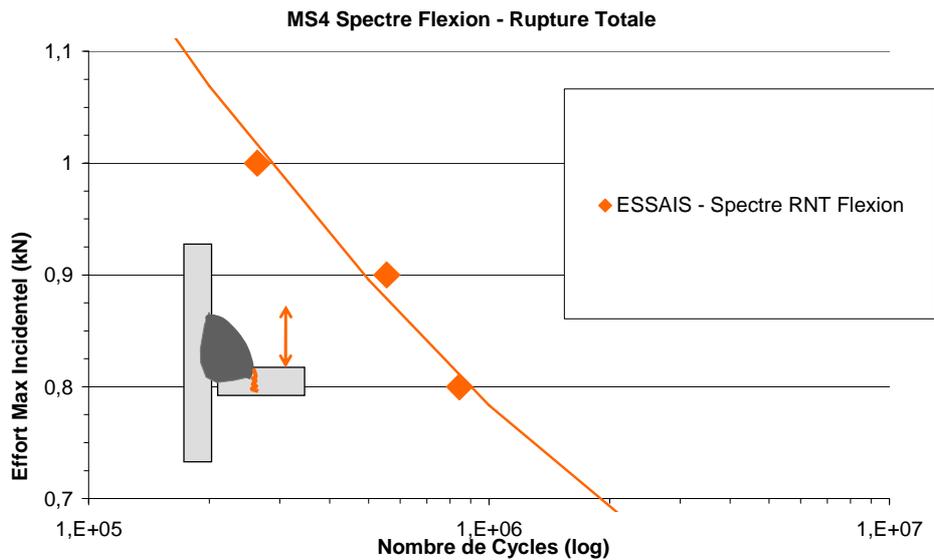


Figure III-42 Résultats des essais de flexion à amplitude variable sur MS4

Tableau III-8 Paramètres des courbes de Basquin en effort maximal au cycle incidentel pour le spectre de flexion sur MS4

flexion sur MS4		
$N = \frac{C}{\sigma^m}$	m	C
	5,18	$2,82 \cdot 10^5$

Ce mode de sollicitation génère un amorçage de fissure en pied haut avec propagation dans la plaque. Ce site de rupture est le même que celui rencontré dans les essais à amplitude constante « flexion compression racine R=0 » et « flexion purement alternée R=-1 ». Cela peut être expliqué par les similarités entre les rapports de charge du spectre et celui de la flexion purement alternée R=-1. En effet, la valeur des rapports de charge des différents blocs du spectre est située aux alentours de R=-1 (« rapport de charge torsion » - Tableau II-3). La Figure III-43 présente le faciès de rupture rencontré pour ce type de chargement. L'observation a été réalisée en utilisant la même configuration déjà présentée dans III.4.4. Nous pouvons observer des caractéristiques similaires à celles identifiées pour les essais à amplitude constante (III.4.4), des multiples fissures s'amorcent sur les irrégularités du pied haut, coalescent et se propagent dans la plaque. Le spectre de chargement en flexion semble générer le même type de zone striée, identifiée sur le spectre de traction présenté dans III.5.2. Cela pourrait être provoqué par les surcharges de type « incidentel » du spectre automobile étudié.

La pente de la droite de Basquin des points expérimentaux du spectre, est du même ordre de grandeur de celles constatées pour les essais à amplitude constante (Tableau III-6) et reste proche de la valeur de 4,92 rencontrée pour le cas de chargement « flexion compression racine R=0 ».

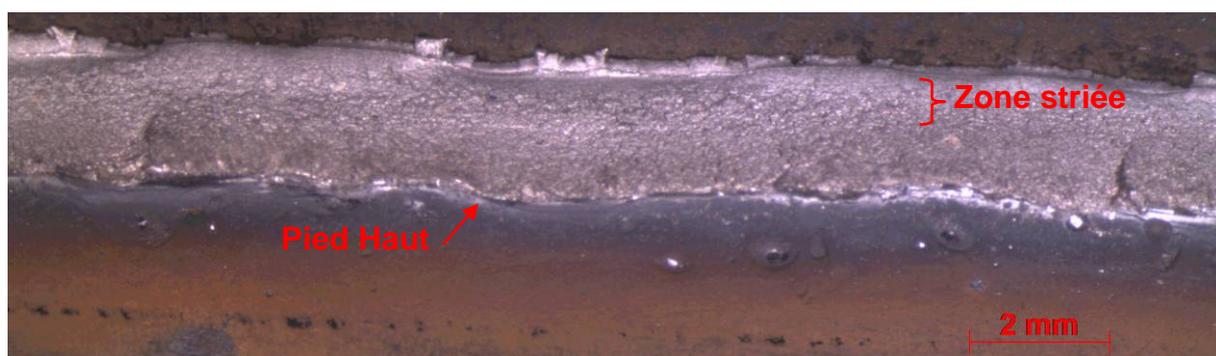


Figure III-43 Faciès de rupture de l'éprouvette MS4 pour une de traction spectre

III.5.4. Influence des cycles « Incidentels »

Les assemblages en angles asymétriques comme MS4 sont peu étudiés dans la bibliographie. Néanmoins, les études réalisées sur des assemblages de type clin montrent un comportement dépendant de l'effet d'entaille, du comportement élasto-plastique du matériau et des contraintes résiduelles. Il a été observé un effet néfaste pour des aciers à faible résistance mécanique [Sonsino, C.M., 2011] et une insensibilité aux surcharges pour les aciers présentant des caractéristiques supérieures [Sonsino, C.M., 2011; Zheng, 1994]. De même, il faut garder à l'esprit que, selon le niveau de la surcharge employée, cela peut provoquer une relaxation des contraintes résiduelles et modifier le comportement de l'éprouvette à l'égard de la sensibilité à la contrainte moyenne [SHIP STRUCTURE COMMITTEE, 2013].

L'analyse des faciès de rupture a révélé l'apparition d'une zone striée qui pourrait être attribuée aux cycles « incidentel ». Toutefois, nous ne disposons pas de données expérimentales nécessaires pour une analyse approfondie de l'effet des cycles « incidentels ». Nous proposons, alors, d'examiner les boucles d'hystérésis, comme il l'a été réalisé pour les éprouvettes toriques d'acier C35 dans II.4.4, et analyser l'évolution de la perte de raideur.

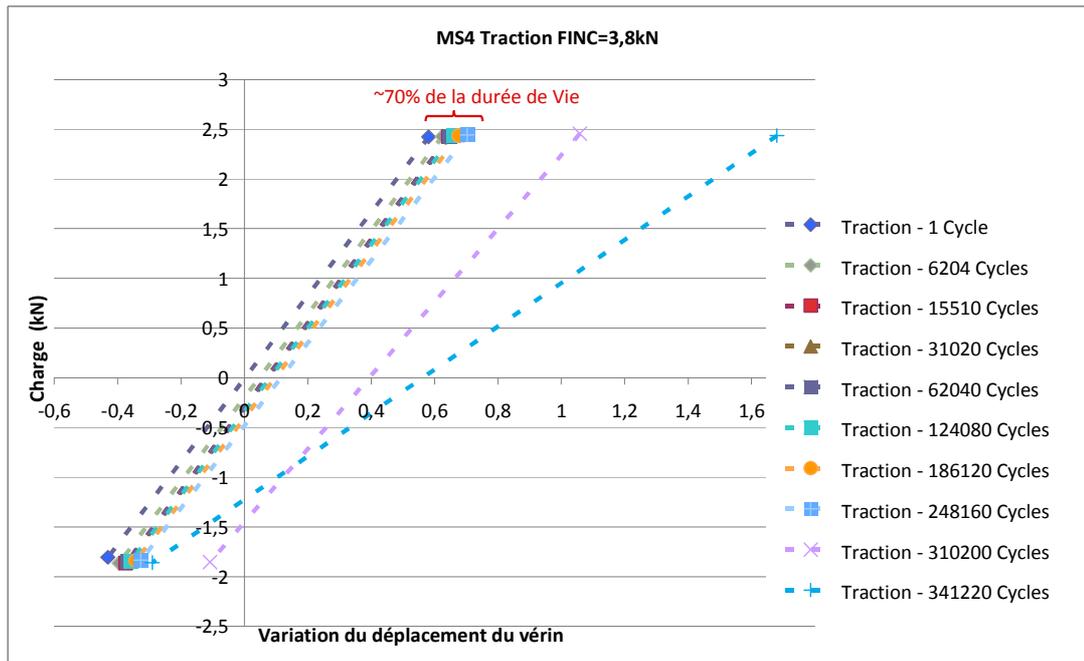


Figure III-44 Boucle d'hystérésis d'un essai de traction avec spectre de type « automobile »

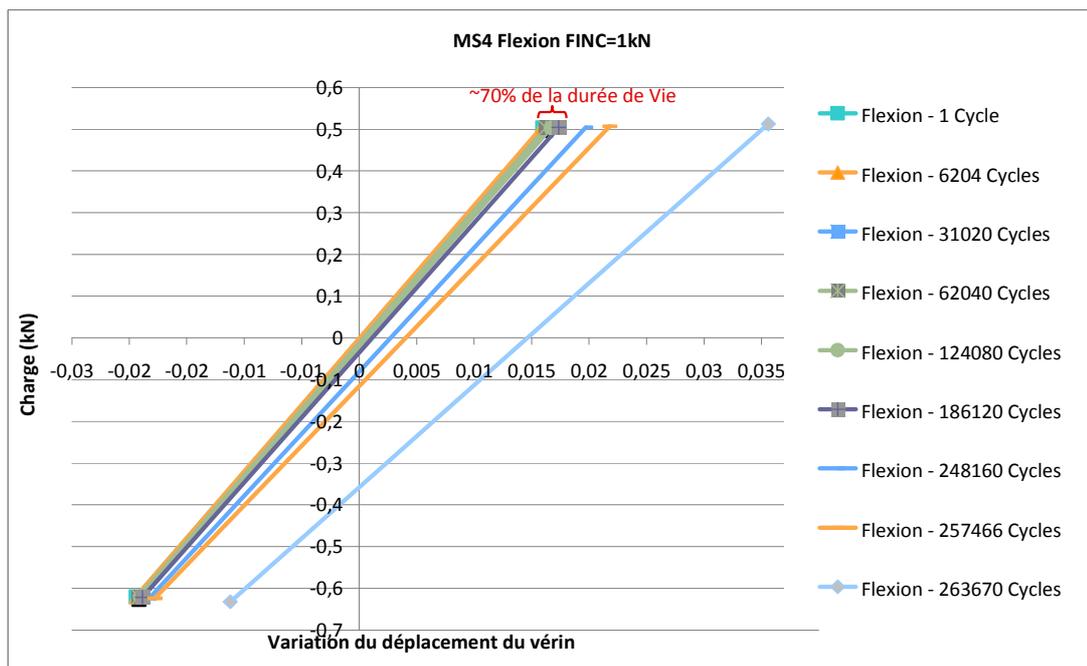


Figure III-45 Boucle d'hystérésis d'un essai de flexion avec spectre de type « automobile »

En analysant la Figure III-44 et Figure III-45, nous pouvons observer une évolution de la perte de raideur similaire pour les deux modes de sollicitation (traction et flexion). Pendant l'étude réalisée sur des éprouvettes lisses d'acier C35, nous avons identifié un comportement de type accommodation (stabilisation du cycle) pour le spectre « sans incidentel » et un déclenchement très précoce de l'effet de rochet pour le spectre complet. Pour l'éprouvette

MS4 avec spectre complet, l'évolution de la perte de raideur est stable et lente jusqu'à environ 70% de la durée de vie totale. A partir de ce point, la perte de raideur s'accélère jusqu'à la rupture finale. Il est difficile d'établir un lien direct entre ce comportement et les cycles « incidentels ». Néanmoins, si nous supposons qu'il existe une relation entre l'évolution de la perte de raideur et l'endommagement de l'éprouvette, nous pouvons envisager une évolution du dommage fortement non linéaire.

III.5.5. Synthèse

L'éprouvette MS4 a été sollicitée en traction (III.5.2) et en flexion (III.5.3) à l'aide d'un spectre automobile à amplitude variable (III.5.1). Les deux cas de sollicitation présentent des sites de rupture et des pentes de la droite de Basquin comparables aux cas de chargement à amplitude constante. Cela peut être expliqué, notamment, par la similarité entre les rapports de charge rencontrés dans les deux cas de chargement. En effet, les rapports de charge des différents blocs du spectre sont majoritairement situés aux alentours de $R=-1$, les blocs « mauvais pavés » étant les plus nombreux et possédant un rapport de $R=-0,8$. Ainsi, le site de rupture constaté pendant les essais à amplitude variable correspond à celui identifié pour le même mode de sollicitation en amplitude constante.

En ce qui concerne l'effet de cycles « incidentel », les données disponibles sont insuffisantes pour une analyse approfondie. Néanmoins, les caractéristiques particulières identifiées au cours de cette étude permettent d'envisager un comportement différent entre le chargement de type spectre et celui à amplitude constante. Tout d'abord, l'observation des faciès de rupture a révélé la présence d'une zone striée qui n'est pas rencontrée sur les essais à amplitude constante. Puis, l'évolution de la perte de raideur est fortement non linéaire, ce qui permet d'envisager une évolution du dommage également non linéaire. Toutefois, des essais complémentaires sont nécessaires pour comprendre l'effet des cycles « incidentels » sur le comportement en fatigue des assemblage soudés. Tout d'abord, la réalisation d'essais « sans incidentel », à l'exemple des essais réalisés sur l'acier C35 dans le chapitre II, permettraient la comparaison directe des deux cas de chargement. Ensuite, la réalisation d'essais avec un nombre limité de cycles « incidentels » en début d'essai permettrait d'étudier la possible relaxation des contraintes résiduelles suite aux surcharges.

III.6. Modèle éléments finis et conditions aux limites

Dans cette section sera présentée la démarche employée pour le développement des modèles éléments finis utilisés au cours de cette thèse. Tout d'abord, nous allons choisir les paramètres géométriques nécessaires à définir finement la géométrie du joint soudé. Une attention particulière sera portée aux caractéristiques de la racine. Les paramètres géométriques seront ensuite utilisés pour créer un modèle volumique de l'éprouvette MS4. Ce modèle sera utilisé pour évaluer l'erreur induite par l'utilisation des conditions aux limites « idéales » sur les contraintes au niveau du joint soudé. Un modèle 2D représentatif de la région centrale de l'éprouvette MS4 sera proposé afin d'optimiser le temps calcul. Le modèle 2D pourra être utilisé ensuite, pour l'étude de l'influence de la variabilité géométrique sur la distribution de contraintes à proximité du joint soudé (III.7).

III.6.1. Étude de la géométrie du cordon de soudure

III.6.1.1. Définition de paramètres géométriques

A partir de la bibliographie [Institut de soudure, 2009; Michel, 2009b; Renault, 2008] et de l'expérience du partenaire industriel, une série de onze paramètres a été choisie pour définir précisément la géométrie du cordon (Figure III-46).

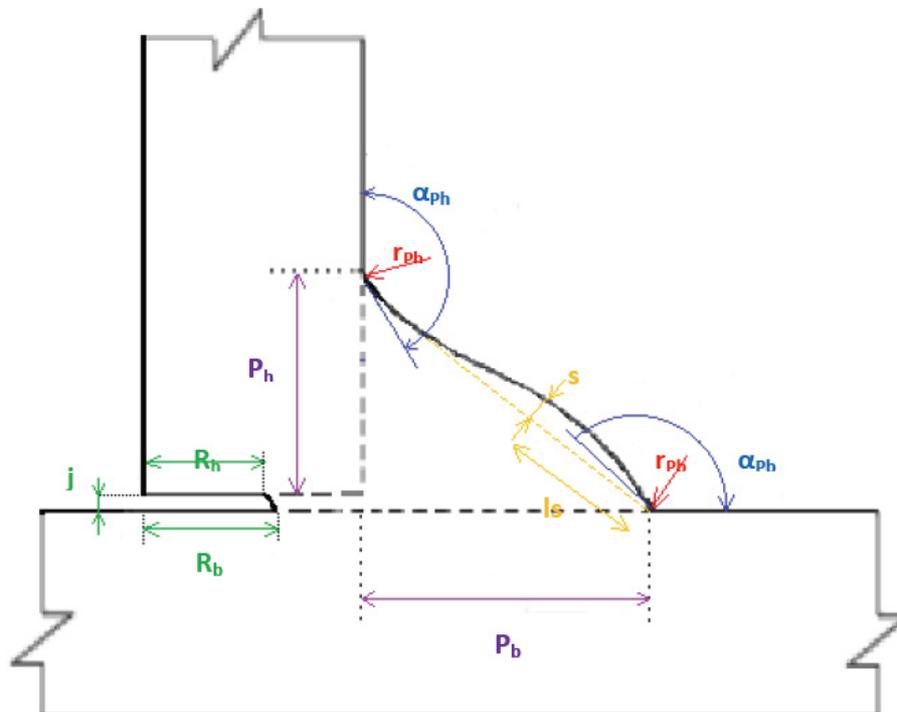


Figure III-46 Paramètres utilisés pour définir la géométrie du joint soudé

L'apparition de caniveaux (I.1.2.3) est très rare sur les lignes de montage Renault en raison du réglage précis de l'équipement de soudure. Sur l'éprouvette étudiée, des caniveaux de taille négligeable sont présents seulement sur 4 tranches de cordon sur la trentaine d'échantillons étudiés. Ainsi, ce paramètre ne sera pas pris en compte pour la définition de la géométrie du cordon.

Nous pouvons alors décrire la géométrie du joint soudé à l'aide des paramètres suivants:

- Les jambes du cordon (P_h et P_b)
- Les angles de raccordement (α_{Ph} et α_{Pb})
- Les rayons de raccordement (r_{Ph} et r_{Pb})
- La surépaisseur (s) et sa position (l_s)
- Le jeu entre les éléments soudés ou défaut d'accostage (j)
- La profondeur de la racine (R_h et R_b)

Ces paramètres sont mesurés sur l'ensemble des échantillons (30 tranches de cordon, provenant de trois éprouvettes différentes, comme décrit dans III.2.5) à l'aide d'un microscope optique. la Figure III-47 présente un exemple de la technique employée.

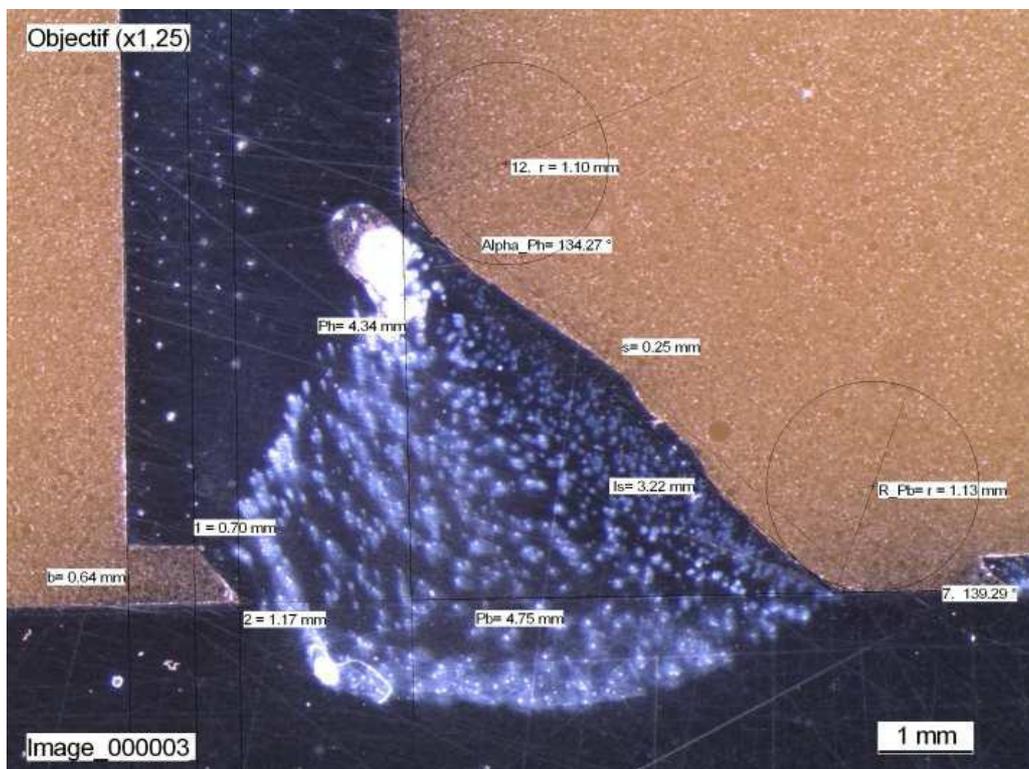


Figure III-47 Exemple de la technique de mesure de paramètres géométriques du cordon

Malgré le faible nombre d'échantillons (30 tranches de cordon pour trois éprouvettes différentes), il s'avère que les distributions des valeurs des paramètres sont Gaussiennes. La Figure III-48 présente un exemple de la distribution rencontrée pour le paramètre « angle de raccordement en pied haut - α_{Ph} ».

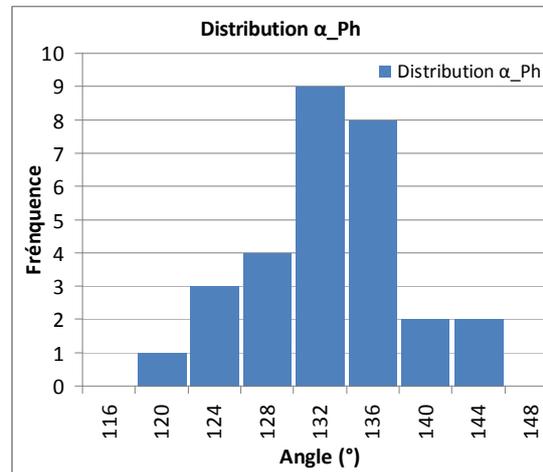


Figure III-48 Distribution statistique du paramètre « angle de raccordement en pied haut - α_{Ph} »

Ainsi, nous pouvons calculer la valeur moyenne et l'écart type de chaque paramètre.

Tableau III-9 Valeur moyenne et écart type des paramètres étudiés

Paramètre	Moyenne	Écart Type
Alpha_Pb (°)	130,3	4,9
Alpha_Ph (°)	132,6	5,7
Pb (mm)	4,17	0,30
Ph (mm)	4,26	0,28
s (µm)	320	80
ls (mm)	3	0,20
Rh (µm)	890	265
Rb (µm)	1456	159
j (µm)	608	74
R_Ph (µm)	950	480
R_Pb (µm)	660	360

Ces données seront utilisées pour la construction des modèles éléments finis (III.6.2 et III.6.3) et pour l'étude de l'influence de la variabilité géométrique du cordon (III.7).

III.6.1.2. Variabilité de la racine

La plupart des paramètres choisis pour définir la géométrie du cordon de soudure sont facilement identifiables et donc assez faciles à mesurer. Néanmoins, selon l'échantillon observé, la racine présente de fortes variations géométriques comme l'atteste la Figure III-49.

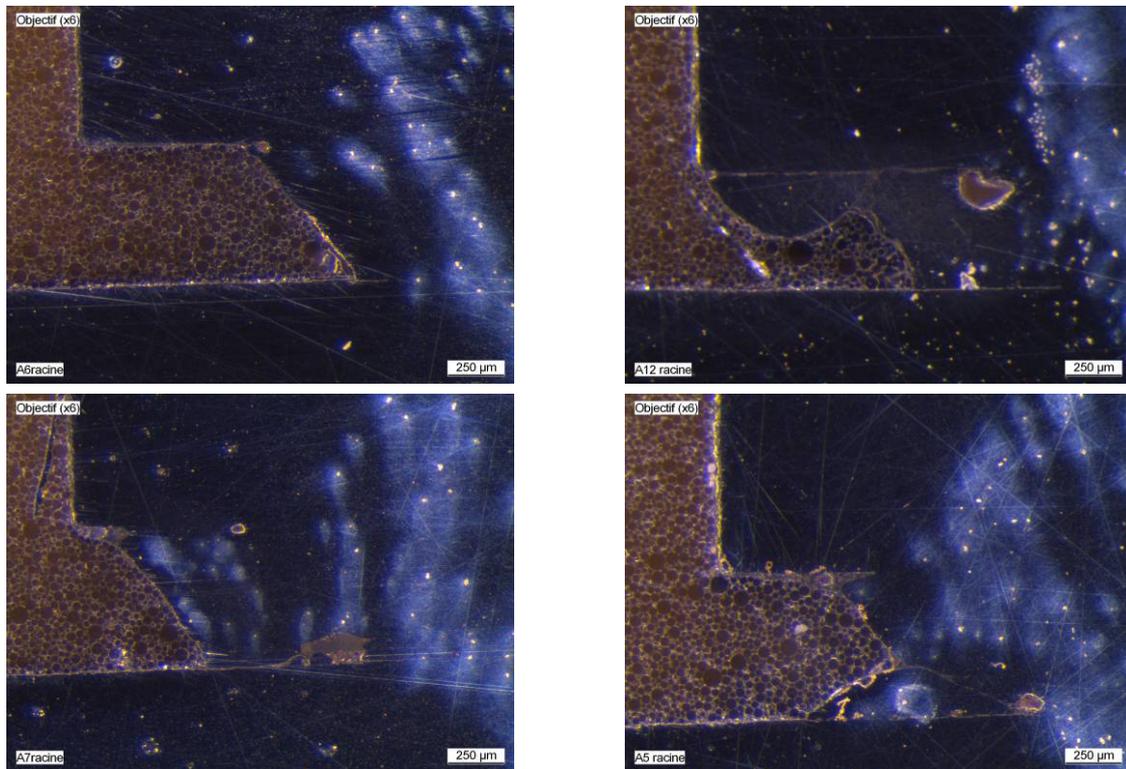


Figure III-49 Variation géométrique de la racine dans la longueur du cordon pour une même éprouvette

Cette variation est rencontrée tout au long des 100 mm de cordon pour les trois éprouvettes étudiées (Figure III-50).

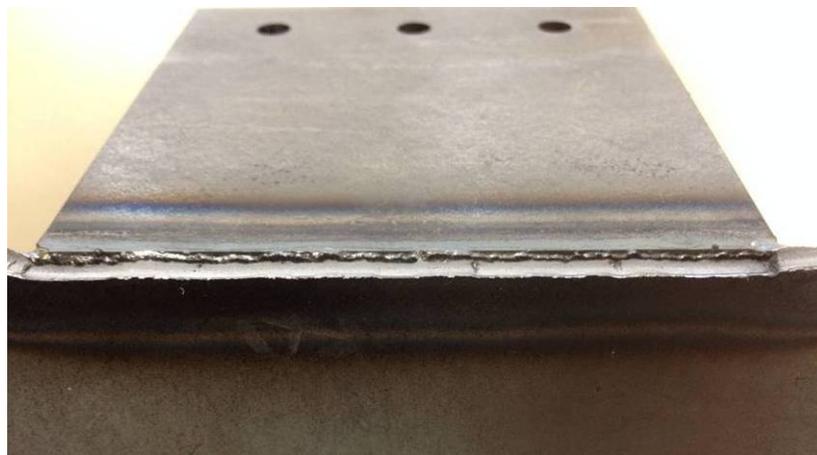


Figure III-50 Variabilité de la racine au long du cordon

A l'opposé de cette forte variation géométrique, les résultats des essais de fatigue réalisés sur ces éprouvettes sont peu dispersés (III.4.1 et III.4.4). En observant l'évolution de la forme de la racine le long du cordon, à l'aide d'une coupe longitudinale (ce plan est également le plan d'amorçage pour l'essai de traction) on remarque la formation de « bulles » de métal d'apport de soudure.

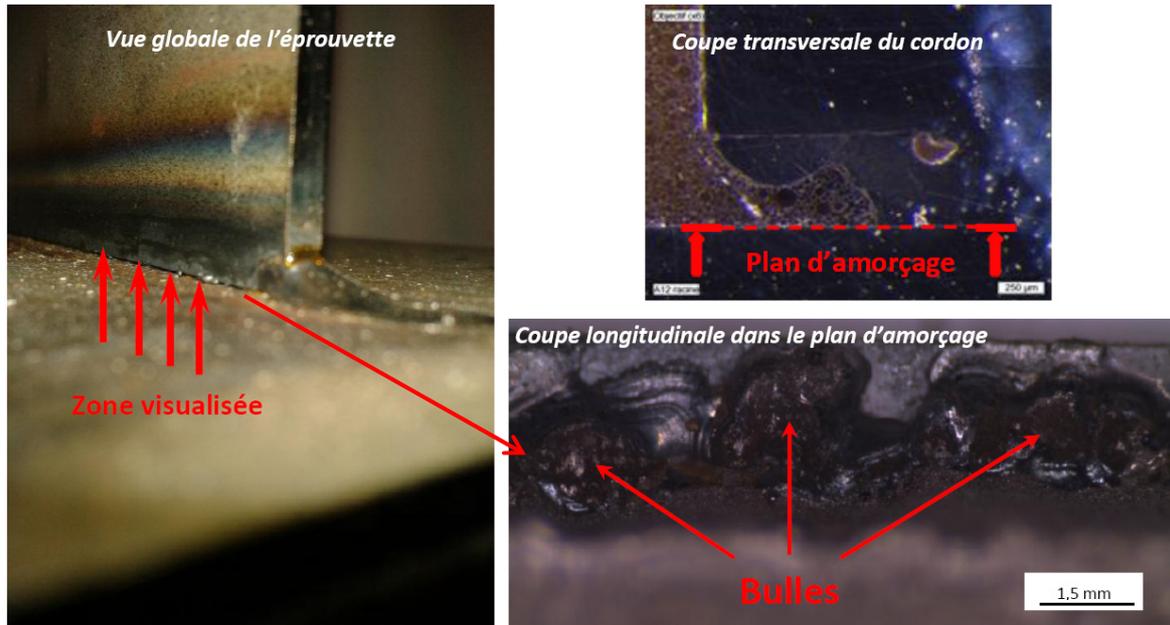


Figure III-51 « Bulles » en racine

Il s'avère que ces « bulles », formées par l'excédent du métal d'apport qui n'est pas assez chaud pour fondre le métal de base, ne sont pas solidaires de l'oméga. Elles n'ont donc pas de participation significative sur la tenue en fatigue de l'assemblage. La Figure III-52 présente une tranche de cordon où on peut identifier clairement l'absence de solidarité de l'écoulement du métal d'apport au métal de base.

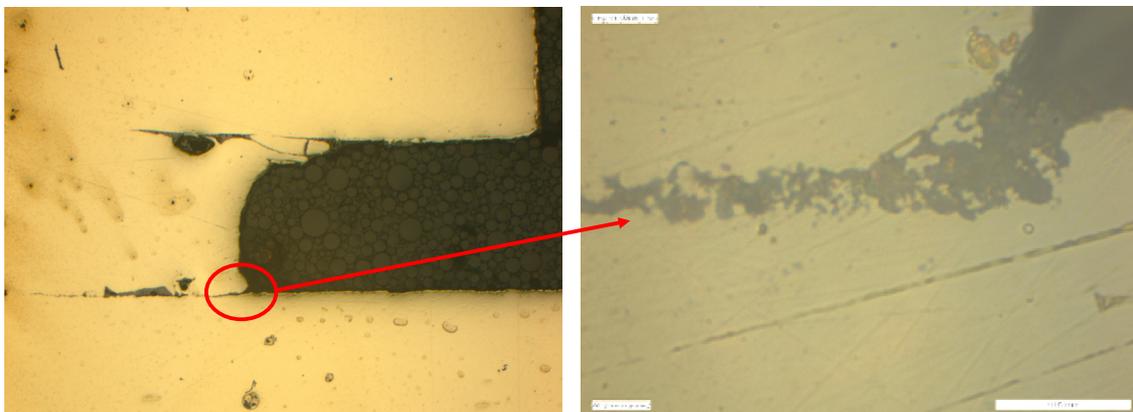


Figure III-52 Absence de solidarité entre l'écoulement de la zone fondue et le métal de base

Ainsi, cette forte variabilité géométrique de la racine n'est qu'apparente. En conséquence, les mesures des paramètres liés à la racine seront réalisées au fond de l'entaille formée par cet écoulement, à la frontière de la zone fondue (Figure III-53).

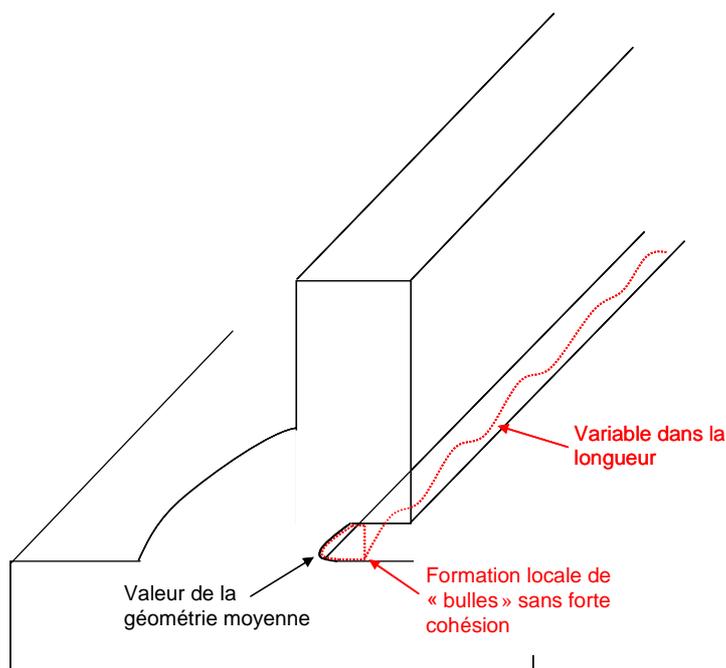


Figure III-53 Schéma de synthèse des « bulles » rencontrées en racine et de la région utilisée pour la mesure des paramètres

Cette zone est également le point de départ des fissures pour les essais de fatigue en traction (Figure III-54), ce qui confirme la pertinence de ce paramètre. [Fricke, 2013] dans ses travaux récents pour le IIW, observe la même tendance pour les joints cruciformes, où les fissures de fatigue s'amorcent à la fin des surfaces non soudées de la racine et se propagent dans la gorge.

