



HAL
open science

Étude expérimentale et numérique de singularités géométriques sur la tenue en fatigue de joints soudés bout à bout en Ti-6Al-4V

Natan Bodlet

► **To cite this version:**

Natan Bodlet. Étude expérimentale et numérique de singularités géométriques sur la tenue en fatigue de joints soudés bout à bout en Ti-6Al-4V. Autre. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2023. Français. NNT : 2023ESMA0006 . tel-04245659

HAL Id: tel-04245659

<https://theses.hal.science/tel-04245659>

Submitted on 17 Oct 2023

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

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

THÈSE

Pour l'obtention du Grade de
**DOCTEUR DE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE
MÉCANIQUE ET D'AÉROTECHNIQUE**
(Diplôme National – Arrêté du 25 mai 2016 Modifié par l'Arrêté du 26 Août 2022)

École Doctorale :
MIMME_ Mathématiques, Informatique, Matériaux, Mécanique, Énergétique

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

Présentée par :

Natan BODLET

**Étude expérimentale et numérique de singularités
géométriques sur la tenue en fatigue de joints soudés
bout à bout en Ti-6Al-4V**

Directeur de thèse : Yves NADOT

Soutenue le 25 Septembre 2023

Devant la Commission d'Examen

JURY

Président :

LIMODIN Nathalie

Directrice de recherche, LaMcube, École Centrale, Lille

Rapporteurs :

MOREL Franck

Professeur, LAMPA, Arts et Métiers Sciences et Technologies, Angers

PALIN-LUC Thierry

Professeur, I2M, Arts et Métiers Sciences et Technologies, Bordeaux

Membres du jury :

AMARGIER Rémi

Ingénieur, Airbus Operations SAS, Toulouse

BRIDIER Florent

Ingénieur de recherche, Naval Group, Bouguenais

NADOT Yves

Professeur, Institut Pprime, ISAE-ENSMA, Poitiers

Introduction

La société AIRBUS développe de nouvelles technologies qui seront déployées sur les mâts à l'horizon 2035. L'une des thématiques principales est l'étude de technologies d'assemblage innovantes : boulonnage, fabrication additive, soudage... Les technologies développées ont pour objectifs de diminuer les « Recurring Costs » (RC) et de faciliter la montée en cadence en production. Cette thèse de doctorat a pour but d'étudier la technologie de soudage bout à bout par faisceau d'électrons, en titane TA6V, sollicitée en fatigue à grand nombre de cycles (10^6 cycles) pour des applications structures primaires.

La technologie de soudage bout à bout par faisceau d'électrons est déjà bien connue par la société. Une première technologie est étudiée : un joint bout à bout, sans aucun traitement, il est dit « *As-welded* ». Une deuxième technologie est proposée : un joint bout à bout avec une passe de lissage. Cette seconde passe du faisceau d'électrons permet de refusionner la partie supérieure du cordon et d'en lisser la singularité géométrique à moindre coût. Ces nouvelles technologies s'inscrivent dans la continuité d'un savoir faire technique propre à la société.

La question à laquelle l'industriel souhaite répondre est : « *Les technologies de soudage bout-à-bout par faisceau d'électrons as-welded et avec passe de lissage sont-elles viables ?* ». Pour qu'une technologie soit viable il faut au minimum qu'elle possède une capacité mécanique (tenue en fatigue) et soit contrôlable via un contrôle non destructif (CND) de production.

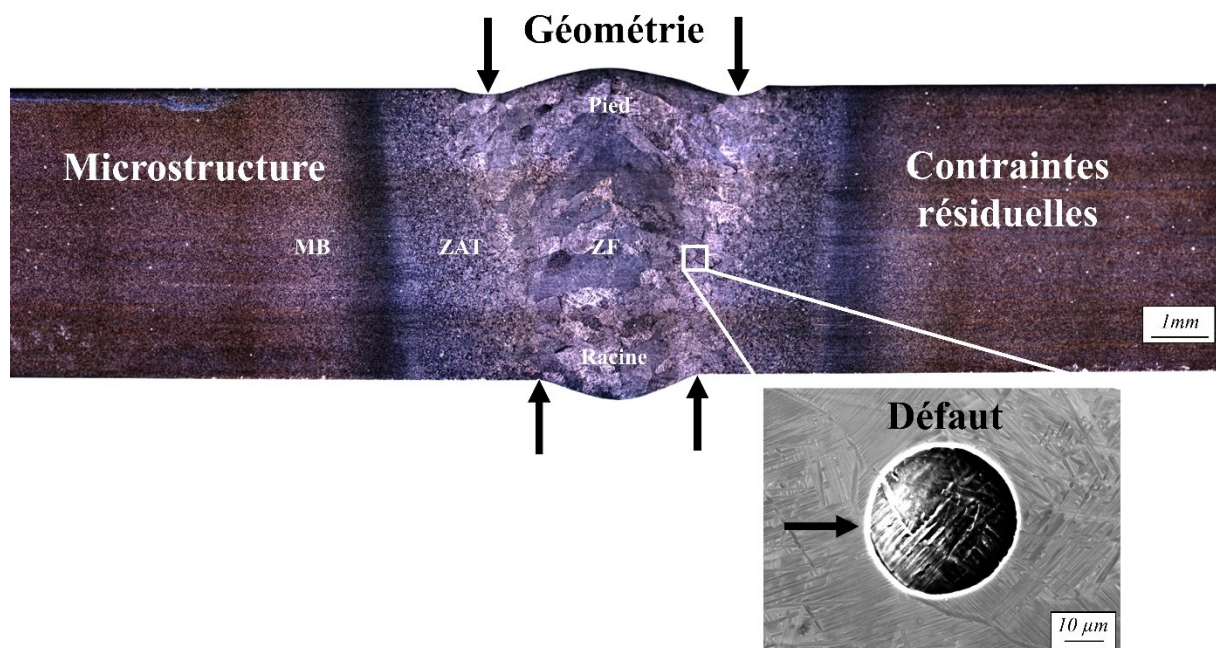


Figure I-1 : Vue en coupe du joint soudé bout à bout, cordon as-welded. Identification des sites potentiels d'amorçage : raccordement pied/racine et défaut.

Un joint soudé est un élément complexe composé de facteurs d'influence sur la fatigue du joint : géométrie (pied et racine), porosités, contraintes résiduelles et microstructure (Figure I-1). L'étude de la littérature réalisée dans le Chapitre I permet de hiérarchiser ces facteurs. L'effet des singularités

géométriques : racine, pied et porosités, montre leur prédominance en fatigue, ainsi, la thématique principale est celle de la fatigue en présence d'hétérogénéité des contraintes. Afin de faire le lien entre un observable CND et la tenue en fatigue, des critères de fatigue multiaxiaux et non locaux seront présentés. Ce chapitre permet de définir des axes d'étude, afin de mieux appréhender l'effet de l'hétérogénéité des contraintes dans la modélisation de la fatigue.

Après avoir présenté dans le Chapitre II les technologies bout à bout utilisées et les méthodes expérimentales, nous exposerons dans le Chapitre III les constats expérimentaux de tenue en fatigue du joint as-welded. La racine du cordon est l'élément critique en fatigue, afin d'apporter des éléments de compréhension à cette constatation, des essais spécifiques sont menés : traitement thermique de détensionnement, essais à différents rapports de charge, caniveaux artificiels et désalignements. En plus de ces essais spécifiques, des suivis de fissures sont également réalisés et étudiés, ils permettent de mieux appréhender les parts de l'amorçage, de la propagation et de la coalescence des fissures.

Le Chapitre IV a pour objectif d'étudier les critères de fatigue multiaxiaux et non locaux présents dans la littérature, ils serviront ensuite de référence pour nos propositions. Nous proposerons un critère considérant les variations des contraintes dans un domaine d'intégration, axe de travail établi par l'étude de la littérature. Pour cela, la base de données utilisée est celle d'éprouvettes entaillées possédant un large panel de géométries et de rapports de charge.

Dans le Chapitre V, les critères de fatigue de la littérature ainsi que nos propositions sont appliqués aux éprouvettes pour lesquelles les sites d'amorçages sont le pied et la racine. Notre objectif principal étant de faire le lien entre le CND de production et la tenue en fatigue, deux géométries sont considérées : réaliste et idéalisée, en effet, elles sont susceptibles d'être utilisées par l'industriel. L'évaluation de l'impact des contraintes résiduelles et des microstructures engendrées par le procédé de soudage se fait par l'intermédiaire d'un paramètre dans le critère de fatigue ; afin de simplifier l'obtention de ce paramètre une stratégie d'identification est proposée.

Le Chapitre VI présente les constats expérimentaux de tenue en fatigue en présence de porosités. De nouveaux essais spécifiques sont menés afin de mettre au point des défauts artificiels représentatifs des porosités. Ces défauts servent ensuite à la réalisation d'interactions et apportent une meilleure compréhension des « clusters » de porosités. En effet, les clusters de défauts sont nombreux et nécessitent une meilleure compréhension de leur rôle sur la tenue en fatigue. Des essais sous vide en présence de défauts artificiels sont également étudiés, ils apportent des éléments d'interprétation sur la non criticité des défauts internes.

Dans le Chapitre VII, le critère de fatigue multiaxial et non local développé précédemment et son identification sont appliqués aux bases de données du Chapitre VI, les cas traités sont : interaction défaut/surface, interaction défaut/défaut et effet de taille de défaut. L'objectif de ce chapitre est de confronter le critère et sa stratégie d'identification à de nouveaux concentrateurs de contraintes et d'apporter des éléments de compréhension plus fondamentaux sur la tenue en fatigue des défauts.

Dans le Chapitre VIII, une première discussion fondamentale sur l'impact de la précision géométrique sur la capacité de prédiction en fatigue est présentée. Une seconde aborde la notion de volume structurel, elle permet in fine d'apporter des pistes d'amélioration afin de mieux considérer l'effet de l'hétérogénéité des contraintes sur la fatigue en présence d'un concentrateur de contraintes.

Table des matières

I. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE.....	11
I.1 Tenue en fatigue des joints soudés bout à bout en TA6V	11
I.1.1 Joint soudé par faisceau d'électrons	11
I.1.2 Soudage par FE	12
I.1.2.1 Défaut inhérent au procédé de soudage par FE sur TA6V	12
I.1.2.2 Mécanisme de formation des porosités	14
I.1.2.3 Microstructure des zones du joint.....	14
I.1.2.4 Schéma récapitulatif.....	16
I.1.3 Comportement en fatigue des joints « as-welded ».....	17
I.1.3.1 Influence de la microstructure dans une zone de singularité géométrique.....	18
I.1.4 Tenue en fatigue des joints usinés	19
I.1.4.1 Amorçage en porosité : effet des microstructures et des contraintes résiduelles.....	21
I.1.5 Parachèvements permettant d'augmenter la durée de vie	24
I.1.6 Tenue en fatigue de la technologie soudage bout à bout sur TA6V.....	25
I.2 Dimensionnement en fatigue des structures soudées.....	27
I.2.1 Approche nominale	27
I.2.2 Approches structurales	27
I.2.2.1 Approche de Fayard	28
I.2.3 Approches locales.....	29
I.2.4 Approches basées sur la mécanique de la rupture	31
I.3 Influence des défauts sur la tenue en fatigue	31
I.3.1 Effet des défauts sollicités en fatigue	31
I.3.2 Mesure de la taille du défaut	32
I.3.2.1 Interaction défaut/surface	33
I.3.2.2 Interaction défaut /défaut.....	34
I.3.3 Fissure non propageante	34
I.3.3.1 Effet de fermeture de fissure	34
I.3.3.2 Fissures non propageantes initiées par un défaut	35
I.3.3.3 Fissures non propageantes initiées par une entaille.....	35
I.3.3.4 Fissures non propageantes dans le mécanisme de coalescence des fissures.....	36
I.3.4 Approche de Murakami pour l'évaluation de l'effet des défauts de soudage par FE et TA6V	38
I.3.5 Amorçage des fissure internes.....	38
I.3.5.1 Faciès de rupture caractéristiques des amorçages internes.....	39
I.3.5.2 Effet de l'environnement sur la propagation de fissure dans le TA6V	41
I.3.5.3 Effet de l'environnement en pointe de fissure.....	42
I.4 Prise en compte de l'hétérogénéité de contraintes pour le dimensionnement en fatigue..	42
I.4.1 Théorie de la distance critique : point, ligne et surface	43

I.4.2	Approche par gradient	45
I.4.3	Approche intégrale	48
I.4.4	Théorie du volume fortement sollicité V90.....	49
I.4.5	Approche probabiliste	50
I.4.6	Comparaisons et perspectives.....	51
I.5	Synthèse.....	54
II.	STRUCTURE SOUDÉE ET MÉTHODES EXPÉRIMENTALES....	56
II.1	Joint soudé bout à bout.....	56
II.1.1	Passe de lissage	56
II.1.1.1	Microstructure	58
II.1.2	Fabrication des coupons soudés	60
II.1.2.1	Métal de base et préparation des coupons avant soudage.....	60
II.1.2.2	Machine de soudage et bridage	61
II.1.2.3	Mise au point du cordon	62
II.1.3	Contrôles non destructifs de production sur les coupons soudés	63
II.1.3.1	Contrôle RX	63
II.1.3.2	Mesure de distorsion du coupon soudé.....	63
II.1.4	Mise en éprouvettes des coupons soudés	64
II.1.4.1	Géométrie des éprouvettes de fatigue.....	64
II.1.4.2	Rupture en tête d'éprouvette	66
II.1.4.3	Préparation des éprouvettes.....	66
II.1.4.4	Nomenclature et repère de référence.....	67
II.1.4.5	Prélèvement des éprouvettes dans les coupons soudés.....	68
II.2	Essais de fatigue.....	69
II.2.1	Essais par paliers	69
II.2.2	Essais pour les éprouvettes de grandes et petites tailles.....	70
II.2.3	Essais des éprouvettes sous vide	70
II.3	Fabrication des défauts.....	71
II.3.1	Fraisage/perçage	72
II.3.2	Fabrication des caniveaux	72
II.3.3	Électro érosion par enfonçage	72
II.4	Caractérisation géométrique d'une jonction bout à bout.....	72
II.4.1	Géométrie réaliste représentative de la zone d'amorçage	72
II.4.2	Géométrie idéalisée	74
II.4.2.1	Méthodes de détermination de la géométrie.....	74
II.4.2.2	Définition des paramètres géométriques du caniveau	76
II.4.2.3	Définition des paramètres de la géométrie globale du cordon et des désalignements...	77
II.4.2.4	Description du pied et de la racine	77
II.5	Méthode numérique	78
II.5.1	Écrouissage.....	78

II.5.2	Analyse de l'hétérogénéité des contraintes	80
II.5.2.1	Contrainte au nœud et intégration sur le volume.....	80
III.	TENUE EN FATIGUE DU JOINT SOUDÉ	82
III.1	Tenue en fatigue.....	82
III.1.1	Tenue en fatigue du joint as-welded.....	82
III.1.2	Effet des contraintes résiduelles	83
III.1.3	Effet de la géométrie	84
III.1.3.1	Effet des désalignements	84
III.1.3.2	Effet des caniveaux.....	85
III.1.4	Effet de la contrainte moyenne.....	87
III.1.5	Tenue en fatigue du joint sans la racine	88
III.1.6	Tenue en fatigue du joint bout à bout.....	89
III.2	Pieds et racines à l'origine de la rupture en fatigue	90
III.3	Analyse des fissures naturelles	93
III.3.1	Élaboration d'une réplique de fatigue	93
III.3.2	Éprouvettes soudées étudiées	94
III.3.3	Amorçage des fissures de fatigue	95
III.3.4	Propagation des fissures de fatigue	98
III.3.5	Coalescence des fissures de fatigue.....	99
III.4	Synthèse.....	99
IV.	CRITÈRES DE FATIGUE MULTIAXIAUX ET NON LOCAUX	
	APPLIQUÉS AUX ÉPROUVETTES CYLINDRIQUES ENTAILLÉES	101
IV.1	Critère de fatigue multiaxial.....	101
IV.1.1	Sensibilité du TA6V à la contrainte moyenne.....	101
IV.1.2	Capacité de description des critères de Crossland et Sines	102
IV.1.3	Choix du critère et conséquence.....	103
IV.2	Critères non locaux appliqués aux éprouvettes cylindriques entaillées	104
IV.2.1	Mise en place du modèle	105
IV.2.2	Approches de la littérature.....	106
IV.2.2.1	Valeur locale.....	106
IV.2.2.2	Approche par gradient linéaire et non linéaire	108
IV.2.2.3	Approche intégrale : moyenne sur un volume.....	110
IV.2.2.4	Comparaison.....	112
IV.2.3	Proposition d'une nouvelle approche	113
IV.2.3.1	Indicateur de l'hétérogénéité des contraintes	113
IV.2.3.2	Formulation empirique d'un critère non local utilisant l'écart -type.....	114
IV.2.4	Critère de fatigue σ^*	115
IV.2.4.1	Identification	115

IV.2.4.2	Analyse des distributions des contraintes	116
IV.2.4.3	Comparaison du critère σ^* à ceux de la littérature	116
IV.2.5	Critère de fatigue σ^{**}	119
IV.3	Synthèse.....	120

V. IMPACT DE LA GÉOMÉTRIE SUR LA TENUE EN FATIGUE : MODÉLISATION DU JOINT SOUDÉ 123

V.1	Base de données	123
V.2	Modèle numérique élément fini : géométrie et conditions aux limites	124
V.3	Stratégie d'identification.....	126
V.4	Géométrie du pied et de la racine	128
V.4.1	Racine : géométrie réaliste et idéalisée.....	129
V.4.1.1	Diagramme de Crossland, racine.....	129
V.4.1.2	Modèle et identification, racine	131
V.4.1.3	Résultats de l'identification, racine	132
V.4.1.4	Analyse des critères de fatigue, racine	133
V.4.2	Pied géométrie réaliste	142
V.4.2.1	Diagramme de Crossland, pied réaliste	143
V.4.2.2	Identification, pied réaliste	145
V.4.2.3	Analyse des critères de fatigue, modèle élastique, pied réaliste.....	145
V.4.2.4	Analyse des critères de fatigue, modèle élasto-plastique, pied réaliste.....	147
V.4.3	Pied géométrie idéalisée	150
V.4.3.1	Diagramme de Crossland, pied idéalisé	152
V.4.3.2	Identification, pied idéalisé	152
V.4.3.3	Analyse des critères de fatigue, pied idéalisé.....	153
V.5	Effet des paramètres géométriques sur la tenue en fatigue	156
V.5.1	Effet des paramètres géométriques ρ et α	157
V.5.2	Effet des paramètres de désalignement e et β	158
V.6	Analyse de la stratégie d'identification pied et racine.....	158
V.7	Synthèse.....	159

VI. TENUE EN FATIGUE DU JOINT EN PRÉSENCE DE POROSITÉS 163

VI.1	Porosités naturelles.....	163
VI.1.1	Porosités rencontrées au sein du joint.....	163
VI.1.2	Porosités causes de la rupture.....	164
VI.1.2.1	Effet de la surépaisseur du cordon.....	166
VI.1.2.2	Effet de la taille du défaut	167
VI.1.2.3	Effet des contraintes résiduelles	168
VI.1.2.4	Effet de la position.....	168

VI.1.2.5	Interaction défaut/microstructure	169
VI.2	Défauts artificiels représentatifs de porosités naturelles	171
VI.2.1	Position et profondeur des défauts artificiels	171
VI.2.2	Défauts fabriqués par fraisage et perçage.....	172
VI.2.2.1	Effet du traitement thermique de détensionnement.....	173
VI.2.2.2	Effet de la vitesse d'usinage.....	173
VI.2.2.3	Usure de l'outil.....	176
VI.2.3	Défauts fabriqués par électro érosion.....	178
VI.2.4	Comparaison entre défauts artificiels et porosités naturelles	179
VI.3	Effet d'interaction entre deux défauts.....	182
VI.3.1	Distance d'interaction.....	184
VI.3.2	Paramètre racine de l'aire pour l'interaction entre deux défauts	186
VI.4	Non criticité des défauts internes	187
VI.5	Synthèse.....	193

VII. MODÉLISATION DE LA TENUE EN FATIGUE DU JOINT EN PRÉSENCE DE POROSITÉS

VII.1	Base de données	194
VII.2	Modèle élément fini	195
VII.3	Stratégie d'identification.....	196
VII.4	Défaut artificiel « fraise ».....	197
VII.4.1	Valeur locale des contraintes, fraise	197
VII.4.2	Identification, fraise.....	199
VII.4.3	Critère de fatigue, fraise	199
VII.4.3.1	Considération de l'hétérogénéité des contraintes pour l'interaction défaut/défaut et effet de taille de défaut	200
VII.5	Porosité naturelle.....	203
VII.5.1	Valeur locale des contraintes, porosité	204
VII.5.2	Identification, porosité.....	205
VII.5.3	Critère de fatigue, porosité	206
VII.6	Défaut artificiel « foret ».....	208
VII.6.1	Valeur locale des contraintes, foret	209
VII.6.2	Identification, foret.....	210
VII.6.3	Critère de fatigue, foret.....	211
VII.7	Analyse de la stratégie d'identification.....	212
VII.8	Utilisation du critère de fatigue.....	213
VII.8.1	Non-criticité des défauts internes	213
VII.8.2	Criticité des défauts de surface.....	215
VII.8.3	Confrontation de l'approche racine de l'aire.....	216
VII.9	Synthèse.....	217

VIII. DISCUSSION	220
VIII.1 Géométrie et capacité de prédiction	220
VIII.2 Hétérogénéité des contraintes.....	222
VIII.2.1 Volume structurel	222
VIII.2.2 Pistes d'amélioration de la capacité de prédiction.....	224
IX. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	226
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	229
ANNEXES	235

Notations principales

e	Désalignement radial (II.4.2)
$Erreur$	Erreur sur β_{cr} (Équation IV-3)
h	Hauteur de cordon (II.4.2)
$J_{1,max}$	Valeur maximale de la contrainte hydrostatique au cours d'une période
l	Longueur de caniveau (II.4.2)
L	Largeur de cordon (II.4.2)
p	Profondeur du caniveau (II.4.2)
r	Rayon de la sphère d'intégration (II.4.2)
R	Rapport de charge ($=\sigma_{min}/\sigma_{max}$)
$sd(\sigma_{cr-locale})$	Écart-type des contraintes de Crossland au sein du volume d'intégration entourant le point chaud
$sd(J_{1,max})$	Écart-type des contraintes de $J_{1,max}$ au sein du volume d'intégration entourant le point chaud
α	Angle de raccordement (II.4.2)
α'	Angle de sortie (II.4.2)
α_{cr}	Paramètre de Crossland (Équation IV-1)
β	Désalignement angulaire (II.4.2)
β_{cr}	Paramètre de Crossland (Équation IV-1)
γ	Paramètre des critères σ^* et σ^{**}
ρ	Rayon de raccordement (II.4.2)
ρ'	Rayon de sortie (II.4.2)
σ_a	Limite de fatigue en amplitude
$\sigma_{cr-locale} ; \sigma_{locale}$	Contrainte locale de Crossland au point chaud (Équation IV-1)
$\sigma_{cr-moyenne} ; \sigma_{moyenne}$	Moyenne des contraintes de Crossland au sein du volume d'intégration
σ^*	Critère de fatigue non local, critère proposé dans cette étude (Équation IV-7)
σ^{**}	Critère de fatigue non local, critère proposé dans cette étude (Équation IV-8)
\sqrt{aire}	Taille de défaut proposée par Murakami (Figure I-29)
$\sqrt{J_{2,a}}$	Racine de l'amplitude du second invariant du déviateur du tenseur des contraintes

I.Revue bibliographique

La problématique de la durée de vie en fatigue de joints soudés, bout à bout en TA6V, est complexe car elle fait intervenir de nombreux facteurs qui sont : la géométrie, la microstructure, les contraintes résiduelles et les défauts. La partie I.1, a pour objectif de présenter la formation au sein du joint de ces particularités et d'établir une hiérarchie de leur impact sur la tenue en fatigue. Par la suite, les différentes approches pour le dimensionnement des structures soudées seront présentées dans la partie I.2. L'un des facteurs importants pour la tenue en fatigue du joint étant la présence de défauts, nous aborderons dans la partie I.3 la méthode la plus employée pour le dimensionnement en fatigue en leur présence. Nous apporterons des nuances à celle-ci, pour le TA6V, et pour les cas d'interaction : défaut/surface et défaut/défaut. Que ce soit le défaut ou la géométrie, ces singularités engendrent une hétérogénéité de contraintes qui doit être considérée pour l'évaluation de la tenue en fatigue. La partie I.4 est dédiée aux méthodes de la littérature permettant de modéliser cette hétérogénéité de contrainte, nous les présenterons et exposerons les perspectives qu'offrent certaines d'entre elles. Enfin, la partie I.5 présente les conclusions et les axes de travail qui ont été retenus pour la suite de l'étude.

I.1 Tenue en fatigue des joints soudés bout à bout en TA6V

I.1.1 Joint soudé par faisceau d'électrons

Le procédé de soudure retenu pour l'étude est le soudage par Faisceau d'Electrons (FE). Avec le procédé de soudure laser, ils sont les seuls à pouvoir souder de fortes épaisseurs, plus de 10 mm, en une unique passe. Les électrons accélérés sous vide apportent une grande quantité d'énergie à la surface impactée, c'est pourquoi, le soudage par FE est dit à haute densité d'énergie. La rencontre du faisceau avec la matière conduit à la sublimation de celle-ci, il y a formation d'une cavité remplie de vapeur ionisée, appelée trou de serrure ou keyhole (Figure I-1). Une fois le trou de serrure créé, le faisceau ne perd que très peu d'énergie dans la paroi alentour et est donc capable de traverser de fortes épaisseurs de matière. Pour finir, après avoir traversé entièrement la pièce, le faisceau est arrêté sous la pièce à souder par une plaque martyre.

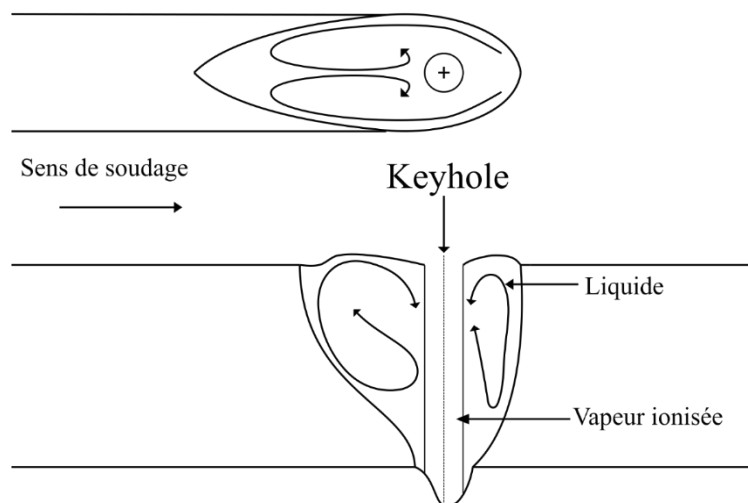


Figure I-1 : Dynamique du bain de fusion autour du keyhole.