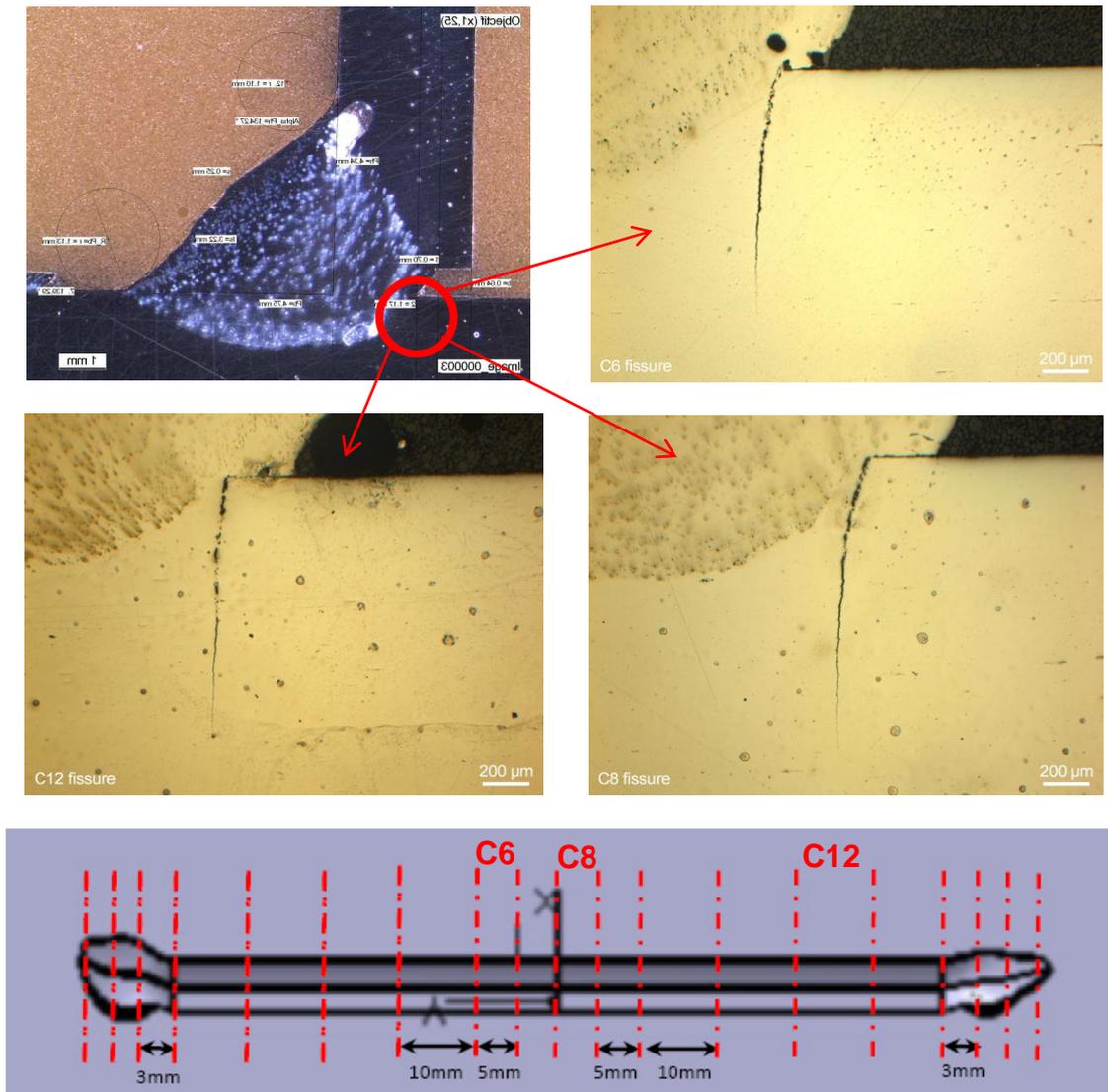


Figure III-54 Départ de fissure en racine lors d'un essai traction

Ainsi, il faut être très prudent lors de l'analyse des coupes transversales en racine. L'observation d'une tranche de cordon isolée ne permet pas de connaître la variabilité géométrique dans la longueur du cordon et peut mener à des erreurs. Une étude numérique complémentaire pourrait être envisagée afin de modéliser les « bulles » et comprendre mieux leur influence sur le comportement en fatigue.

III.6.2. Modèle éléments finis 3D

Afin de déterminer les contraintes locales sur l'éprouvette MS4 un modèle éléments finis volumique a été construit. Comme nous avons vu dans III.4.6 la géométrie du joint soudé a une influence de premier ordre sur la durée de vie en fatigue. Ainsi, la géométrie du cordon de soudure sera décrite le plus finement possible (Figure III-55) à l'aide des données

géométriques mesurées dans III.6.1. En effet, en réduisant les incertitudes liées à la géométrie du modèle, nous pouvons nous concentrer uniquement sur la performance de la méthodologie de calcul en fatigue.

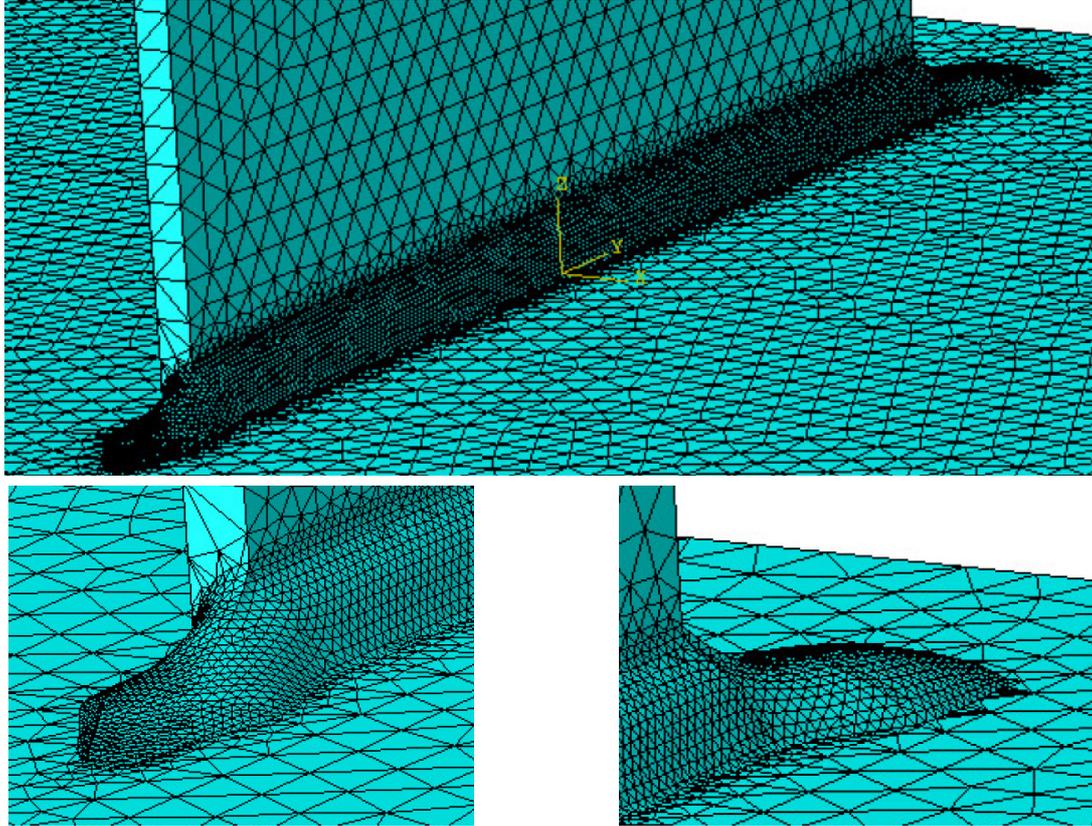


Figure III-55 Géométrie et maillage dans le joint soudé

Comme nous l'avons vu dans III.6.1.2, la racine présente une géométrie très particulière. Afin d'éviter les singularités lors du calcul, le fort effet d'entaille rencontré en racine haute et basse est modélisé par des rayons locaux de $100\mu\text{m}$ (Figure III-56).

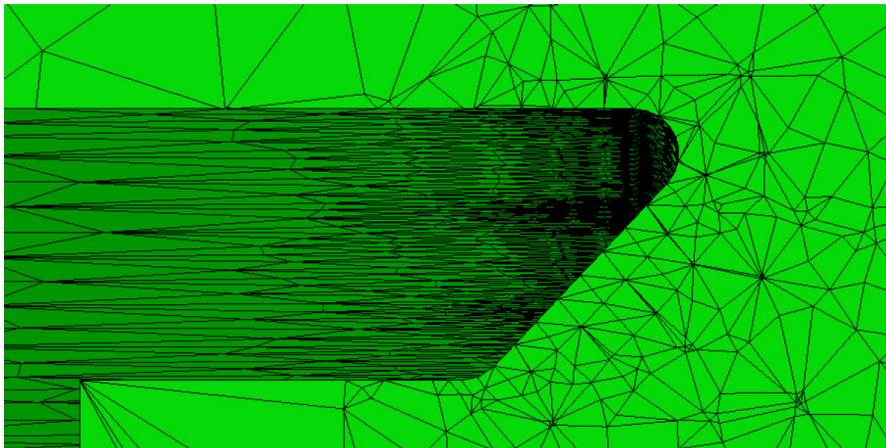


Figure III-56 Rayons locaux en racine haute et basse

Les conditions aux limites du modèle ont été choisies de façon à représenter au mieux les systèmes de fixation utilisés lors d'essais de fatigue de traction (III.2.2.1) et flexion (III.2.2.2). La fixation de l'oméga est modélisée par une région encastrée représentative du diamètre des vis de fixation du montage (Figure III-57).

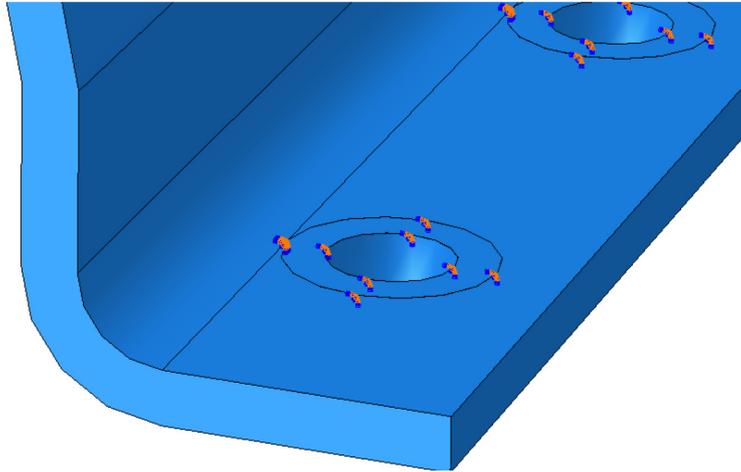


Figure III-57 Conditions aux limites dans l'oméga du modèle EF 3D MS4

La sollicitation de traction (III.2.2.1) est représentée par une pression distribuée uniformément sur la surface supérieure de la plaque (Figure III-58).

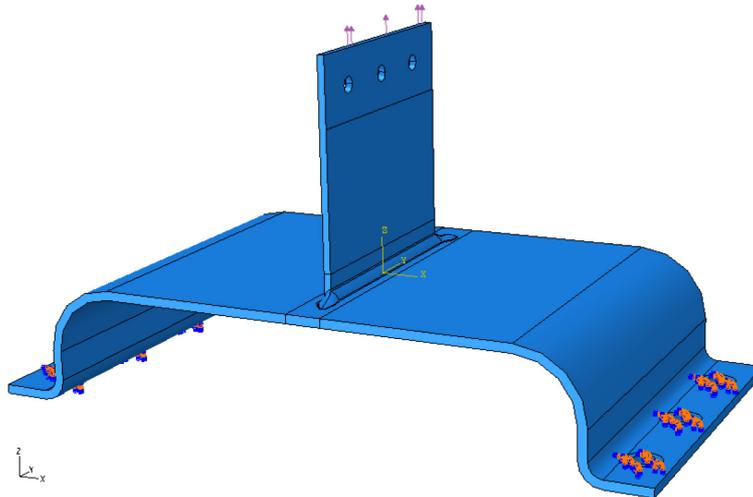


Figure III-58 Modélisation de la sollicitation de traction sur le modèle EF 3D MS4

La sollicitation de flexion est représentée par une pression distribuée de façon uniforme sur une surface représentative de la fixation du dispositif expérimental présenté dans III.2.2.2 (Figure III-59).

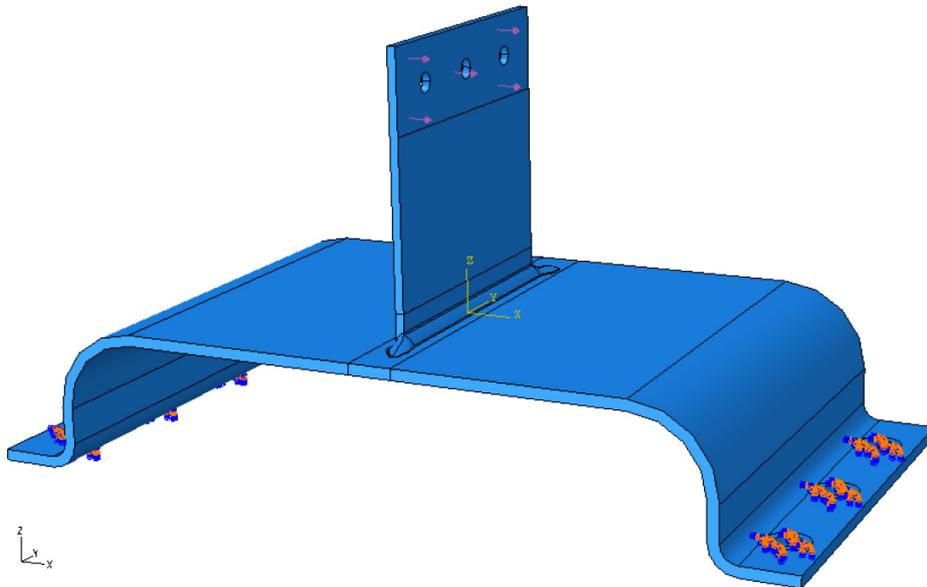


Figure III-59 Modélisation de la sollicitation de flexion sur le modèle EF 3D MS4

Le modèle est composé d'éléments de type tétraédriques, plus adaptés à représenter la géométrie complexe du joint soudé. L'optimisation du maillage a été réalisée à deux échelles.

Le premier niveau d'optimisation s'intéresse à l'influence de la taille moyenne de maille et du type d'interpolation sur le comportement global de l'éprouvette. L'influence de ces deux paramètres sur le déplacement maximal de l'éprouvette est alors observée pour les sollicitations de traction et flexion. A la vue des quatre courbes présentées dans la Figure III-60, on constate que l'interpolation quadratique permet l'utilisation d'une taille moyenne de maillage plus importante que l'interpolation linéaire.

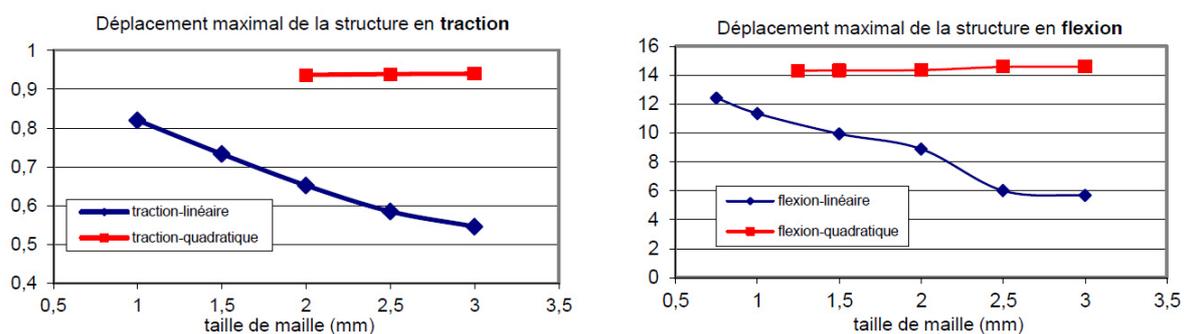


Figure III-60 Influence du maillage global 3D

Si nous nous intéressons au temps de calcul (Figure III-61), nous pouvons observer que pour une même taille moyenne de maillage l'interpolation quadratique mène à des temps de calcul plus importants. Néanmoins, on constate qu'un modèle avec une taille moyenne de maille de 3mm et interpolation quadratique fournit des résultats plus satisfaisants (Figure

III-60) avec un temps de calcul inférieur (Figure III-61) en comparaison à un modèle avec interpolation linéaire et taille moyenne de maille de 1mm.

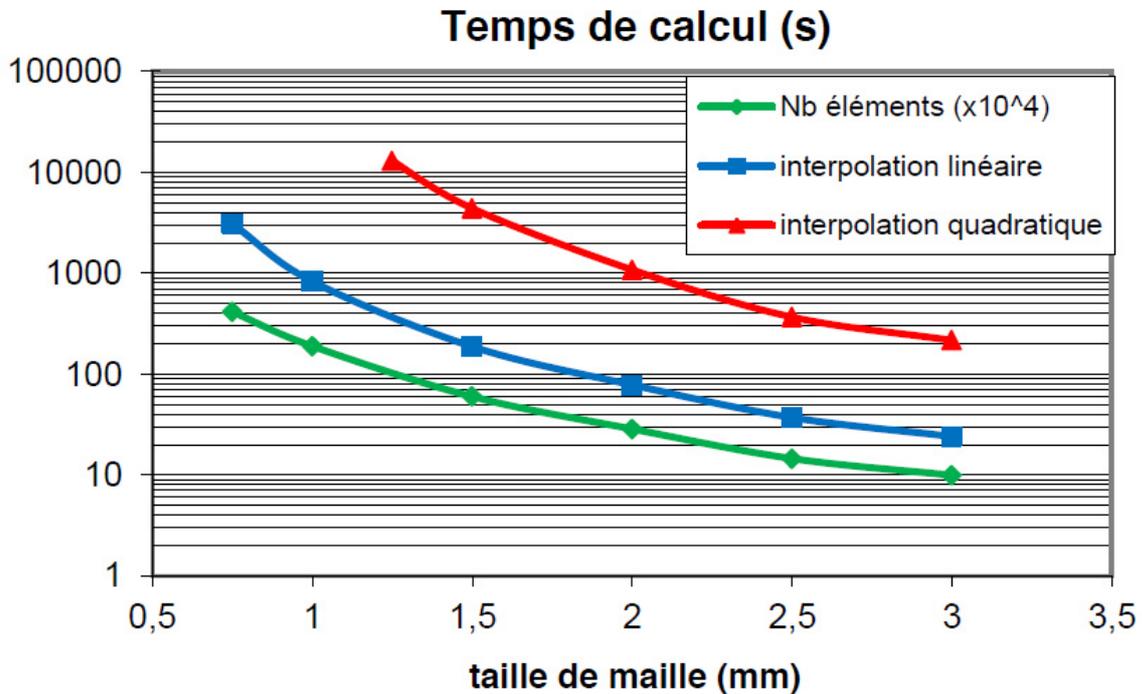


Figure III-61 Temps de calcul (4 processeurs dual core AMD Opteron 275 2.2GHz) en fonction du type d'interpolation et de la taille de maille

Il s'avère que qu'un maillage global est trop grossier pour restituer les changements de forme dans les zones critiques situées en proximité du joint soudé. Afin d'assurer la pertinence des résultats de calcul, le maillage est alors optimisé localement dans les pieds et dans la racine du joint soudé.

Intéressons-nous tout d'abord au cas de la racine. La Figure III-62 présente l'évolution de la contrainte maximale de von Mises en racine basse selon la taille de maille. L'analyse de ce graphique laisserait croire qu'une convergence ait lieu à partir de 100µm. Néanmoins, si nous traçons explicitement la distribution de la contrainte de von Mises le long du cordon (Figure III-63), nous pouvons observer une variation d'environ 11%. En effet, la racine basse présente un rayon local de 100µm (Figure III-56). Ainsi une taille moyenne de maille de 100µm n'est pas suffisante pour reproduire correctement la géométrie locale de la racine. En densifiant le maillage dans cette zone jusqu'à 40µm (limite au-delà de laquelle le maillage devient impossible à générer en raison du nombre total de mailles), on réduit cette incertitude à environ plus ou moins 4% (Figure III-63). La même démarche d'optimisation locale du maillage est appliquée en pied haut et bas, permettant ainsi de déterminer une taille de maille de 0,3 mm sur ces régions.

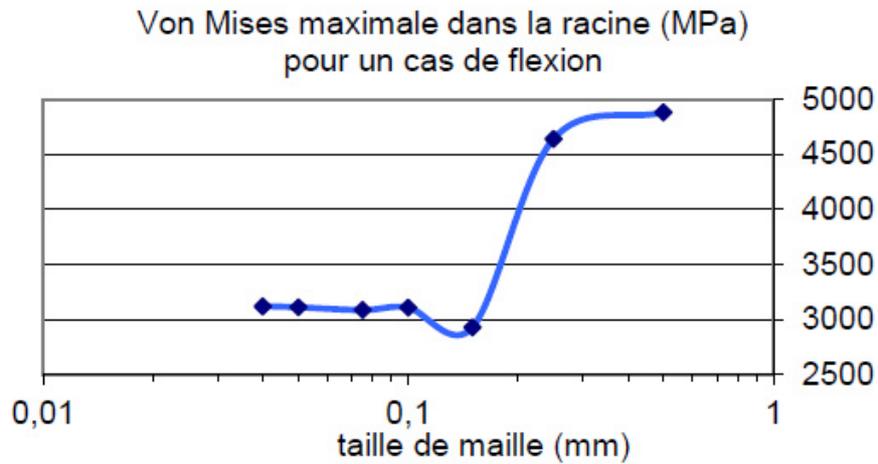


Figure III-62 Contrainte de von Mises à la racine en fonction de la taille de maille (3D)

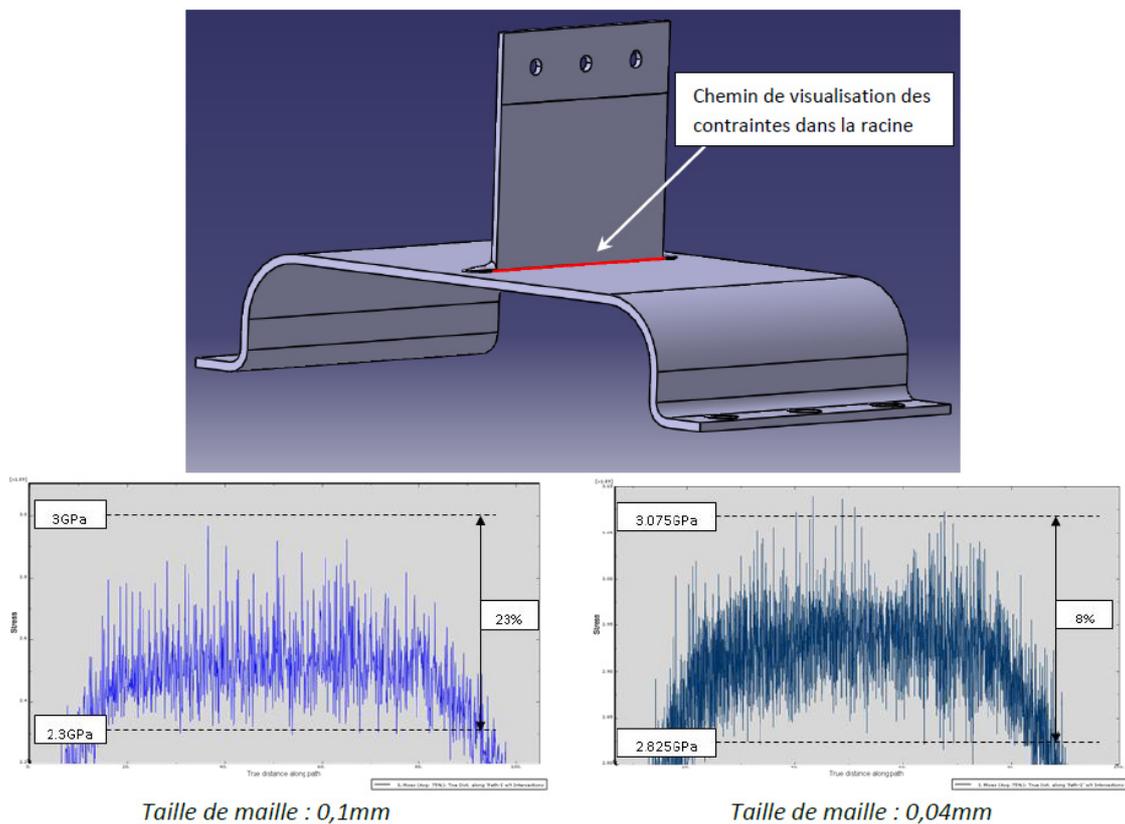


Figure III-63 Évolution de la contrainte de von Mises dans la racine suivant la taille de maille

Afin d’effectuer la corrélation avec les résultats expérimentaux provenant de l’éprouvette instrumentée présentée dans III.2.3, le maillage a été également optimisé sur l’emplacement des jauges de déformation. La taille de maille appliquée dans cette région sera de 0,5 mm.

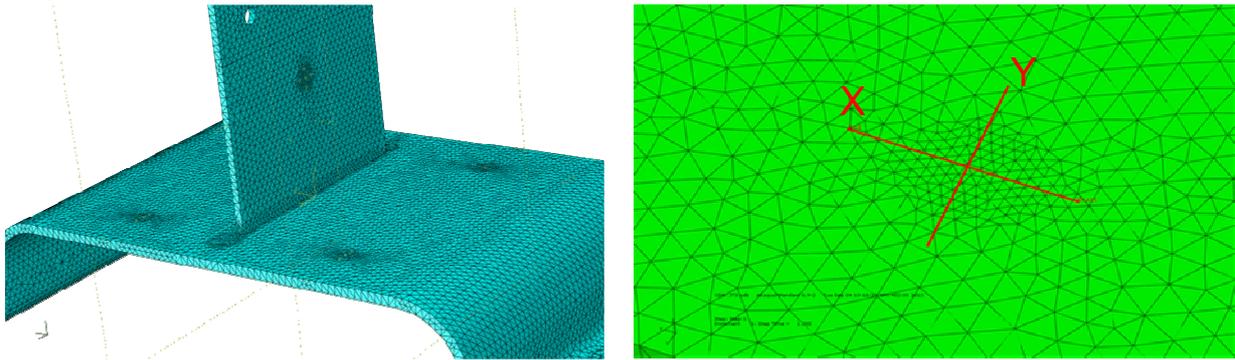


Figure III-64 Modèle d'éléments finis volumique et zone affinée pour le calcul des jauges de déformation

Le Tableau III-10 synthétise les caractéristiques du modèle EF 3D proposé.

Tableau III-10 Caractéristiques du modèle EF 3D

Type de maillage :	Tétraédrique
Type d'interpolation :	Quadratique
Maillage global (taille de maille) :	3 mm
Maillage local aux pieds de cordon (taille de maille) :	0,3 mm
Maillage local à la racine (taille de maille) :	40 μ m
Maillage local à l'emplacement des jauges de déformation (taille de maille) :	0,5 mm
Nombre total de mailles :	10e6
Temps de calcul statique (4 processeurs dual core AMD Opteron 275 2.2GHz):	1h40

Les calculs seront réalisés en élasticité linéaire. L'éprouvette est modélisée en un seul matériau (acier $E=210\text{GPa}$ et $\nu=0,3$) sans différencier les régions du cordon de soudure (I.1). En effet, nous envisageons de développer une méthodologie facilement applicable en industrie, dont l'objectif est d'évoluer vers une modélisation simplifiée de l'assemblage et d'utiliser l'identification de paramètres du critère de fatigue pour apporter le maximum d'information sur le comportement du joint soudé (l'approche de calcul sera développée dans III.8). Nous choisissons ainsi de modéliser explicitement la géométrie, les autres paramètres (gradient matériau/micro structure, contraintes résiduelles...) seront abordés de façon indirecte.

III.6.2.1. Étude des conditions de limites du modèle EF

L'objectif de cette étude est d'évaluer les possibles efforts parasites induits par le montage et sa répercussion sur le calcul. Ainsi, il sera possible d'estimer l'erreur commise en utilisant des conditions de limites « idéales ». L'étude sera réalisée à l'aide de l'éprouvette instrumentée présentée dans III.2.3 et du modèle éléments finis volumique présenté dans

III.6.2. Pour des raisons de temps, cette étude sera réalisée uniquement sur les essais de traction (III.2.2.1).

La première étape consiste à évaluer les efforts induits par le montage sur l'éprouvette au « zéro » de charge. Pour ce faire, la valeur de référence de jauges de déformation est mise à zéro avant montage, l'éprouvette est ensuite montée et les valeurs des déformations sont enregistrées. Finalement, l'éprouvette est démontée et on vérifie si les valeurs de déformation sont retournées à zéro, pour assurer la fiabilité de la technique et éviter toute dérive de mesure. Les résultats sont réunis dans le Tableau III-11, donnant les déformations principales ($\mu\text{m/m}$) et les directions principales (en degrés, par rapport à la direction 1 des rosettes - III.2.3) pour deux opérations de montage d'éprouvette différentes.

Tableau III-11 Lecture des jauges de déformation ($\mu\text{m/m}$) pour le montage de l'essai de traction

éprouvette instrumentée	jauge 1			jauge 3			jauge 2			jauge 5		
	max	min	φ									
Montage 1	75	-30	18	54	-35	-4	46	-48	1	145	-6	-43
Montage 2	82	-21	21	47	-39	3	52	-40	-10	139	-8	-44

Il s'avère que le comportement de l'éprouvette est assez symétrique, nous pouvons nous concentrer seulement sur l'analyse des rosettes R1, R2, R3 et R5 (Figure III-11). Le Tableau III-11 présente les résultats pour deux séries de montage/démontage pour une même éprouvette. Cette opération permet d'estimer l'erreur de la méthodologie de mesure et, en conséquence, estimer l'erreur admise par simulation. Ainsi, nous pouvons considérer acceptable une variation d'une dizaine de microdéformations pour la valeur de la déformation principale et également une dizaine de degrés pour les directions principales associées (φ).

Avant de passer à l'étape d'affinage des conditions aux limites du modèle éléments finis, nous allons vérifier qu'en appliquant une sollicitation simple dont les résultats expérimentaux sont connus, on obtient en simulation le même état de déformation. Pour ce faire, l'éprouvette instrumentée est sollicitée en traction à 3kN. A ce niveau d'effort le comportement est purement élastique. Les valeurs de déformations principales mesurées par les jauges de déformation sont alors comparées à celles du modèle d'éléments finis. Les valeurs numériques sont obtenues par une moyenne de la valeur de déformation au point d'intégration de cinq éléments distribués dans la surface de la région représentative de la jauge de déformation. Les résultats sont présentés au Tableau III-12.

Tableau III-12 Déformations principales ($\mu\text{m}/\text{m}$) pour une traction de 3kN (essais et simulation)

	jauge 1		jauge 2		jauge 3		jauge5	
	max	min	max	min	max	min	max	min
Éprouvette instrumentée (3kN) – Expérimental	180	-39	187	-41	36	-131	76	-12
Simulation (Traction 3kN) – Conditions Limites « théoriques »	142	-48	126	-43	16	-119	43	-10

Malgré l'utilisation de conditions aux limites « théoriques » (Figure III-57 et Figure III-58), la simulation représente correctement la tendance et l'ordre de grandeur des valeurs. La disparité entre les valeurs expérimentales et numériques peut arriver jusqu'à 30%. Il faut garder à l'esprit, que ces différences tiennent compte des imprécisions de positionnement de l'éprouvette au montage et du positionnement des jauges de déformation lors du collage. Également, la zone de relevé des déformations sur le modèle numérique est légèrement plus petite que la surface recouverte par les jauges de déformation, ainsi une erreur due au gradient de contraintes peut subsister.

Nous allons maintenant tenter d'identifier les précontraintes induites par le montage afin de les reproduire sur les conditions aux limite du modèle numérique et d'évaluer leur impact sur le résultat final du calcul. Une étude de la conception du montage a permis d'identifier un scénario pour expliquer l'origine des déformations présentées au Tableau III-11.

Tout d'abord nous allons analyser le mors de fixation marqué par la lettre « A » sur la Figure III-65. Cette pièce est responsable de l'application du chargement à la plaque de l'éprouvette MS4. Lors du montage de l'éprouvette, la machine est pilotée en mode « contrôle de charge », ainsi ni traction, ni torsion ne peuvent être appliquées à la plaque, il reste donc la flexion. Pour déterminer le niveau de l'effort de flexion à appliquer sur la plaque afin d'obtenir des conditions similaires à celles constatées expérimentalement, on minimise l'écart quadratique de la réponse obtenue par la simulation avec la valeur mesurée pour la jauge R5, l'écart quadratique étant la somme des carrés des différences entre simulation et expérience. Cette technique a permis de déterminer une valeur de 136,4N d'effort flexion. Le Tableau III-13 présente les valeurs des déformations principales au niveau de la jauge R5 obtenues expérimentalement (sont reprises les valeurs du Tableau III-11) et numériquement. Cette sollicitation n'a pas d'influence sur la valeur mesurée au niveau de jauges de l'oméga.

Tableau III-13 Déformations principales à la jauge R5 pour des cas de flexion

	Déformation principale ($\mu\text{m/m}$)	
	max	min
Expérimentale – Montage 1 (Jauge R5)	145	-6
Expérimentale – Montage 2 (Jauge R5)	139	-8
Simulation – Flexion 136,4N	143	-19

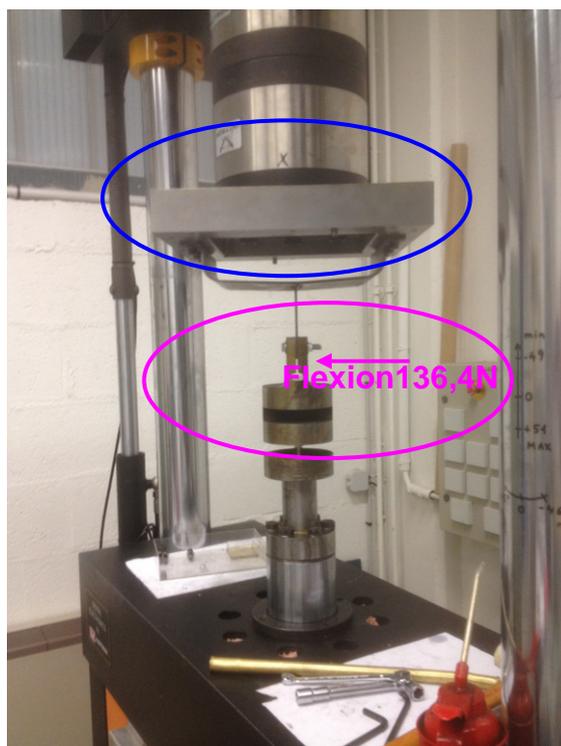


Figure III-65 Montage utilisé pour les essais de traction sur MS4

En ce qui concerne la fixation de l'oméga (« B » sur la Figure III-65), plusieurs possibilités peuvent être envisagées. Après l'observation de l'éprouvette posée sur un marbre (Figure III-66), on constate un léger défaut d'angle au niveau du pliage des pieds. On peut considérer que lors du montage ce défaut induit une légère rotation. Cependant, ce type de sollicitation ne permet pas de retrouver dans le calcul un état de déformations comparable à celui mesuré à l'aide de jauges de déformation (Tableau III-11).