I.1.2 Soudage par FE

La fabrication d'un faisceau capable de donner des électrons en nombre et en qualité suffisants à la pièce résulte d'une procédure détaillée dans cette partie. Une schématisation du canon à électrons est proposée en Figure I-2. Dans un premier temps, les électrons sont arrachés à un filament qui peut être en tungstène ou en LaB6. Pour les condenser en une zone unique, une pièce polarisée négativement, appelée Wehnelt, est placée sous le filament. Les électrons sont ensuite accélérés et dirigés par le champ magnétique induit par la différence de potentiel entre le wehnelt et l'anode. Un paramètre important pour la qualité du cordon est la position du point de focalisation, point où le faisceau converge. En fonction du couple matériau/épaisseur, le choix de sur-focaliser peut être fait afin d'obtenir une meilleure morphologie de cordon. Pour faire converger le faisceau, et ainsi contrôler le point focal, une bobine de focalisation est placée sous l'anode.

L'un des intérêts du soudage par FE est de contrôler le faisceau jusqu'à la fin de la soudure, ainsi, le canon est souvent équipé d'une dernière bobine, dite de déflexion. Elle permet de contrôler la fréquence et la forme du faisceau, comme par exemple des oscillations latérales, circulaires ou longitudinales. Des auteurs montrent l'intérêt de ces contrôles de faisceau sur la tenue en fatigue [Pengfei, 2013].

Tous les procédés de soudure conventionnelle se font sous environnement inertes. En effet, si le bain de fusion est mal protégé il peut s'oxyder. L'un des avantages du soudage par FE est de s'affranchir des problèmes d'oxydation qui peuvent être rencontrés en production. Le soudage par FE est réalisé sous vide secondaire : le canon est en permanence à 10^{-4} Pa et l'enceinte de 10^{-2} à 10^{-3} Pa.

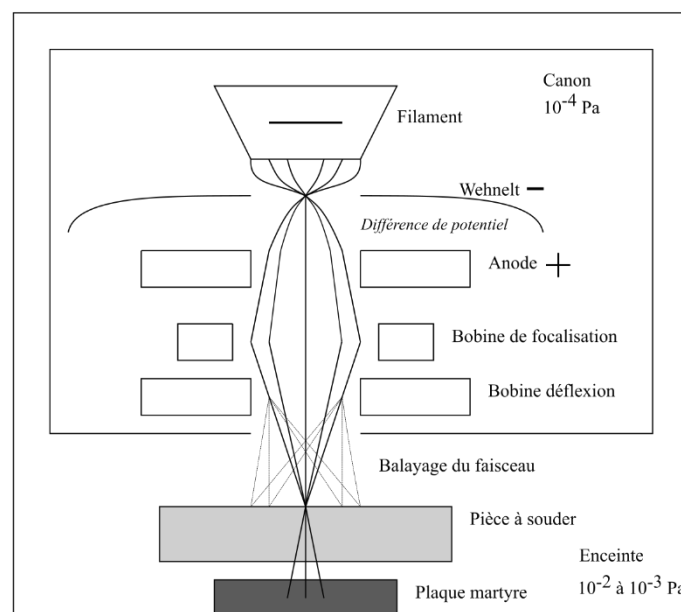


Figure I-2 : Principe du canon à électrons.

I.1.2.1 Défaut inhérent au procédé de soudage par FE sur TA6V

Défaut de surface

Le soudage par FE est automatique et piloté par un ordinateur. Le jeu de paramètres de soudage (vitesse d'avance, intensité aux différentes bobines, tension d'accélération, autre...) est donc contrôlé et fixé

pour les pièces à souder. Bien qu'il existe un unique jeu de paramètres du procédé, on observe des variabilités géométriques du cordon. Elles sont dues à de nombreux facteurs comme la tolérance géométrique des coupons bruts et leur mise et maintien en position. En effet, les coupons bruts possèdent des géométries différentes, qui, une fois bridées sur la table de soudage, génèrent une mise en contact des bords à souder avec des écarts et des désalignements. Pour différencier les géométries de cordon acceptables ou non, un cadre normatif lié au processus de qualité est utilisé en interne AIRBUS . Il permet de séparer les cordons hors du cadre conventionnel, c'est à dire qui ne sont pas dus uniquement à la variabilité globale. Un exemple de géométrie non conventionnelle peut être donné ici. Lors du soudage par FE, le bain de fusion crée une contrainte très intense, perpendiculaire à la direction de soudage. Celle-ci peut expulser les plaques de quelques millimètres si le bridage glisse. Ainsi le bain de fusion n'est plus maintenu et s'effondre, créant une géométrie hors du cadre d'admissibilité.

Les défauts de surface systématiquement retrouvés dans les normes de soudage sont au nombre de six, représentés en Figure I-3. La géométrie conventionnelle est représentée en gris, le défaut est représenté en noir. L'acceptabilité d'un défaut dépend de son acuité (représentée par les flèches), qui est comparée à une valeur seuil, fonction de l'épaisseur des plaques. Une densité d'énergie apportée trop importante peut conduire à la descente par gravité du bain de fusion. Une fois refroidi, il y a un manque d'épaisseur et/ou un excès de pénétration. Il est à noter que ce dernier peut aussi être dû à un écart entre les plaques à souder. La retassure en racine est également liée à une densité d'énergie mal distribuée, le retrait du bain de fusion engendre ce type de défaut. Les surépaisseurs excessives sont propres au soudage avec ajout de matière et ne sont donc pas présentes pour ce type de soudage qui se fait sans aucun ajout. Pour finir, les désalignements radiaux peuvent être dus à un mauvais bridage des coupons bruts.

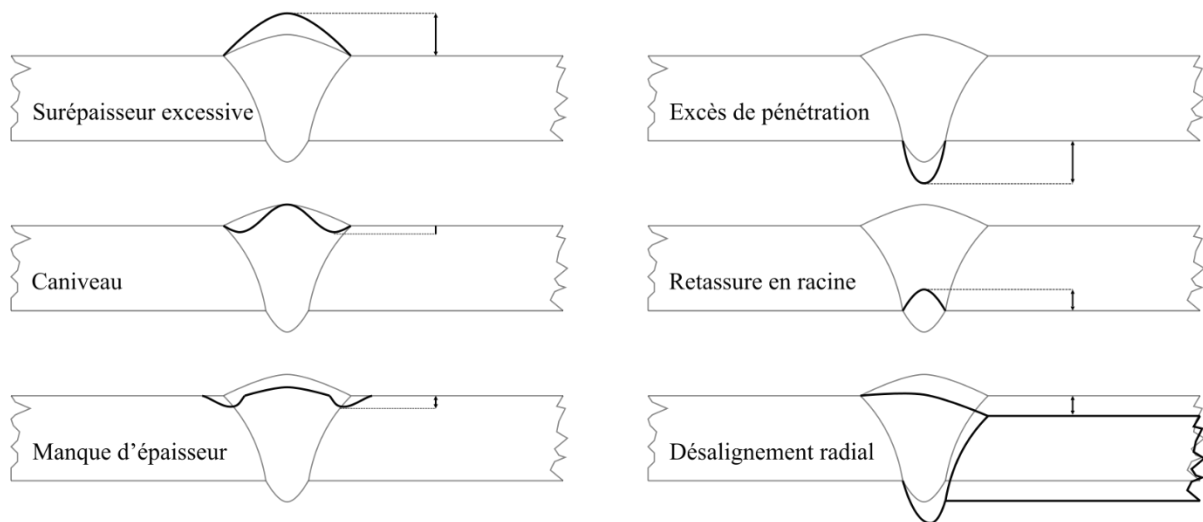


Figure I-3 : Défauts de surface d'un joint bout à bout.

Défauts internes

La seconde famille est celle des défauts internes, pour les identifier il est nécessaire d'utiliser des moyens de contrôle de type rayons X, courants de Foucault ou ultrasons. Ces deux derniers possèdent une information plus riche, en effet, ils permettent d'obtenir la profondeur du défaut, paramètre important. Les défauts rencontrés peuvent être : les porosités, les retassures ou les fissures. En fonction de leurs caractéristiques, comme par exemple la taille, les pièces contenant des défauts peuvent être réparées ou

rebutées. D'autres défauts en lien avec la microstructure et la chimie du matériau peuvent exister en fonction du procédé de soudage et de l'alliage. Il s'agit des macro-ségrégations, micro-ségrégations et fragilisations interstitielles. Notons que ces défauts ne peuvent être détectés par contrôle non destructif, ils sont donc des sources de danger. Une macro-ségrégation est la variation locale sur une distance de plusieurs grains de la composition chimique, on peut la retrouver sur les procédés de soudure à forte variation de puissance comme le TIG en mode alternatif ou le laser pulsé [Dannessa, 1966]. Les micro-ségrégations, à l'échelle du grain, ont un impact moins critique et ont été retrouvées sur les alliages β [Baeslack 2001].

Les trois défauts : macro-ségrégations, micro-ségrégations et fragilisations interstitielles n'ont jamais été rencontrés pour la soudure FE en TA6V. Le respect des règles de soudage permet d'éviter de nombreux défauts. Toutefois, malgré toutes les précautions de préparation pré-soudage appliquées : préparation mécanique des surfaces, dégraissage, décapage chimique et finition mécanique, la formation des porosités reste intrinsèque au procédé de soudage par FE.

1.1.2.2 Mécanisme de formation des porosités

La formation des porosités a été étudiée entre autres par Redchits et Nikiforov en 1981 [Redchits, 1981], Gouret en 2001 [Gouret, 2001]. Contrairement à ce qu'on pourrait penser, la formation des porosités commence très tôt dans la procédure de soudage (Figure I-4). Le cycle thermique et la transformation de phase entraînent une pression des bords en aval de la zone fondue. Dans cette même zone, la température amène le dégazage et la pyrolyse des éléments chimiques apportés par la procédure de préparation des surfaces. Les pressions sont telles que les bords ne laissent plus s'échapper les gaz, il y a formation de porosités. Le nombre de porosités dépendra de la préparation des surfaces : la rugosité, pour l'aspect mécanique, ce paramètre ayant tendance à favoriser la formation des porosités ; et la propreté de surface, pour l'aspect chimique. Il a été constaté que les paramètres comme la vitesse de soudage pouvaient avoir un impact significatif sur le nombre de porosités.

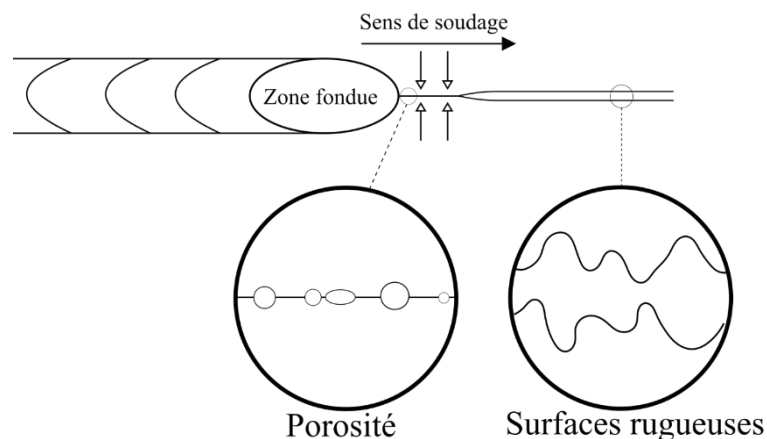


Figure I-4 : Formation des porosités: théorie de Redchits et Nikiforov [Redchits, 1981].

1.1.2.3 Microstructure des zones du joint

Le TA6V fait partie des alliages $\alpha\beta$, ses phases sont stables à température ambiante. Les éléments alphaséens comme l'aluminium vont avoir tendance à stabiliser la phase α , tandis que les éléments bêtagènes comme le vanadium vont plutôt favoriser la phase β . Les éléments donnant cette stabilité aux

deux phases pour le TA6V sont l'aluminium, composant entre 5,5 et 6,5% en masse, ainsi que le vanadium, composant entre 3,5 et 4,5% en masse, selon la norme AIMS 03-18-007. La microstructure du TA6V va dépendre du traitement thermomécanique subi ou imposé. Dans cette partie nous nous attacherons uniquement aux microstructures susceptibles d'être rencontrées dans cette étude.

Zone fondue

Le procédé de soudure FE amène localement la pièce à des températures comprises entre 1660°C et 2900°C, souvent sur une fine largeur, ce qui est propre au procédé par fusion. Par exemple, pour une épaisseur à souder de 13 mm, Gouret obtient un cordon de soudure d'une largeur d'environ 2,5 mm [Gouret, 2001]. Une fois le faisceau passé, le bain de fusion refroidit essentiellement par conduction thermique avec le métal solide l'entourant, ce sont la température initiale et le gradient thermique de refroidissement qui sont à l'origine des microstructures.

Pour les refroidissements rapides, assimilables à une trempe, à partir d'une température supérieure à la température de transformation martensitique, proche de 800°C, il y a formation de la phase martensitique notée α' . La formation de cette phase se fait sans diffusion des éléments d'alliage, car trop rapide, ainsi la composition chimique de la phase β est similaire à celle de la phase α' . α' est formée d'aiguilles qui ont chacune une orientation cristallographique différente et sont situées à l'intérieur du grain β qui est désormais appelé l'ex-grain β .

Pour les refroidissements plus longs, la formation de la phase α se fait avec diffusion des éléments d'alliage (Figure I-6, a). Dans un premier temps, il y a formation de la phase α *Grain Boundary* notée α_{GB} . La germination de cette phase a lieu au joint de grain β à cause des contraintes thermomécaniques produites par le refroidissement, elle croît en repoussant les éléments bétagènes et en captant les éléments alphagènes. L'épaisseur de cette phase serait uniquement pilotée par les vitesses de refroidissement, les variations isothermes n'auraient aucun impact [Rhodes et Paton, 1979] (Figure I-5).

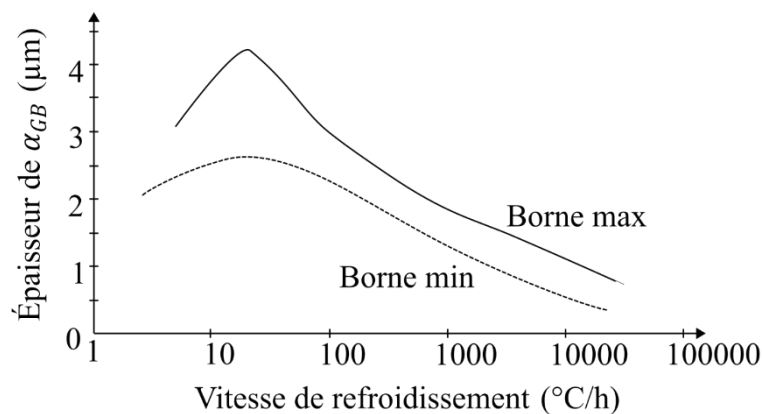


Figure I-5 : Influence de la vitesse de refroidissement sur l'épaisseur de α_{GB} [Rhodes et Paton, 1979].

Dans un second temps, il y a formation de la phase α *Widmanstatten Grain Boundary* notée α_{WGB} qui naît au niveau de la phases α_{GB} (Figure I-6, b). Elle croît et devient une colonie, par définition, une colonie est composée de lamelles qui ont une orientation cristallographique. Sa formation repousse les éléments bétagènes. Pour finir, la phase α *Widmanstatten intragranulaire* notée α_{WI} , se forme sur les dislocations libres à l'intérieur du grain, tout comme α_{WGB} elle a une morphologie lamellaire (Figure I-6, c).

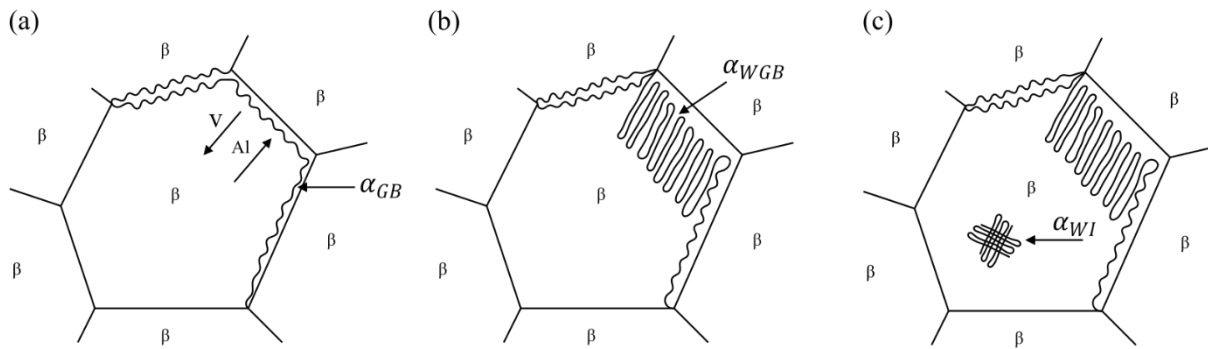


Figure I-6 : Apparition des phases : α_{GB} , α_{WGB} et α_{WI} respectivement a, b et c.

Zone affectée thermiquement

La Zone Affectée Thermiquement (ZAT) est une zone qui peut être séparée en deux parties : celle qui subit un cycle thermique couvrant le domaine β (T_S à T_β) et celle qui subit un cycle thermique couvrant le domaine $\alpha+\beta$. Elles sont notées respectivement ZAT β et ZAT $\alpha+\beta$ (Figure I-7, a). Dans la première partie, la microstructure est de morphologie lamellaire et est très proche de celle de la zone fondue (ZF). Ce qui la différencie de la zone fondue est la taille des ex-grains β , beaucoup plus petits. L'ex-grain β de la ZF croît suivant le gradient thermique entre le bain de fusion et les zones solides, ce qui lui confère une taille millimétrique et une morphologie orientée (Figure I-7, b). La seconde zone est plus discrète, la signature de T_β est remarquable. La température n'est pas assez importante pour former les ex-grains β mais assez pour augmenter la fraction volumique des régions lamellaires (Figure I-7, b).

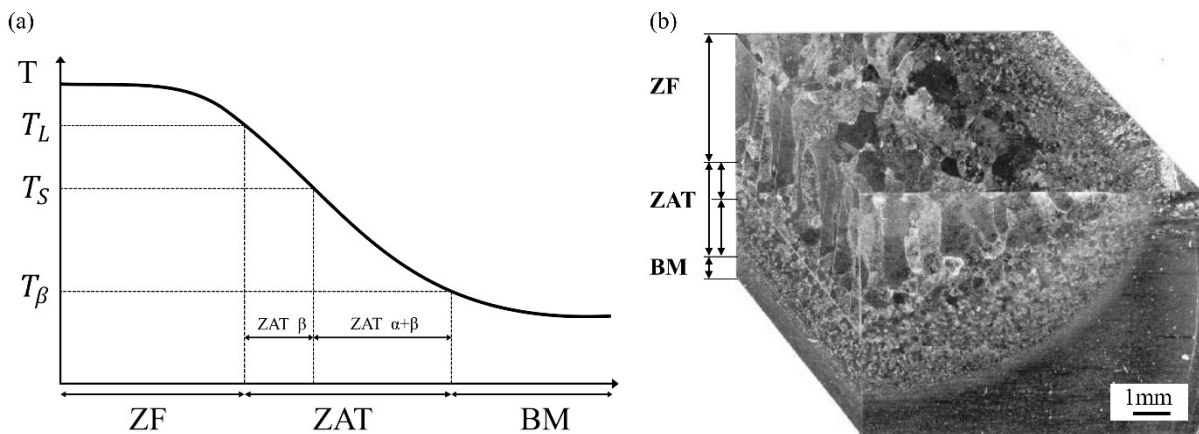


Figure I-7 : (a) Schématisation de la variation de la température le long du cordon ; (b) Vue globale du joint soudé [Lütjering et Williams, 2007].

I.1.2.4 Schéma récapitulatif

Le joint soudé possède quatre particularités qui sont : la géométrie, les défauts, les microstructures et les contraintes résiduelles, ceci le rend complexe (Figure I-8). Par convention, la notion de *défaut de surface* présentée dans la partie I.1.2.1 sera appelée *géométrie de cordon* dans le reste de l'étude. De plus, ces quatre particularités ne sont pas figées, en fonction du couple procédé/épaisseur des modifications ont lieu : passage d'une microstructure lamellaire à martensitique ; augmentation de la taille et de la densité des porosités ; augmentation de la profondeur des caniveaux suite à un léger effondrement du bain de

fusion. Ces quatre particularités sont des facteurs pouvant avoir un impact sur la tenue en fatigue. Afin de prévoir la tenue en fatigue du joint, il est primordial d'identifier le ou les facteurs clefs d'ordre premier, ceux qui ont peu ou pas d'impact et s'il existe des couplages entre différents facteurs.

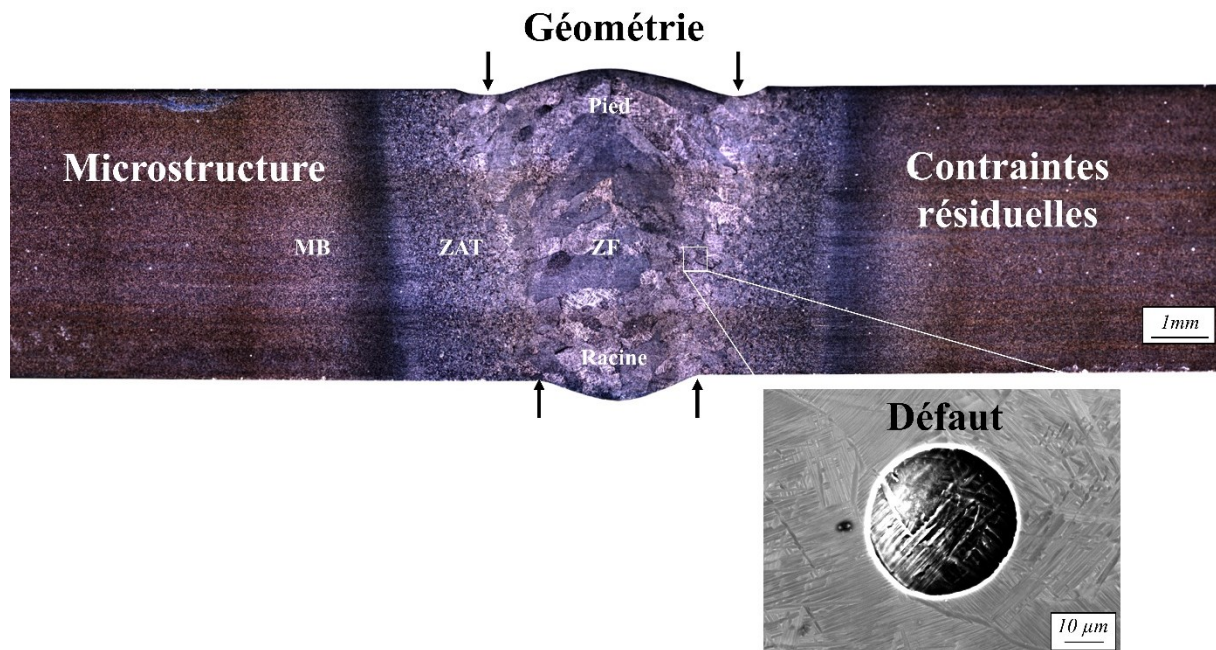


Figure I-8 : Géométrie, défauts, contraintes résiduelles et microstructure du joint soudé de notre étude.

I.1.3 Comportement en fatigue des joints « as-welded »

Les études réalisées sur des soudures as-welded (telles que soudées), bout à bout, dans la littérature sont au nombre de trois : [Dinsdale et Scott, 1972], [Casavola, Pappalettere et Tattoli, 2009] et [Fomin, 2019]. Chaque document apporte des éléments de compréhension sur l'influence des quatre paramètres sur la tenue en fatigue du joint. Il sera important de nuancer les apports de chacun d'entre eux car les épaisseurs sont multiples (1,8 mm à 6 mm) et les procédés de soudure différents.

Dans ses travaux réalisés sur une épaisseur de 2,6 mm en soudage par Faisceau Laser (FL), Fomin montre la prédominance de l'effet des géométries sur la tenue en fatigue. Il constate sur ses nombreux essais réalisés sur éprouvettes as-welded que les fissures débutent en pied ou en racine du cordon (Figure I-9). De plus, une fois les singularités géométriques ôtées par usinage, les niveaux de charge appliqués pour rompre l'éprouvette doivent être environ 2,5 fois plus importants. Bien que l'étude de Casavola soit composée d'une unique éprouvette exploitable, l'amorçage a lieu dans un raccordement et à un niveau de charge similaire aux précédentes études. Les procédés de soudure, les épaisseurs et les traitements de ces études sont différents mais les conclusions sont les mêmes : **la singularité induite par la géométrie du cordon est critique pour la tenue en fatigue**. Toutefois, bien que l'amorçage soit localisé sur un élément de la géométrie, les facteurs de la microstructure et des contraintes résiduelles peuvent également avoir une influence.

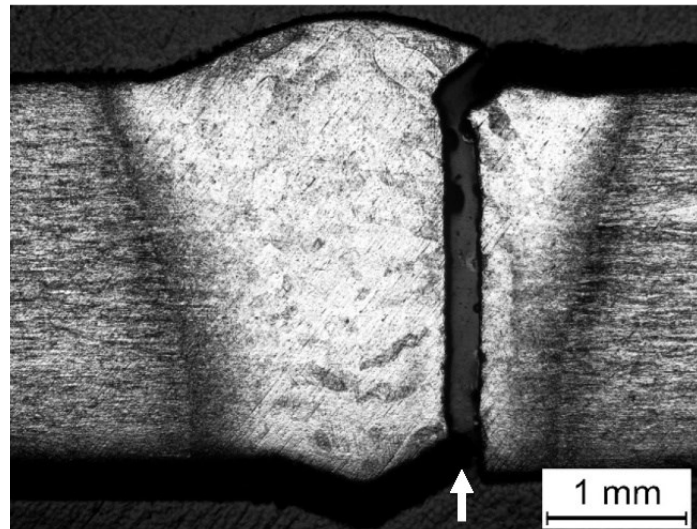


Figure I-9 : Prépondérance de la géométrie sur la fatigue [Fomin, 2019].

I.1.3.1 Influence de la microstructure dans une zone de singularité géométrique

L'influence des microstructures sur la tenue en fatigue a largement été étudiée. A notre connaissance, beaucoup d'études portent sur des microstructures soumises à des champs de contrainte macroscopique homogène et non à des gradients de contraintes. La question de l'effet des microstructures sous un champ de contraintes hétérogène reste à ce jour une question ouverte. Quelle que soit la morphologie de la microstructure : lamellaire, aiguillée ou équiaxe, la notion de *longueur de glissement effective* est très souvent utilisée. Elle correspond à la taille d'une zone où l'orientation cristallographique est la même, par exemple : une colonie ou un grain. Cette grandeur simple est utilisée pour comparer des sensibilités à la fatigue appartenant à une même morphologie (Figure I-10, b). Il est important de noter que les tailles ne sont comparables que pour une morphologie similaire [Lütjering et Williams, 2007].

Pour les microstructure lamellaires, Lütjering montre que c'est la taille de la colonie α qui pilote la tenue en fatigue à grand nombre de cycles [Lütjering, 1998]. Or cette taille est pilotée par la vitesse de refroidissement depuis le domaine β , ainsi, aux vues des différences de gradient thermique au sein de la ZF et la ZAT il existe une variété de propriétés importantes. La Figure I-10, a montre l'influence que peut avoir la microstructure sur la tenue en fatigue qui est de l'ordre de 40%. A noter, cette précédente étude se limite à un cas de chargement bien spécifique ($R=-1$) et ne peut être généralisée à des cas de chargements différents et sous gradient de contrainte.