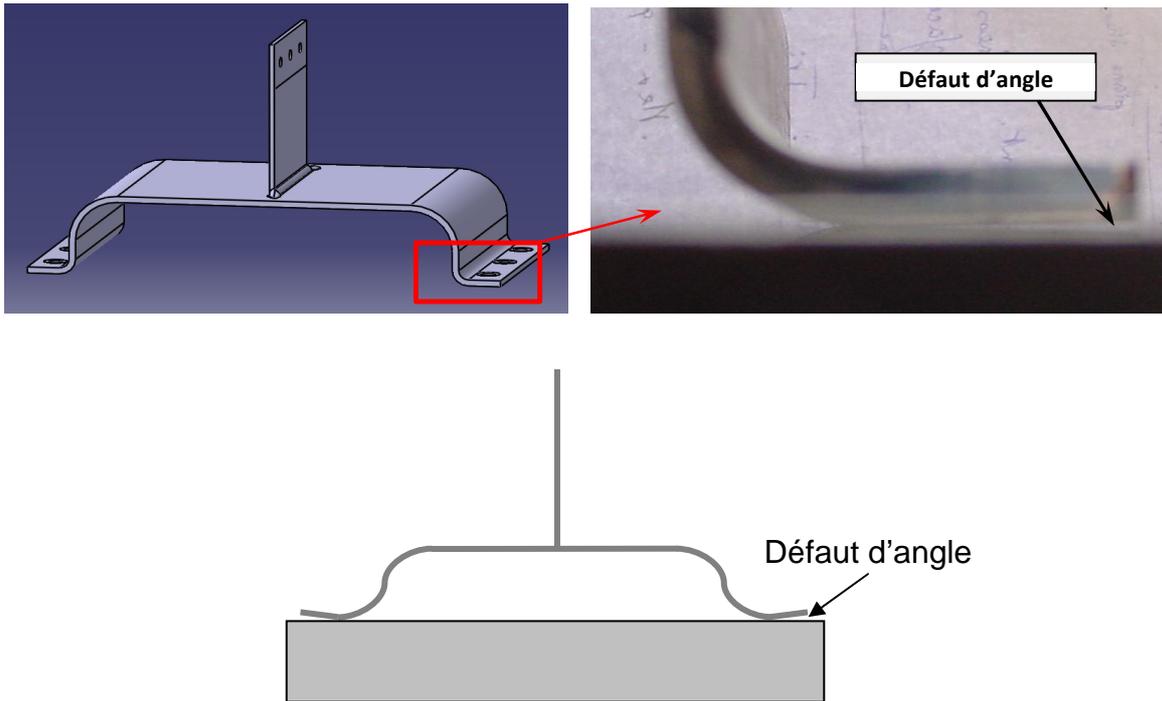


Figure III-66 Défaut d'angle au pied de l'éprouvette MS4

Nous supposons alors un possible vrillage de l'éprouvette. Cette situation présentée sur la Figure III-67 permet de retrouver des directions des déformations principales similaires à celles obtenues par les jauges R1, R2 et R3 (Tableau III-11).

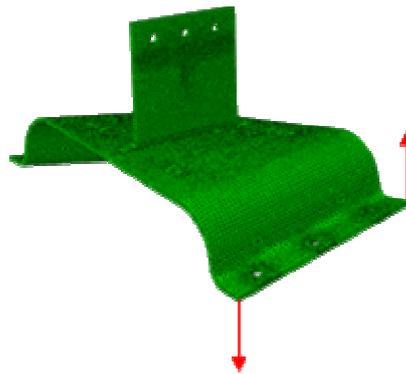


Figure III-67 Vrillage sur éprouvette MS4

L'optimisation, vis à vis de l'écart quadratique, entre le résultat de la simulation et de l'expérience, permet d'obtenir la valeur de 0,446mm, imposée aux pieds de l'oméga.

Tableau III-14 Comparaison des déformations ($\mu\text{m/m}$) de l'oméga (mesures et vrillage simulé)

	jauge 1		jauge 2		jauge 3	
	max	min	max	min	max	min
Expérimental – Montage 1	75	-30	54	-35	46	-48
Expérimental – Montage 2	82	-21	47	-39	52	-40
Simulation – Vrillage 0,446mm	50	-49	46	-49	48	-46

Ainsi, un effort de flexion 136,4N combiné à un vrillage de 0,446 mm, permet de retrouver un état de déformations très proche des précontraintes de montage. Le Tableau III-15 synthétise l'écart constaté.

Tableau III-15 Comparaison des déformations principales ($\mu\text{m/m}$) pour l'éprouvette MS4 (mesures et modèle d'éléments finis avec conditions aux limites affinées)

Éprouvette instrumentée	jauge 1		jauge 2		jauge 3		jauge 5	
	max	min	max	min	max	min	max	min
Expérimentale – Montage 1	75	-30	54	-35	46	-48	145	-6
Expérimentale – Montage 2	82	-21	47	-39	52	-40	139	-8
Moyenne Expérimentale	78,5	-25,5	50,5	-37	49	-44	142	-7
Simulation (vrillage 0,446 + flexion)	50	-49	46	-49	48	-46	143	-19
Écart moyen expérimental - simulation ($\mu\text{m/m}$)	28,5	23,5	4,5	12	1	2	-1	12

La Figure III-68 présente la répartition des contraintes de von Mises en racine d'un chargement de traction de 1kN pour les conditions aux limites « théoriques » et « affinées ». L'affinage des conditions limites modifie légèrement la répartition de contraintes autour de la racine. Néanmoins la valeur locale en racine basse reste similaire pour les deux cas. Ainsi, dans un premier temps, il semble suffisant de réaliser la suite de l'étude sur des conditions limites « théoriques ». Cela permettra notamment de simplifier la démarche de calcul.

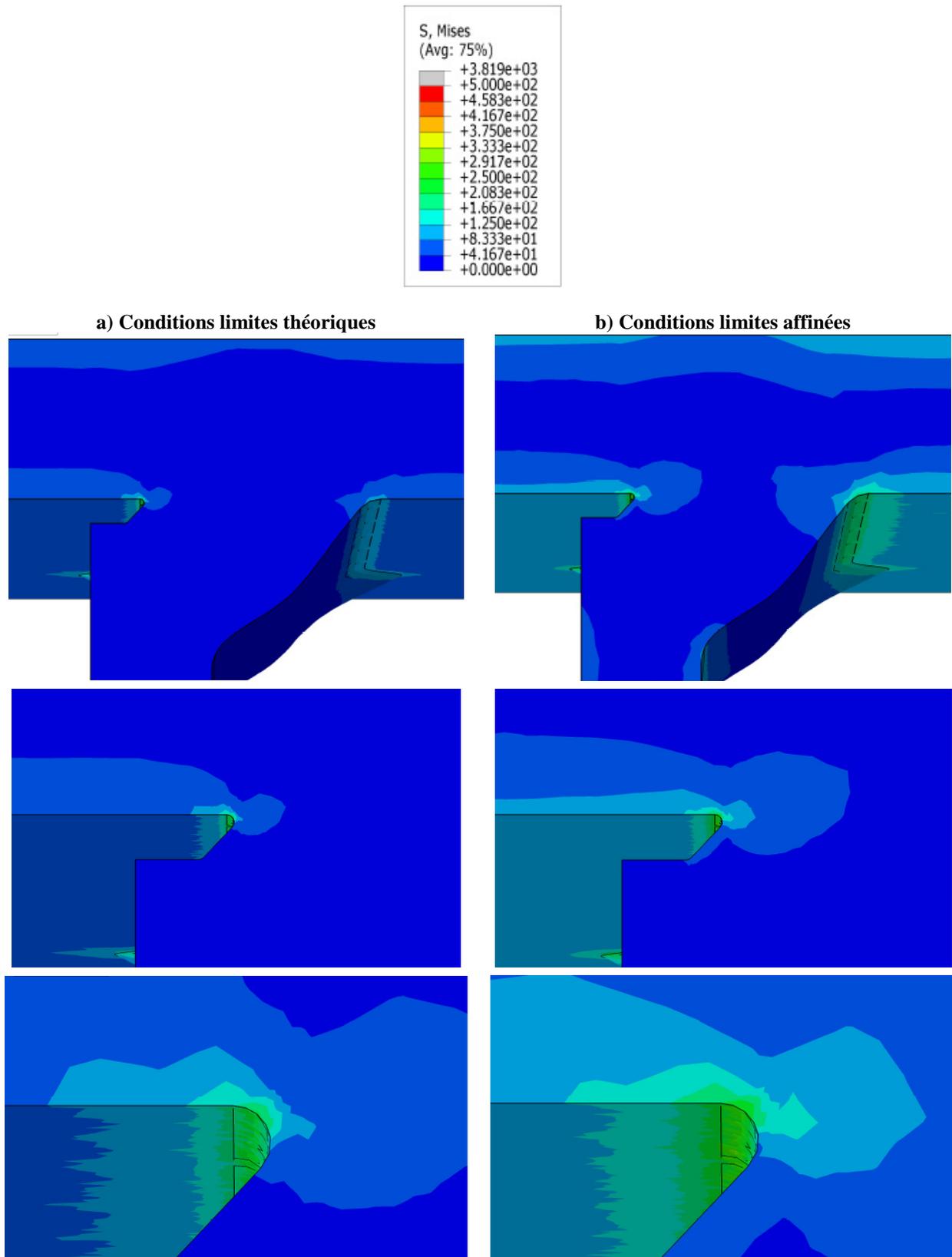


Figure III-68 Comparaison des contraintes de von Mises (MPa) dans la racine du cordon pour un chargement de traction de 1kN (conditions limites théoriques et conditions limites affinées)

III.6.3. Modèle 2D simplifié

Il s'avère que l'utilisation d'un modèle d'éléments finis volumique mène à des temps de calcul importants pour les simulations de fatigue. Le temps de calcul constaté pour un maillage optimisé est de l'ordre de 1h40 pour un simple calcul statique (pas de post traitement en fatigue) en élasticité linéaire sur 4 processeurs (dual core AMD Opteron 275 2.2GHz) d'un cluster de calcul. En plus, à l'échelle d'une mini structure, l'utilisation d'un maillage très fin aux points critiques du joint soudé (pieds et racine) rend la manipulation du modèle très lourde (affichage très lent). Si l'analyse se concentre seulement sur le « cœur » du cordon sans prendre en compte la globalité de l'éprouvette, le modèle peut être réduit à une tranche 2D.

En prenant en compte l'épaisseur importante de l'éprouvette, nous pouvons émettre l'hypothèse que les déformations hors plan sont négligeables. Ainsi, un modèle de déformations planes est proposé. Les conditions aux limites sont similaires à celles proposées pour le modèle 3D (III.6.2). L'oméga est encastré dans les deux extrémités (Figure III-69).

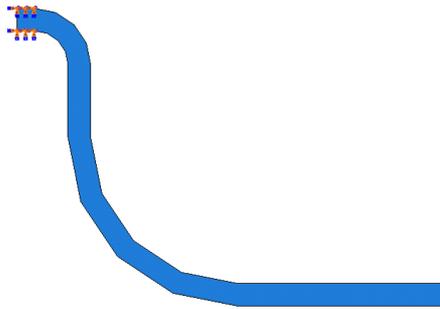


Figure III-69 Conditions aux limites du modèle EF 2D : Encastrement aux pieds de l'oméga

La sollicitation de traction est modélisée par une pression distribuée de façon uniforme sur la surface supérieure de la plaque (Figure III-70).

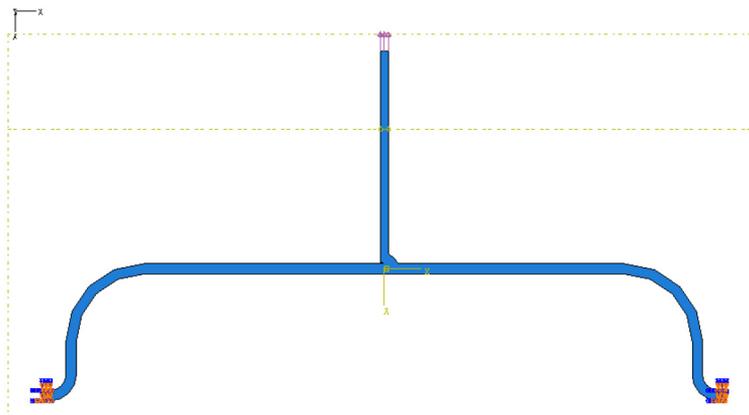


Figure III-70 Modélisation de la sollicitation de traction

La sollicitation de flexion (Figure III-71) est modélisée par une pression distribuée uniformément sur une surface représentative du dispositif expérimental présenté dans III.2.2.2.

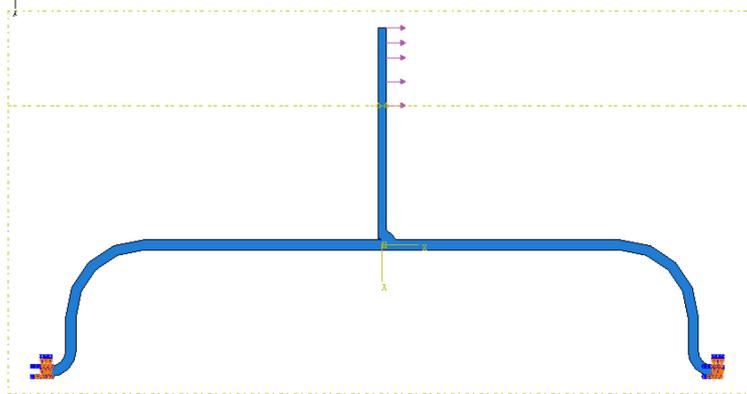


Figure III-71 Modélisation de la sollicitation de flexion

Le gain de temps de calcul permet également d'améliorer la modélisation de la racine du joint soudé et le maillage du modèle. Le rayon local en racine de 100 μm proposé pour le modèle 3D (Figure III-56) est remplacé par 50 μm , cette valeur est plus représentative du fort effet d'entaille rencontré en racine.



Figure III-72 Rayon local en racine haute et basse pour le modèle EF 2D

Afin, d'obtenir la finesse nécessaire pour la suite de l'étude, le maillage est fortement densifié globalement et localement. Le nombre d'éléments étant suffisant pour assurer la convergence, une interpolation de type linéaire est utilisée afin de réduire le temps de calcul.

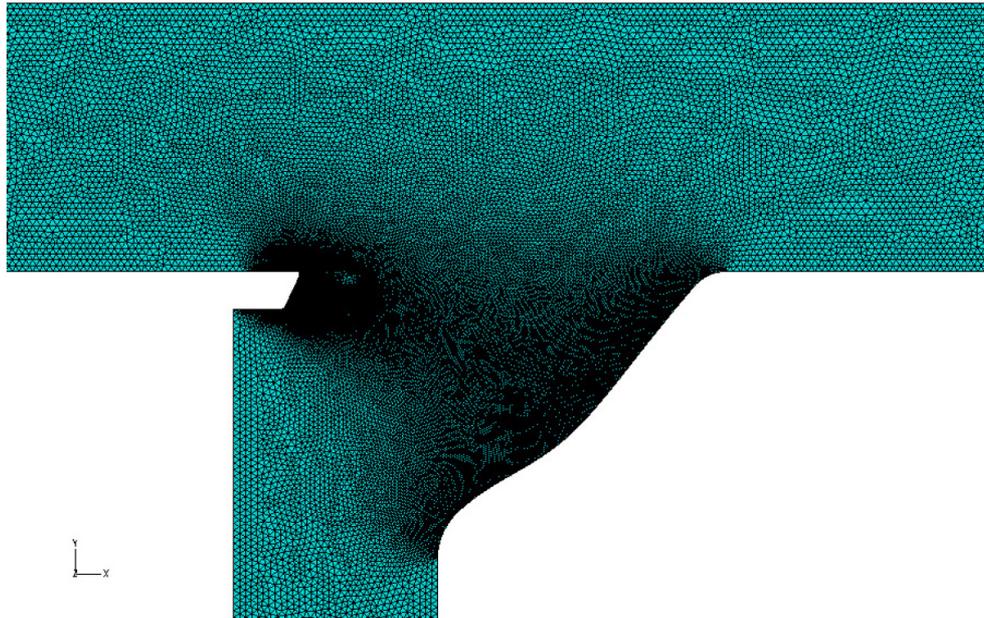


Figure III-73 Maillage du joint soudé pour le modèle EF 2D

Le Tableau III-16 synthétise les caractéristiques du modèle EF 2D déformations planes proposé.

Tableau III-16 Caractéristiques du modèle EF 2D déformations planes

Type de maille :	Triangulaire
Type d'interpolation :	Linéaire
Maillage global :	0,1 mm
Maillage local aux pieds de cordon :	30 μm
Maillage local à la racine :	5 μm
Nombre total de mailles :	400 000
Temps de calcul (4 processeurs dual core AMD Opteron 275 2.2GHz):	5 minutes

Le modèle 2D déformations planes proposé sera maintenant confronté au modèle 3D afin d'évaluer sa pertinence pour la suite de l'étude. Pour ce faire, nous allons analyser les distributions et les valeurs locales des contraintes pour un chargement de traction et de flexion ouverture racine, tous les deux d'une magnitude de 2kN.

Intéressons-nous tout d'abord à la distribution des contraintes de von Mises en proximité des points critiques du joint soudé (points de concentration de contraintes). Pour le chargement de traction, les points étudiés sont la racine basse et le pied bas (Figure III-74), alors que pour la flexion nous allons étudier la racine basse et les pieds haut et bas (Figure III-75). Les répartitions de contraintes sont très similaires pour les deux modèles. Pour le cas de traction (Figure III-74) nous pouvons observer un volume affecté par l'effet d'entaille en racine légèrement supérieur dans le modèle 2D. Cela peut être justifié par le rayon local de la

racine basse deux fois plus petit sur le modèle 2D en comparaison au modèle 3D. En effet, pour le cas de chargement de traction cela génère des valeurs locales plus élevées sur le modèle 2D, ce point sera détaillé lors de l'analyse locale de contraintes. Globalement, en comparaison au modèle 2D, le modèle 3D présente une répartition de contraintes moins homogène en raison de l'impossibilité d'avoir un maillage suffisamment raffiné (III.6.2).

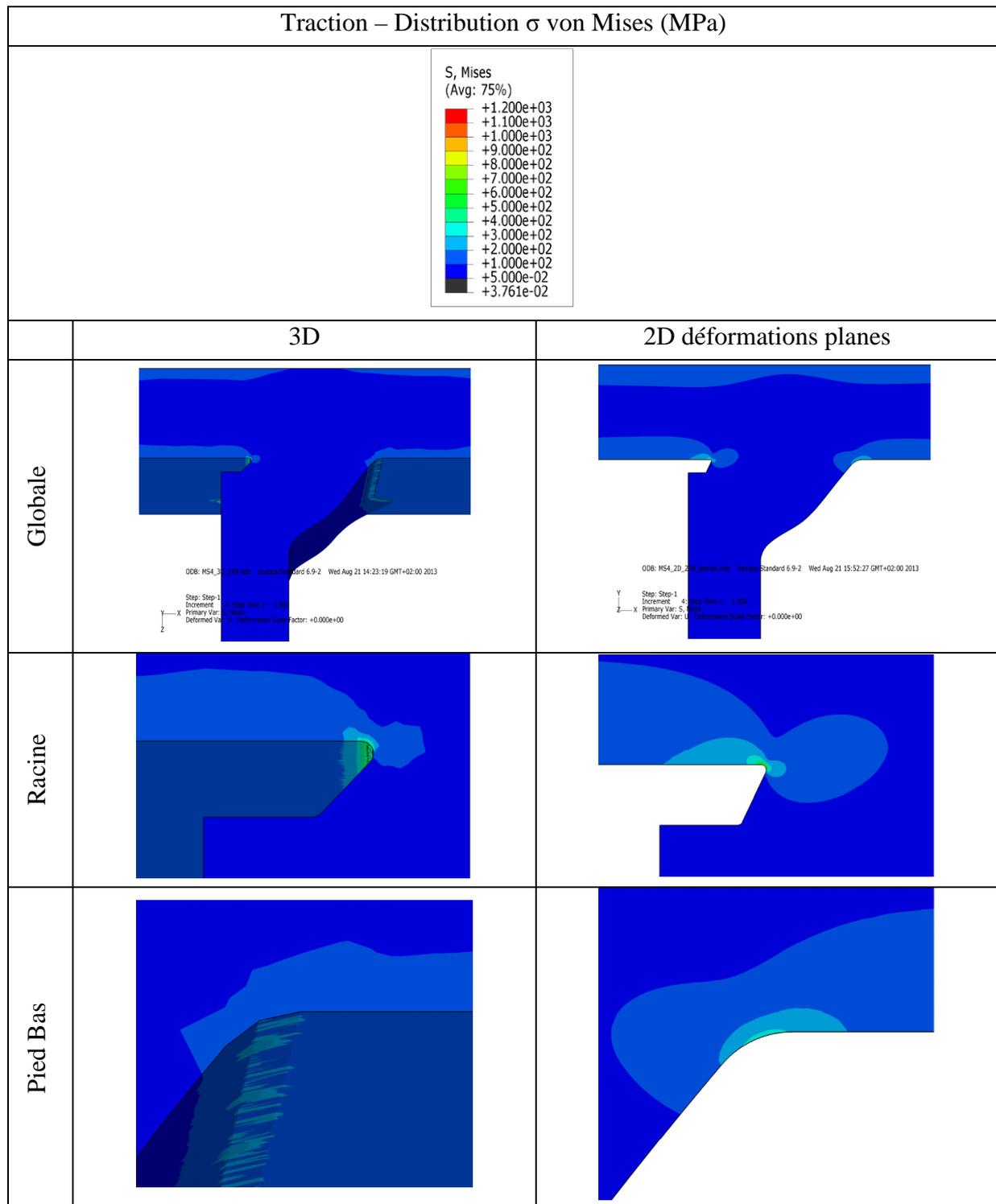


Figure III-74 Distribution des contraintes de von Mises (MPa) en proximité du joint soudé pour le modèle volumique et le modèle 2D déformations planes - Traction

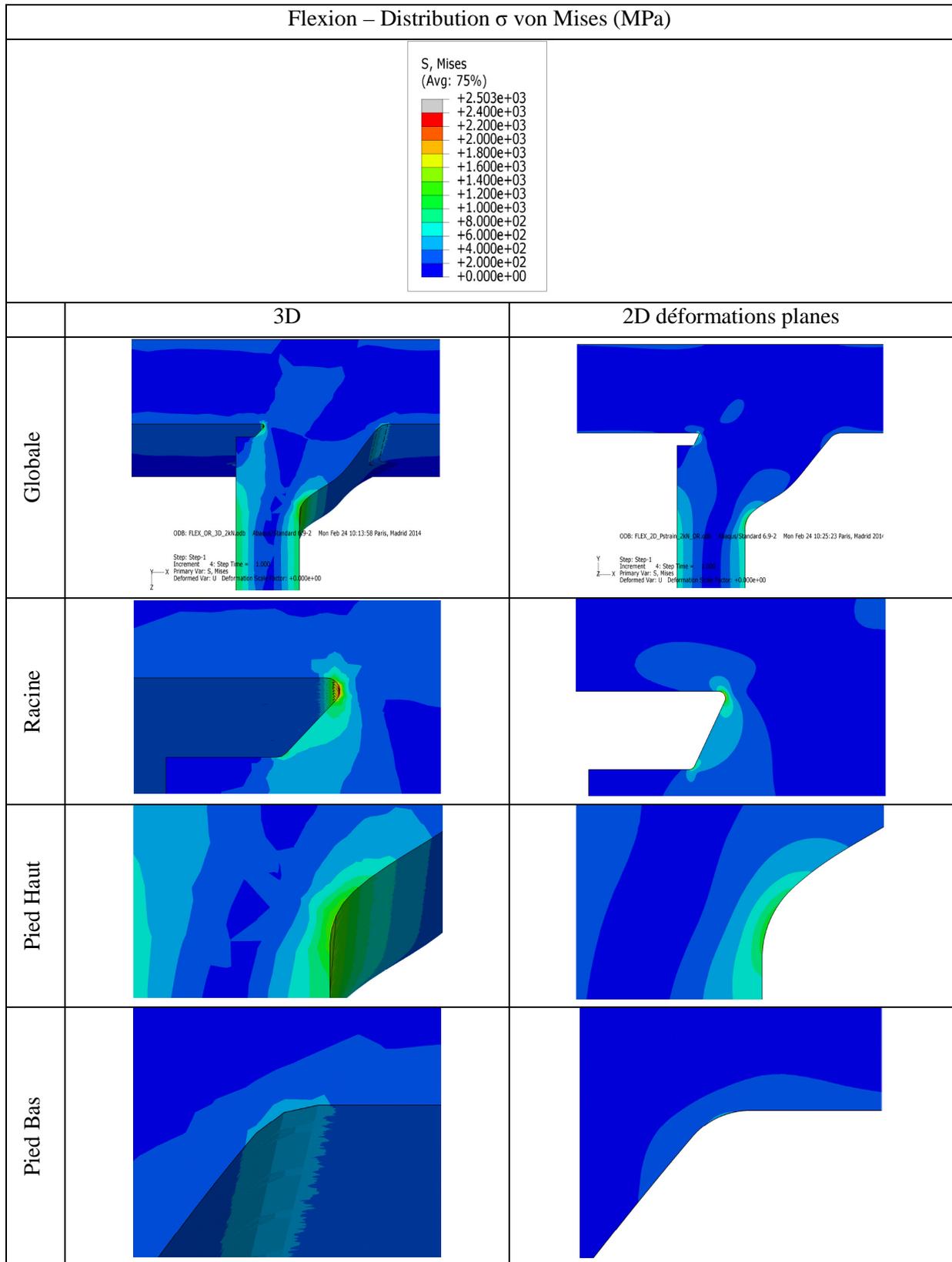


Figure III-75 Distribution des contraintes de von Mises (MPa) en proximité du joint soudé pour le modèle volumique et le modèle 2D déformations planes - Flexion

Concentrons-nous maintenant sur les valeurs locales de la contrainte de von Mises aux points critiques du joint soudé pour les deux cas de chargement : traction – Figure III-76 et flexion – Figure III-77. Tout d’abord, l’observation des contraintes locales laisse clairement apparaître les limitations du maillage du modèle volumique pour une étude plus approfondie. Tenant compte de la dimension de l’éprouvette et de l’équipement informatique disponible, il a été impossible d’obtenir un maillage plus fin que $40\ \mu\text{m}$ en racine et $0.3\ \text{mm}$ en pied haut et bas. L’utilisation d’un maillage plus fin rend impossible la manipulation du modèle numérique et mène à des temps de calcul prohibitifs dans la durée d’une thèse. Un effet très marqué de l’entaille en racine basse est constaté pour la sollicitation de traction. En effet, la réduction du rayon local de $100\ \mu\text{m}$ sur le modèle 3D à $50\ \mu\text{m}$ sur le modèle 2D induit une valeur locale de la contrainte de von Mises deux fois plus grande sur le modèle 2D. Comme nous avons présenté au début de cette section, nous profitons de la possibilité d’avoir un maillage très fin sur le modèle 2D pour améliorer la modélisation locale de la racine. En effet, le rayon de $50\ \mu\text{m}$ est plus représentatif de la forte entaille constatée en racine basse. D’autre part, la sollicitation de flexion semble beaucoup moins sensible à l’effet de la modification du rayon local en racine, nous constatons des valeurs similaires pour les deux modèles. Concernant les pieds hauts et bas, les valeurs de contraintes restent dans le même ordre de grandeur pour les deux modèles étudiés.

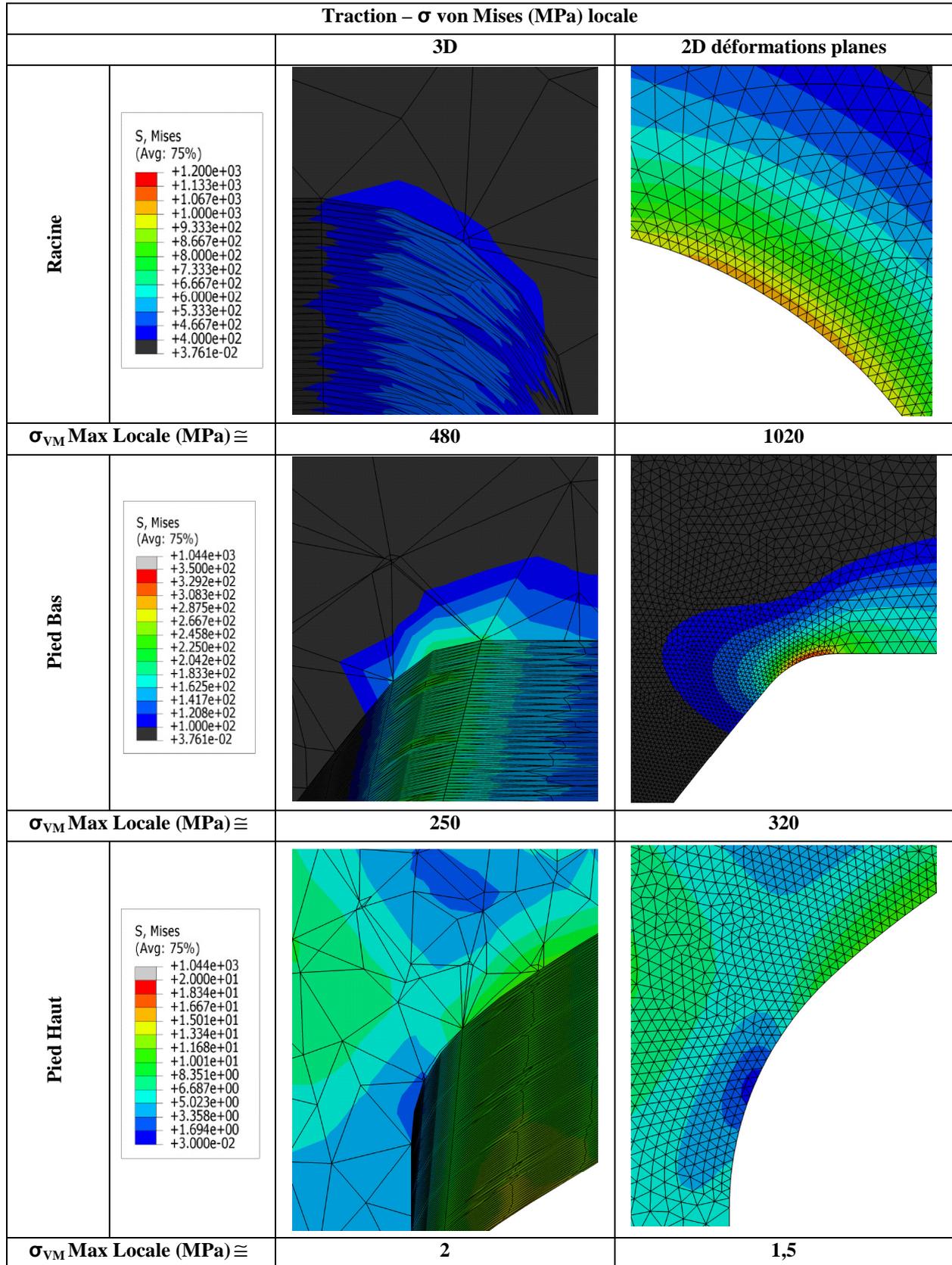


Figure III-76 Contraintes locales de von Mises (MPa) au joint soudé pour le modèle volumique et le modèle 2D déformations planes – Traction

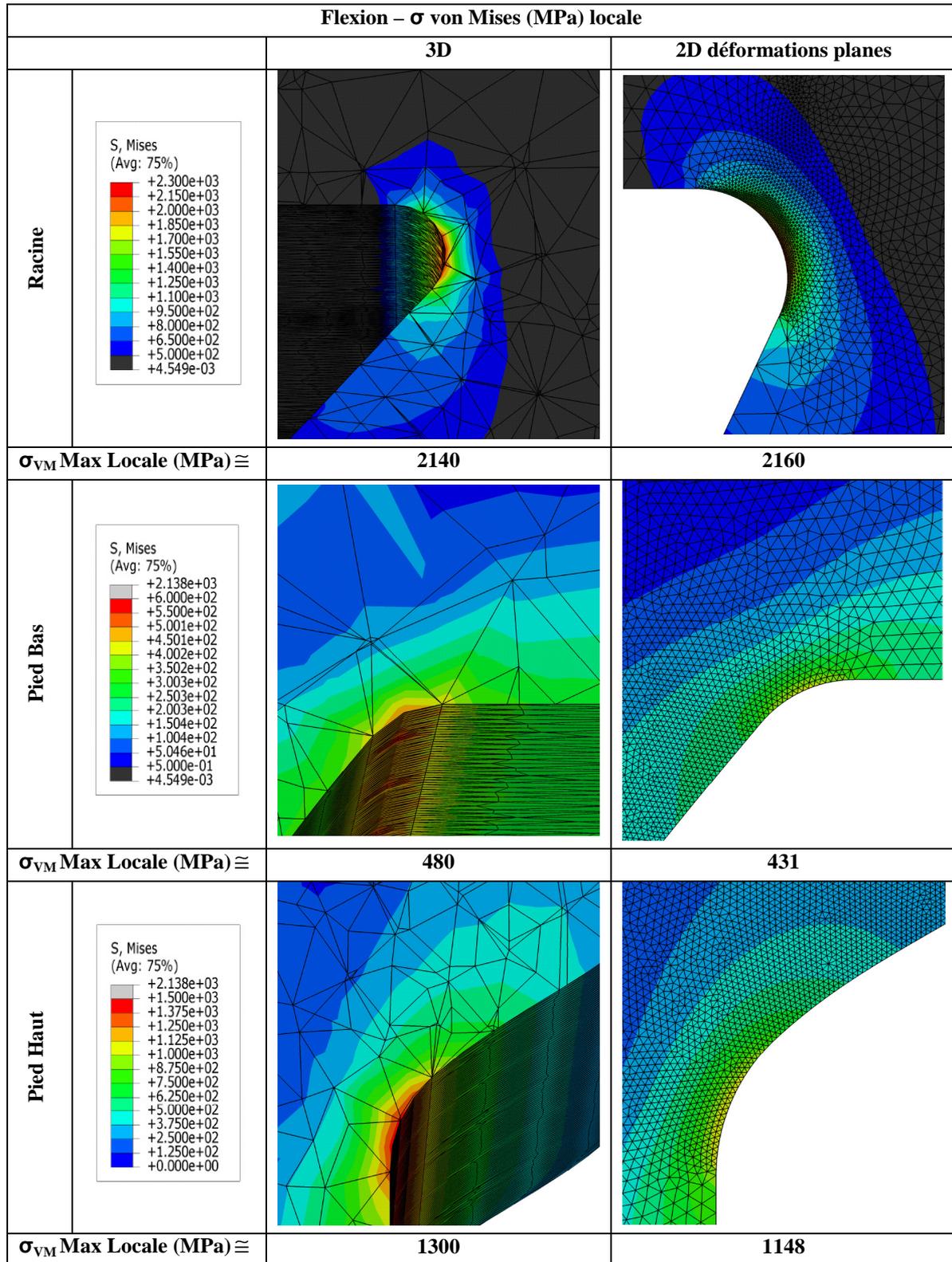


Figure III-77 Contraintes locales de von Mises (MPa) au joint soudé pour le modèle volumique et le modèle 2D déformations planes – Flexion

Si la même analyse est réalisée pour chaque composante du tenseur de contraintes (traction – Figure III-78, flexion – Figure III-79), nous constatons globalement les mêmes caractéristiques rencontrées sur l'étude des contraintes de von Mises. Les répartitions de contraintes restent très similaires et les valeurs locales sont du même ordre de grandeur pour toutes les composantes, à l'exception du cas spécifique de la racine basse en traction, où la modification du rayon local produit un fort effet d'entaille. De plus, nous pouvons observer des valeurs de contraintes hors plan (σ_{xy} , σ_{yz}) négligeables sur le modèle 3D, ce qui confirme la pertinence de l'utilisation d'un modèle 2D à déformations planes.

Traction – Composantes du tenseur de contraintes (MPa)		
	3D	2D déformations planes
σ_{xx}		
Max Racine	470	1015
Max Pied Bas	260	362
σ_{yy}		
Max Racine	190	360
Max Pied Bas	85	131

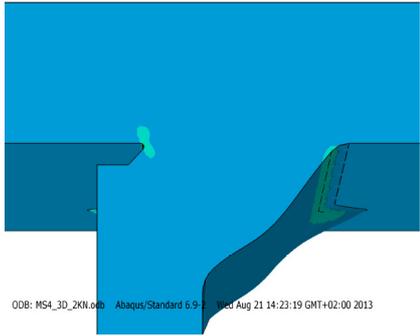
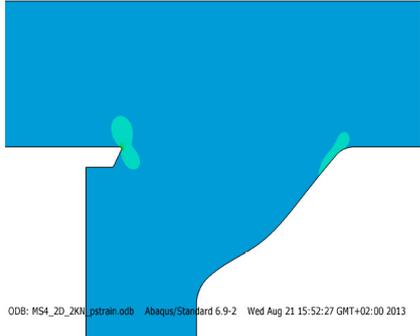
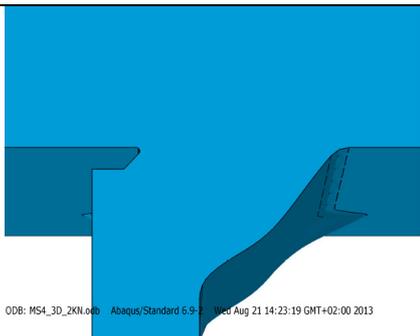
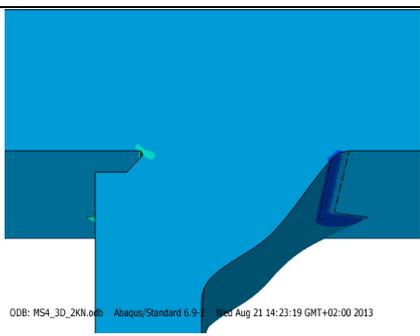
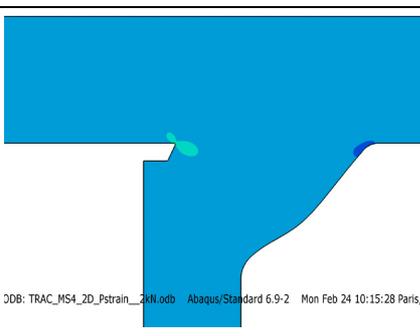
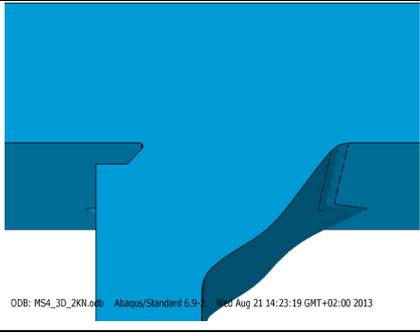
σ_{ZZ}	 ODB: MS4_3D_2KN.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Wed Aug 21 14:23:19 GMT+02:00 2013	 ODB: MS4_2D_2KN_pstrain.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Wed Aug 21 15:52:27 GMT+02:00 2013
Max Racine	355	767
Max Pied Bas	77	119
σ_{xy}	 ODB: MS4_3D_2KN.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Wed Aug 21 14:23:19 GMT+02:00 2013	
Max Racine	0	
Max Pied Bas	0	
σ_{XZ}	 ODB: MS4_3D_2KN.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Wed Aug 21 14:23:19 GMT+02:00 2013	 ODB: TRAC_MS4_2D_pstrain_2KN.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Mon Feb 24 10:15:28 Paris,
Max Racine	275	567
Max Pied Bas	-103	-151
σ_{yz}	 ODB: MS4_3D_2KN.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Wed Aug 21 14:23:19 GMT+02:00 2013	
Max Racine	0	
Max Pied Bas	0	

Figure III-78 Comparaison des composants du tenseur de contraintes (MPa) en proximité du joint soudé pour le modèle volumique et le modèle 2D déformations planes – Traction

Flexion – Composantes du tenseur de contraintes (MPa)		
	<p>(Avg: 75%)</p> <p> +2.800e+03 +2.425e+03 +2.050e+03 +1.675e+03 +1.300e+03 +9.250e+02 +5.500e+02 +1.750e+02 -2.000e+02 -5.750e+02 -9.500e+02 -1.325e+03 -1.700e+03 </p>	
	3D	2D déformations plane
σ_{xx}	<p>ODB: FLEX_OR_3D_2kN.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Mon Feb 24 10:13:58 Paris, Madrid 2014</p>	<p>ODB: FLEX_2D_Pstrain_2kN_OR.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Mon Feb 24 10:25:23 Paris, Madrid 2014</p>
Max Racine	1418	1044
Max Pied Haut	576	479
σ_{yy}	<p>ODB: FLEX_OR_3D_2kN.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Mon Feb 24 10:13:58 Paris, Madrid 2014</p>	<p>ODB: FLEX_2D_Pstrain_2kN_OR.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Mon Feb 24 10:25:23 Paris, Madrid 2014</p>
Max Racine	754	757
Max Pied Haut	-500	-415
σ_{zz}	<p>ODB: FLEX_OR_3D_2kN.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Mon Feb 24 10:13:58 Paris, Madrid 2014</p>	<p>ODB: FLEX_2D_Pstrain_2kN_OR.odb Abaqus/Standard 6.9-2 Mon Feb 24 10:25:23 Paris, Madrid 2014</p>
Max Racine	2366	2391
Max Pied Haut	1436	1270

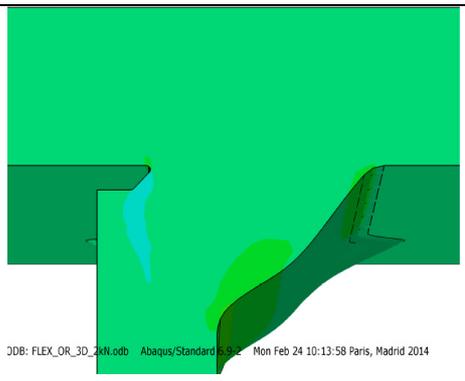
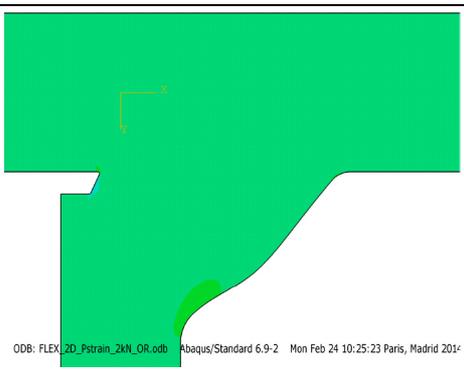
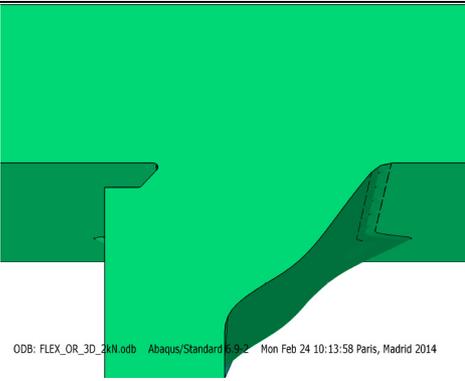
σ_{xy}		
Max Racine	0	
Max Pied Haut	0	
σ_{xz}		
Max Racine	1099	1093
Max Pied Haut	624	530
σ_{yz}		
Max Racine	0	
Max Pied Haut	0	

Figure III-79 Comparaison des composants du tenseur de contraintes (MPa) en proximité du joint soudé pour le modèle volumique et le modèle 2D déformations planes – Flexion

Ainsi, l'utilisation d'un modèle 2D déformations planes semble une bonne approximation (à part le cas spécifique de la racine en traction, l'erreur reste inférieure à 11%) du comportement au cœur du cordon et peut être utilisée pour la suite des études afin de réduire le temps de calcul. Nous observons des niveaux et des répartitions de contraintes comparables entre les deux modèles. De plus, le modèle 2D déformations planes permet l'utilisation d'un maillage beaucoup plus raffiné. Ainsi le gradient de contraintes est plus

uniforme et permettra une étude plus fine de la région en proximité des entailles (pieds et racine).

III.7. Influence de la variabilité du cordon de soudure

Le modèle 2D développé dans III.6.3 sera maintenant utilisé pour étudier l'influence de la variabilité géométrique (III.6.1.1) sur la distribution des contraintes. Pour ce faire, on fera varier un paramètre autour de sa valeur moyenne (en utilisant les écarts types calculés dans Tableau III-9) et on observera son influence sur la contrainte de von Mises locale au point de rupture liée à sollicitation appliquée. L'influence d'un paramètre est définie par le pourcentage de variation de la contrainte locale entre le calcul réalisé avec la géométrie extrême et le calcul réalisé avec la géométrie moyenne. Deux cas seront étudiés : la traction et la flexion.

La racine sera traitée d'une manière particulière pour pouvoir rester conforme aux observations. En effet, lorsque l'on fait varier indépendamment chaque paramètre lié à la racine (R_h et R_b), on modifie fortement l'angle de la racine et l'état de contraintes dans cette zone, comme le montre la Figure III-80. C'est pourquoi, étant donné que dans les observations ce cas de figure n'apparaît pas, on a choisi de faire varier la position globale de la racine en gardant la même inclinaison (on ne tient donc pas compte des résultats obtenus en faisant varier le paramètre R_h seul). Un rayon de $50\ \mu\text{m}$ (III.6.3) sera utilisé, sur les deux extrémités de la racine, afin de simuler le fort effet d'entaille rencontré sur cette zone.

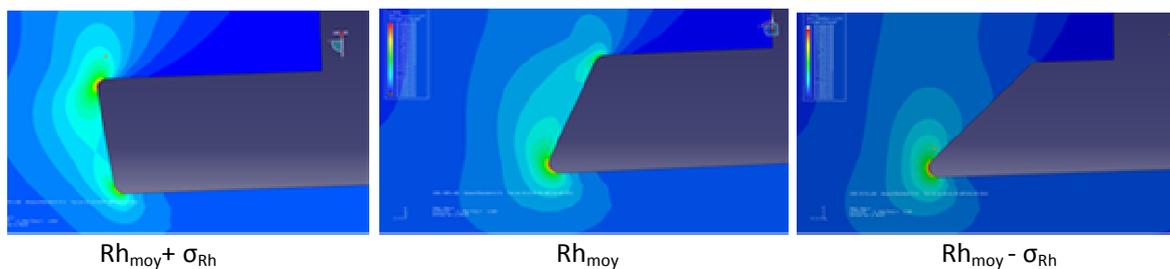


Figure III-80 Contrainte de von Mises dans la racine suivant la position de R_h

III.7.1. Traction

Le modèle 2D (III.6.3) est initialement soumis à la traction statique avec un effort arbitraire de $0,5\text{kN}$. La Figure III-81 présente la répartition de contraintes de von Mises sur le modèle représentatif de la géométrie moyenne du cordon. Nous pouvons observer une forte concentration de contraintes et une valeur locale élevée (263MPa – valeur locale sans prise en compte du gradient) à la racine basse, cette valeur est environ 3,5 fois supérieure à la valeur prélevée en pied bas et 1000 fois supérieure à la valeur prélevée en pied haut. En effet, la

racine basse correspond au site de rupture identifié pendant les essais de fatigue présentés dans III.4.1. Ainsi, l'influence de la variation de la géométrie du cordon sur la concentration de contraintes sera étudiée uniquement au site de rupture (racine basse).

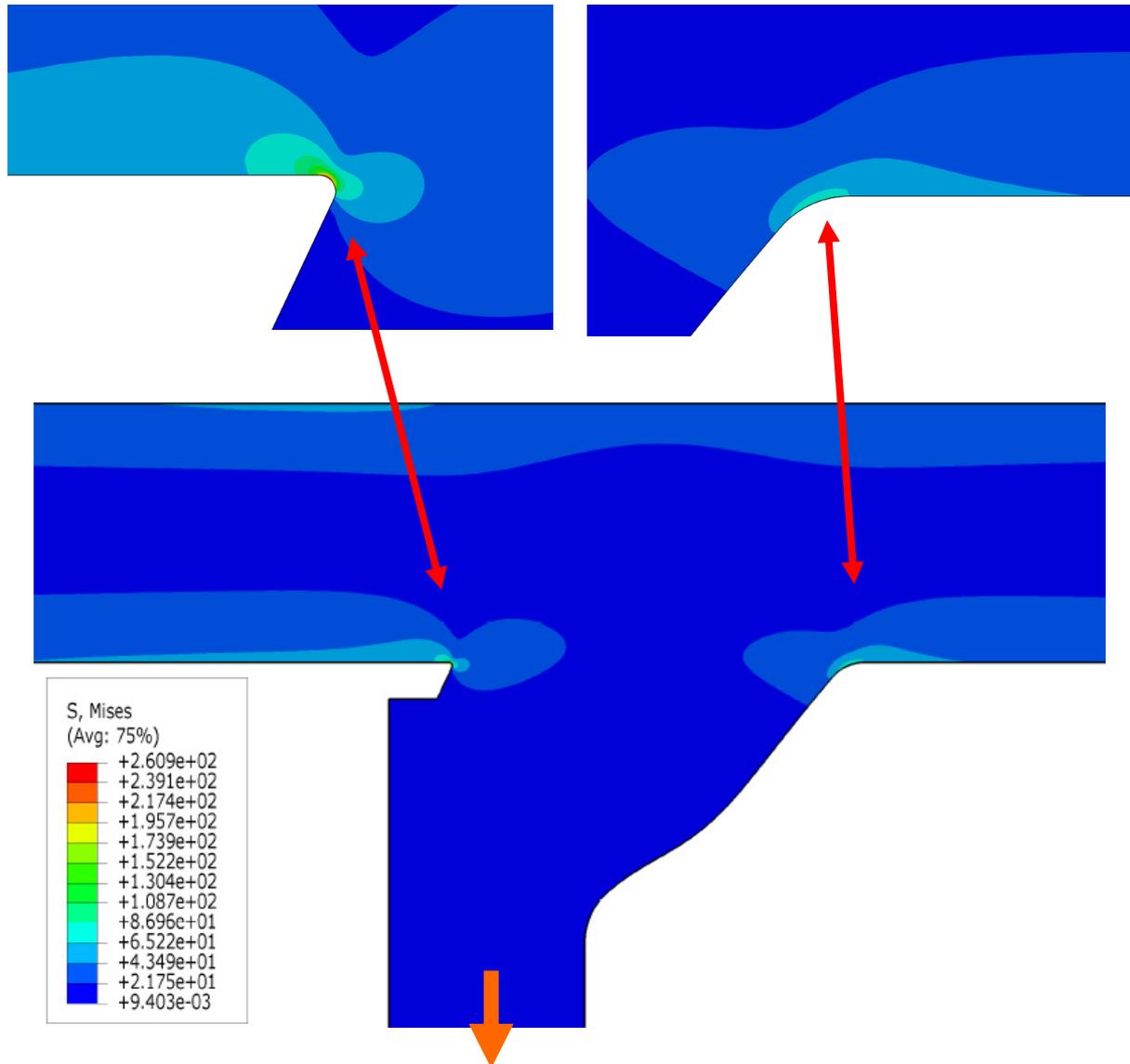


Figure III-81 Valeurs de contrainte de von Mises (MPa) aux points critiques du joint soudé pour une sollicitation de traction

Le Tableau III-17 synthétise l'influence de la variation des paramètres géométriques (Tableau III-9) sur la valeur locale de la contrainte de von Mises en racine basse. Prenant en compte le domaine de variation étudié, aucun paramètre ne semble avoir une influence notable sur la concentration de contrainte à la racine basse. Cela peut justifier la faible dispersion rencontrée dans les essais de fatigue en traction présentés dans III.4.3.

Tableau III-17 Influence de la variabilité des paramètres géométriques du joint soudé sur la contrainte de von Mises en racine basse

von Mises en racine basse		
Traction – Racine basse		
	Influence sur la contrainte de von Mises en racine basse (%)	
	Valeur moyenne + écart type	Valeur moyenne - écart type
Position racine	0	0,6
Rayon pied haut	-0,3	0
Angle pied haut	-0,1	0
Jambe haute	0,3	0,1
Rayon pied bas	-0,6	0,8
Angle pied bas	0,1	0,3
Jambe basse	1,1	-0,8
Surépaisseur	0,3	0,3
Position surépaisseur	0,3	0,3

III.7.2. Flexion

Maintenant, le modèle 2D est soumis à un effort de flexion arbitraire de 0,5 kN. Vis à vis d'un simple calcul statique de la contrainte de von Mises, les deux types de sollicitations de flexion étudiées sont équivalentes (flexion compression racine et flexion ouverture racine). La Figure III-82 présente la répartition de contraintes von Mises pour le modèle représentatif de la géométrie moyenne du joint soudé. Nous pouvons observer deux sites de forte concentration de contraintes : le pied haut et la racine basse. La racine basse présente la contrainte locale la plus élevée, de l'ordre de 540MPa (très localement – sans prise en compte du gradient), contre 280MPa (valeur locale sans prise en compte du gradient), pour le pied haut. Ces valeurs sont respectivement 5 fois et 2,5 fois supérieures à la valeur prélevée en pied bas. De plus, ces deux sites correspondent aux points d'amorçage des fissures rencontrés lors des essais de fatigue (III.4.4) selon le sens de la sollicitation (compression de la racine ou ouverture de la racine). Nous allons, alors, nous intéresser uniquement à l'influence de la variabilité des paramètres géométriques sur la concentration de contraintes en pied haut et en racine basse.

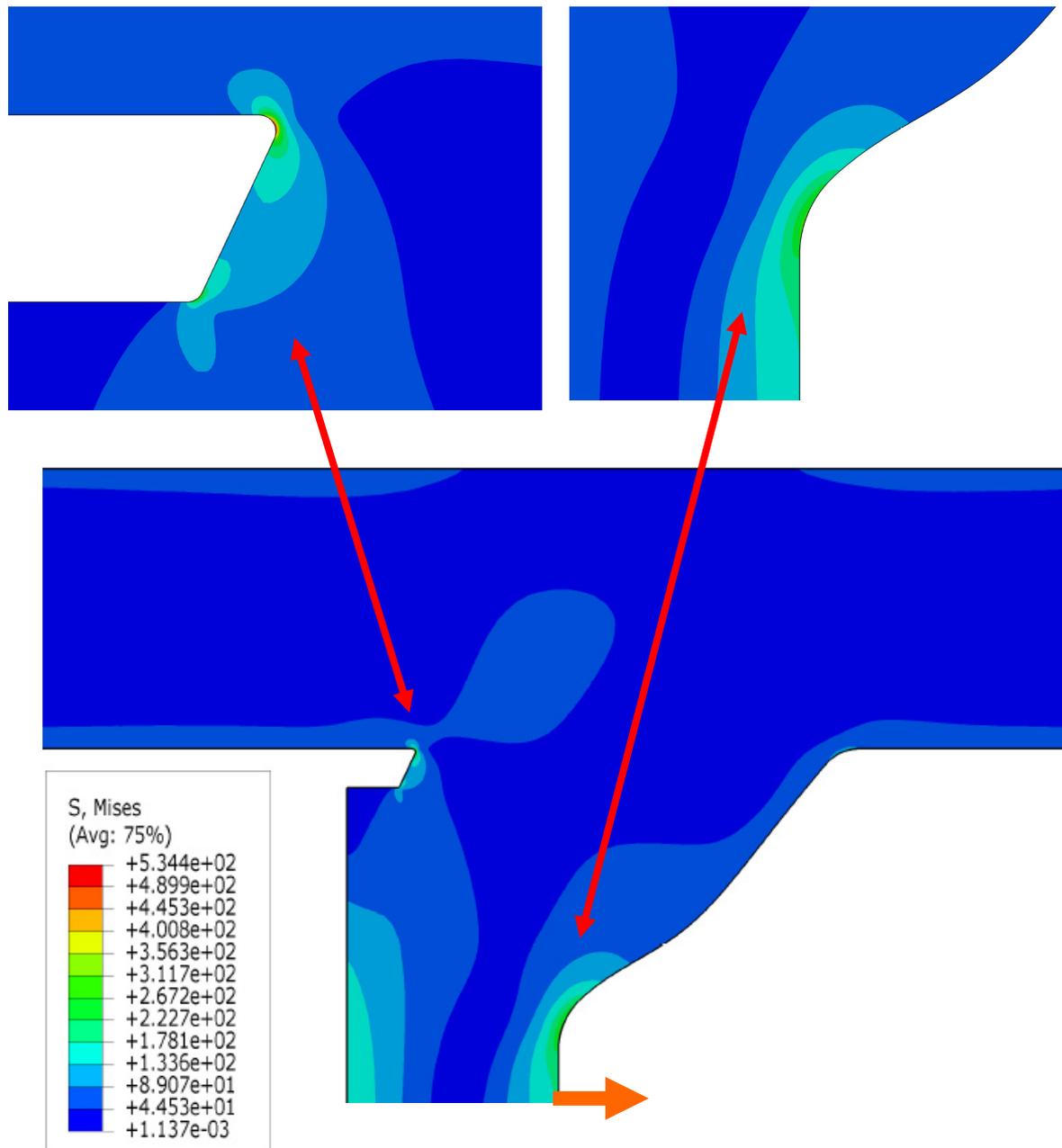


Figure III-82 Valeurs de contrainte de von Mises (MPa) aux points critiques du joint soudé pour une sollicitation de flexion

Tableau III-18 Influence de la variabilité des paramètres géométriques du joint soudé sur la contrainte de von Mises en racine basse pour la sollicitation de flexion

Flexion – Racine basse		
	Influence sur la contrainte de von Mises en racine basse (%)	
	Valeur moyenne + écart type	Valeur moyenne - écart type
Position racine	6,6	-4,6
Rayon pied haut	2,6	-2,1
Angle pied haut	0,2	-0,2
Jambe haute	-2,9	4,8
Rayon pied bas	0	0
Angle pied bas	0,5	0
Jambe basse	-1,5	2,8

Tableau III-19 Influence de la variabilité des paramètres géométriques du joint soudé sur la contrainte de von Mises en pied haut pour la sollicitation de flexion

Flexion – Pied haut		
	Influence sur la contrainte de von Mises en racine basse (%)	
	Valeur moyenne + écart type	Valeur moyenne - écart type
Position racine	0,7	-0,7
Rayon pied haut	-7,9	14,3
Angle pied haut	0	0,7
Jambe haute	-0,7	1,4
Rayon pied bas	0	0
Angle pied bas	0	0
Jambe basse	0	0

Le Tableau III-18 présente l'influence de la variation des paramètres géométriques sur la valeur locale de la contrainte de von Mises à la racine basse (site de rupture des essais de flexion ouverture racine III.4.4), alors que le Tableau III-19 présente l'influence de la variation des paramètres géométriques sur la valeur locale de la contrainte de von Mises au pied haut (site de rupture des essais de flexion compression racine III.4.4), Prenant en compte le domaine de variation étudié, peu de paramètres semblent avoir un effet notable sur le niveau local de la contrainte de von Mises en pied haut et en racine. En ce qui concerne le pied haut (Tableau III-19), le rayon local présente une influence considérable, allant jusqu'à 14,3%. Ensuite, la jambe haute présente une influence faible d'environ 1,4%. Pour la racine basse, la position de la racine peut provoquer une variation jusqu'à 6.6%. La longueur de la jambe haute intervient également à hauteur de 4.8% sur la variation de la contrainte locale. Ensuite, le rayon du pied haut et la longueur de la jambe basse peuvent occasionner une

variation jusqu'à 2,8%. Les autres paramètres présentent une influence négligeable (<1%). Cela peut justifier la dispersion plus importante constatée lors des essais de fatigue en flexion (III.4.4) par rapport aux essais en traction (III.4.1).

III.7.3. Synthèse

Cette étude a permis d'évaluer l'influence des paramètres géométriques du cordon de soudure sur la concentration de contraintes aux points critiques du joint soudé pour le cas de traction et de flexion. L'étude a été réalisée autour d'une géométrie moyenne et d'un domaine de variation de paramètres représentatifs du procédé de fabrication industrielle. Le domaine de variabilité recouvre toute la longueur du cordon pour 3 éprouvettes différentes. Les données ont été obtenues grâce à la technique de découpe (III.2.5) et l'analyse du cordon présentée dans III.6.1.

Un premier calcul avec la géométrie moyenne a permis d'identifier les points chauds (points de concentration de contraintes) pour chaque mode de chargement vis-à-vis de la contrainte de von Mises. La sollicitation de traction mène à des contraintes très élevées en racine basse, qui représente le point d'amorçage de fissures constaté lors des essais de fatigue (III.4.3). La flexion présente des niveaux élevés de contraintes en racine basse et pied haut. Ces deux sites sont les points de départ de fissures constatées lors des essais de fatigue (III.4.4). En effet, la flexion « compression racine » provoque un amorçage en pied haut, alors que la flexion « ouverture racine » provoque un amorçage en racine basse. Cette analyse ne concerne que la contrainte locale de von Mises, ce point sera approfondi dans III.8 compte tenu de l'influence de la distribution de contrainte en proximité du joint soudé.

En ce qui concerne l'influence de la variation des paramètres géométriques, le comportement varie selon le site d'amorçage. Aucun paramètre géométrique ne semble avoir une influence considérable pour la sollicitation de traction. En effet, l'influence des paramètres étudiés sur la contrainte locale en racine basse reste inférieure à 1%. Pour le cas de flexion, l'influence de la géométrie est plus présente. Pour un amorçage en pied haut, le paramètre « rayon local » présente une influence non négligeable d'environ 15%. En ce qui concerne l'amorçage en racine basse, la position de la racine et la longueur de la jambe haute ont une influence d'environ 5%. Cela pourrait expliquer la dispersion plus importante rencontrée sur les essais de fatigue en flexion, où la géométrie a une influence non négligeable, par rapport aux essais de traction, où aucun paramètre semble jouer sur la valeur locale de la contrainte. Afin d'illustrer cette hypothèse, les résultats expérimentaux des essais de flexion obtenus dans III.4.4 sont repris sur la Figure III-83. La barre d'erreur représente la supposée influence de la variabilité géométrique sur la dispersion des points expérimentaux : 15% en pied haut et 5% en racine basse. Il est important de souligner que ces chiffres tiennent compte de la variabilité dans la totalité de la longueur du cordon pour trois éprouvettes différentes. Si l'analyse se réduit au site d'amorçage pour une seule éprouvette, nous pouvons envisager une influence plus faible.

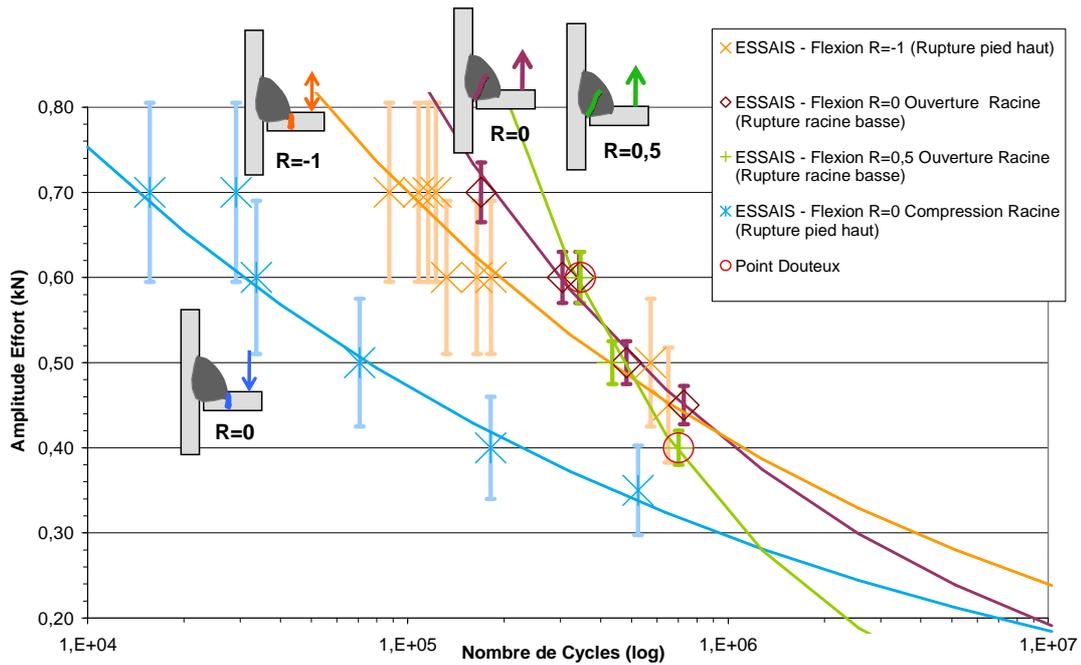


Figure III-83 Influence de la variabilité géométrique sur la dispersion des points expérimentaux des essais de flexion

Il faut garder à l'esprit que cette analyse n'est pas transposable à des cas de chargement ou à des géométries plus complexes. Elle permet simplement de mieux comprendre la faible dispersion des essais de fatigue (III.3 et III.5) et d'assurer la pertinence de l'utilisation d'un modèle d'éléments finis basée sur la géométrie moyenne de l'éprouvette pour la suite de l'étude.

III.8. Proposition d'une méthodologie de calcul pour des assemblages soudés soumis à un spectre automobile complexe

L'objectif de ces travaux est de proposer une méthodologie de calcul permettant d'estimer la durée de vie à l'amorçage de fissures en fatigue, d'assemblages soudés soumis à un spectre « automobile » complexe. Cette méthodologie devra considérer le contexte industriel de l'étude et, ainsi, assurer une mise en oeuvre simple et des temps de calcul cohérents pour des pièces châssis.

Nous allons prendre en compte l'analyse réalisée au Chapitre II qui a démontré l'intérêt de l'association du critère de Vu aux règles de cumul de dommage linéaire de Miner et non linéaire « DCA » pour le spectre de chargement étudié, afin de proposer une méthodologie pour intégrer les spécificités du joint soudé.

La stratégie adoptée suit la philosophie de calcul utilisée par Renault. En effet, nous allons réaliser le calcul de structures sur un modèle EF en élasticité linéaire et, ensuite, réaliser un post traitement en fatigue. Afin de limiter le nombre d'incertitudes, le modèle EF 2D (III.6.3) utilisé représente fidèlement la géométrie du joint soudé. Ce choix est également motivé par l'étude bibliographique [*Duchet et al., 2011*] qui démontre la forte influence de la géométrie du joint soudé sur le comportement en fatigue. L'identification des paramètres du calcul en fatigue sera réalisée directement sur les courbes à l'amorçage de l'éprouvette MS4 présenté en III.4. Cette méthodologie d'identification permettra la prise en compte indirecte de l'effet de phénomènes complexes comme les contraintes résiduelles sur la durée de vie en fatigue.

La technique employée pour l'obtention de la contrainte de référence pour le post traitement en fatigue, constitue un point sensible de la méthodologie de calcul. Comme nous avons vu dans I.2, trois techniques sont couramment utilisées pour l'étude du joint soudé : nominale, géométrique (point chaud) et locale. Renault utilise d'un côté la contrainte géométrique pour la méthodologie « standard » avec maillage Fayard (I.2.5.1) et de l'autre, la contrainte locale sur la méthode « Global/Local » (I.2.5.2).

Les méthodes de type local peuvent apporter des informations importantes sur la concentration des contraintes au joint soudé, néanmoins, ils présentent une vision très restreinte de l'influence du comportement de la structure sur le site de rupture par fatigue. L'utilisation d'une contrainte géométrique représente une linéarisation du gradient de contraintes en proximité du joint soudé. Elle peut, alors, intégrer la réponse de la structure à la valeur locale de la contrainte. Néanmoins, l'utilisation d'un maillage de type « Fayard » impose un certain nombre de règles spécifiques qui peuvent interférer dans le résultat (I.2.5.1).

Un deuxième point sensible est la nature de la contrainte prélevée lors des calculs. Les méthodologies employées par Renault sont basées sur l'utilisation de la contrainte principale maximale. Ce type de méthodologie est couramment utilisée en industrie, néanmoins, elle risque de ne pas être suffisamment riche pour prendre en compte tous les phénomènes impliqués lors d'un chargement multiaxial complexe (hors phase + amplitude variable).

Ainsi, nous allons commencer par étudier l'apport isolé du critère de Vu pour une méthodologie de type locale. Ensuite, nous allons proposer d'intégrer l'effet du gradient de contraintes à la méthodologie de calcul. Finalement, les deux méthodologies étudiées seront comparées en termes de la prédiction de la durée de vie à la méthodologie « standard » Renault (I.2.5.1).