Wu, dans son recueil bibliographique couvrant la période de 1972 à 2013 [Wu, 2013], montre que la sensibilité à la longueur de glissement est d'autant plus marquée pour des durées de vie de 10^6 que de 10^5 , ce qui conforte que la microstructure est importante dans notre étude (Figure I-11). A noter, cet auteur essaie de donner des tendances globales à des données venant de multiples études, avec autant de procédures de préparation et de machines d'essais que d'études. Cela mène à des incertitudes sur les résultats globaux car le titane est sensible à l'état de surface et aux machines employées. Pour les autres microstructures : martensitique et équiaxe, les longueurs de glissement sont respectivement la taille d'une aiguille et la taille des grains α .

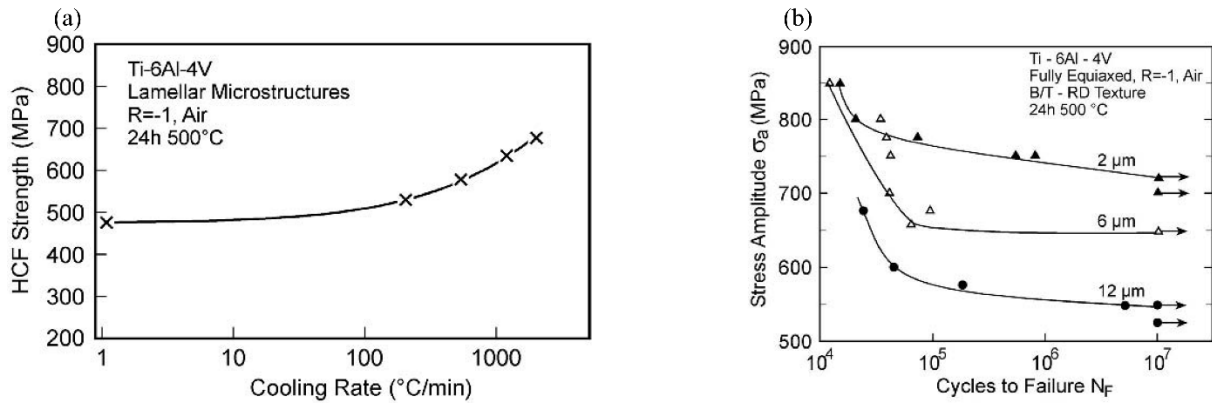


Figure I-10 : (a) Limite de fatigue à 10^7 cycles pour différentes vitesses de refroidissement depuis le domaine β [Lütjering et Williams, 2007] ; (b) Effet de la taille du grain α de structure équiaxe [Lütjering et Williams, 2007].

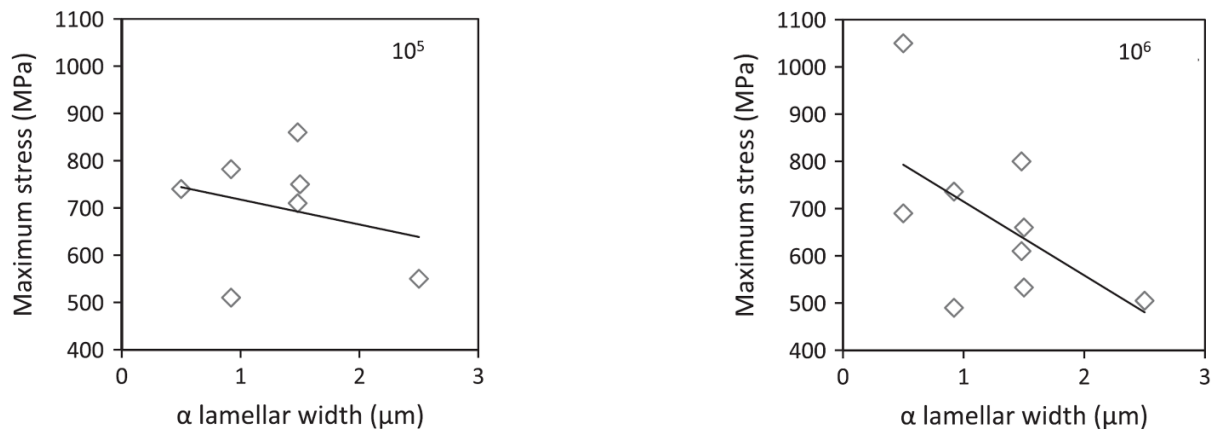


Figure I-11 : Influence des microstructures lamellaires sur la durée de vie à 10^5 et 10^6 cycles [Wu, 2013].

I.1.4 Tenue en fatigue des joints usinés

Les joints soudés bout à bout sont souvent usinés afin d'éviter les amorçages sur le pied et la racine. Les ébauches possédant une surépaisseur sont soudées, puis usinées afin d'obtenir la pièce finie. Ceci implique d'utiliser une quantité de matière plus importante et une phase supplémentaire d'usinage onéreuse. Cela permet tout de même d'augmenter les caractéristiques en fatigue (Figure I-14, b) et de s'affranchir des non-conformités attribuées à une mauvaise géométrie (Figure I-3), et ainsi éviter certaines réparations et rebuts. Dans la littérature, les joints soudés parachevés sont utilisés pour les applications aéronautiques et pour certaines pièces, tel que le « riser » servant dans l'extraction gazière. Les études faisant l'objet du TA6V soudé bout à bout, tous procédés de soudure et épaisseurs confondus, sont les suivantes : [Lindh et Peshak, 1969], [Berge, 1999], [Babalola et Berge, 2002] et [Fomin, 2019]. Nous les avons étudiées afin de connaître les éléments causes des ruptures en fatigue, **il s'est avéré que la totalité des fissures se sont amorcées sur des défauts.**

Dans une synthèse récente sur les problématiques liées aux défauts soumis à des cycles de fatigue, Nadot suggère que l'effet du défaut dépend de cinq paramètres qui sont : la taille, le type, la position, la morphologie et le chargement [Nadot, 2022]. L'importance de ces différents paramètres variant d'un matériau à l'autre, nous détaillerons au maximum ces cinq facteurs d'influence pour les études présentées.

En fonction du procédé de soudage, les défauts ont des caractéristiques différentes. Pour les soudures par faisceau d'électrons et laser, les défauts sont des porosités de type gazeuses à morphologie sphérique, les rapports de sphéricité sont proches de 1, et les parois lisses (Figure I-8 et Figure I-12). D'après Gouret, les **tailles de défauts générés par le soudage par FE n'excèdent pas 1 mm** [Gouret, 2001], ceci étant lié au processus de formation des porosités. Fomin montre que la position des porosités au sein du joint n'est pas homogène dans le volume, en effet, comme le montre la Figure I-12, elles sont plus présentes à proximité de la racine que du pied de cordon.

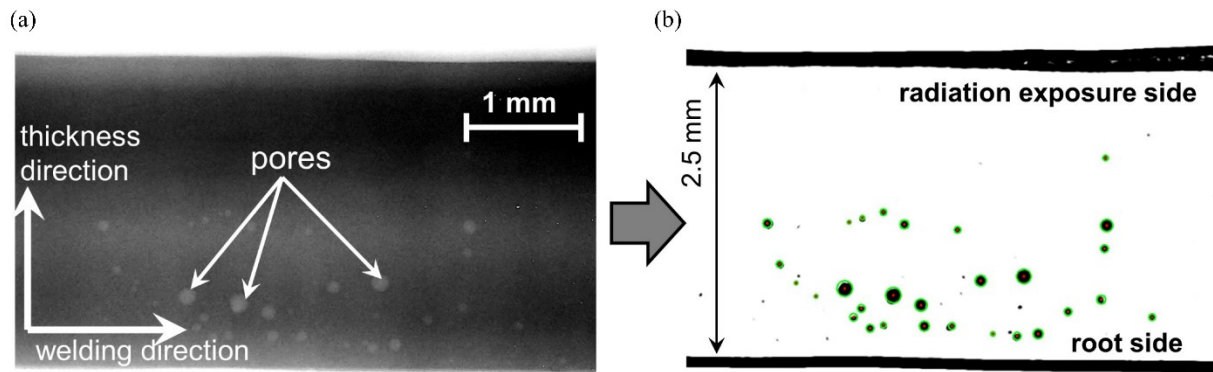


Figure I-12 : Défauts typiques rencontrés par Fomin dans un joint soudé bout à bout en TA6V soudage laser: (a) Image RX brute ; (b) Même image après traitement numérique de mise en évidence des défauts [Fomin, 2019].

Pour le soudage TIG, des porosités de type gazeuses sont aussi présentes mais peuvent être plus ovales (Figure I-13b), or l'effet de la sphéricité et de l'orientation par rapport au chargement est un paramètre clef sur la tenue en fatigue [Li et al, 2009]. De plus, la présence de défauts de type manque de fusion est constatée, un exemple de morphologie de taille 2mm x 0,5mm est présenté dans les travaux de Berge (Figure I-13a) et dans les travaux de Babalola [Berge, 1999], [Babalola et Berge, 2002].

La caractéristique commune à tout procédé de soudure est la présence de clusters de porosités (Figure I-12 et Figure I-13, c). Tous les auteurs, quel que soit le procédé de soudure, ont constaté des amorçages conduisant à la rupture de l'éprouvette sur cette morphologie particulière de défauts.

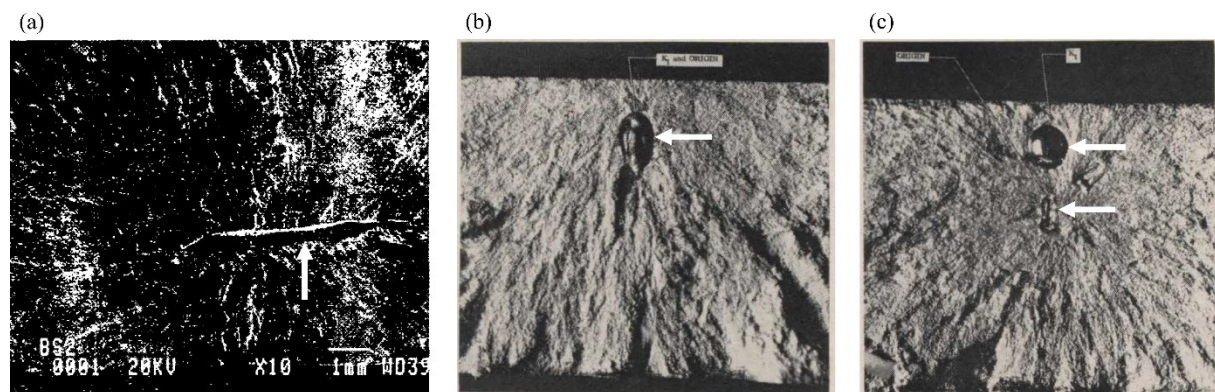


Figure I-13 : Défauts rencontrés pour le soudage TIG : (a) Manque de fusion [Berge, 1999] ;(b) Porosité gazeuse en forme de goutte [Lindh et Peshak, 1969] ; (c) Cluster de porosités [Lindh et Peshak, 1969].

I.1.4.1 Amorçage en porosité : effet des microstructures et des contraintes résiduelles.

L'étude de Fomin donne un bon aperçu de l'effet des microstructures et des contraintes résiduelles. Sur le joint soudé usiné, l'auteur teste différents traitements thermiques visant à éliminer les contraintes résiduelles et plus ou moins modifier les microstructures (Figure I-14, a). SRA1 et SRA2, pour *Stress Relief Annealing*, sont des traitements qui permettent de supprimer la quasi-totalité des contraintes résiduelles sans modifier la microstructure. L'auteur démontre que le champ de contraintes résiduelles est bien supprimé grâce à des mesures de diffraction de rayon X, complétées par des valeurs de déformation via la méthode du trou incrémental.

FA1, pour *Full Annealing*, FA2 et RA, *Recrystallization Annealing*, sont d'autres traitements modifiant les contraintes résiduelles et la microstructure, ils permettent d'augmenter la taille de l'épaisseur des lamelles α progressivement tout en gardant une microstructure lamellaire. Les points « LBW (*Laser Beam Welding*) machined » correspondent à la référence qui est la soudure uniquement usinée : la microstructure est martensitique avec présence de contraintes résiduelles.

La comparaison des points « LBW machined » et « LBW SR1 et SR2 » nous donne l'effet des contraintes résiduelles (Figure I-14, b), **nous constatons qu'il n'y a que peu ou pas d'effet des contraintes résiduelles**. La comparaison des points « LBW machined » et « LBW FA1, FA2 et RA » nous donne un aperçu de l'effet des microstructures. Bien que les tailles de microstructures soient différentes, l'évolution de la limite de fatigue à 10^7 n'excède pas 10%.

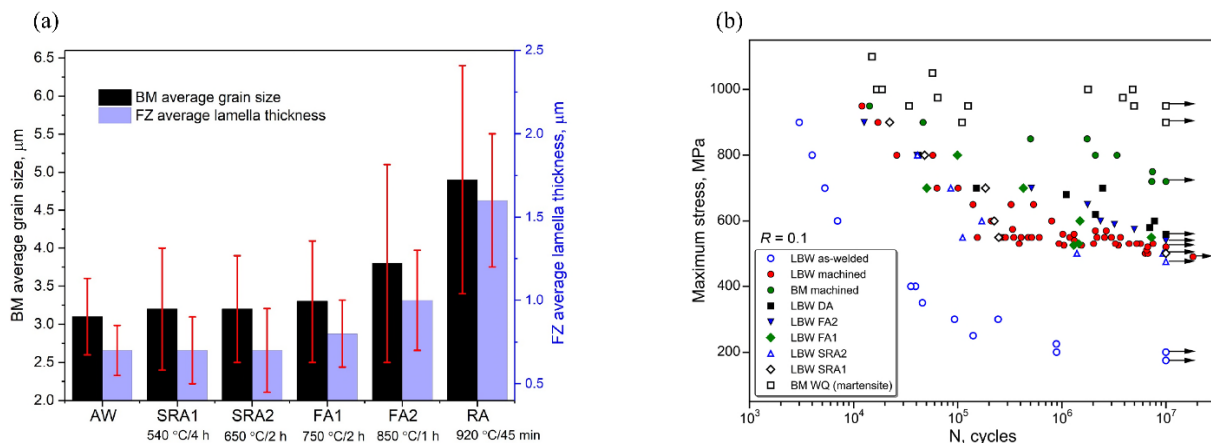


Figure I-14 : (a) Taille de la microstructure lamellaire de la ZF et de la taille de grain du métal de base (MB) en fonction des traitements thermiques ; (b) Courbe S-N d'essais réalisés pour ces différents traitements thermiques [Fomin, 2019].

En l'absence de concentrateur de contrainte, la variation de la limite de fatigue attribuée au changement de taille de lamelles est de 40%, illustrée Figure I-10, a. De même, entre le métal de base tel que reçu et le métal de base trempé (microstructure martensitique), la variation de la limite de fatigue est de 30% [Fomin, 2019]. En revanche, en présence de concentrateur de contraintes, la variation sur la limite de fatigue n'excède pas 10% pour un large panel de microstructures. En effet, en fonction du traitement thermique, la taille de la lamelle α passe de 0,7 à 1,5 μm , soit un facteur 2. La microstructure, en présence de porosités, ne semble pas être un paramètre d'ordre premier. A noter, ce constat de Fomin est solide car issu d'une étude respectant la norme ASTM E466-07 et possédant une base de données conséquente.

Nous constatons donc qu'en présence de concentrateur de contrainte, la sensibilité de la microstructure à la fatigue est bien moindre.

Des travaux réalisés par Leuders portant sur la fabrication additive par *Selective Laser Melting* (SLM) viennent étayer la précédente étude [Leuders et al. 2014]. Les constats seront à nuancer car nous sortons du cadre des défauts sphériques gazeux dans un joint soudé. En effet, le procédé SLM engendre des manques de fusion et des champs de contraintes résiduelles totalement différents de ceux du procédé de soudure. Le procédé SLM crée une microstructure martensitique avec présence de défauts. Suite au procédé, il est courant d'appliquer un pressage isostatique à chaud (*Hot Isostatic Pressing*, HIP) pour refermer les défauts. La pression appliquée est de 1000 bar à une température de 920°C pour le TA6V. Dans cette étude, le HIP est réalisé à 920°C/2h et à une pression de 1000 bar sous argon, il permet de supprimer les défauts, d'enlever les contraintes résiduelles et de modifier la microstructure. Il est proche de la température du transus beta, après ce traitement les colonies sont toujours présentes et leur taille a augmenté. Un second traitement type SRA est réalisé à une température de 800°C durant 2h sans HIP. Les défauts induits par le procédé sont toujours présents mais sans contraintes résiduelles et la microstructure est modifiée.

La comparaison de la courbe « As-built » avec la courbe « SRA » montre qu'il n'y a que peu ou pas d'effet des contraintes résiduelles induites par le procédé de fabrication additive (Figure I-15, a). Il montre aussi que la modification de la microstructure induite par le traitement thermique de 800°C/2h n'a pas eu d'effet. La comparaison de « As-built » avec la courbe « HIP » met en évidence la prédominance de l'effet des défauts sur la fatigue.

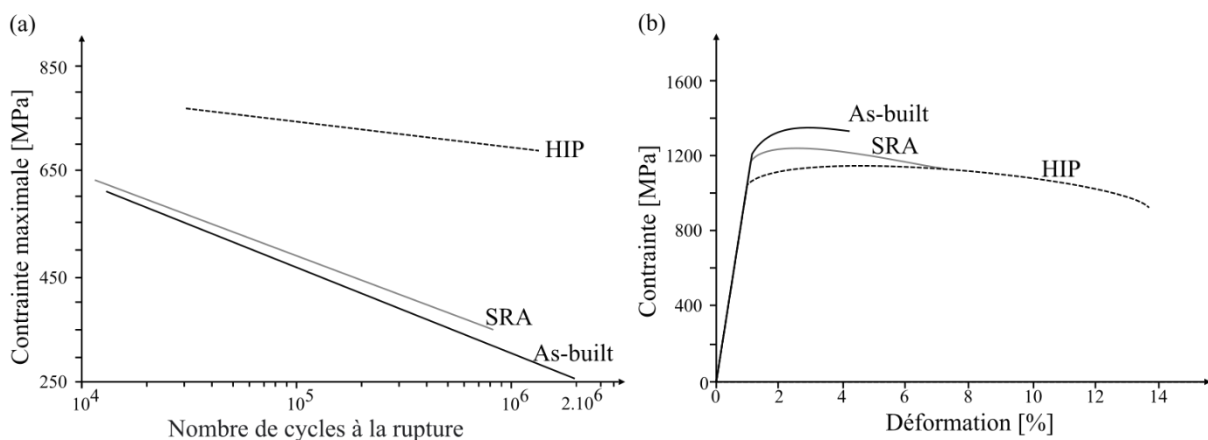


Figure I-15 : (a) Courbe S-N, fabrication additive SLM en TA6V avec différents post-traitements $R=-1$, fréquence 10Hz ; (b) Essais de traction monotone [Leuders et al, 2014].

Nous avons vu dans la partie I.1.3.1 qu'en l'absence de singularité géométrique, la tenue en fatigue des microstructures fines était meilleure que celle des microstructures grossières, cela s'explique par une longueur de glissement effective moins importante. Or, Leuders et Fomin constatent l'inverse en présence de défauts, ils expliquent cela différemment.

Selon Leuders, la configuration telle que fabriquée possède une microstructure martensitique qui est relativement fragile (Figure I-15, b), la microstructure est sensible à la présence de défauts. Les traitements thermiques permettant de modifier la microstructure et inférieurs à 920°C augmentent la

ductilité du matériau (Figure I-15, b). Ainsi, en présence de défauts le matériau ayant une microstructure plus fine est moins sensible à la fatigue.

Fomin explique que cela est dû à la durée de vie qui est essentiellement de la propagation de fissure. Les vitesses de propagation de fissure sont plus importantes pour les microstructures fines que les microstructures plus épaisses. En effet, le chemin pris par la fissure est beaucoup plus sinueux pour une microstructure grossière [Lütjering, 1998] (Figure I-16). Ainsi la tenue en fatigue de l'éprouvette est meilleure.

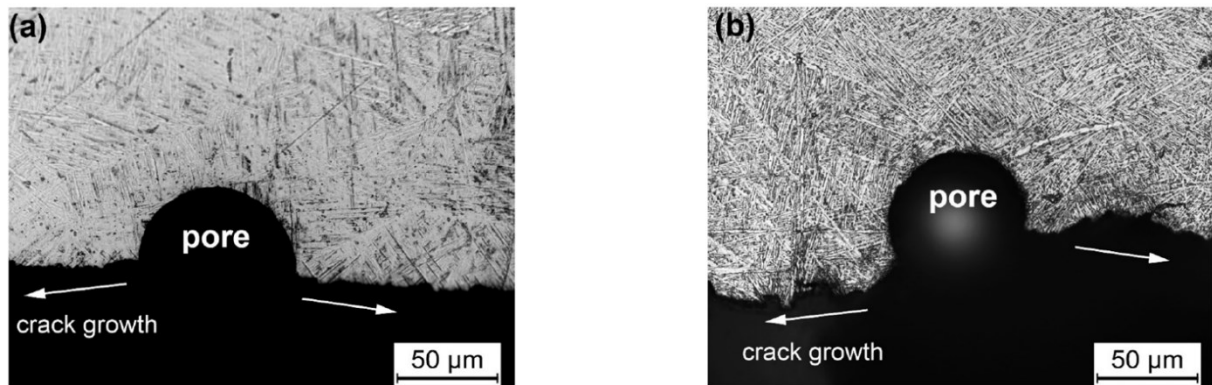


Figure I-16: Comparaison des profils de rugosité de fissures causes de la rupture initiées sur une porosité : (a) As-welded ; (b) FA2 : 850°C/1h [Fomin, 2019].

En complément de ces deux études macroscopiques visant à comparer des limites de fatigue provenant de courbe S-N, une étude réalisée par Shamir vise à expliquer l'impact de l'orientation des microstructures sur la durée de vie en fatigue [Shamir et al, 2020]. Encore une fois, les conclusions de cette étude sont à nuancer car il s'agit d'un procédé de fabrication additive WAAM, *Wire Arc Additive Manufacturing*, et non d'un procédé de soudure proche de celui de l'étude. Pour ce faire, Shamir analyse l'orientation des microstructures de neuf éprouvettes, permettant ainsi d'étayer ses conclusions, la procédure expérimentale étant détaillée ci-dessous.

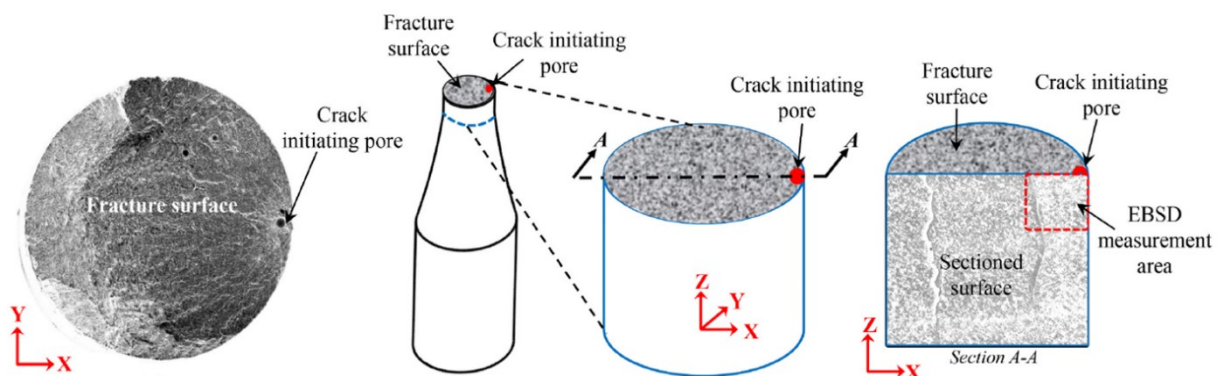


Figure I-17 : Schématisation de la méthode expérimentale conduisant à l'obtention de l'orientation microstructurale représentative autour de la porosité cause de la rupture [Shamir et al, 2020].

La phase α possède une structure hexagonale compacte, les systèmes de glissement rencontrés sont basaux, prismatiques et pyramidaux de première espèce. En fonction de la direction de sollicitation et de la direction du plan de glissement, l'effet de l'orientation sera plus ou moins marqué. Le facteur de Schmid découle de la loi permettant de relier la contrainte nominale à la contrainte de cisaillement. Il

est compris entre 0 et 0,5 ; 0,5 étant le plus critique. **L’auteur arrive à la conclusion que la présence d’un système de glissement pyramidal, avec un facteur de Schmid élevé autour du défaut, permet de diminuer la nocivité de la porosité.** Un exemple est donné ci-dessous, pour deux porosités internes sollicitées avec une contrainte maximale de 700 MPa à rapport de charge $R=-1$: malgré une taille deux fois plus importante, le nombre de cycles à rupture est multiplié par 7 (Figure I-18,a). L’auteur explique que cette différence est due à une absence de système de glissement pyramidal pour le facteur de Schmid sur l’intervalle 0,45-0,5 (Figure I-18, b). Les systèmes de glissement prismatiques, plus faciles à activer, sont majoritaires, entraînant une diminution du nombre de cycles à rupture.

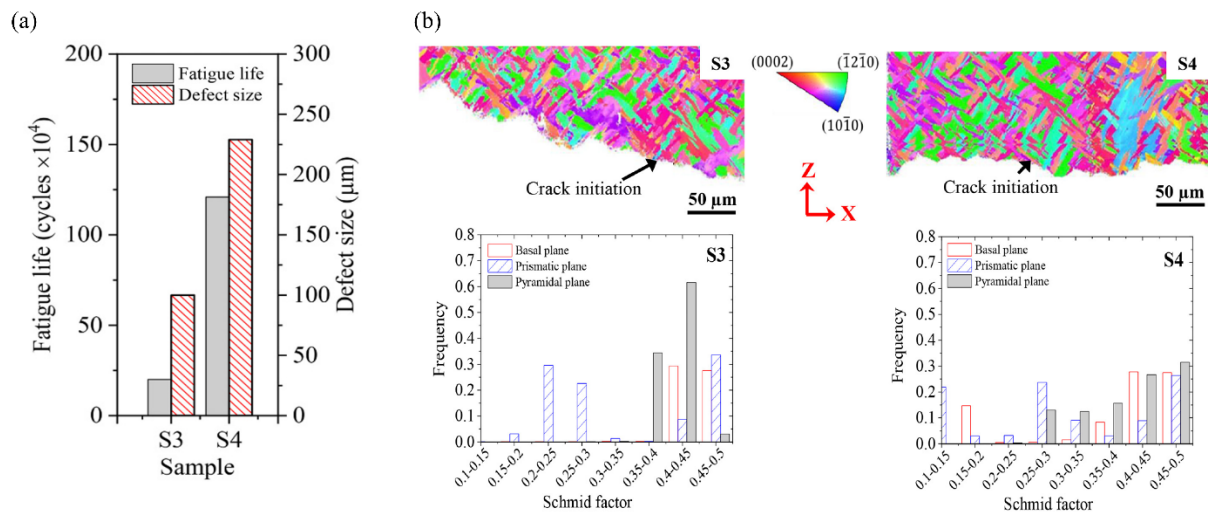


Figure I-18 : Comparaison de deux éprouvettes S3 et S4, sollicitées par une contrainte maximale appliquée de 700 MPa à $R=-1$ (a) Taille de défaut fonction du nombre de cycles à rupture ; (b) Systèmes de glissement basaux, prismatiques et pyramidaux associés au Facteur de Schmid pour ces deux éprouvettes [Shamir et al, 2020].