III.8.1. Application locale de critère de Vu sur assemblages soudés

Les méthodes de calcul basées sur l'utilisation des contraintes locales au joint soudé sont très répandues en industrie. Comme nous l'avons vu en I.2.3, la méthodologie la plus classique consiste à obtenir la valeur locale de la contrainte au point de rupture, par un calcul analytique ou par une simulation EF, et à calculer la durée de vie en utilisant une courbe de Wöhler écrite en contrainte locale. Ce type de méthodologie présente l'avantage d'intégrer la concentration de contraintes liée à « l'entaille » représentée par le joint soudé. Néanmoins elles ne sont pas capables de prendre en compte l'influence de la modification du champ de contraintes dans le volume. Le résultat sera également dépendant du type de contrainte «équivalente» sélectionnée pour le calcul, la contrainte maximale principale étant couramment utilisée.

La méthode « Global/Local » Renault, présentée en I.2.5.2, est un exemple de ce type de méthodologie. Cette méthode utilise le modèle volumique local du joint soudé pour obtenir la contrainte maximale principale au point de rupture. La durée de vie est ensuite calculée à l'aide d'une courbe de Wöhler écrite en contrainte principale maximale locale par nombre de cycles.

Dans cette section nous allons nous intéresser au possible apport de l'intégration de la contrainte équivalente de Vu au calcul local par rapport à une méthodologie type « contrainte maximale principale » employée couramment par Renault.

III.8.1.1. Identification des paramètres

L'identification des paramètres du critère de Vu nécessite deux limites de fatigue et la connaissance du R_m du matériau (I.3.3).

Les paramètres γ_1 et γ_2 reflètent l'influence du déphasage sur la limite de fatigue (I.3.3). Ne disposant pas de données expérimentales suffisantes pour étudier l'effet du déphasage sur les joints soudés, nous allons supposer un comportement similaire à celui du

métal de base. Ainsi, γ_1 et γ_2 sont définis à l'aide des valeurs de R_m des composants de l'éprouvette MS4 présentés sur III.2.1:

$$R_m < 750MPa: \quad \gamma_1 = 0.65 \text{ et } \gamma_2 = 0.8636$$

Dans I.3.3 nous avons vu que γ_3 représente l'effet de la contrainte hydrostatique sur la limite de fatigue et β représente la limite de fatigue exprimée en contrainte équivalente de V_u . La géométrie particulière du joint soudé induit une forte augmentation locale des contraintes, mais aussi une modification de leurs champs à proximité des entailles. Afin de minimiser l'impact de ce gradient de contraintes sur l'identification des paramètres, γ_3 et β seront identifiés sur deux limites de fatigue obtenues sur des cas de chargement à faible gradient. La valeur d'effort correspondant à la limite de fatigue conventionnelle de 2^e6 (la limite conventionnelle de 2^e6 cycles est largement employée pour les assemblages soudés [IIW, 2008]) est obtenue à l'aide de courbes de Wöhler à l'amorçage présentées en III.4.

Pour simplifier le traitement informatique, l'identification de paramètres sera réalisée au nœud correspondant au site d'amorçage, où la contrainte attend sa valeur maximale. Dans un calcul EF l'interpolation réalisée peut générer des écarts entre la valeur de contraintes au nœud et au point d'intégration. Le modèle EF utilisé présente un maillage assez fin (Figure III-84) dans les régions à fort gradient. Ainsi, nous avons constaté des écarts négligeables entre les valeurs de contraintes aux nœuds et aux points d'intégration pour les régions étudiées.

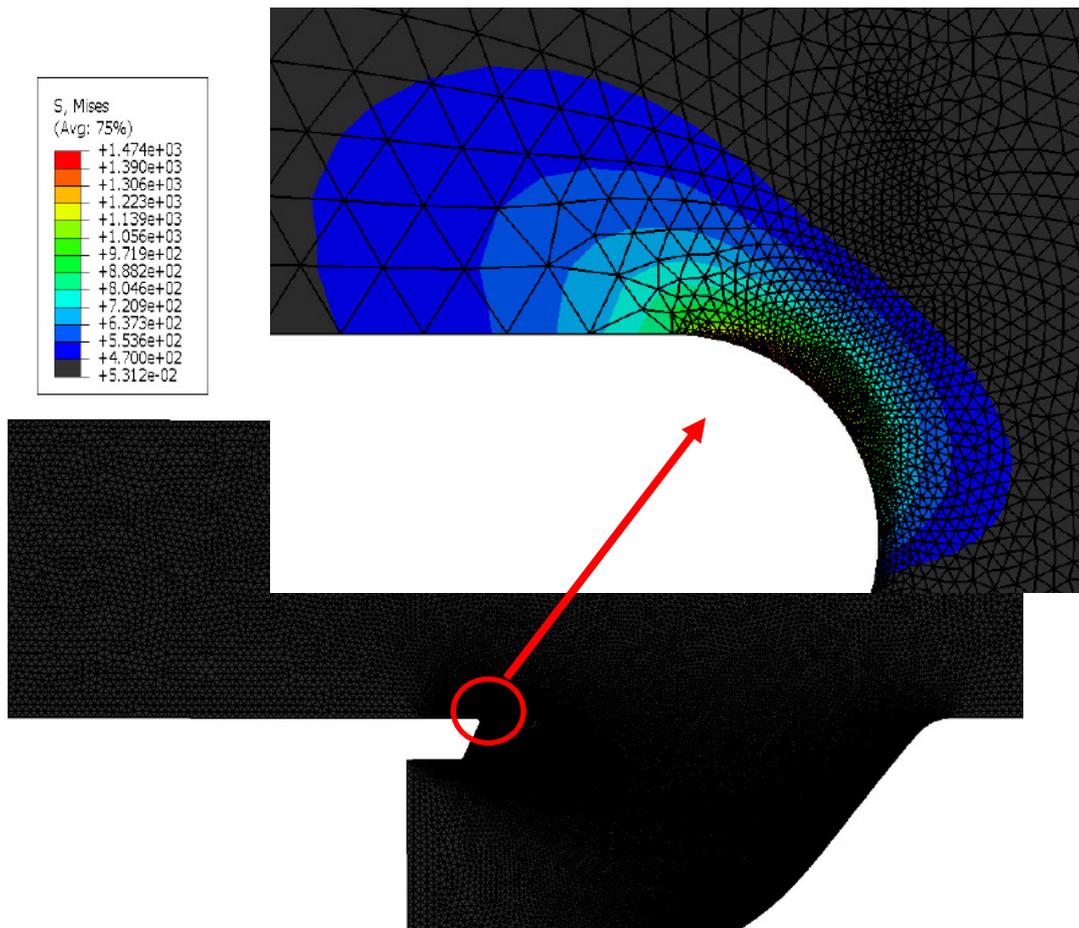


Figure III-84 Valeur de la contrainte de von Mises (MPa) en proximité du point d'amorçage

Un autre point très important réside dans le fait que la valeur de la contrainte de von Mises peut dépasser localement la limite d'élasticité lors d'un calcul élastique. La Figure III-84 présente le cas le plus critique étudié (Traction $R=0,5$), où la valeur locale peut atteindre jusqu'à trois fois la valeur de la limite élastique du métal d'apport (470MPa). Néanmoins, nous pouvons observer sur la Figure III-84 que le volume présentant des valeurs de la contrainte de von Mises supérieures à la limite d'élasticité est très restreint ; de ce fait l'utilisation d'un modelé EF élastique reste cohérente.

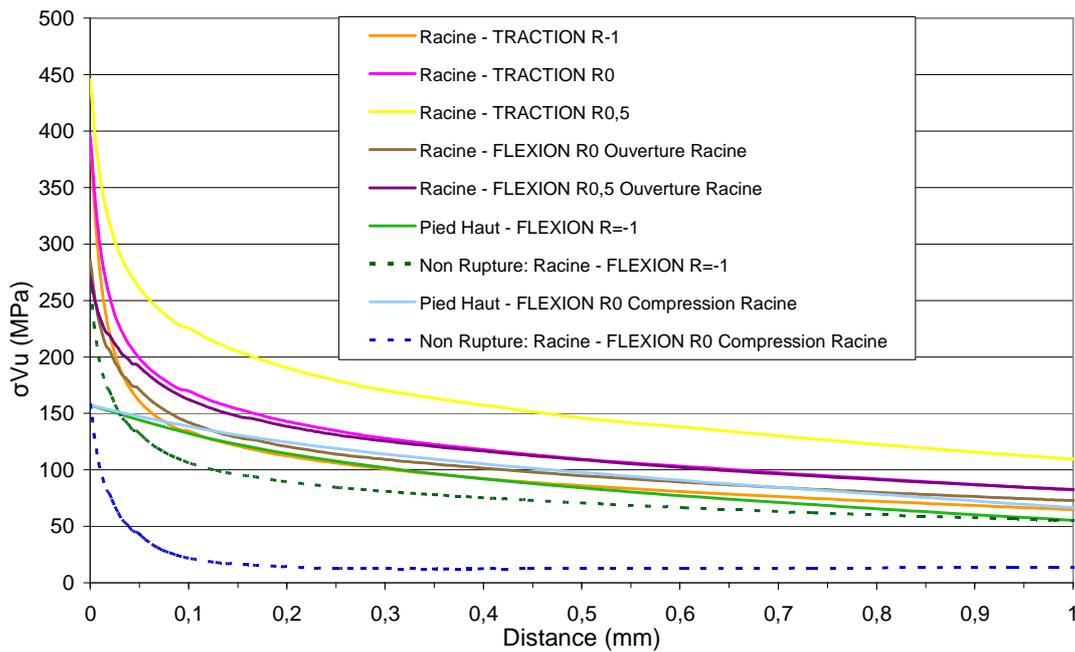


Figure III-85 Gradient de contraintes à proximité des sites de concentration de contraintes

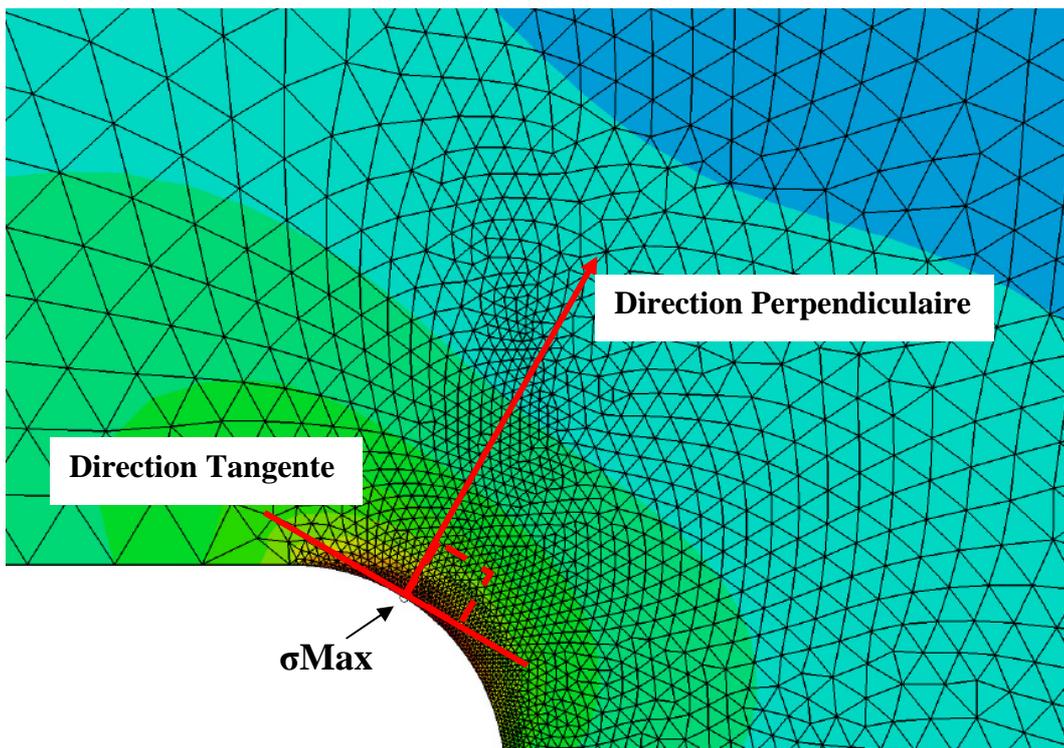


Figure III-86 Schéma de la direction étudiée

La Figure III-85 présente le gradient de la contrainte de Vu le long de la direction perpendiculaire (Figure III-86) à la tangente du point d’amorçage (racine ou pied haut) pour des chargements correspondants à limite de fatigue conventionnelle de 2^6 cycles des modes

de sollicitation étudiés. Nous pouvons observer une différence notable dans l'évolution du gradient de contraintes selon le site observé (racine ou pied de cordon), le type de chargement (traction ou flexion) et le rapport de charge. Les cas de chargements de flexion à R=-1 et à R=0 compression racine constituent des cas particuliers. En effet, pour les deux cas de chargement la valeur locale la plus élevée est constatée en racine, alors que le site de rupture expérimental est localisé au pied haut, ce point sera discuté en III.8.1.2 et approfondi en III.8.2.

Ainsi, les paramètres γ_3 et β seront, alors, identifiés en pied haut pour les cas de chargement présentant le plus faible gradient : Flexion R=-1 et Flexion R=0 compression racine :

$$\sqrt{\gamma_1 J'_{2_{Flexion R=-1}} (t)^2 + \gamma_2 J_{2,moy_{Flexion R=-1}}^2 + \gamma_3 I_{f_{Flexion R=-1}} (I_{1,a}, I_{1,m})} = \beta \quad \text{Éq. III-1}$$

$$\sqrt{\gamma_1 J'_{2_{Flexion R=0CR}} (t)^2 + \gamma_2 J_{2,moy_{Flexion R=0CR}}^2 + \gamma_3 I_{f_{Flexion R=0CR}} (I_{1,a}, I_{1,m})} = \beta \quad \text{Éq. III-2}$$

$$\gamma_3 = 40,10(MPa) \quad \beta = 157,19(MPa)$$

Le Tableau III-20 synthétise les paramètres identifiés pour l'application locale du critère de Vu sur l'éprouvette MS4.

Tableau III-20 Paramètres identifiés pour l'application locale du critère de Vu sur MS4

γ_1	γ_2	γ_3 (MPa)	β (MPa)
0,65	0,86	40,10	157,19

III.8.1.2. Prédiction de la limite de fatigue

Le Tableau III-21 présente la limite de fatigue obtenue par la méthodologie proposée pour chaque cas de chargement étudié. Cette méthodologie est comparée aux prédictions obtenues par l'utilisation de la contrainte maximale principale. Les valeurs des contraintes sont prélevées au nœud correspondant au site d'amorçage expérimental. Dans le cas où le site d'amorçage expérimental ne coïncide pas avec celui détecté par le calcul, ce dernier sera précisé sur le champ gris du tableau.

Tableau III-21 Limite de fatigue pour le calcul local avec le critère de Vu et la contrainte maximale principale

Cas de chargement	Point de rupture expérimental	Valeur au site d'amorçage expérimental				Valeur au site d'amorçage détecté par le calcul EF (si différent de l'expérimental)		
		ID nœud	σ_{Vu} local (Mpa)	Erreur par rapport à β (%)	σ Principal MAX (Mpa)	Localisation	ID nœud	σ_{Vu} local (Mpa)
Traction R=-1	Racine Basse	18995	396	-152	677	=	=	=
Traction R=0			391	-149	1205	=	=	=
Traction R=0,5			445	-183	2236	=	=	=
Flexion R=-1	Pied Haut	1091	157	0	224	Racine Basse	19027	261
Flexion R=0 Compression Racine			157	0	332			159
Flexion R=0 Ouverture Racine	Racine Basse	19027	285	-82	788	=	=	=
Flexion R=0,5 Ouverture Racine			271	-72	1054	=	=	=

En analysant le tableau nous pouvons ressortir les conclusions suivantes :

- La contrainte maximale principale permet d'identifier le bon site d'amorçage, mais elle ne permet pas de regrouper les cas de chargement autour d'une valeur unique de limite de fatigue.
- La contrainte de Vu locale ne permet pas d'identifier le bon site d'amorçage pour les cas de chargement d'amorçage en pied haut : Flexion R=-1 et Flexion R=0 Compression Racine.
- La contrainte de Vu locale représente correctement l'effet de la contrainte moyenne pour un même type de sollicitation et un même site d'amorçage de fissures. Néanmoins, l'utilisation de la valeur locale ne permet pas de regrouper les cas de chargement autour d'une seule valeur de limite de fatigue. Nous pouvons observer que pour le mode de sollicitation de traction, avec rupture en racine basse, la valeur de la limite de fatigue est aux alentours de 400MPa. Pour les modes de sollicitation de Flexion R=-1 et de Flexion R=0 compression racine, avec rupture en pied haut, la valeur de la limite de fatigue au site d'amorçage est de 157 MPa et pour les modes de sollicitations de

flexion R=0 et R=0,5 ouverture racine la limite de fatigue est aux alentours de 280Mpa.

III.8.1.3. Extension vers la prédiction de la durée de vie

Suite au regroupement des cas de chargement autour de trois valeurs de limite de fatigue, selon l'effet de la contrainte moyenne, constaté dans III.8.1.2, l'extension à la prédiction de la durée de vie de cette méthodologie demanderait, idéalement, trois courbes de Wöhler différentes, une pour chaque couple mode de sollicitation/site de rupture. Néanmoins, dans une application industrielle courante, les données expérimentales sont souvent peu abondantes et l'identification de trois courbes de Wöhler représente un coût important. Cela accroît également la complexité du calcul, où trois zones de caractéristiques différentes devront être définies.

Comme nous avons vu dans II.5.1.3.A le choix de la courbe de Wöhler est un point sensible d'une méthodologie de calcul de la durée de vie en fatigue. Cependant, l'utilisation d'une courbe de type Basquin est considérée bien adaptée aux assemblages soudés [IIW, 2008; Renault, 2006a, 2006b]. L'IIW propose l'utilisation d'une courbe de Basquin avec une limite de fatigue conventionnelle de $2^{\circ}6$ (utilisée pour l'identification des paramètres) et une limite « vraie » de $1^{\circ}7$. Néanmoins, nous avons vu en II.5.1.3.A que la prise en compte de cycles en dessous de la limite de fatigue semble jouer un rôle important pour le spectre de chargement étudié.

Ainsi, afin de permettre la confrontation entre les différentes méthodologies de calcul sur l'estimation de la durée de vie en fatigue, nous proposons l'utilisation d'une courbe de Basquin sans limite de fatigue inspirée des études de l'IIW. Cette courbe présente une pente fixe de $m=3$ et le paramètre C sera identifié à l'aide de la limite de fatigue du cas de chargement de flexion R=-1.

Tableau III-22 Paramètres de la courbe de Basquin pour la prédiction de la durée de vie avec la contrainte locale de Vu

contrainte locale de Vu		
$N = \frac{C}{\sigma^m}$	m	C
	3	7,76E+12

La Figure III-87 présente les points expérimentaux des cas de chargement étudiés et la courbe maîtresse proposée pour l'extension de la méthodologie vers la prédiction de la durée de vie.

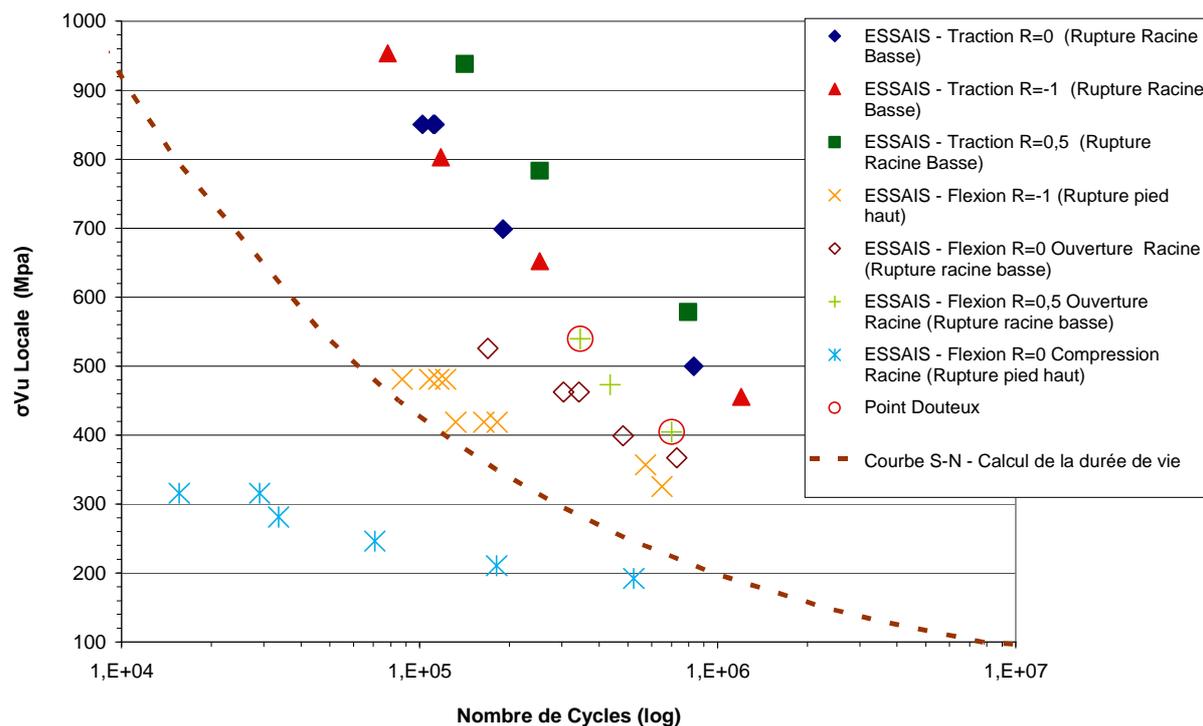


Figure III-87 Points expérimentaux et courbe S-N pour le calcul de la durée de vie de la méthodologie « Critère de Vu local »

Malgré la dispersion importante, la courbe de Wöhler sélectionnée représente une bonne moyenne de la distribution des points expérimentaux. La pertinence de cette méthodologie sera étudiée en III.8.3 et III.8.4.

III.8.2. La méthode «Weld Stress Gradient – WSG»

Nous avons vu dans la section précédente que la contrainte de Vu utilisée localement peut représenter correctement l'effet de la contrainte moyenne pour un même site d'amorçage et mode de chargement. Néanmoins, dans certains cas, cette méthodologie n'est pas capable d'identifier le bon site d'amorçage (Flexion R=-1 et Flexion R=0 Compression Racine - Tableau III-21). De plus, elle ne permet pas de regrouper les cas de chargement autour d'une même valeur de limite de fatigue afin d'utiliser une seule courbe de Wöhler pour la prédiction de la durée de vie.

L'application locale du critère de Vu prend en compte la concentration des contraintes induite par le joint soudé, mais elle n'intègre pas la modification du champ de contraintes à ses alentours. Des études de la bibliographie ont démontré que la valeur locale des contraintes n'est pas toujours suffisante pour décrire correctement le comportement en fatigue des pièces contenant des défauts de fonderie [Billaudeau, Nadot, & Bezine, 2004; Leopold et al., 2010; Nadot & Billaudeau, 2006; Vincent et al., 2014]. La distribution des contraintes aux alentours des entailles peut avoir une influence non négligeable sur la durée en fatigue. En effet, pour

une même valeur locale le comportement sera différent pour un cas de chargement à fort gradient ou à faible gradient. Ainsi, nous allons nous inspirer de ces études pour intégrer l'effet du gradient de contraintes aux alentours des entailles formées par le joint soudé au calcul de fatigue.

III.8.2.1. Formulation

La méthodologie présentée est inspirée par la méthode « Defect Stress Gradient » (I.5.2) proposée par [Nadot & Billaudeau, 2006; Vincent et al., 2014]. La formulation proposée utilise la contrainte équivalente de Vu comme référence. Toutefois, la même méthodologie peut être transposée à d'autres formulations de contrainte équivalente de fatigue.

La présence d'une entaille géométrique induit une modification du champ de contraintes dans le matériau. L'influence de cette perturbation sur le calcul d'une contrainte équivalente de fatigue sera prise en compte par un « gradient » spécifique de la façon suivante :

$$\sigma_{Vu\nabla M} = \sigma_{VuM} - \alpha_{\nabla} \nabla \sigma_{VuM} \quad \text{Éq. III-3}$$

où $\sigma_{Vu\nabla M}$ est la contrainte équivalente de fatigue intégrant l'effet du gradient au point M sur la surface de l'entaille. Cette valeur est calculée par une combinaison linéaire entre la valeur de la contrainte équivalente locale σ_{VuM} et le « gradient » spécifique $\nabla \sigma_{VuM}$ pondéré par le paramètre α_{∇} . Ce choix est arbitraire et effectué par soucis de simplicité, il est possible d'utiliser une formulation non linéaire avec deux paramètres [IV Papadopoulos & Panoskaltsis, 1996].

Le « gradient » sera calculé dans la direction perpendiculaire à la tangente du point de contrainte locale maximale, cette direction indique la direction où le gradient est le plus élevé. La Figure III-88 présente un schéma de la méthodologie employée pour le calcul du « gradient ».

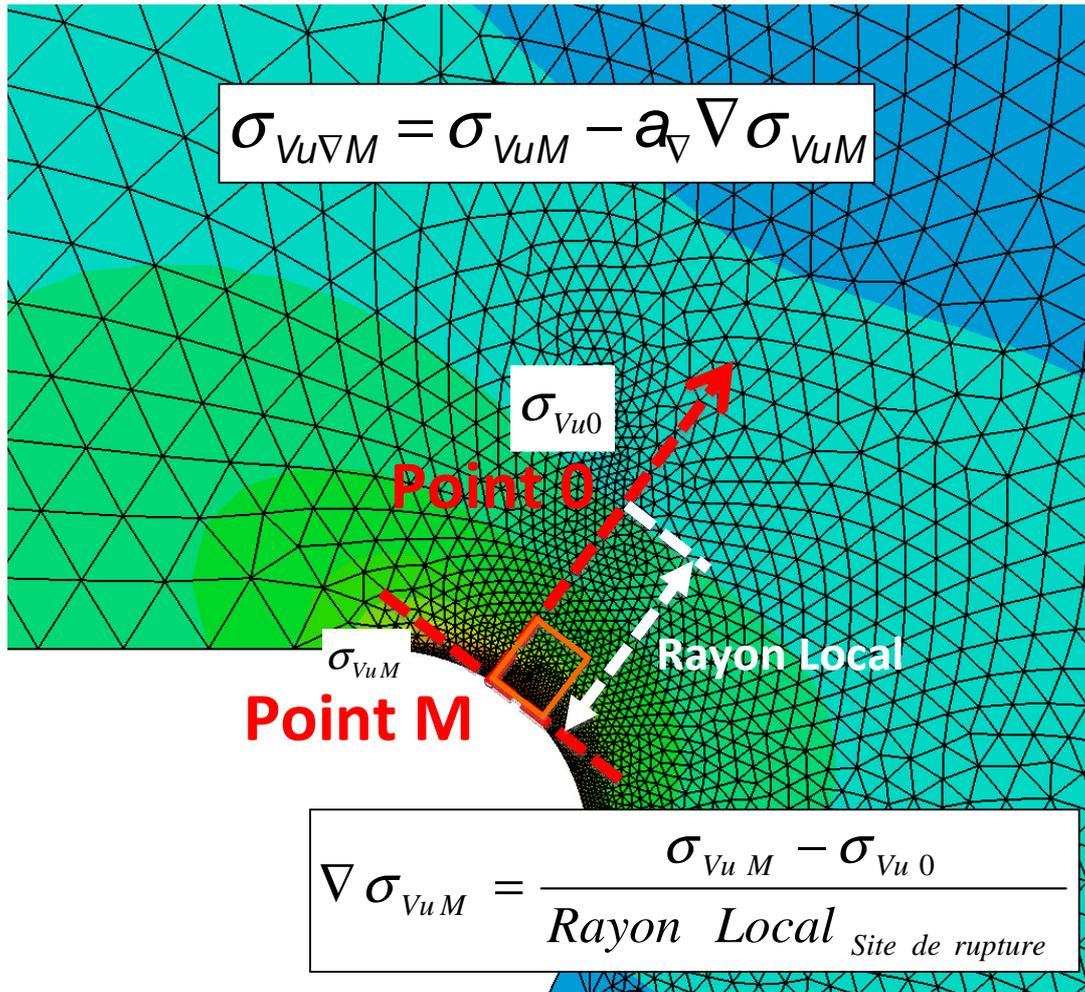


Figure III-88 Schéma de calcul du « gradient » WSG sur joint soudé

Le « gradient » $\nabla \sigma_{VuM}$ est obtenu par une formulation mathématique simplifiée qui approche la valeur du vrai gradient mathématique en proximité de l'entaille. La contrainte de Vu est utilisée comme contrainte équivalente de fatigue, mais la méthodologie est extensible à d'autres formulations:

$$\nabla \sigma_{VuM} = \frac{\sigma_{VuM} - \sigma_{Vu0}}{\text{RayonLocal}_{\text{Site de rupture}}} \quad \text{Éq. III-4}$$

Sur l'équation Éq. III-4, σ_{VuM} est la contrainte équivalente de fatigue au point M sur la surface de l'entaille et σ_{Vu0} est la contrainte équivalente de fatigue à la distance caractéristique représentée par le rayon local. En effet, le rayon local est une mesure couramment utilisée pour caractériser la géométrie du joint soudé, il peut être obtenu à l'aide d'une coupe micrographique du joint soudé étudié (III.6.1.1). Pour le cas d'une application

industrielle, la valeur moyenne et la variation de ce paramètre sont très souvent connus et maîtrisés. Pour cette raison, nous l'avons choisi comme paramètre représentatif du volume fortement affecté par la perturbation locale du champ de contraintes.

La Figure III-89 reprend la distribution des contraintes de V_u en proximité de sites de forte concentration de contraintes, présenté sur la Figure III-85, pour les cas de chargement de Traction $R=0$ et Flexion $R=-1$. Les lignes pointillées indiquent le « gradient » de contraintes calculé à l'aide de l'équation Éq. III-4. Le cas de traction $R=0$, avec un amorçage de fissure en racine basse, présente un fort gradient de contraintes au site d'amorçage, alors que le cas de chargement Flexion $R=-1$, avec un amorçage en pied haut, présente un gradient beaucoup plus doux. Nous pouvons observer que la formulation proposée représente une bonne approximation du gradient de contraintes à proximité des sites d'amorçage pour les deux profils de distribution.

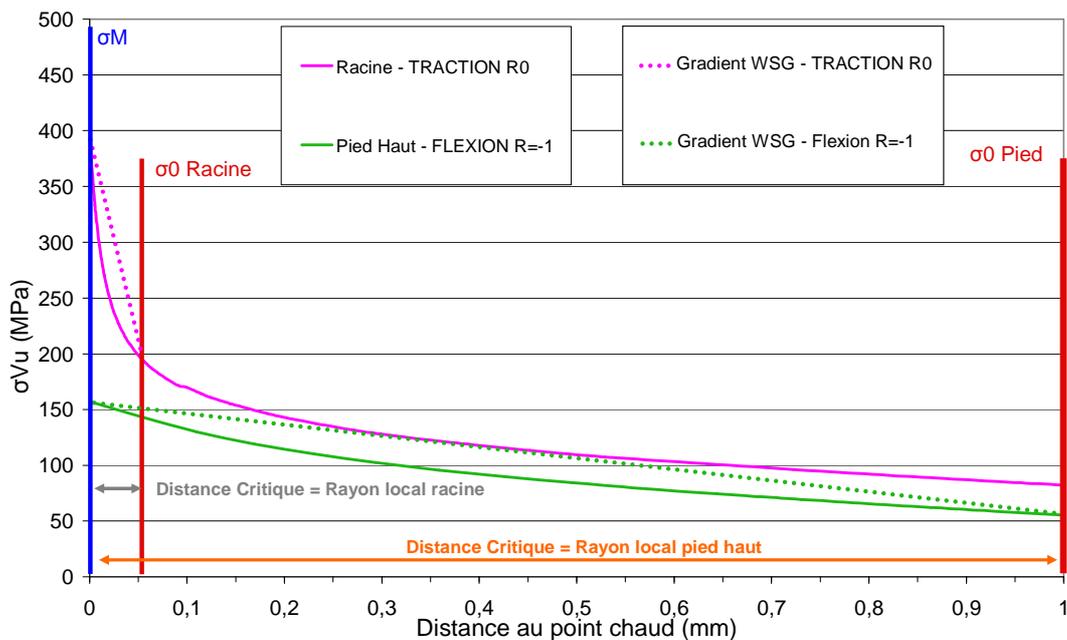


Figure III-89 Gradient de contraintes en proximité des singularités du joint soudé

III.8.2.2. Identification des paramètres WSG avec critère de V_u

L'identification du critère de V_u nécessite deux limites de fatigue et la connaissance du R_m du matériau. Son intégration à la méthodologie WSG nécessitera une limite de fatigue supplémentaire.

Tout d'abord, l'identification de paramètres du critère de V_u sera réalisée au point d'amorçage de la fissure sur deux cas de chargement à faible gradient. L'objectif est

d'identifier le comportement du matériau dit « de base », sans l'influence du gradient de contraintes. Ainsi, pour le cas étudié, cela revient à réaliser l'identification locale décrite en III.8.1.1.