I.1.5 Parachèvements permettant d’augmenter la durée de vie

Dans la partie I.1.3, nous avons vu que les fissures de fatigue s’amorçaient dans les raccords en pied et racine. Dans le but de s’affranchir de cette zone critique, des techniques de parachèvements peuvent être appliquées. La plus classique est l’usinage des géométries, présenté dans la partie I.1.4. Toutefois, le TA6V est un matériau qui doit être usiné lentement pour éviter les surchauffes des outils et de la pièce ; ces vitesses particulièrement basses ne sont pas en faveur de la longévité des outils.

La passe de lissage, nommée aussi passe cosmétique, est l’un des moyens de s’affranchir de l’usinage. Elle consiste à réaliser une refusion locale, sur les zones critiques afin de lisser les singularités (Figure I-19). La procédure est simple, elle consiste, une fois la première passe réalisée, à défocaliser le faisceau pour créer un bain de fusion de surface, le keyhole n’est donc pas formé. Fomin montre que les densités de porosité entre un cordon avec et sans passe de lissage sont similaires. Bien que la ZF et les ZAT aient des tailles plus conséquentes, dues à l’apport de chaleur, il n’y a pas plus de distorsion entre les plaques. La passe de lissage ne peut toutefois pas être applicable directement sur la plaque du côté de la racine, la plaque doit être au préalable retournée. La procédure de retournement implique de multiples tâches : dépressuriser l’enceinte, retourner la plaque, brider la plaque, faire le vide... sans polluer le cordon. Ceci montre les limites de ce parachèvement pour le soudage par FE.

Un autre parachèvement est le grenailage laser. Il consiste, non pas à modifier la géométrie, mais à former un champ de contraintes résiduelles de compression en surface. Fomin montre, via la méthode du trou incrémental, que les contraintes de signe négatif sont présentes jusqu'à une profondeur de 0,9 mm.

L'usinage et la passe de lissage ont reporté les amorçages des raccordements aux porosités, tandis que les amorçages sur éprouvettes traitées par grenailage laser restent dans les zones de singularité. Ces trois parachèvements ont permis d'améliorer grandement les niveaux de charge admissibles. L'usinage et la passe de lissage permettent d'améliorer la tenue en fatigue d'un facteur 2,5 par rapport à la référence As-welded, et le grenailage laser permet quant à lui une augmentation d'un facteur 2. Il est à noter que ces valeurs sont obtenues par Fomin pour une configuration bien précise et un rapport de charge $R=0,1$.

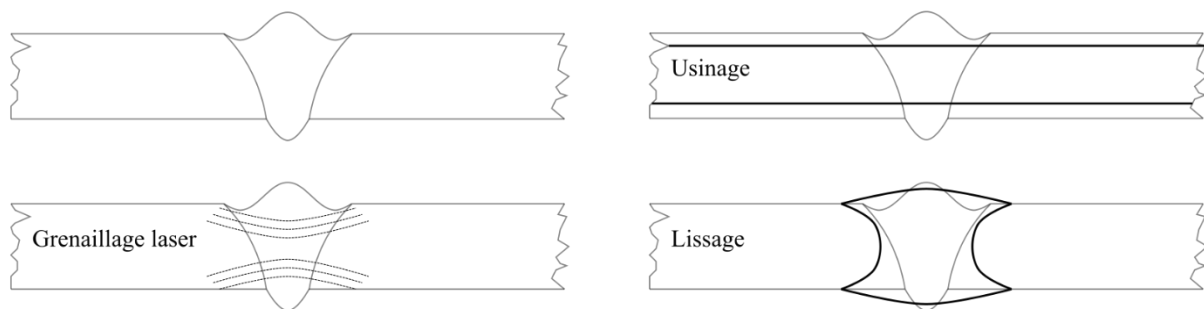


Figure I-19 : Parachèvements appliqués à un cordon de soudure bout à bout.

I.1.6 Tenue en fatigue de la technologie soudage bout à bout sur TA6V

Les limites de fatigue des études de la littérature sur notre thématique ont été affichées dans un diagramme de Haigh présenté en Figure I-20. Dix-huit points ont été placés dans ce diagramme, à noter, tous les types de soudage et de multiples épaisseurs de plaques soudées ont été considérés.

Le diagramme de Haigh met en évidence qu'il existe deux zones. La première, notée zone 1 est composée de la technologie bout à bout sans modification des géométries pied et racine, les amorçages ont eu lieu dans ces singularités géométriques. Cette zone présente une amplitude des contraintes s'étalant sur un important intervalle : de 90 MPa à 200 MPa. Cela met en évidence que pour cette technologie, la dispersion peut être importante, ceci peut être dû aux facteurs : contraintes résiduelles, microstructure et géométrie propre à chaque couple procédé/épaisseur à souder. Ainsi, pour une utilisation de cette technologie en production, il paraît important d'être attentif à ces trois aspects. La deuxième zone, notée zone 2 est composée du cordon de soudure dont la géométrie a été travaillée par usinage ou par lissage. La limite basse de la zone 2 est d'une contrainte d'amplitude de 200 MPa. Dans cette zone, les amorçages ont systématiquement lieu dans des porosités. Au regard des deux zones avec et sans travail des géométries (zone 1 et zone 2), la technologie soudage bout à bout apparaît séparable en deux entités bien distinctes.

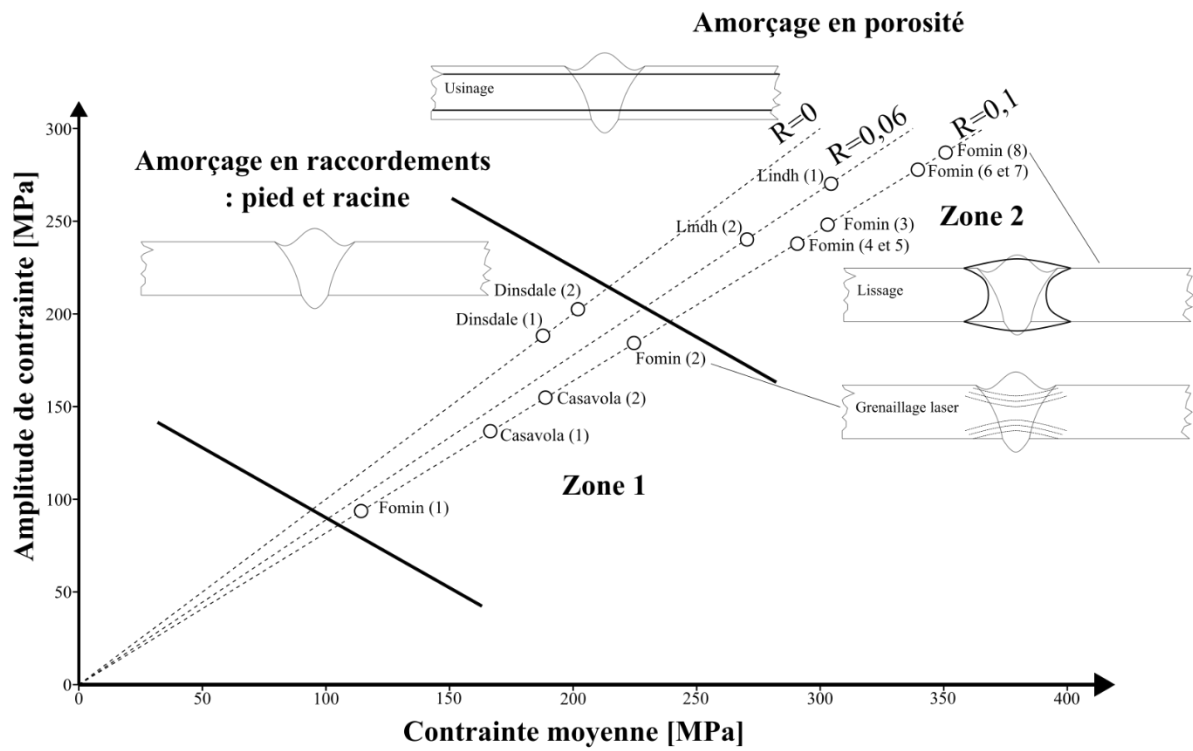


Figure I-20 : Diagramme de Haigh de la technologie bout à bout en TA6V, les point dans ce diagramme proviennent du Tableau I-1.

	Nom	Document	Épaisseur [mm]	Procédé de soudage	Traitement thermique	Nombre d'éprouvettes
Sans usinage	Fomin (1)	[Fomin, 2019]	2,6	LBW	-	14
	Casavola (1)	[Casavola, Pappalettere, et Tattoli, 2009]	3	LBW	-	1
	Casavola (2)	[Casavola, Pappalettere, et Pluinage, 2011]	3	LBW	-	1
	Dinsdale (1)	[Dinsdale et Scott, 1972]	1,6	TIG	-	-
	Dinsdale (2)	[Dinsdale et Scott, 1972]	1,6	EBW	-	-
Lissage	Fomin (8)	[Fomin, 2019]	2,6	LBW	-	14
LSP	Fomin (2)	[Fomin, 2019]	2,6	LBW	-	9
Usinage	Lindh (1)	[Lindh et Peshak, 1969]	1,27	GTAW	1000°C/30min	13
	Lindh (2)	[Lindh et Peshak, 1969]	6,35	GTAW	1000°C/60min	12
	Fomin (3)	[Fomin, 2019]	2,6	LBW	-	53
	Fomin (4)	[Fomin, 2019]	2,6	LBW	540°C/120min	14
	Fomin (5)	[Fomin, 2019]	2,6	LBW	620°C/120min	14
	Fomin (6)	[Fomin, 2019]	2,6	LBW	850°C/60min	14
	Fomin (7)	[Fomin, 2019]	2,6	LBW	750°C/120min	14

Tableau I-1 : Document analysé pour la réalisation du diagramme de Haigh en Figure I-20.

I.2 Dimensionnement en fatigue des structures soudées

I.2.1 Approche nominale

Dans cette approche, la contrainte nominale évaluée est celle de la section travaillante éloignée du joint soudé. En fonction des détails constructifs et du rapport de charge, la durée de vie en fatigue peut être obtenue. En effet, pour chaque détail, une courbe S-N, nommée classe FAT, a été expérimentalement définie. Cette approche permet de considérer toutes les particularités du joint sur la fatigue (géométrie, microstructure et contraintes résiduelles), en connaissant simplement la contrainte nominale. Toutefois, tous les détails ne sont pas représentés et les types de joints sont des structures élémentaires. Pour le dimensionnement de joint dont le détail n'existe pas, le choix du détail le plus proche peut être fait, il sera bien souvent conservatif. Les aciers soudés sont les matériaux possédant le plus de détails, pour le titane, il existe un code de soudage structurel [ASTM B265, 2006] qui ne fait pas de distinction entre les différents alliages de titane et les procédés de soudage. Cette dernière considération montre la pauvreté de cette approche pour notre application.

I.2.2 Approches structurales

L'hypothèse principale de ce type d'approche est de dire que le gradient de contraintes induit par la géométrie **macroscopique** du joint est le paramètre d'ordre premier sur la tenue en fatigue. La recherche d'une contrainte équivalente, qui est nommée pour ce type d'approche « contrainte géométrique », peut se faire via des modèles numériques ou expérimentaux (jauges de déformation). Le succès de cette

méthode réside en sa simplicité qui permet aux industriels son applicabilité à des composants de grande taille.

Le concept de la contrainte géométrique a été élaboré et décrit dès les années 70 par Hobbacher, et a connu plusieurs rééditions au cours de ces dernières décennies [Hobbacher, 2016]. Son évaluation se fait par l'intermédiaire des points a et b (Figure I-21) où la contrainte est évaluée à une distance de $a = 0,4.e$ et $b = e$, e étant l'épaisseur de la plaque. Via l'Équation I-1, la contrainte géométrique est ensuite calculée.

$$\sigma_G = 1,67 \cdot \sigma_a - 0,67 \cdot \sigma_b \quad \text{Équation I-1}$$

Il est à noter que le choix d'utiliser deux points permet d'intégrer l'effet d'un gradient linéaire. La position des points éloignés du point chaud, permet, elle, de capturer l'effet macroscopique de la géométrie. La contrainte géométrique n'a pas de sens physique directement mais peut être comparée en relatif. Un exemple est donné par Radenkovic [Radenkovic, 1981] qui réalise le dimensionnement d'un ensemble de structure tubulaire par cette méthode. L'auteur met en évidence son applicabilité car il n'a besoin que d'une unique courbe FAT de référence.

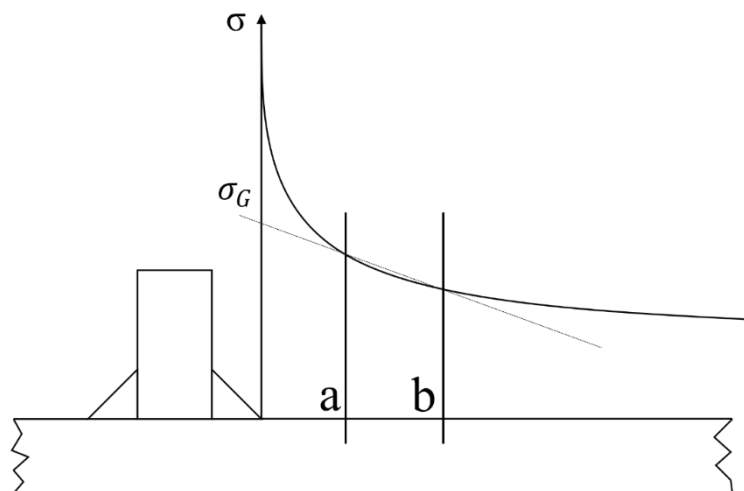


Figure I-21 : Calcul de la contrainte géométrique [Hobbacher, 2016].