Ainsi, γ_1 et γ_2 sont définis à l'aide des valeurs de R_m des composants de l'éprouvette MS4 présentés sur III.2.1:

$$R_m < 750MPa : \gamma_1 = 0.65 \text{ et } \gamma_1 = 0.8636$$

alors que, γ_3 et β sont identifiés à l'aide de deux limites de fatigue obtenues sur des cas de chargement à faible gradient :

$$\sqrt{\gamma_1 J'_{2_{FlexionR=-1}}(t)^2 + \gamma_2 J_{2,moy_{FlexionR=-1}}^2 + \gamma_3 I_{f_{FlexionR=-1}}(I_{1,a}, I_{1,m})} = \beta \quad \text{Éq. III-5}$$

$$\sqrt{\gamma_1 J'_{2_{FlexionR=0CR}}(t)^2 + \gamma_2 J_{2,moy_{FlexionR=0CR}}^2 + \gamma_3 I_{f_{FlexionR=0CR}}(I_{1,a}, I_{1,m})} = \beta \quad \text{Éq. III-6}$$

$$\gamma_3 = 40,10(MPa) \quad \beta = 157,19(MPa)$$

En ce qui concerne l'identification du paramètre a_{∇} , prenant en compte le gradient, elle demande une limite de fatigue supplémentaire, obtenue sur un cas de chargement à fort gradient. Nous avons choisi un cas de chargement assez simple : la traction $R=-1$. Toutefois, tout cas de chargement à fort gradient peut convenir. De cette façon, en se basant sur Éq. III-3 et Éq. III-4 nous obtenons :

$$a_{\nabla} = \text{Rayon_Locale} \frac{\sigma_{VuM(TractionR=-1)} - \beta}{\sigma_{VuM(TractionR=-1)} - \sigma_{Vu0(TractionR=-1)}} \quad \text{Éq. III-7}$$

$$a_{\nabla} = 5,10e - 2(mm)$$

Les paramètres γ_3 , β et a_{∇} peuvent, également, être identifiés par la résolution directe d'un système d'équations à trois inconnues. Malgré la résolution un peu plus complexe du système, cette technique peut être très utile dans le cas où nous ne disposons pas des deux cas de chargement à faible gradient pour l'identification locale du critère de Vu. Pour le cas étudié nous avons :

$$\beta = \sigma_{VuM FlexionR=-1} - a_{\nabla} \left(\frac{\sigma_{VuM FlexionR=-1} - \sigma_{Vu0 FlexionR=-1}}{\text{Rayon Local}_{\text{PiedHaut}}} \right) \quad \text{Éq. III-8}$$

$$\beta = \sigma_{VuM FlexionR=0 CR} - a_{\nabla} \left(\frac{\sigma_{VuM FlexionR=0 CR} - \sigma_{Vu0 FlexionR=0 CR}}{\text{Rayon Local}_{\text{PiedHaut}}} \right) \quad \text{Éq. III-9}$$

$$\beta = \sigma_{VuM TractionR=-1} - a_{\nabla} \left(\frac{\sigma_{VuM TractionR=-1} - \sigma_{Vu0 TractionR=-1}}{\text{Rayon Local}_{\text{Racine}}} \right) \quad \text{Éq. III-10}$$

$$\gamma_3 = 38,85 \text{ (MPa)} \quad \beta = 150,59 \text{ (MPa)} \quad a_{\nabla} = 5,2e - 2 \text{ (mm)}$$

Le Tableau III-23 synthétise les paramètres obtenus pour les deux méthodologies d'identification : Méthode 1 – Deux cas de chargement à faible gradient + Un cas de chargement à fort gradient ; Méthode 2 – Système d'équations à trois inconnues avec trois cas de chargement.

Nous pouvons observer un léger écart entre les valeurs de γ_3 , β et a_{∇} obtenues par les deux méthodes d'identification. En effet, la méthode 1 utilise l'hypothèse de deux cas de chargement à faible gradient pour obtenir les paramètres du matériau « de base » à gradient nul. Ainsi, la faible valeur de gradient présente sur les cas sélectionnés induit une variation dans les paramètres. Cependant, la méthode 2 est capable d'obtenir directement les vraies valeurs des paramètres pour un gradient nul.

Tableau III-23 Paramètres WSG obtenus pour les deux méthodes d'identification

Méthode d'identification	γ_1	γ_2	γ_3 (MPa)	β (MPa)	a_{∇} (mm)
Méthode 1	0,65	0,8636	40	157	$5,1^e-2$
Méthode 2	0,65	0,8636	38	150	$5,2^e-2$

III.8.2.3. Prédiction de la limite de fatigue

Le Tableau III-24 présente les limites de fatigue prédites par la méthode WSG avec la contrainte équivalente de Vu pour les paramètres obtenus par les deux techniques d'identification. Nous pouvons observer des écarts négligeables entre les résultats des deux méthodes d'identification. Comme nous avons vu sur la section précédente, ces écarts peuvent

être attribués à la présence du faible gradient sur les cas de chargement utilisés pour l'identification des paramètres du « matériau de base à gradient nul » dans la méthode 1.

Tableau III-24 Limites de fatigue prédites par la méthode WSG avec les paramètres obtenus par les deux techniques d'identification

Sollicitation	Site de rupture expérimental	Méthode 1 d'identification		Méthode 2 d'identification	
		σ_{VU_WSG} (Mpa)	Erreur par rapport à β (%)	σ_{VU_WSG} (Mpa)	Erreur par rapport à β (%)
Traction R=-1	Racine Basse	157	0	151	0
Traction R=0		195	-25	189	-26
Traction R=0,5		258	-65	251	-67
Flexion R=-1	Pied Haut	152	3	151	0
Flexion R=0 Compression Racine		152	3	151	0
Flexion R=0 Ouverture Racine	Racine Basse	167	-7	162	-8
Flexion R=0,5 Ouverture Racine		188	-20	184	-22

Au contraire de l'utilisation locale du critère de Vu présenté dans III.8.1, la méthode WSG a permis d'identifier le bon site de rupture pour tous les cas étudiés. La méthode WSG permet de regrouper les résultats autour d'une seule valeur de limite de fatigue. L'erreur de prédiction reste faible pour une grande partie des cas de chargement. Néanmoins, le cas de traction R=0,5 présente une erreur plus élevée de l'ordre de 65%, cet écart n'a pas pu être justifié.

III.8.2.4. Extension vers la prédiction de la durée de vie

Comme nous avons discuté en III.8.1.3, l'utilisation des courbes de type Basquin est largement acceptée pour la modélisation de la durée de vie de joints soudés. Ainsi, pour

l'extension vers la prédiction de la durée de vie de la méthodologie WSG nous proposons également une courbe de Basquin sans limite de fatigue à pente fixe $m=3$, en accord avec les observations de l'IIW. Le paramètre C sera identifié à l'aide de la limite conventionnelle de fatigue à 2^6 cycles du cas de chargement à fort gradient utilisé pour l'identification du paramètre a_v : Traction $R=-1$ (III.8.2.2).

Tableau III-25 Paramètres de la courbe de Basquin pour la prédiction de la durée de vie de la méthode

WSG avec la contrainte équivalente de V_u

$N = \frac{C}{\sigma^m}$	m	C
	3	$7,78 \cdot 10^{12}$

La Figure III-90 présente l'ensemble des données expérimentales converties en contrainte V_u WSG et la courbe de Basquin utilisée pour l'extension au calcul de la durée de vie de la méthodologie. Nous pouvons observer un bon regroupement des points expérimentaux autour de la courbe sélectionnée. Néanmoins, le cas de chargement flexion $R=0$ compression racine présente des points assez éloignés du regroupement principal, des études complémentaires sont nécessaires afin de comprendre ce phénomène. La pertinence de cette méthodologie sera étudiée sur III.8.3 et III.8.4.

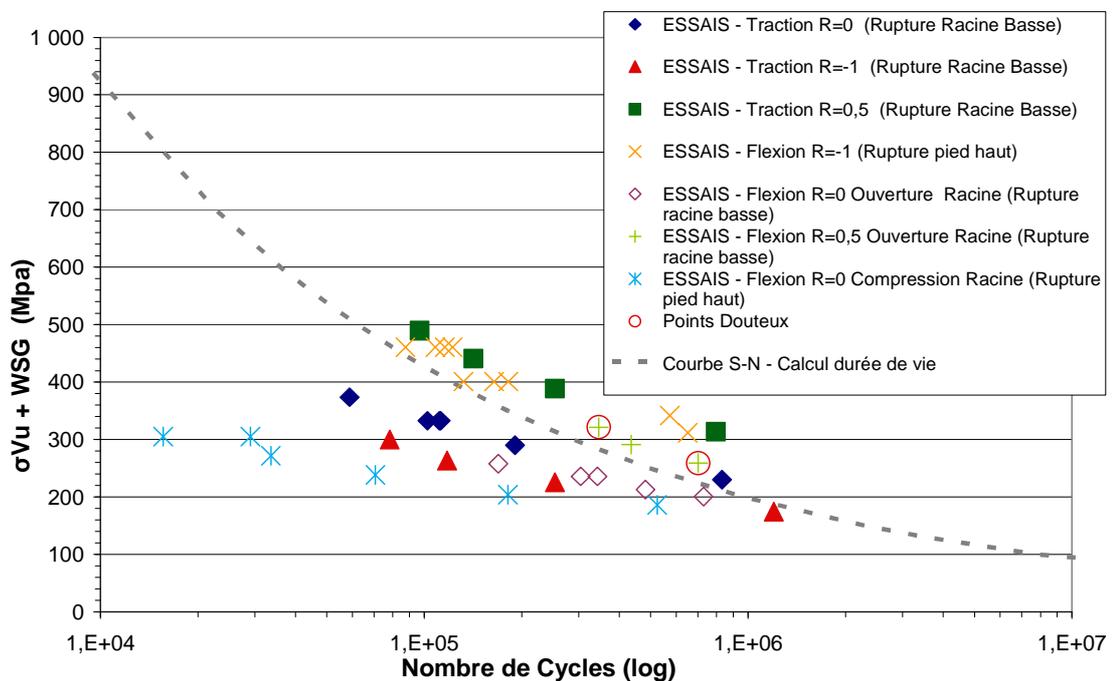


Figure III-90 Points expérimentaux et courbe de Wöhler pour le calcul de la durée de vie de la méthodologie « WSG + Contrainte équivalente de V_u »

III.8.3. Simulation de la durée de vie pour des chargements à amplitude constante et confrontation à l'actuelle méthode utilisée par Renault

La prédiction de la durée de vie des méthodologies étudiées sur III.8.1 et III.8.2 sera maintenant confrontée aux méthodologies de calcul Renault. La comparaison sera effectuée sur la base des données expérimentales des sept modes de chargement présentés en III.4. Les calculs sont réalisés à 50% de probabilité de rupture, l'objectif est alors de prévoir la durée de vie au plus juste possible, sans chercher à être conservatif.

Pour cette étude, Renault a décidé de porter son attention sur la méthodologie « standard » (I.2.5.1), basée sur un maillage de type « Fayard ». En effet, la méthodologie « Global/Local » n'étant pas complètement au point, la méthodologie « standard » continue à être couramment utilisée.

Comme nous avons vu dans I.2.5.1, la méthodologie « standard » Renault utilise un maillage de type « Fayard » afin d'obtenir une contrainte « géométrique » sur un élément en proximité du cordon. La contrainte prélevée sur le calcul EF est de type maximale principale. Néanmoins elle prend en compte l'influence de la répartition des contraintes autour du joint soudé grâce à la linéarisation réalisée par le maillage « Fayard » (I.2.5.1). La courbe de Wöhler utilisée pour le calcul de la durée de vie a été identifiée sur une grande base de données expérimentale de pièces châssis (I.2.5.1). En effet, cette courbe représente une moyenne de la durée de vie à l'amorçage des cordons de soudure lors des essais de suivi de production des pièces. La méthodologie « standard » propose une correction de type parabole de Gerber (I.2.5.1) pour la prise en compte de l'effet de la contrainte moyenne. Néanmoins suite aux résultats obtenus lors des travaux, l'équipe calcul Renault Le Mans a décidé de remettre en cause cette méthodologie. Ainsi, les résultats obtenus avec les deux méthodologies, « standard » avec correction de Gerber et « standard » sans correction, seront étudiés. L'ensemble des calculs utilisant les méthodologies Renault a été réalisé par l'équipe calcul Renault Le Mans.

La Figure III-91 présente les prédictions de la durée de vie obtenues par les différentes méthodologies étudiées pour des cas de chargement à amplitude constante sur MS4. Malheureusement le planning de l'étude n'a pas permis la réalisation du calcul du cas de chargement « flexion $R=0,5$ Ouverture Racine » par l'équipe calcul Renault Le Mans.

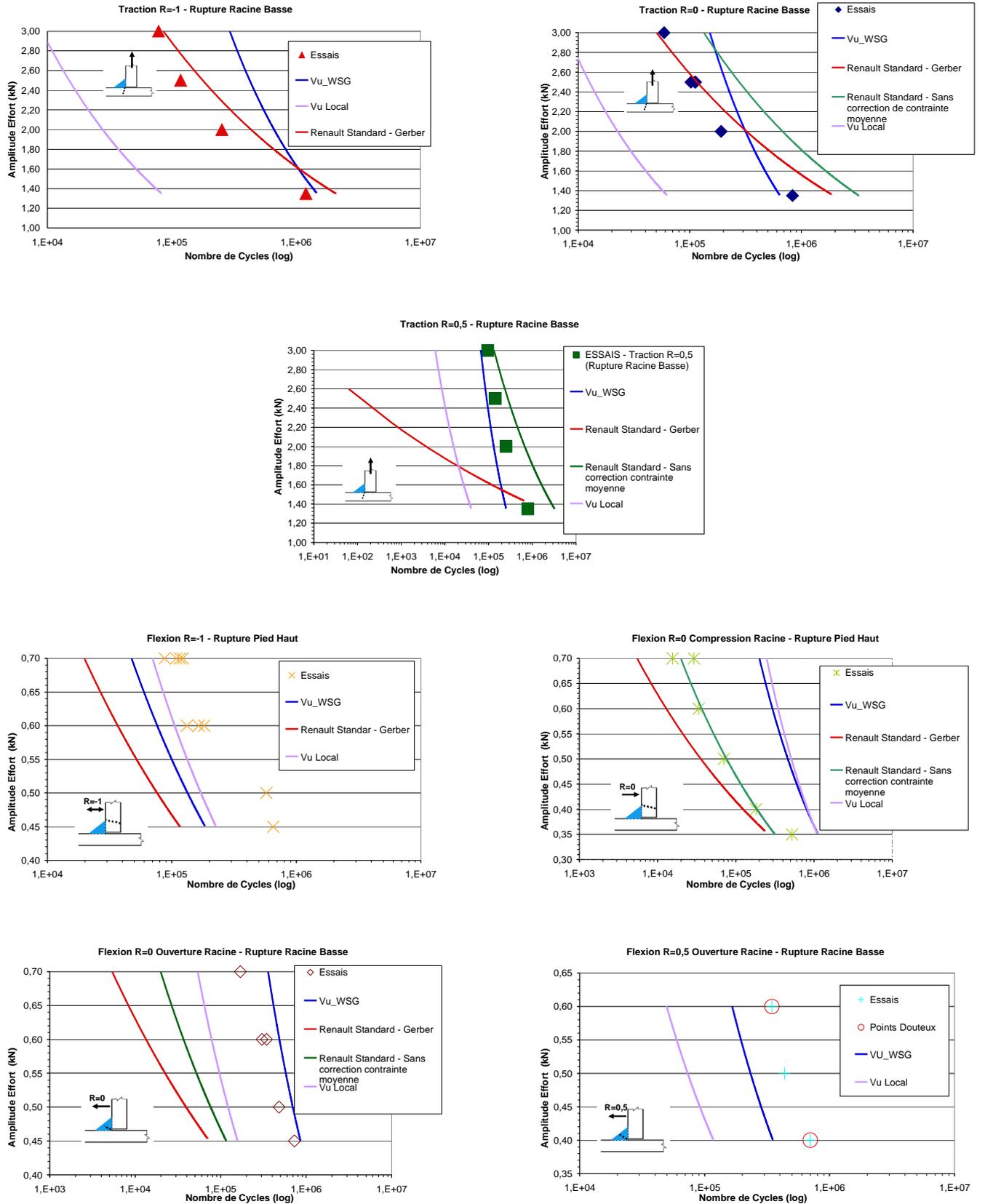


Figure III-91 Prédiction de la durée de vie des méthodologies étudiées pour les chargements à amplitude constante

L'observation de l'ensemble des résultats permet de dégager l'analyse suivante :

- Renault « Standard » avec correction de contrainte moyenne de Gerber (Standard – Gerber) et sans correction de contrainte moyenne (Standard – sans CCM) :
 - La méthodologie « Standard – Gerber » présente des résultats cohérents pour une grande partie des chargements étudiés, à l'exception de la traction $R=0,5$. Cette méthodologie est capable de prévoir correctement la pente de la courbe expérimentale et l'ordre de grandeur de la durée de vie pour les cas de chargement de « Traction $R=-1$ » et « Traction $R=0$ ». Néanmoins elle reste très conservative pour les cas de chargements « Flexion $R=-1$ », « Flexion $R=0$ Compression Racine » et « Flexion $R=0$ Ouverture Racine ».
 - En comparant les résultats obtenus pour les deux méthodes employées par Renault nous pouvons supposer que l'effet de la contrainte moyenne est surestimée par la méthodologie « Standard – Gerber ». En effet la suppression de la correction de l'effet de la contrainte moyenne améliore une grande partie des résultats en particulier pour le cas de chargement à plus forte contrainte moyenne : « Traction $R=0,5$ ». Néanmoins, cela dégrade légèrement les prédictions pour les cas « Traction $R=0$ ».
 - Les prédictions fournies par la méthode « Standard – sans CCM » sont cohérentes. Cette méthodologie permet de retrouver une pente similaire à celle des données expérimentales. Néanmoins les prédictions sont largement conservatives pour le cas de chargement « Flexion $R=0$ Ouverture Racine ».
- Critère de V_u local et « Welded Stress Gradient » avec contrainte équivalente de V_u (V_u_WSG) :
 - L'utilisation locale du critère de V_u permet d'estimer correctement la valeur de la pente des cas de chargement étudiés. Néanmoins, à l'exception du cas de chargement de Flexion $R=-1$, les valeurs de durée de vie prédites sont assez éloignées des points expérimentaux. Cela peut être expliqué par la dispersion constatée en III.8.1.2 et le choix d'une courbe de Wöhler identifiée sur la Flexion $R=-1$ pour le calcul de la durée de vie.
 - La méthodologie WSG combinée à la contrainte équivalente de V_u permet d'améliorer l'ensemble des résultats. En effet, cette méthodologie permet d'estimer correctement la pente et l'ordre de grandeur de la durée de vie des résultats étudiés. Les écarts constatés entre les résultats expérimentaux et numériques sont assez réguliers, ce qui est intéressant pour assurer la fiabilité de la méthodologie.

Un paramètre important à prendre en compte est la quantité des données nécessaires à l'identification de chaque méthodologie étudiée.

La méthodologie Renault « standard » nécessite la connaissance de la géométrie du joint soudé afin de pouvoir construire le maillage « Fayard ». En effet, la position et la taille des éléments du maillage sont dépendantes de l'épaisseur des plaques et des dimensions du joint soudé (I.2.5.1). Dans sa version actuelle, la méthodologie utilise une grande base de données d'essais de suivi de production pour obtenir la courbe de Wöhler utilisée pour le calcul de la durée de vie. Néanmoins, en théorie, il est nécessaire d'établir une série d'essais sur pièce soudée comportant suffisamment de points pour couvrir le domaine étudié. Ensuite nous devons être capables de réaliser le calcul EF afin de convertir la courbe de Wöhler écrite en effort dans une courbe écrite en contrainte « géométrique maximale principale ». Si la correction de la contrainte moyenne est intégrée, deux limites de fatigue sur assemblage soudé, à des valeurs de contrainte moyenne différentes, sont alors nécessaires. En synthèse, nous pouvons assumer que la mise en oeuvre de cette méthodologie nécessite au moins :

- Une détermination de la géométrie moyenne des joints soudés étudiés
- Une courbe S-N sur joint soudé
- Deux limites de fatigue sur joint soudé à valeur de contrainte moyenne différente

La méthodologie WSG avec la contrainte équivalente de V_u nécessite également la connaissance de la géométrie du joint soudé. Le nombre de paramètres géométriques nécessaires dépend de la précision souhaitée pour la description de la géométrie du joint soudé. Néanmoins la connaissance des rayons locaux est essentielle pour le calcul du gradient de contraintes. Ensuite, il est nécessaire d'identifier les paramètres du critère de fatigue de V_u pour le matériau dit « de base », sans l'influence du gradient de contraintes. Pour ce faire, il faut connaître la résistance mécanique du matériau au point d'amorçage et la limite de fatigue pour deux cas de chargement sur assemblage soudé à faible gradient et avec des valeurs des contraintes moyennes différentes. L'intégration de l'effet du gradient de contraintes en proximité du cordon implique de connaître une limite de fatigue d'un cas de chargement à fort gradient supplémentaire. Si l'hypothèse d'une courbe SN à pente $m=3$, présentée dans III.8.2.4, est employée, cette même limite de fatigue sera utilisée pour la détermination de la courbe de Wöhler utilisée pour l'extension de la méthodologie au calcul de la durée de vie. En synthèse, la mise en oeuvre de cette méthodologie nécessite :

- Une détermination de la géométrie moyenne des joints soudés étudiés. Une attention spéciale doit être portée aux rayons locaux.
- Estimation du R_m de la zone d'amorçage
- Deux limites de fatigue à faible gradient

- Une limite de fatigue à fort gradient
- Courbe SN pente $m=3$ (limite de fatigue à fort gradient)

III.8.4. Simulation de la durée de vie sous spectre automobile

Dans III.5 nous avons étudié le comportement de l'éprouvette MS4 sous un chargement de type spectre automobile. Deux types de sollicitation ont été utilisés, la traction et la flexion. Malheureusement le planning de la thèse n'a pas permis la réalisation des calculs sous spectre avec la méthodologie Renault. Ainsi, les résultats expérimentaux seront maintenant utilisés pour évaluer l'apport de la méthodologie WSG par rapport à une application locale de la contrainte équivalente de Vu.

III.8.4.1. Étude du domaine des blocs du spectre de chargement et des Courbes de Wöhler

Nous allons commencer pour analyser la pertinence des courbes de Wöhler déterminés dans III.8.1.3 pour l'application locale du critère de Vu et dans III.8.2.4 pour la méthodologie WSG avec contrainte équivalente de Vu par rapport au domaine du spectre de type « automobile » étudié.

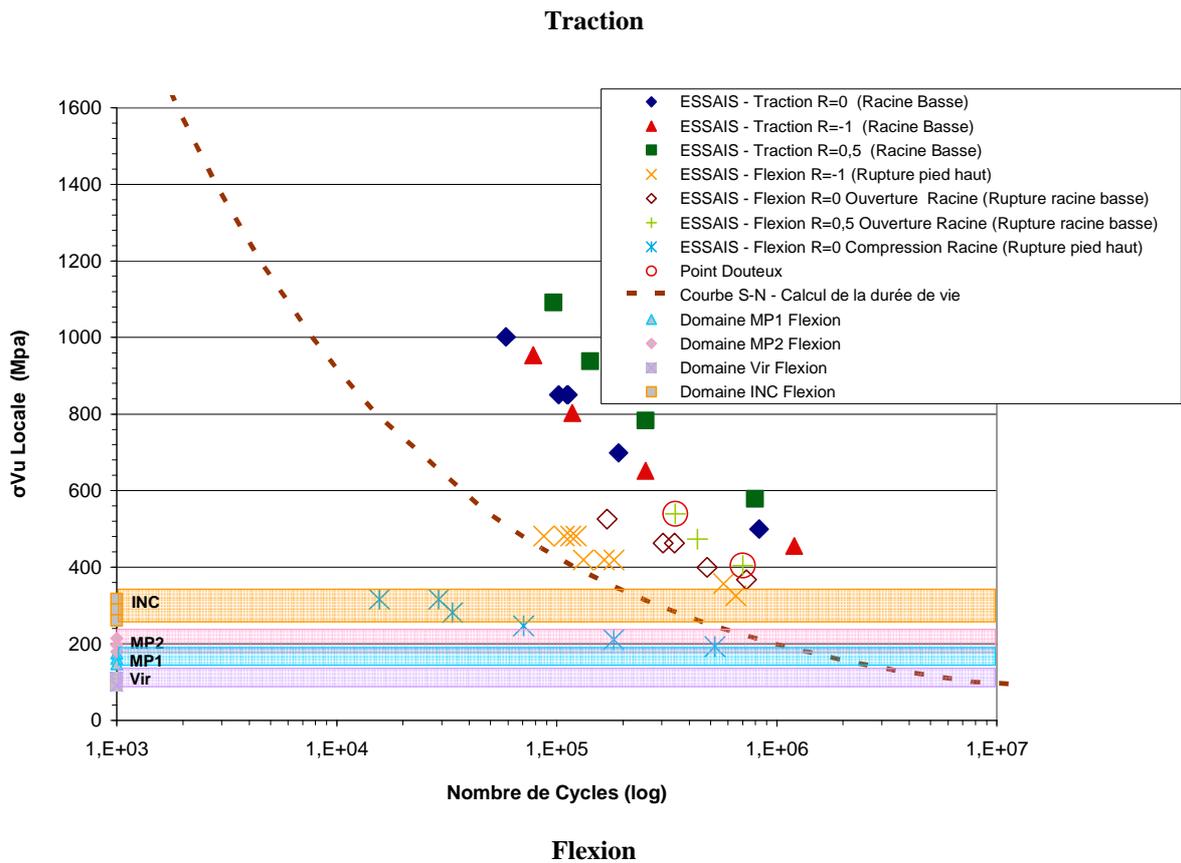
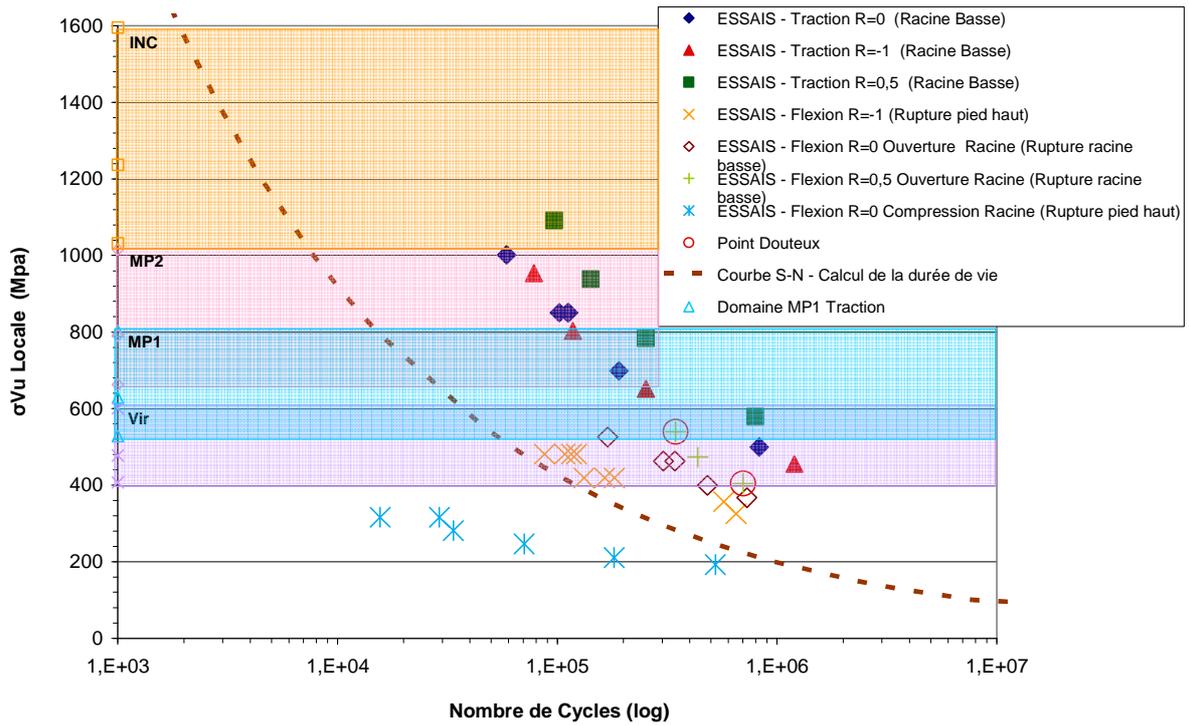


Figure III-92 Courbe de Wöhler, données expérimentales des chargements à amplitude constante et domaine spectre type « automobile » pour l'application locale du critère de Vu

Afin de faciliter l'analyse, la Figure III-92 reprend la courbe de Wöhler proposé dans III.8.1.3 pour l'application locale du critère de V_u et les points expérimentaux des cas de chargement à amplitude constante étudiés. Les données sont présentées en contrainte équivalente de V_u par nombre de cycles. Les rectangles tracés sur les graphiques représentent le domaine de chaque bloc de chargement (mauvais pavés, virages et incidentels) du spectre présenté dans III.5. La Figure III-92-a présente le domaine des blocs de chargement pour le spectre de traction et la Figure III-92-b pour le spectre de flexion.

En observant la Figure III-92-a, on remarque qu'après la conversion en contrainte équivalente de V_u locale, le bloc de chargement « incidentel » tombe en dehors du domaine de validité de la courbe de Wöhler. En effet, malgré la dispersion importante des points expérimentaux, la courbe de Basquin a été identifiée sur le cas de chargement de flexion $R=-1$ dans le but de représenter au mieux le comportement global de tous les cas de chargement dans le domaine de la fatigue à grand nombre de cycles. Le bloc « incidentel » se situe dans le domaine oligocyclique, où nous ne connaissons pas le comportement de l'assemblage étudié. Ainsi, il est délicat d'extrapoler l'utilisation de cette courbe au domaine des faibles durées de vie.

Les blocs de chargement du spectre de flexion (Figure III-92-b), par contre, sont situés à l'intérieur du domaine valable, même si nous ne disposons pas des points expérimentaux dans le domaine entre 1^6 et 1^7 cycles, les études de l'IIW [IIW, 2008] nous permettent d'étendre la courbe de Basquin à ce domaine.

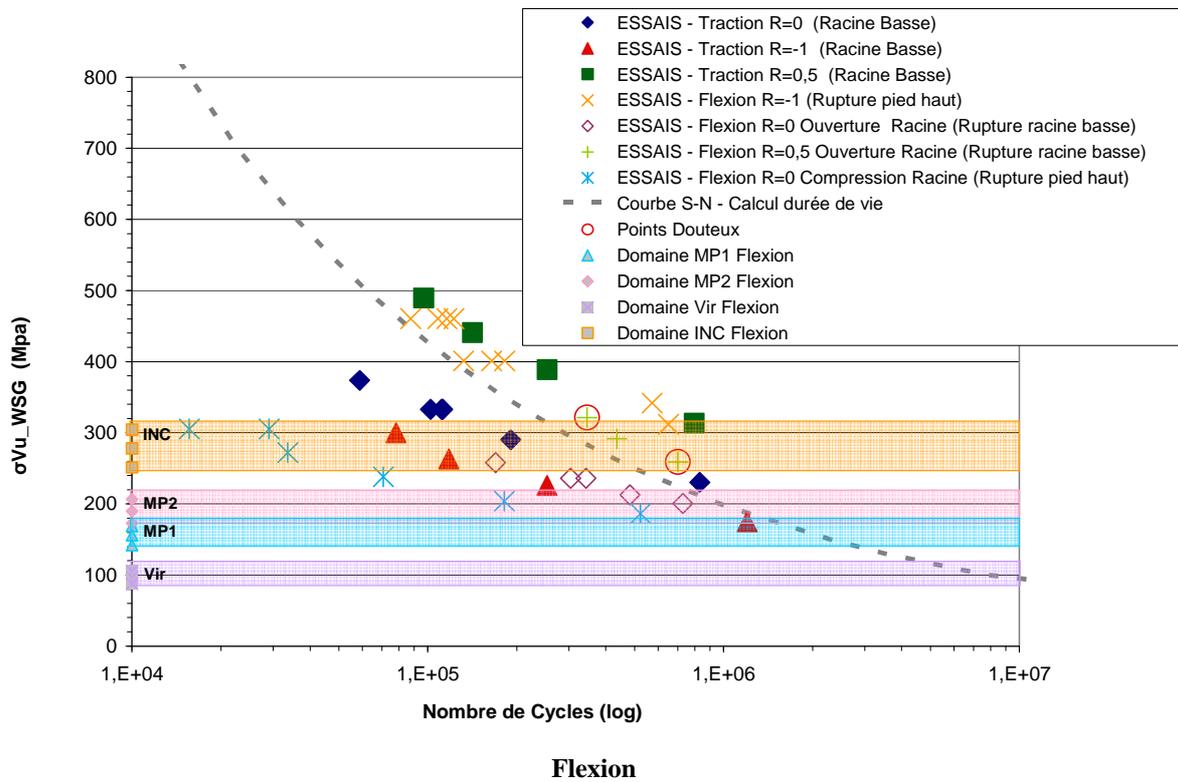
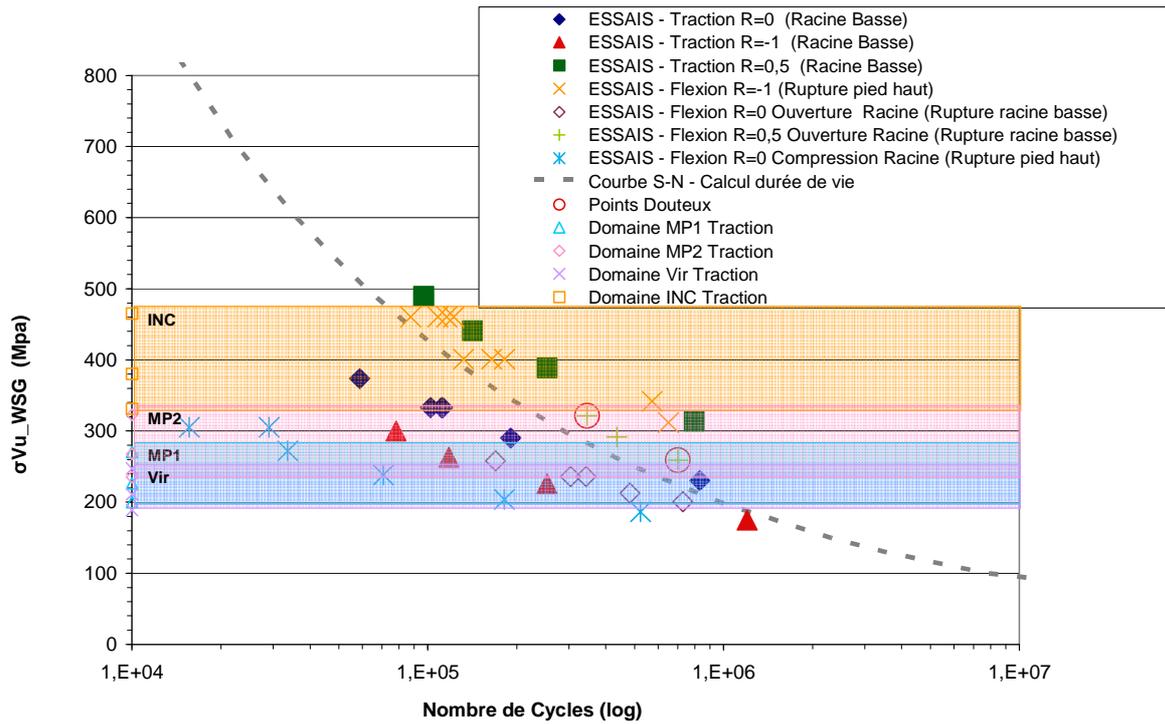


Figure III-93 Courbe de Wöhler, données expérimentales des chargements à amplitude constante et domaine spectre type « automobile » pour la méthodologie WSG avec la contrainte équivalente de Vu

La même démarche est employée pour la méthodologie WSG avec la contrainte équivalente de V_u . La Figure III-93 retrace la courbe de Wöhler proposée dans III.8.2.4 pour la méthodologie WSG et les points expérimentaux des cas de chargement à amplitude constante étudiés. Les données sont présentées en contrainte équivalente de V_{u_WSG} par le nombre de cycles. Les rectangles tracés sur les graphiques représentent le domaine de chaque bloc (mauvais pavés, virages et incidentels) du spectre de chargement présenté dans III.5. La Figure III-93-a présente le domaine des blocs de chargement pour le spectre de traction et la Figure III-93-b pour le spectre de flexion.

Comme il a été démontré dans la partie III.8.2.4, la méthodologie WSG associée à la contrainte équivalente de V_u permet d'améliorer le regroupement des points. Toutefois le cas de flexion $R=0$ compression racine présente des points assez éloignés du regroupement principal. Nous pouvons observer que la méthodologie WSG permet de ramener l'ensemble des blocs de chargement du spectre dans le domaine valable de la courbe de Wöhler (fatigue à grande nombre de cycles – 1^4 à 1^7 cycles). En analysant le domaine du spectre de flexion présenté dans la Figure III-93-b, il s'est avéré que les blocs MP1 et Vir du spectre restent dans un domaine où aucune donnée expérimentale est disponible. Néanmoins nous pouvons nous appuyer sur les études de l'IIW [IIW, 2008] pour étendre l'utilisation de la courbe de Basquin jusqu'à 1^7 cycles.

La décision d'imposer ou pas une limite de fatigue constitue un point délicat du choix de la courbe de Wöhler. L'IIW propose l'utilisation des courbes de Basquin avec une limite de fatigue à 1^7 cycles. A partir des observations réalisées dans II.5.1.3.A, nous avons décidé d'utiliser des courbes de Basquin sans limite de fatigue pour le spectre de chargement étudié. Néanmoins, nous pouvons observer que, pour tous les cas de chargement étudiés, le niveau de la contrainte reste supérieur à la limite de fatigue de 1^7 cycles, ainsi nous ne disposons pas d'éléments nécessaire pour analyser la pertinence de l'imposition d'une limite de fatigue dans ce contexte.

III.8.4.2. Simulation de la durée de vie avec une règle de cumul linéaire

Après avoir étudié la pertinence des courbes de Wöhler sélectionnées, les deux méthodologies étudiées sont combinées à la règle de cumul de dommage linéaire de Miner afin d'estimer la durée de vie des spectres de chargement de type automobile de traction (III.5.2) et de flexion (III.5.3).

La Figure III-94 présente les points expérimentaux et les prédictions obtenus par les deux méthodologies pour le spectre de chargement de type « automobile » de traction (Figure

III-94-a) et de flexion (Figure III-94-b). Les données sont présentées en effort maximal au cycle « incidentel » par nombre de cycles.

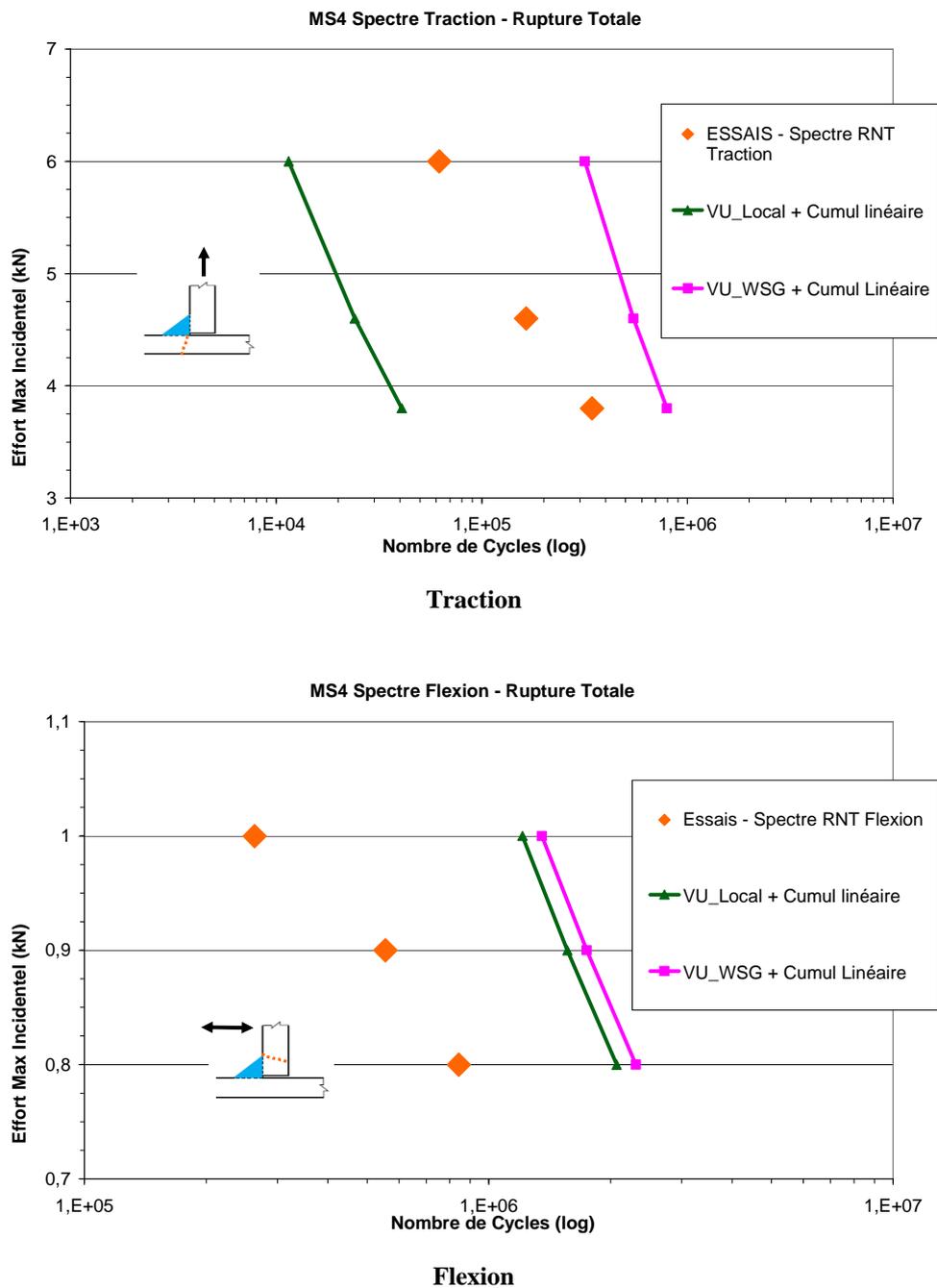


Figure III-94 Simulation de la durée de vie avec cumul de dommage linéaire pour l'application locale du critère de Vu et pour la méthodologie WSG avec contrainte équivalente de Vu

En analysant la Figure III-94 nous pouvons ressortir les conclusions suivantes :

- Critère de Vu local avec cumul linéaire de dommage :
 - Bonne représentation de la tendance des résultats expérimentaux.

- Les prédictions sont conservatives pour le spectre de traction et non conservatives pour le spectre de flexion. L'écart entre la simulation et les points expérimentaux est similaire pour les deux cas. Nous pouvons envisager trois sources différentes pour cet écart. La première est la dispersion constatée lors du regroupement des points expérimentaux engendrée par le critère de V_u (Figure III-92). En effet, l'utilisation locale de la contrainte ne permet pas de regrouper complètement les différents cas de chargement. La deuxième source possible est l'extrapolation de la courbe de Basquin à des domaines où nous ne connaissons pas le comportement de l'éprouvette MS4, ce cas de figure est rencontré dans le bloc « incidentel » du spectre de traction. Enfin, la troisième source possible est l'éventuelle non linéarité du cumul de dommage qui n'est pas prise en compte par la règle de cumul linéaire.
- WSG - contrainte équivalente de V_u avec cumul linéaire de dommage :
 - Bonne représentation de la tendance des points expérimentaux.
 - Les prédictions sont non conservatives pour les deux cas de chargement (spectre traction et spectre flexion). Toutefois, l'écart est plus important pour le cas de flexion. Cette disparité entre les deux cas de chargement pourrait s'expliquer par le regroupement des points expérimentaux induite par la méthodologie V_u _WSG, présentée dans la Figure III-93. La méthodologie WSG semble être plus performante sur la simulation des chargements de traction que sur la simulation des chargements de flexion. En effet, les points de chargements de traction à amplitude constante sont mieux regroupés, en comparaison aux points de flexion. Néanmoins, l'écart constaté pour le spectre semble plus important que celui observé pour les cas à amplitude constante. Ainsi, l'éventuel apport d'une méthodologie de cumul non linéaire mérite d'être exploré.

III.8.4.3. Simulation de la durée de vie avec la règle de cumul non linéaire « Damage Curve Approach »

Nous avons vu dans la section précédente que la méthodologie V_u _WSG combinée à une règle de cumul linéaire peut fournir une première approximation de la durée de vie d'assemblages soudés soumis à un spectre de type « automobile ». Néanmoins, un écart considérable est constaté entre la simulation et les données expérimentales. Cet écart ne semble pas pouvoir être justifié uniquement par la dispersion constatée lors de l'identification de la courbe de Wöhler de référence (Figure III-93).

La section II.5 a démontré l'intérêt de l'intégration de la non linéarité du cumul de dommage à la méthodologie de calcul, afin d'estimer la durée de vie du spectre étudié sur des éprouvettes lisses d'acier C35. En effet, l'interaction entre les blocs de chargement modifie fortement l'évolution du dommage par rapport à un cas de chargement à amplitude constante. Il est évident que la méthodologie proposée comprend un certain nombre d'hypothèses qui peuvent influencer le résultat. L'intégration de la non linéarité du cumul de dommage semble un facteur important pour améliorer sa performance.

Ainsi, en se basant sur l'observation réalisée au chapitre II, la méthodologie « Damage Curve Approach (DCA) » dans la version proposée par [S. Manson & Halford, 1981] (présentée dans I.4.2.2) a été sélectionnée pour simuler le cumul de dommage non linéaire. Ce choix est motivé par sa simplicité, le faible temps de calcul et les bonnes performances obtenus dans II.5.1.4 pour cette méthodologie.

Le cumul de dommage de la méthode « DCA » est régi par l'équation :

$$D = \left(\frac{n}{Nf} \right) \left(\frac{Nf}{N_{réf}} \right)^\alpha \quad \text{Éq. III-11}$$

L'étude réalisée dans II.5.1.4 a permis de déterminer la valeur de $\alpha=0,6$ pour le calcul réalisé avec une courbe de Basquin identifiée sur des essais de torsion $R=-1$ sur acier C35. Cette configuration a permis d'obtenir des bons résultats pour l'estimation de la durée de vie d'éprouvettes lisses d'acier C35 soumises à un spectre multiaxial traction – torsion de type « automobile ».

Il existe vraisemblablement de grandes différences entre les cas étudiés en II.5.1.4 et son extension aux assemblages soudés. Tout d'abord, le spectre appliqué sur les assemblages soudés est uniaxial. Ensuite, nous devons prendre en compte les caractéristiques particulières du matériau du joint soudé et la présence d'une entaille au point d'amorçage. La valeur de $\alpha=0,6$ a été initialement envisagée pour la méthodologie de calcul sur assemblages soudés. Nous pouvons observer sur la Figure III-95 que cette valeur d'exposant représente un apport minime par rapport au calcul réalisé avec une règle de cumul linéaire, et ne permet pas de retrouver les valeurs expérimentales obtenues pour le spectre de traction (Figure III-95-a) et de flexion (Figure III-95-b).

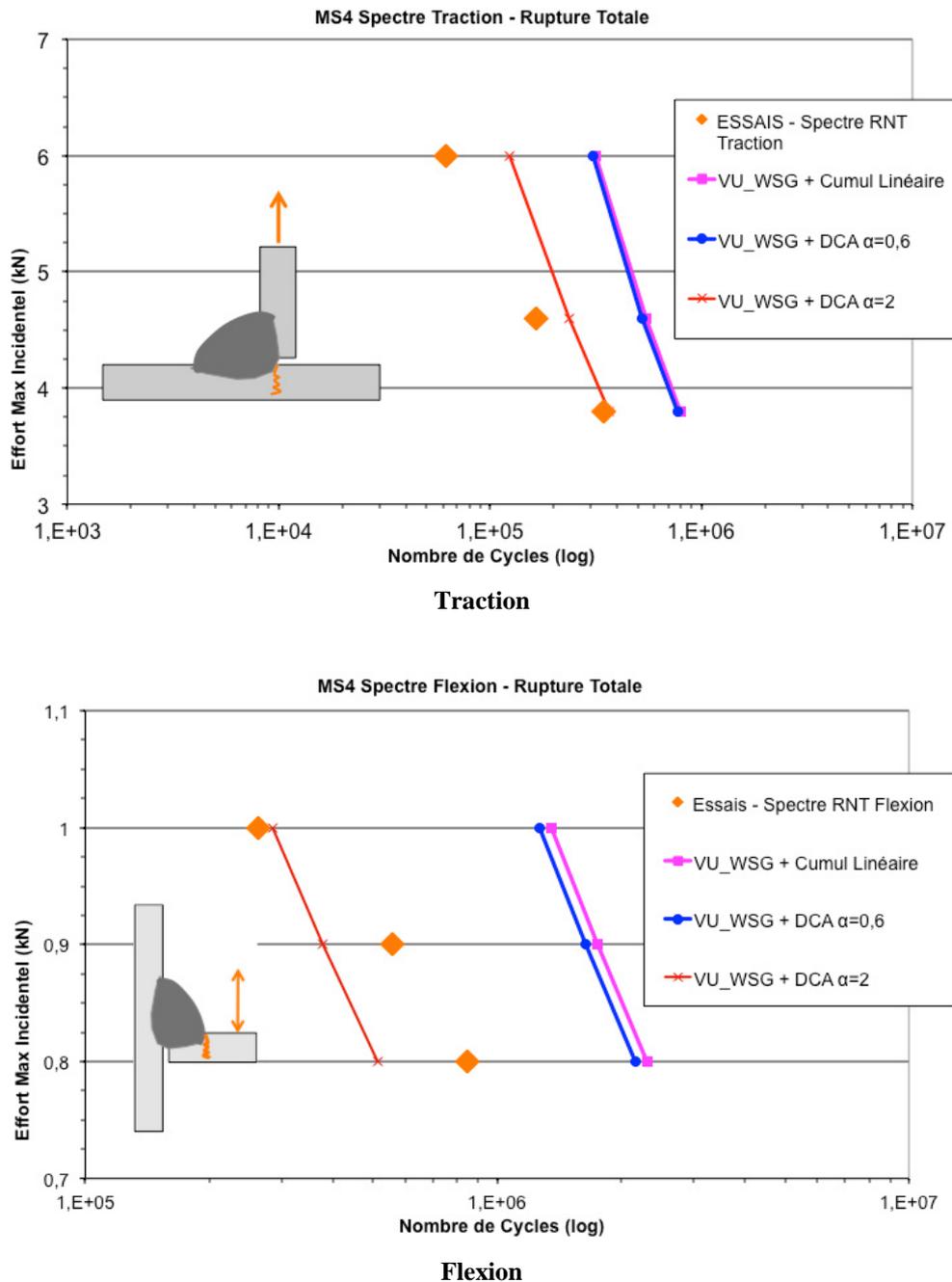
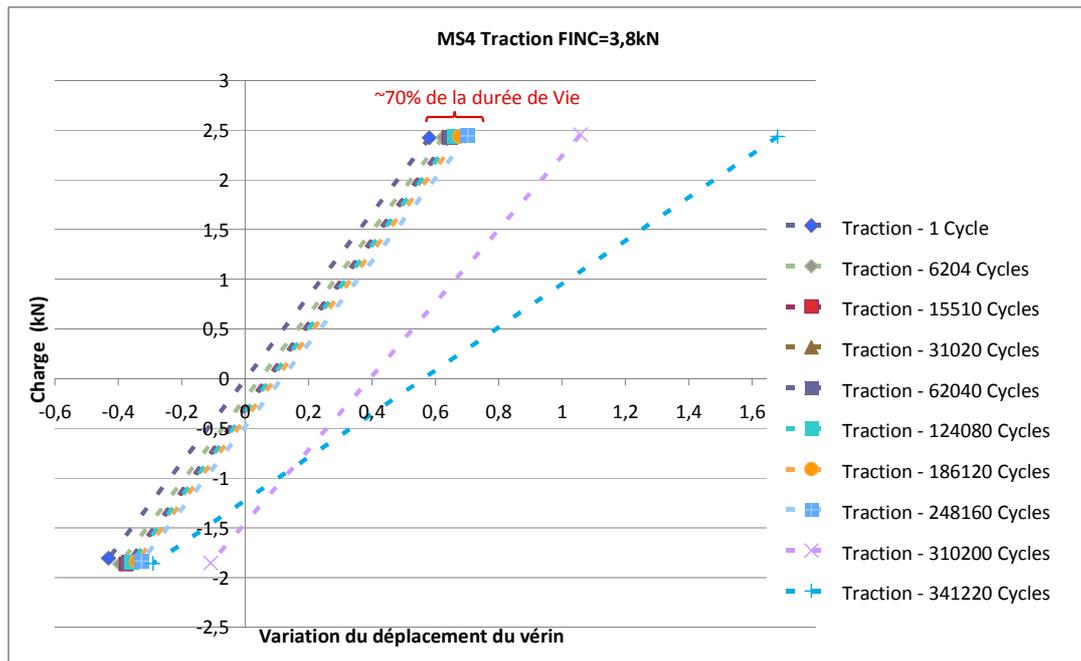


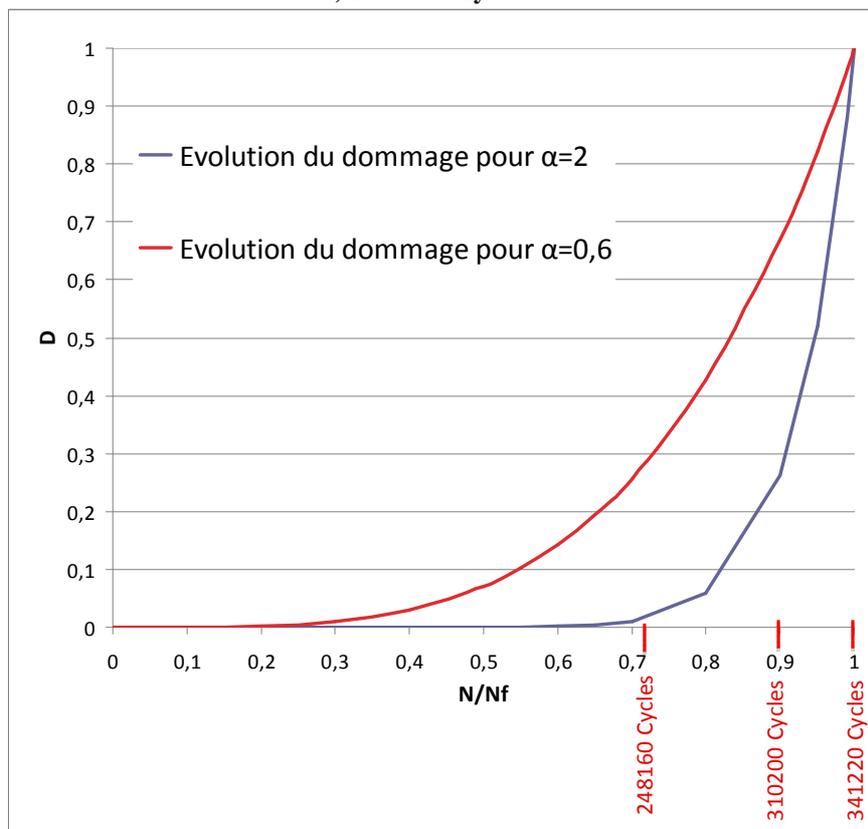
Figure III-95 Simulation de la durée de vie avec cumul de dommage non linéaire « DCA » pour la méthodologie WSG avec contrainte équivalente de Vu

Nous pouvons observer sur la Figure III-95 qu'une valeur de $\alpha=2$ permet une bonne estimation des valeurs expérimentales pour le spectre de traction (Figure III-95-a) et de flexion (Figure III-95-b). Cette valeur d'exposant assez élevée indique une forte non linéarité du cumul de l'évolution du dommage. Ainsi, il est nécessaire d'étudier la cohérence entre cette hypothèse et le comportement expérimental réel de l'éprouvette MS4. Malheureusement, les données expérimentales disponibles ne sont pas suffisantes pour une analyse approfondie de ce phénomène. Nous proposons de réaliser une analogie entre l'évolution de la perte de

raideur de l'éprouvette et l'évolution du dommage. L'évolution de la perte de raideur est représentée par la courbe d'hystérésis obtenue en traçant l'effort appliqué par la variation du déplacement du vérin. En raison du grand nombre de points expérimentaux, chaque boucle sera représentée seulement par son point maximum et minimum.

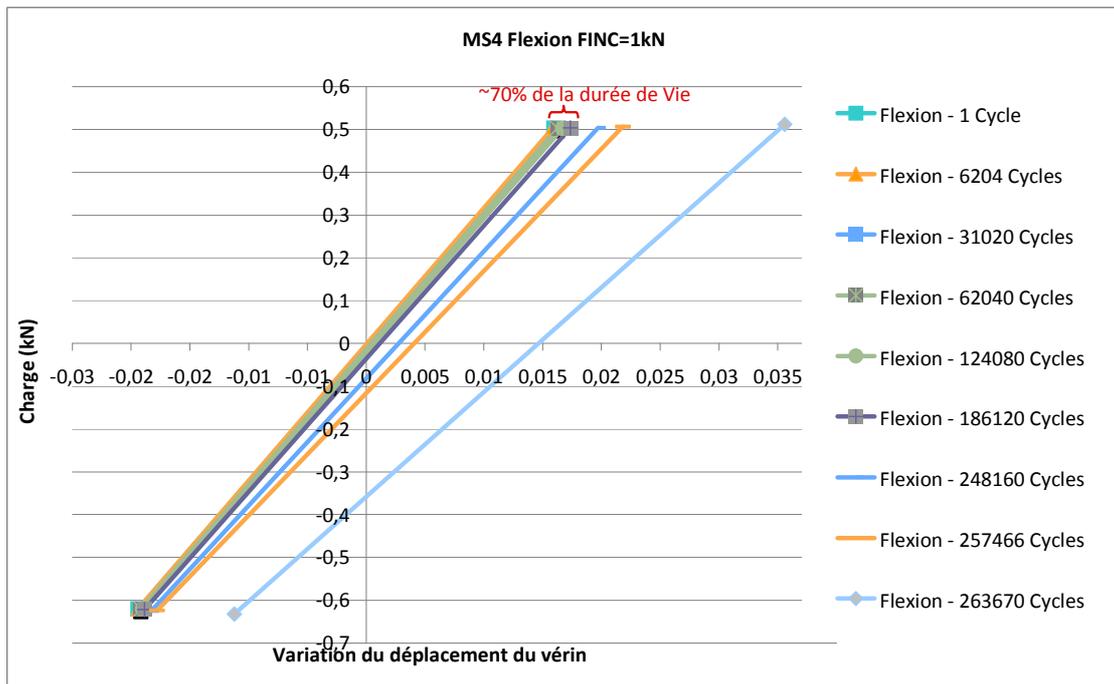


a) Boucle d'hystérésis

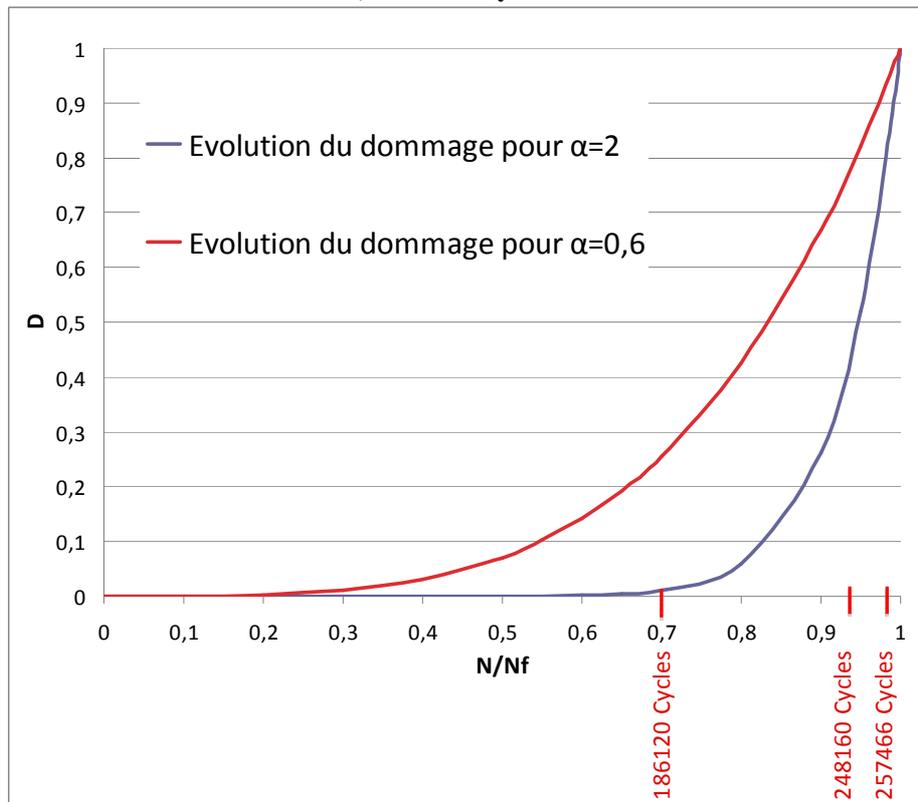


b) Évolution du dommage

Figure III-96 Boucle d'hystérésis et courbe d'évolution du dommage pour la méthode VU_WSG + DCA avec $\alpha=0,6$ et $\alpha=2$ pour le spectre de traction FINC= 3,8kN – NF= 344322 Cycles



a) Boucle d'hystérésis



b) Évolution du dommage

Figure III-97 Boucle d'hystérésis et courbe d'évolution du dommage pour la méthode VU_WSG + DCA avec $\alpha=0,6$ et $\alpha=2$ pour le spectre de flexion FINC= 1kN – NF= 263670 Cycles

La Figure III-96 présente la boucle d'hystérésis (Figure III-96-a) et l'évolution du dommage simulée par la méthode « VU_WSG+DCA » avec des valeurs d'exposant de $\alpha=0,6$ et $\alpha=2$ (Figure III-96-b) pour le spectre de traction, alors que la Figure III-97 présente la même analyse pour le spectre de flexion.

Sur les deux cas chargement, nous pouvons observer la même tendance sur l'évolution de la perte de raideur. Jusqu'à environ 70% de la durée de vie, l'évolution de la perte de raideur est assez lente, ensuite elle s'accélère fortement jusqu'à la rupture finale. Cette tendance est représentée correctement par la courbe d'évolution du dommage pour une valeur d'exposant de $\alpha=2$, alors que la valeur de $\alpha=0,6$ correspond à une non linéarité moins prononcée.

A partir de cette analyse, il semble cohérent d'introduire une forte non linéarité sur le cumul de dommage de la méthodologie de calcul sur assemblages soudés. Néanmoins des essais complémentaires sont nécessaires afin de mieux comprendre les phénomènes impliqués. Tout d'abord, la réalisation d'essais sans « incidentel » permettra d'évaluer le rôle de ces cycles sur le cumul de dommage. Comme cité dans II.4.1, la bibliographie [Sonsino, C.M., 2011; Zheng, 1994] atteste un comportement assez différent entre les assemblages soudés et les éprouvettes lisses suite aux surcharges. Ensuite, des essais en blocs permettraient de réaliser une étude similaire à celle présentée dans II.5.1.4.B et, ainsi, de mieux comprendre le comportement de la structure et de valider le choix de la valeur de l'exposant α .

III.8.5. Intégration à la chaîne de calcul Renault

Plusieurs possibilités d'intégration des méthodologies développées à la chaîne de calcul Renault peuvent être envisagées. Tout d'abord, il est important de souligner la croissance rapide de la puissance de calcul et l'utilisation de plus en plus courante de maillages volumiques détaillés en industrie. Ainsi, les méthodologies proposées peuvent être aisément employées. La description volumique du joint soudé, avec la modélisation des moustaches, nécessite la recherche interactive de la direction de calcul du gradient de la méthodologie WSG. Ainsi, l'implémentation d'une technique de recherche de cette direction sera nécessaire.

D'un autre côté, la méthodologie WSG associée à la contrainte équivalente de Vu peut s'intégrer facilement à la méthode « Global/Local » Renault. En effet, il suffit d'intégrer le calcul de la contrainte de Vu_WSG sur le modèle local lors du calcul de la « matrice d'entaille » (I.2.5.2) et ainsi obtenir une « contrainte d'entaille » écrite en σ_{Vu_WSG} . Une fois que le calcul est réalisé une seule fois pour chaque mode de sollicitation, la recherche de la direction du gradient peut être réalisée manuellement. Ensuite, la courbe de Wöhler doit être identifiée selon la méthodologie proposée dans III.8.2.2.

Une possibilité intéressante, qui mérite d'être étudiée, est l'utilisation du critère de V_u seul sur un maillage de type « Fayard ». En effet, ce maillage permet d'obtenir une contrainte non locale qui intègre l'effet de la distribution des contraintes autour du joint soudé. Ainsi, la contrainte équivalente de V_u , plus riche qu'une contrainte de type maximale principale, permettrait d'intégrer l'effet de la contrainte moyenne et du déphasage des chargements multiaxiaux.

III.8.6. Synthèse

Dans cette section, nous avons étudié le développement d'une nouvelle méthodologie de calcul de la durée de vie à l'amorçage d'assemblages soudés soumis à un spectre de type « automobile ».

Cette étude a utilisé comme point de départ l'analyse effectuée dans II.5 sur des éprouvettes lisses d'acier C35. Cette analyse a été transposée aux assemblages soudés, où une série de méthodologies de calcul en fatigue ont été comparés, afin de dégager les caractéristiques principales à intégrer dans la méthode finale. Cela a abouti à une méthodologie fondée sur l'association de la contrainte équivalente de V_u , capable de prendre en compte un spectre de chargement multiaxial complexe de type « automobile », à la méthode « Welded Stress Gradient », qui permet d'intégrer l'effet de la distribution des contraintes dans le volume du matériau. Finalement, la méthode « Damage Curve Approach » est proposée pour prendre en compte, de façon simplifiée, l'effet du cumul non linéaire de dommage.

La méthodologie proposée a ensuite été comparée à l'actuelle méthodologie de calcul Renault. La méthodologie Renault « standard » utilise la contrainte principale maximale prélevée sur un maillage de type « Fayard » combinée à une courbe de Wöhler déterminée sur assemblages soudés. La méthodologie originale compte avec une correction de la contrainte moyenne de type Gerber. Néanmoins, au cours de la campagne de calculs, Renault a décidé de supprimer cette correction et ce qui a amélioré les prédictions de leur méthodologie.

Le Tableau III-26 synthétise les méthodologies étudiées avec leurs composants et les données nécessaires pour leur identification. La capacité de prédiction des méthodologies est classée en trois catégories :  Satisfaisante,  Neutre et  Non satisfaisante. Le temps de calcul sur une éprouvette MS4 pour les cas de chargement étudiés sera également évalué.

Tableau III-26 Comparaison des méthodologies de calcul sur assemblage soudé

Méthode de Calcul							Capacité de Prédiction			Temps de Calcul
Référence	Méthode de prélèvement de la contrainte	Contrainte équivalente de fatigue	Correction de contrainte moyenne	Type de cumul	Type de courbe de Wöhler – Extension durée de vie	Identification	Limite de fatigue	Amplitude constante	Spectre	
Contrainte maximale principale	Locale	σ maximale principale	non	N	N	-1 limite de fatigue	■	N	N	■
Vu local + Cumul Linéaire		WSG	Vu	Intégrée au critère de Vu	Linéaire	Basquin sans limite de fatigue	-Rm	■	■	■
Vu_WSG + Cumul linéaire	-3 limites de fatigue						■	■	■	■
<u>Vu_WSG</u> + <u>DCA</u>	-3 limites de fatigue						■	■	■	■
	- Evolution raideur						■	■	■	■
Renault « Standard – Gerber »	Géométrique (maillage Fayard)	σ maximale principale géométrique	Gerber	Linéaire		-2 limites de fatigue	N	■	N	■
Renault « Standard – Sans correction σ moy »			non			- 1 Courbe de Wöhler	N	■	N	■

N – Calcul non réalisé

La méthodologie « Welded Stress Gradient » avec contrainte équivalente de Vu et cumul non linéaire « Damage Curve Approach » (Vu_WSG + DCA – Tableau III-26) permet d’obtenir des bons résultats pour l’ensemble des cas étudiés, soit en amplitude constante ou sous spectre « automobile ». Le nombre de données nécessaires à l’identification des paramètres est raisonnable. Deux limites de fatigue à faible gradient et la résistance mécanique du matériau sont nécessaires à l’identification des paramètres du critère de fatigue de Vu du matériau « de base » à gradient nul. Une troisième limite de fatigue à fort gradient sera utilisée pour obtenir les paramètres de la méthodologie WSG et la courbe de Wöhler pour l’extension au calcul de la durée de vie. La méthodologie peut s’intégrer aisément à l’actuelle méthodologie « Global/Local » Renault et son extension à d’autres méthodes de calcul présente de bonnes perspectives.

Néanmoins, des études complémentaires sont nécessaires afin de perfectionner la méthodologie proposée. Un premier point de travail est l’amélioration du regroupement des points présentés dans la Figure III-90. Comme nous avons vu dans III.8.2.4, le cas de chargement flexion R=0 compression racine reste assez éloigné du regroupement principal de points. Un effort doit être porté sur la compréhension de ce phénomène, une piste d’étude est

la distance critique utilisée pour le calcul du gradient. Ce calcul s'effectue à l'aide d'une distance critique égale au rayon local du joint soudé dans une direction perpendiculaire à la direction tangente au point de contrainte maximale local. Ainsi d'autres options de distance critique peuvent être étudiées. L'étude a, également, été réalisée sur un maillage 2D, son extension à un cas 3D complexe, comportant par exemple des moustaches, impose une recherche de la direction de gradient maximale dans l'espace. Toutefois, cela ouvre également des perspectives pour d'autres méthodologies de prise en compte de l'influence du gradient sur la durée de vie en fatigue, comme par exemple l'intégration dans le volume de la contrainte équivalente de fatigue. Finalement, des essais complémentaires sont nécessaires pour la validation de la méthodologie de cumul non linéaire employée. La réalisation d'essais sans « incidentel » permettrait d'estimer l'influence des surcharges sur le cumul de dommage pour les cas spécifiques d'assemblages soudés. Ensuite, la réalisation d'essais par bloc permettrait de valider la valeur de $\alpha=2$ de la méthode « DCA » déterminée pour les cas étudiés et de proposer une méthodologie d'identification adaptée aux assemblages soudés.

Les temps de calcul de la méthodologie complète, comprenant le critère de Vu, la méthodologie WSG et le cumul non linéaire « DCA », pour le modèle 2D de l'assemblage MS4 sont raisonnables. Les calculs ont été réalisés sur modèle EF 2D de 387 877 éléments triangulaires élastiques linéaires (CPE3), à l'aide d'une sub-routine UVARM/Abaqus sur 4 processeurs (dual core AMD Opteron 275 2.2GHz) d'un cluster de calcul. Le temps de calcul de la contrainte équivalente de Vu est de l'ordre de 5 min pour chaque cas de chargement (un cas de chargement à amplitude constante ou un bloc du spectre). Le post-traitement WSG a été réalisé sur des feuilles de calcul Excel et le cumul de dommage non linéaire « DCA », ne prend que quelques secondes sur Matlab. Toutefois, les calculs ont été réalisés sur un spectre uniaxial. Ainsi le calcul de la valeur de $J_{2,moy}$ du critère de Vu est simplifié, l'extension aux cas de chargement multiaxiaux non proportionnels induira des temps de calcul plus importants. Ensuite, l'extension au calcul 3D impose l'utilisation d'une méthodologie de recherche de la direction de calcul du gradient qui pourra être coûteuse en temps. Toutefois, cela ne semble pas prohibitif : en effet, des zones spécifiques peuvent être délimitées et, ainsi, la méthodologie sera appliquée seulement en proximité des cordons, le restant de la structure pourra être traité simplement par le critère de Vu comme présenté dans II.5.

La prochaine étape, après avoir implémenté l'application 3D de la méthodologie, sera sa validation multiaxiale. Nous avons vu dans I.3.3 que le critère de Vu présente une bonne performance dans la prédiction des chargements multiaxiaux proportionnels et non proportionnels, avec et sans contrainte moyenne (II.5.1). Néanmoins, il serait intéressant d'étendre l'analyse aux assemblages soudés. L'éprouvette MS4 pourrait convenir parfaitement à cette étude. En effet, le montage de traction présenté dans III.2.2.1, peut être utilisé pour induire une légère torsion combinée à une sollicitation de traction et ainsi générer un cas d'étude multiaxial.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Cette étude avait pour objectif le développement d'une méthodologie de calcul adaptée aux assemblages soudés soumis à des chargements multiaxiaux d'amplitude variable. Cette méthodologie doit être suffisamment riche pour intégrer le chargement complexe et les particularités des joints soudés, tout en restant assez simple pour assurer des temps de calcul cohérents vis à vis d'une application industrielle. La réalisation de deux campagnes expérimentales a permis de découpler les incertitudes et d'identifier les paramètres à prendre en compte dans la modélisation.

La première campagne expérimentale, réalisée sur l'acier C35 à l'aide d'un spectre automobile multiaxiale à amplitude variable, a permis de mettre en évidence les caractéristiques particulières du spectre automobile étudié. Cette analyse s'est développée autour de l'observation de faciès de rupture, de la longueur de fissures par répliques et des boucles d'hystérésis. Même si l'observation de faciès de rupture ne permet pas d'identifier une influence explicite des cycles « incidentels » sur les plans critiques d'amorçage et propagation de fissures, le suivi de fissures par réplique permet de révéler une évolution de l'endommagement fortement non linéaire. Cette étude a mis en évidence l'importance de la prise en compte de l'interaction entre les blocs de chargement, y compris les blocs situés en dehors du domaine de la fatigue à grand nombre de cycles, et de l'évolution non linéaire de l'endommagement pour le spectre étudié. Les résultats expérimentaux apportent également un complément à la base de données disponible sur l'acier C35, avec un cas d'étude sur spectre multiaxial à amplitude variable.

A partir de cette campagne expérimentale, nous avons proposé trois méthodologies différentes pour simuler la durée de vie sous spectre automobile complexe. Cette étude s'est articulée autour du critère d'endurance de Vu. Lors des études précédentes [Vu et al., 2010; Vu, 2009], ce critère a montré de bons résultats pour une série de cas de chargements proportionnels, non proportionnels, avec et sans valeur moyenne, à amplitude constante et par bloc. D'une façon générale, pour le spectre de type « automobile » étudié, l'utilisation de ce critère a favorisé l'amélioration des prédictions en comparaison au critère de Crossland et à la méthodologie standard Renault. Trois méthodologies de cumul de dommage différentes ont été comparées. Tout d'abord, l'utilisation d'une méthodologie type « critère de fatigue + règle de cumul de dommage » a mis en évidence la sensibilité de ce type de méthodologie à la formulation de la courbe de Wöhler utilisée et le besoin de garder la cohérence entre le domaine d'identification et le domaine d'application. Dans ce contexte, nous avons constaté que même une règle de cumul de dommage non linéaire assez simple comme la « DCA » [Halford & Manson, 1985] peut améliorer les prédictions par rapport à la règle de cumul de dommage linéaire [Miner, 1945]. Néanmoins, cette méthodologie reste fortement dépendante de la courbe de Wöhler et nécessite des études complémentaires. Nous avons ensuite utilisé le

modèle d'endommagement de Vu [Vu et al., 2014], qui propose l'utilisation du critère de Vu comme surface de charge. Dans sa version originale, ce modèle n'est pas adapté à traiter les cycles « incidentels ». Néanmoins, il a montré de très bons résultats pour l'estimation de la durée de vie d'essais « sans incidentel ». Son utilisation présente des perspectives très intéressantes. En effet, sa formulation incrémentale et la modélisation du couplage plasticité – endommagement à l'échelle mésoscopique semblent efficaces pour la prise en compte des effets de séquence des blocs (cumul de dommage non linéaire) et de cycles en dessous de la limite de fatigue. L'utilisation du modèle permet de réaliser moins « d'approximations » et de baser le calcul sur le comportement du matériau. Toutefois, cela a un coût en calculs assez élevé qui peut limiter fortement son application aux structures dans un contexte industriel.

La deuxième campagne d'essais a été réalisée sur une mini structure (MS4) représentative de la géométrie et du procédé de fabrication de pièces de liaison au sol. Les essais réalisés en amplitude constante pour différents rapports de charge en traction et flexion ont permis de générer trois modes de rupture différents. Nous avons constaté une différence de sensibilité à la valeur moyenne du chargement selon le site de rupture observé. L'étude du procédé de fabrication et des éléments de la bibliographie a permis de relier ce phénomène à l'effet d'entaille et aux effets des contraintes résiduelles, différents selon le site observé. Cela permet de mettre en évidence le danger de conclusions hâtives sur la sensibilité à la valeur moyenne et le besoin d'une méthodologie d'identification cohérente. Les essais réalisés à l'aide d'un spectre de chargement à amplitude variable ont présenté des sites de rupture et des pentes des courbes de Basquin similaires aux essais réalisés sous amplitude constante. Néanmoins, l'observation des boucles d'hystérésis a montré un comportement fortement non linéaire, avec une perte de raideur assez lente jusqu'à environ 70% de la durée de vie et ensuite une forte accélération.

Finalement, une méthodologie de calcul pour les assemblages soudés sous chargement à amplitude variable est proposée. Afin de simplifier l'utilisation de la méthodologie et rendre possible son application dans le milieu industriel, nous choisissons d'utiliser une stratégie de calcul basée sur l'utilisation d'un modèle EF en élasticité linéaire fidèle à la géométrie réelle du joint soudé. Toutes les caractéristiques particulières des assemblages soudés, comme par exemple l'influence des contraintes résiduelles et de l'hétérogénéité du matériau, seront prises en compte de façon indirecte par l'identification des paramètres du post traitement en fatigue, réalisée directement sur des joints soudés. Ce post traitement est composé du critère de Vu, combiné à la méthodologie « WSG » et à la règle de cumul non linéaire « DCA ». Le critère de Vu permet d'intégrer la prise en compte des chargements multiaxiaux. La méthodologie « WSG » utilise le gradient en proximité des points critiques du joint soudé pour intégrer

l'effet de la géométrie au calcul en fatigue. Enfin, la méthodologie « DCA » apporte la prise en compte du cumul non linéaire induit par l'interaction entre les blocs de chargement.

Dans cette étude, le calcul a été réalisé sur un modèle 2D avec un spectre uniaxial. En analysant les résultats obtenus pour l'acier C35, l'utilisation de la méthodologie avec un chargement multiaxial devrait convenir. Néanmoins, le passage à un calcul volumique exige l'introduction d'un paramètre supplémentaire à la méthodologie de calcul. Deux pistes peuvent être envisagées, la première consiste en une recherche de la direction de gradient maximal dans l'espace et le calcul du gradient « WSG » dans cette direction. La deuxième s'inspire des études présentées dans I.5.3 et consiste à réaliser l'intégrale de la contrainte équivalente de fatigue dans un volume donné en proximité des points critiques du joint soudé.

Ensuite, l'extension à une structure complète nécessitera la création de différentes « régions » de calcul. Ainsi, la région en proximité du joint soudé sera traitée par la méthodologie WSG, identifiée à l'aide des données provenant d'éprouvettes soudées, et la région éloignée du joint soudé sera traité par le critère de Vu seul, identifié à l'aide de données provenant du matériau de base.

Dans le contexte de cette étude, les calculs ont été réalisés sur un chargement périodique. L'extension de la méthodologie à des chargements complètement aléatoires est possible en intégrant une méthodologie de calcul spécifique pour les valeurs $J_{2,moy}$, $I_{1,a}$ et $I_{1,m}$, déterminées sur une période T lors de l'application du critère sur un chargement périodique. Vu propose dans sa thèse [Vu, 2009] une méthodologie basée sur le calcul de $J_{2,moy}$ pour chaque couple de maximum – minimum locale de $J'_2(t)$ qui permet de s'affranchir des méthodes comptage (rainflow). Cette méthodologie présente des perspectives intéressantes, néanmoins elle est en attente de validation.

Finalement, nous pouvons envisager l'application de la méthodologie « WSG » dans des domaines différents de celui des assemblages soudés. En effet, cette méthodologie pourrait être utilisée pour déterminer la contrainte équivalente d'entaille de toute singularité géométrique pouvant être modélisée par un rayon.

L'étude réalisée sur l'acier C35 a démontré la supériorité du critère de Vu par rapport au critère de Crossland pour le spectre de chargement étudié. En effet, nous pouvons attribuer cela à une meilleure prise en compte de l'effet du déphasage par le critère de Vu. Ainsi, cela pourrait motiver l'utilisation de ce critère en remplacement du critère de Crossland dans d'autres méthodologies de calcul, comme la méthodologie DSG présente dans I.5.2.

BIBLIOGRAPHIE

- Banvillet, A., Palin-Luc, T., & Lasserre, S. (2003). A volumetric energy based high cycle multiaxial fatigue criterion. *International Journal of Fatigue*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112303000483>
- Bastien, W. (1999). *Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque*.
- Bernasconi, a., & Papadopoulos, I. V. (2005). Efficiency of algorithms for shear stress amplitude calculation in critical plane class fatigue criteria. *Computational Materials Science*, 34(4), 355–368. doi:10.1016/j.commatsci.2005.01.005
- Bignonnet, A. (1987). Tenue à la fatigue d'un acier 35NCD16 grenailé. Évolution des contraintes résiduelles de grenailage en fonction du type de sollicitation. *Revue de Métallurgie*, 75–84.
- Billaudeau, T. (2002). *Fatigue multiaxiale des matériaux à défaut: mécanismes et critère d'endurance*.
- Billaudeau, T., Nadot, Y., & Bezine, G. (2004). Multiaxial fatigue limit for defective materials: mechanisms and experiments. *Acta Materialia*, 52(13), 3911–3920. doi:10.1016/j.actamat.2004.05.006
- Bonnen, J. J. F., Conle, F. a., & Topper, T. H. (2001). The role of in-phase and out-of-phase overloads on the torsional fatigue of normalized SAE-1045 steel. *International Journal of Fatigue*, 23, 385–394. doi:10.1016/S0142-1123(01)00135-9
- Bouhelier, C., & Lu, J. (1987). Mesures de contraintes résiduelles dans les soudures. Méthodes disponibles, exemples d'applications. In CETIM (Ed.), *Les contraintes résiduelles dans les constructions soudées* (pp. 23–43). Senlis.
- Bréat, J.-L. (2010). Formation Soudure Renault.
- Brown, M., & Miller, K. (1979). Initiation and growth of cracks in biaxial fatigue. *Fatigue & Fracture of Engineering ...*. Retrieved from <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1460-2695.1979.tb00380.x/abstract>

- Callens, A., & Bignonnet, A. (2012). Fatigue design of welded bicycle frames using a multiaxial criterion. *Procedia Engineering*, 34, 640–645. doi:10.1016/j.proeng.2012.04.109
- Carpinteri, A., & Spagnoli, A. (2001). Multiaxial high-cycle fatigue criterion for hard metals. *International Journal of Fatigue*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S014211230000075X>
- CETIM. (2004). 760405/411 - Essais de fatigue détail n°2 (plaques doublantes).
- Chaboche, J.-L. (1974). Une loi différentielle d'endommagement de fatigue avec cumulation non linéaire. *Revue Française de Mécanique*. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Une+loi+différentielle+d'endommagement+de+fatigue+avec+cumulation+non+linéaire#0>
- Chaboche, J.-L. (1981). Continuous damage mechanics—a tool to describe phenomena before crack initiation. *Nuclear Engineering and Design*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0029549381900078>
- Chaboche, J.-L. (2012). L'approche Onera pour le cumul des dommages en fatigue sous chargements complexes et température variable.
- Chaboche, J.-L., Kanouté, P., & Kaminski, M. (2009). Extension and application of a non-linear fatigue damage accumulation rule for variable amplitude loading programs. In *2nd International Conference on Material and Component Performance under Variable Amplitude Loading*. Darmstadt, Germany.
- Crossland, B. (1956). Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel. *Proc. Int. Conf. on Fatigue of Metals, Institution of ...*. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Effect+of+large+hydrostatic+pressures+on+the+torsional+fatigue+strength+of+an+alloy+steel#0>
- Crupi, G., Crupi, V., Guglielmino, E., & Taylor, D. (2005). Fatigue assessment of welded joints using critical distance and other methods. *Engineering Failure Analysis*, 12(1), 129–142. doi:10.1016/j.engfailanal.2004.03.005
- Dang Van, K. (1973). Sur la résistance à la fatigue des métaux. *Sciences et Technique de l'Armement*, (3ème facicule(47)), 641–722. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Sur+la+résistance+à+la+fatigue+des+métaux#0>

- Dang Van, K., Bignonnet, A., & Fayard, J.-L. (2003). Assessment of welded structures by a structural multiaxial fatigue approach. *European Structural Integrity Society*, 31(C), 3–21.
- Dang Van, K., Griveau, B., & O. Message. (1989). On a new multiaxial fatigue limit criterion: theory and applications. *Biaxial and Multiaxial Fatigue*, 3, 479–496. Retrieved from <http://www.gruppofrattura.it/ocs/index.php/ICMFF/ICBMFF2/paper/download/11754/11224>
- Document Technique ESAB. (n.d.). Problèmes et défauts de soudage – causes et remèdes.
- Duchet, M., Amblard, M., Cretteur, L., Goudemez, J., Desfontaine, V., & Montataire, A. (2011). FATIGUE BEHAVIOUR OF ARC WELDED ASSEMBLIES: PATHS OF IMPROVEMENT, 1–8.
- El May, M. (2013). *Étude de la tenue en fatigue d'un acier inoxydable pour l'aéronautique en milieu marin corrosif*. Arts et Métiers ParisTech. Retrieved from <http://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00917240/>
- Ellyin, F., & Xia, Z. (1993). A general fatigue theory and its application to out-of-phase cyclic loading. *Journal of Engineering Materials ...*. Retrieved from <http://materialstechnology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1424976>
- EUROCODE 3. (2000). Eurocode 3 : Calcul des structures en acier et document d'application nationale Construction métallique.
- Fatemi, a., & Yang, L. (1998). Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials. *International Journal of Fatigue*, 20(1), 9–34. doi:10.1016/S0142-1123(97)00081-9
- Fayard, J., Bignonnet, A., & Dang Van, K. (1996). Fatigue design criterion for welded structures. ... *Materials & Structures*. Retrieved from <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1460-2695.1996.tb01317.x/abstract>
- Findley, W. (1958). A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending. *ASME J Eng Ind*, 301–306. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:A+theory+for+the+eff>

ect+of+mean+stress+on+fatigue+of+metals+under+combined+torsion+and+axial+load+or+bending#0

Fine, M., & Ritchie, R. (1979). Fatigue-crack initiation and near-threshold crack growth.

Fatigue and Microstructure. Retrieved from

<http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Fatigue-crack+initiation+and+near-threshold+crack+growth#0>

Flaceliere, L. (2004). *Contribution à la modelisation du dommage en fatigue multiaxiale d'un acier C36*.

Flaceliere, L., Morel, F., & Dragon, A. (2007a). Competition between mesoplasticity and damage under HCF–Elasticity/damage shakedown concept. *International Journal of Fatigue*. Retrieved from

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112306003240>

Flaceliere, L., Morel, F., & Dragon, A. (2007b). Coupling between mesoplasticity and damage in high-cycle fatigue. *International Journal of Damage ...* Retrieved from

<http://ijd.sagepub.com/content/early/2007/07/10/1056789506067935.short>

Forsyth, P. (1957). The application of “fractography” to fatigue failure investigations. *Roy Aircraft Est, Tech Note Met*. Retrieved from

<http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:The+application+of+“fractography”+to+fatigue+failure+investigations#4>

Fricke, W. (2013). IIW guideline for the assessment of weld root fatigue. *Welding in the World*. Retrieved from <http://link.springer.com/article/10.1007/s40194-013-0066-y>

Froustey, C., & Lasserre, S. (1989). Multiaxial fatigue endurance of 30NCD16 steel.

International Journal of Fatigue. Retrieved from

<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0142112389904362>

Goodin, E., Kallmeyer, A., & Kurath, P. (2004). Evaluation of nonlinear cumulative damage models for assessing HCF/LCF interactions in multiaxial loadings. ... *Engine High Cycle Fatigue (HCF) ...*, 1–14. Retrieved from

[http://www.ndsu.nodak.edu/me/images/Kallmeyer/Papers/HCF 2004 Paper.pdf](http://www.ndsu.nodak.edu/me/images/Kallmeyer/Papers/HCF%2004%20Paper.pdf)

Gros, V. (1996). Etude de l’amorçage et de la propagation des fissures de fatigue dans les essieux-axes ferroviaires. Retrieved from

<http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=14196708>

- Halford, G., & Manson, S. (1985). Reexamination of cumulative fatigue damage laws. Retrieved from <http://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19850019650>
- Harding, C., & Hugo, G. (2011). Review of Literature on Probability of Detection for Liquid Penetrant Nondestructive Testing. Retrieved from <http://oai.dtic.mil/oai/oai?verb=getRecord&metadataPrefix=html&identifier=ADA560011>
- Hua, C., & Socie, D. (1984). Fatigue damage in 1045 steel under constant amplitude biaxial loading. *Fatigue & Fracture of Engineering ...*. Retrieved from <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1460-2695.1984.tb00187.x/full>
- IIW. (2008). *RECOMMANDATIONS POUR LA CONCEPTION EN FATIGUE DES ASSEMBLAGES ET DES COMPOSANTS SOUDES* (IIW-1823rd-0 ed.).
- Institut de soudure. (2009). Formation: LA FATIGUE DES ASSEMBLAGES SOUDES.
- Karolczuk, A., & Macha, E. (2005). A review of critical plane orientations in multiaxial fatigue failure criteria of metallic materials. *International Journal of Fracture*. Retrieved from <http://link.springer.com/article/10.1007/s10704-005-1088-2>
- Kassner, M., & Krebs, J. (2007). Influence of Welding Residual Stresses and Notch Effect on Fatigue Data for Welded Joints and Components. *International Institute of Welding, XIII-2171r(XV-1255r1-07)*.
- Kujawski, D., & Ellyin, F. (1988). On the concept of cumulative fatigue damage. *International Journal of Fracture*, 278, 263–278. Retrieved from <http://link.springer.com/article/10.1007/BF00032533>
- Lawrence, F., Mattos, R., Higashida, Y., & Burk, J. (1978). Estimating the fatigue crack initiation life of welds. *ASTM STP*. Retrieved from http://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=OTx_sNN_m_cC&oi=fnd&pg=PA134&dq=Estimating+the+fatigue+crack+initiation+life+of+welds&ots=CmdAVEFXBx&sig=vB1bVmWXLxE_mawwddrQqK-y6ME
- Lemaitre, J., & Chaboche, J.-L. (1988). *Mecanique des materiaux solides*. (Dunod, Ed.) (p. 544). Paris.
- Leopold, G., Nadot, Y., Kalluri, S., McGaw, R. M., Neimitz, a., & Dean, S. W. (2010). Fatigue from an Induced Defect: Experiments and Application of Different Multiaxial

- Fatigue Approaches. *Journal of ASTM International*, 7(4), 102643.
doi:10.1520/JAI102643
- Li, B., Santos, J., & Freitas, M. (2001). A computerized procedure for long life fatigue assessment under complex multiaxial loading. *Fatigue & Fracture of Engineering ...*. Retrieved from <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1046/j.1460-2695.2001.00389.x/full>
- Longaygue, E., & Daly, F. (1994). Recommandations générales pour la conception, le dimensionnement et la réalisation des structures métalliques en site aquatique.
- Maddox, S. J. (1991). *Fatigue Strength of Welded Structures*. Abington Pub. Retrieved from <http://books.google.fr/books?id=tYgKQ0uBo5EC>
- Mamiya, E., Araújo, J., & Castro, F. (2009). Prismatic hull: a new measure of shear stress amplitude in multiaxial high cycle fatigue. *International Journal of Fatigue*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112308002892>
- Manson, S., & Halford, G. (1981). Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage. *International Journal of Fracture*, 17(2), 169–192. Retrieved from <http://link.springer.com/article/10.1007/BF00053519>
- Manson, S. S., & Halford, G. R. (2006). Cumulative fatigue damage. *Fatigue and Durability of Structural Materials*, 123–156. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0025541688904065>
- Masubuchi, K. (1980). *Analysis of Welded Structures*. (Pergamon Press, Ed.)1980 (p. 642).
- McDiarmid, D. (1991). A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & ...*. Retrieved from <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1460-2695.1991.tb00673.x/abstract>
- Michel, A. (2009a). Pièces mécaniques soudées: Comportement élastique. *Techniques de L'ingénieur. Génie Mécanique*. Retrieved from <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=21695238>
- Michel, A. (2009b). Pièces mécaniques soudées: Rappels et définitions. *Techniques de L'ingénieur. Génie Mécanique*, (0). Retrieved from <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=21692044>

- Miller, K. (1987). THE BEHAVIOUR OF SHORT FATIGUE CRACKS AND THEIR INITIATION PART II - A GENERAL SUMMARY. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & ...*. Retrieved from <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1460-2695.1987.tb01153.x/abstract>
- Miner, M. (1945). Cumulative damage in fatigue. *Journal of Applied Mechanics*. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Cumulative+damage+in+fatigue#0>
- Morel, F., & Huyen, N. (2008). Plasticity and damage heterogeneity in fatigue. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167844207001000>
- Murakami, Y. (2002). Metal fatigue: effects of small defects and nonmetallic inclusions. *Elsevier*. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Metal+fatigue:+effect+of+small+defects+and+nonmetallic+inclusions#1>
- Muzeau, J.-P. (2009). Constructions métalliques: Assemblages par soudage. *Techniques de L'ingénieur. Génie Mécanique*, 1–10.
- Nadot, Y., & Billaudeau, T. (2006). Multiaxial fatigue limit criterion for defective materials. *Engineering Fracture Mechanics*, 73(1), 112–133.
doi:10.1016/j.engfracmech.2005.06.005
- Nasr, A. (2009). *Fiabilité en fatigue polycyclique des matériaux à défaut sous chargement multiaxial*.
- Ohkawa, I., & Takahashi, H. (1997). A STUDY ON FATIGUE CRACK GROWTH UNDER OUT-OF-PHASE COMBINED LOADINGS. *Fatigue & Fracture of ...*. Retrieved from <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1460-2695.1997.tb01536.x/abstract>
- Palin-Luc, T., & Lasserre, S. (1998). An energy based criterion for high cycle multiaxial fatigue. *European Journal of Mechanics-A/Solids*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0997753898800843>
- Palin-Luc, T., & Sellier, E. (2002). Elastomer and resin replicas for SEM observation of metallic materials. *Experimental ...*. Retrieved from <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1747-1567.2002.tb00067.x/abstract>

- Palmgren, A. (1924). Die lebensdauer von kugellagern. *Zeitschrift Des Vereins Deutscher Ingenieure*. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Die+Lebensdauer+von+Kugellagern#0>
- Papadopoulos, I. (1987). Fatigue polycyclique des métaux: une nouvelle approche. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Fatigue+polycyclique+des+metaux:+une+nouvelle+approche#0>
- Papadopoulos, I. (1994). A new criterion of fatigue strength for out-of-phase bending and torsion of hard metals. *International Journal of Fatigue*, 16(6), 377–384. doi:10.1016/0142-1123(94)90449-9
- Papadopoulos, I. (1997). A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals. *International Journal of Fatigue*, 19(3), 219–235. doi:10.1016/S0142-1123(96)00064-3
- Papadopoulos, I. (2001). Long life fatigue under multiaxial loading. *International Journal of Fatigue*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112301000597>
- Papadopoulos, I., & Panoskaltsis, V. (1996). Invariant formulation of a gradient dependent multiaxial high-cycle fatigue criterion. *Engineering Fracture Mechanics*, 55(4), 513–528. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0013794496000471>
- Papuga, J., & Růžička, M. (2008). Two new multiaxial criteria for high cycle fatigue computation. *International Journal of Fatigue*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112307000680>
- Radaj, D., & Sonsino, C. M. (1998). *Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches*. (Abington Publishing, Ed.).
- Radenkovic, D. (1981). Stress analysis in tubular joints. *Steel in Marine Structures, Special and Plenary ...*. Retrieved from <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Stress+Analysis+in+tubular+joints#0>
- Renault. (2006a). Note Technique 64130-2006-2875.

- Renault. (2006b). Note Technique 64130-2006-3005. 2006.
- Renault. (2008). Norme 01 - 50 - 026 / - - -: QUALITE DES CORDONS DE SOUDURE ARC PERIMETRE LIAISONS AU SOL.
- Renault. (2009). NOTE TECHNIQUE N° xxx-2009-09720.
- Richart, F., & Newmark, N. (1948). An hypothesis for the determination of cumulative damage in fatigue. *Selected Papers By Nathan M. Newmark ...* Retrieved from <http://cedb.asce.org/cgi/WWWdisplay.cgi?282539>
- Robert, J. L. (1992). *Contribution à l'étude de la fatigue multiaxiale sous sollicitations périodiques ou aléatoires*. Thèse de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon.
- Shahri, M. M., & Sandström, R. (2010). Fatigue analysis of friction stir welded aluminium profile using critical distance. *International Journal of Fatigue*, 32(2), 302–309. doi:10.1016/j.ijfatigue.2009.06.019
- SHIP STRUCTURE COMMITTEE. (2013). MEAN STRESS ASSESSMEN IN FATIGUE ANALYSIS AND DESIGN.
- Sines, G. (1959). *Behaviour of metals under complex static and alternating stresses*. (G. Sines & J. Waisman, Eds.) (pp. 145–169). New York: Mc Graw Hill.
- Sonsino, C.M., C. (2011). Interpretation of overload effects under spectrum loading of welded high-strength steel joints. *Welding in the World*, 55(Nr.11-12), 66 – 78. Retrieved from <http://publica.fraunhofer.de/documents/N-198512.html>
- Statnikov, E., & Muktepavel, V. (2000). Efficiency evaluation of ultrasonic impact treatment (UIT) of welded joints in weldox 420 steel in accordance with the IIW program. *Applied Ultrasonics, IIW/ ...*, 1–30. Retrieved from [http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Efficiency+Evaluation+of+Ultrasonic+Impact+Treatment+\(+UIT+\)+of+Welded+Joints+in+Weldox+420+Steel+in+accordance+with+the+IIW+Program#0](http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Efficiency+Evaluation+of+Ultrasonic+Impact+Treatment+(+UIT+)+of+Welded+Joints+in+Weldox+420+Steel+in+accordance+with+the+IIW+Program#0)
- Suresh, S. (1998). *Fatigue of materials*. Retrieved from <http://books.google.com/books?hl=en&lr=&id=j4w6frFAiQcC&oi=fnd&pg=PR17&dq=Fatigue+of+Materials&ots=A96nJG7K6H&sig=BwcNYkGGW5FAopXvndF9AT7dX4E>

- Taylor, D. (2007). The theory of critical distances: a new perspective in fracture mechanics. Oxford (UK): Elsevier.
- Verreman, Y., & Guo, H. (2007). High-cycle fatigue mechanisms in 1045 steel under non-proportional axial-torsional loading. *Fatigue & Fracture of Engineering ...* Retrieved from <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1460-2695.2007.01164.x/full>
- Vincent, M., Nadot-Martin, C., Nadot, Y., & Dragon, a. (2014). Fatigue from defect under multiaxial loading: Defect Stress Gradient (DSG) approach using ellipsoidal Equivalent Inclusion Method. *International Journal of Fatigue*, 59, 176–187.
doi:10.1016/j.ijfatigue.2013.08.027
- Vu, Q. (2009). *Fatigue polycyclique multiaxiale de l'acier C35: caractérisation et modélisation des mécanismes d'endommagement*. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique. Retrieved from <http://hal.archives-ouvertes.fr/tel-00445429/>
- Vu, Q., Halm, D., & Nadot, Y. (2010). Multiaxial fatigue criterion for complex loading based on stress invariants. *International Journal of Fatigue*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S014211230900334X>
- Vu, Q., Halm, D., & Nadot, Y. (2014). High cycle fatigue of 1045 steel under complex loading: Mechanisms map and damage modelling. *International Journal of Damage ...* Retrieved from <http://ijd.sagepub.com/content/23/3/377.short>
- Zenner, H., Simbürger, A., & Liu, J. (2000). On the fatigue limit of ductile metals under complex multiaxial loading. *International Journal of Fatigue*. Retrieved from <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112399001073>
- Zheng, X.-L. (1994). Overload effects on fatigue behaviour and life prediction of low-carbon steels.

Maîtrise de la tenue en fatigue des cordons de soudure

Les châssis automobiles sont composés en majorité de pièces mécano-soudées soumises à des chargements multiaxiaux complexes. Par leur géométrie particulière et les transformations induites par le procédé de fabrication, les joints soudés sont des sites privilégiés d'amorçage et de propagation de fissures en fatigue. Une méthode de calcul fiable et maniable représente un enjeu majeur pour l'industrie automobile, car elle permet de détecter les points critiques dès la phase d'avant projet, d'éviter le surdimensionnement et de réduire le nombre des prototypes physiques.

Afin de découpler les incertitudes et permettre l'analyse isolée des effets induits par le chargement multiaxial lui-même et par les caractéristiques particulières du joint soudé, cette étude est divisée en deux parties. La première partie se concentre sur le chargement multiaxial complexe. Le comportement d'un « matériau école », l'acier C35, est étudié sous spectre de chargement de type « automobile ». Différentes méthodes de prévision de la durée de vie sont ensuite comparées sous deux critères : la qualité de prédiction et la simplicité d'utilisation. La deuxième partie est centrée sur l'étude du comportement des assemblages soudés et la simulation de leur durée de vie. Pour ce faire, une éprouvette représentative des pièces de liaison au sol et du procédé de fabrication a été conçue. L'étude micrographique de l'assemblage combinée à des essais instrumentés a permis de construire un modèle EF représentatif de la structure. Deux modes de sollicitation sont utilisés lors des essais de fatigue dans le but d'activer différents mécanismes de dommage en amplitude constante et en spectre « automobile ».

Finalement, la méthodologie « Weld Stress Gradient » est proposée pour intégrer l'effet du gradient de contraintes en proximité des points critiques du joint soudé au calcul de fatigue. Cette méthodologie, associée au critère de Vu (prise en compte du chargement complexe) et à la règle de cumul de dommage non linéaire « DCA » (prise en compte de l'interaction entre les blocs de chargement du spectre), permet d'obtenir des résultats encourageants pour l'assemblage étudié.

Mots Clés : Acier--Fatigue / Durée de vie (ingénierie) / Soudures / Automobiles--Châssis / Eléments finis, Méthode des / Matériaux--Fissuration / Spectre de chargement complexe / Gradient de contraintes

Fatigue Life Assessment of Welded Joints

Automotive chassis are composed mostly of welded parts subjected to complex multiaxial loadings. Welds are potential sites to initiation and propagation of fatigue cracks because of their particular geometry and transformations induced by manufacturing process. A reliable and tractable fatigue design methodology is a challenge for automotive industry designers because it allows detecting the critical points from the upstream phase, avoiding oversizing and reducing the number of physical prototypes.

This study is divided into two parts allowing the distinction of effects induced by multiaxial loadings and particular characteristics of the welded joints. The first part focuses on the complex multiaxial loading. The behavior of a "well known material", the 1045 steel, is studied under "automobile" spectrum loading. Different fatigue life prediction methods are compared under two criteria: quality of prediction and simplicity of use. The second part focuses on the study of behavior and fatigue life simulation of welded structures. To achieve this goal, a representative specimen of chassis parts and manufacturing process has been designed. A representative FE model is constructed, based on micrographic observations and instrumented tests. Two loading modes are used in fatigue tests in order to activate different damage mechanisms at constant amplitude and under "automobile" spectrum.

Finally, the methodology "Weld Stress Gradient" is proposed to incorporate in fatigue analysis the effect of the stress gradient at the vicinity of weld joints critical points. This methodology, combined with Vu criterion (taking into account complex loadings) and "DCA" nonlinear cumulative damage rule (taking into account interaction between spectrum loading blocks), provides encouraging results for the studied specimen.

Keywords: Steel--Fatigue / Service life (Engineering) / Welded joints / Automobiles--Chassis / Finite element method / Cumulative damage / Complex loading spectrum / Stress gradient