I.2.2.1 Approche de Fayard

Fayard propose d'évaluer la contrainte géométrique directement sur un maillage possédant des règles spécifiques, qui traduisent le gradient de contrainte macroscopique [Fayard, 1996]. L'intégralité des éléments sont des éléments coques, paramétrés par la variable e_w , qui donne la raideur des plaques (Figure I-22). Des connecteurs entre ces deux plaques sont réalisés par des éléments rigides qui permettent de traduire la raideur du cordon de soudure. Une fois la raideur des plaques et du cordon contrôlés, l'auteur propose d'utiliser un critère de fatigue multiaxial, en l'occurrence celui proposé par Dang Van [Dang Van, 1973]. La contrainte géométrique est ensuite évaluée sur les éléments de la zone de post-traitement.

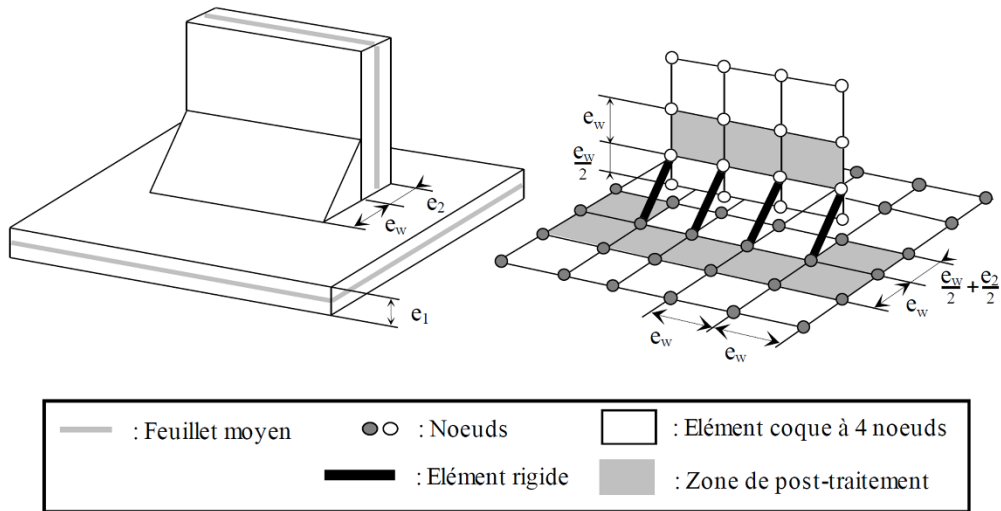


Figure I-22 : Règle de maillage pour un soudage d'angle [Fayard, 1996].

L'auteur valide ensuite sa proposition pour quatre structures élémentaires (Figure I-23), proches de celles retrouvées pour des applications automobiles, type berceau moteur. Il démontre la pertinence de son modèle car il est applicable à des structures relativement complexes. Le nombre de paramètres à identifier est limité à trois et sa capacité de prédiction reste relativement bonne malgré toutes les hypothèses.

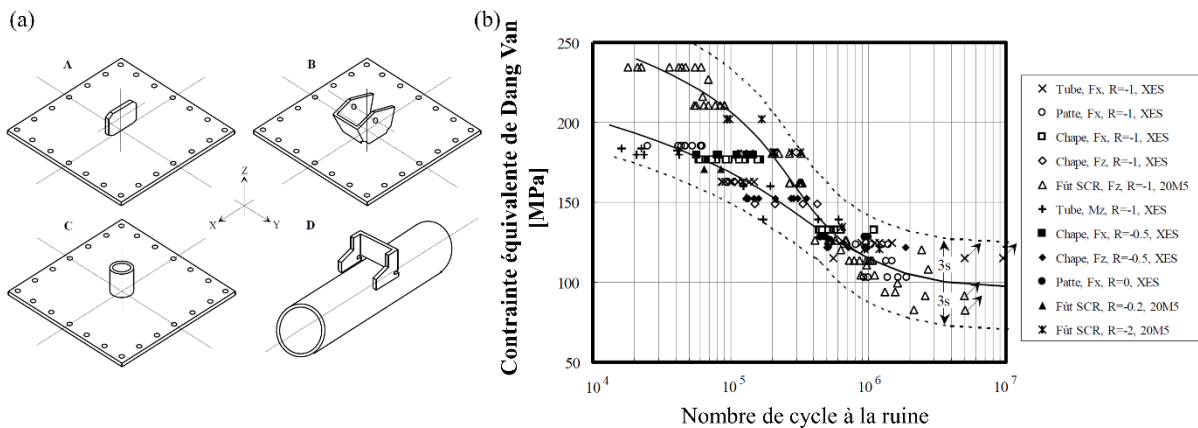


Figure I-23 : (a) Structure élémentaire : patte A, chape B, tube C et chape D ; (b) Contrainte équivalente de Dang Van calculée pour les différentes structures élémentaires [Fayard, 1996].

Afin de mieux prendre en compte l'effet de la raideur du cordon de soudure, Turlier propose une nouvelle règle de maillage [Turlier, Klein et Bérard, 2014]. Les éléments rigides de connexion, entre les plaques, sont modifiés au profit d'éléments coques obliques. Ainsi, l'épaisseur de l'élément coque oblique peut être ajustée afin de traduire plus efficacement la rigidité du cordon. Le choix de mieux intégrer ce paramètre est dû à son influence sur la tenue en fatigue du composant soudé. Toutefois, cela implique l'identification d'un nouveau paramètre.

I.2.3 Approches locales

L'hypothèse de ce type d'approche consiste à dire que l'effet de la géométrie locale est d'ordre premier et doit être correctement considéré. Le gradient macroscopique obtenu par les approches structurales serait une considération trop macroscopique de la géométrie pour caractériser la tenue en fatigue. Au

sein de cette approche, la difficulté est de choisir quelle doit être l'échelle de la géométrie à considérer. En effet, un profil géométrique peut être vu comme la superposition d'une partie ondulatoire et d'une partie rugueuse. En fonction du matériau considéré, la sensibilité à ces deux parties est différente. Une seconde difficulté est que, le long du cordon, les variations de contrainte sont fortes, or cette hétérogénéité doit être intégrée dans l'approche choisie. La particularité qu'a toute approche locale est la considération de l'hétérogénéité de contraintes, la partie I.4 est dédiée à la prise en compte de celle-ci. Nous allons détailler quelques études de la littérature, afin de mettre en évidence la diversité des stratégies.

Les structures soudées considérées par Kaffenberger et Vormwald sont présentées Figure I-24. La différence entre les éprouvettes Schliebner et Minner est la longueur du cordon, les auteurs constatent qu'il y a un abattement entre celles-ci (Figure I-25, a) et l'attribuent à l'effet de taille. Il est à noter que ce constat démontre qu'il est parfois nécessaire de modéliser par des approches locales. Afin de prendre en considération cet effet de taille et l'effet de l'hétérogénéité des contraintes, les auteurs proposent d'utiliser la théorie de la distance critique couplée à un modèle probabiliste. La géométrie réaliste du cordon de soudure est ici utilisée pour la réalisation du modèle élément fini. Les auteurs montrent la pertinence de leur modèle sur l'intégralité des structures considérées (Figure I-25, b).

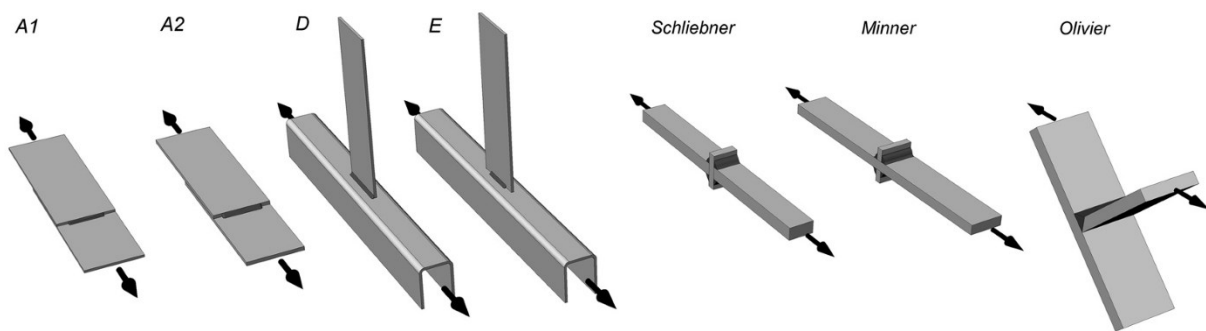


Figure I-24 : Base de données [Kaffenberger et Vormwald, 2012].

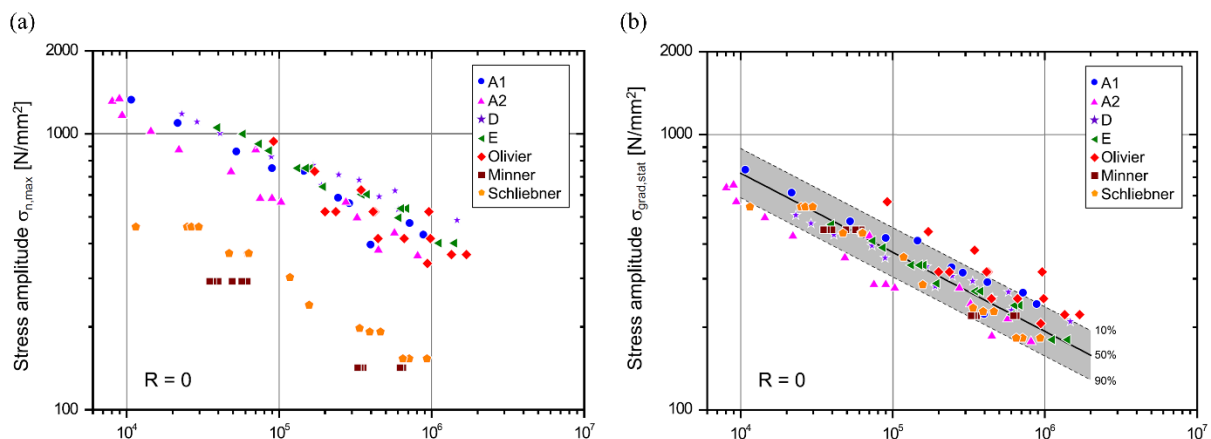


Figure I-25 : (a) Valeur locale de contrainte ; (b) Valeur du critère de fatigue [Kaffenberger et Vormwald, 2012].

Dal Cero Coelho utilise, pour le dimensionnement d'une mini structure, une géométrie idéalisée moyenne, obtenue pour 30 profils réalisés le long du cordon. Ainsi, il prend en compte un effet moyen de la géométrie du cordon sur la fatigue [Dal Cero Coelho, 2015]. L'auteur a pu procéder de cette

manière car il n'y avait qu'une structure à caractériser, avec une longueur de cordon unique. Cette identification de la géométrie n'est pas capable de décrire l'effet de la longueur du cordon.

I.2.4 Approches basées sur la mécanique de la rupture

Contrairement aux approches structurales et locales, où il existe un seuil de contrainte à ne pas dépasser sous risque d'initier une fissure, les approches mécaniques de la rupture supposent la préexistence d'une fissure, le but étant de décrire l'évolution de celle-ci au cours des cycles de fatigue. L'utilisation de cette approche implique que la phase d'amorçage des fissures soit négligeable sur la durée de vie totale de la structure. Dans la littérature, la méthode la plus répandue, car applicable plus facilement dans l'industrie, est l'utilisation de la mécanique de la rupture en élasticité linéaire, un exemple est donné par Lebaillif [Lebaillif, 2006]. Il existe aussi une méthode plus lourde mais efficace qui a pour objectif de traduire la propagation des fissures courtes, décrite par Zerbst et al [Zerbst et al, 2019].

I.3 Influence des défauts sur la tenue en fatigue

I.3.1 Effet des défauts sollicités en fatigue

De nombreux articles sont publiés sur la thématique des défauts sollicités en fatigue. La plupart font référence à une base commune que nous allons présenter dans cette partie. En 1983, Murakami et Nemat-Nasser présentent une étude numérique réalisée sur des petites fissures de surface où ils étudient la répartition du facteur d'intensité de contrainte le long du front de fissure par la mécanique linéaire de la rupture [Murakami et Nemat-Nasser, 1983]. Ils constatent pour les fissures de surface de forme différentes, peu concaves ni trop fines, qu'il existe une relation entre $K_{I_{max}}$ (le maximum de K_I le long du front de fissure) et la racine de l'aire du défaut (*Équation I-2*).

$$K_{I_{max}} = 0,629\sigma_0(\pi\sqrt{aire})^{1/2} \quad \text{Équation I-2}$$

Ils expliquent qu'initialement, la grandeur $K_{I_{max}}$ est élevée le long du front de fissure mais diminue car des fissures non propageantes viennent lisser les singularités du front. L'équation découlant de ce constat est une corrélation empirique numérique entre la grandeur de la mécanique linéaire de la rupture en mode d'ouverture 1, $K_{I_{max}}$ et la \sqrt{aire} de la fissure. Cette même année, Murakami et Endo constatent expérimentalement qu'un défaut peut se comporter comme une fissure vis-à-vis de la fatigue et qu'il existe une relation empirique entre la limite de fatigue σ_w et l'aire du défaut projetée dans la direction de la contrainte de traction maximale (*Équation I-3*) [Murakami et Endo, 1983].

$$\sigma_w^n \sqrt{aire} = C \quad \text{Équation I-3}$$

A noter, les auteurs définissent la limite de fatigue non pas comme l'absence de fissure mais comme l'absence de fissure propageante. Il est important de préciser la base de données qui a permis de trouver cette relation pour connaître la validité de cette équation. La base de données est composée de défauts artificiels réalisés par perçage de diamètres Ø40 µm et Ø500 µm et de profondeur entre 0,5 et 2 fois le diamètre, sollicités à R=-1. Les matériaux utilisés sont de l'acier S45C et S10C, matériaux considérés comme ductiles. En 1986, ils travaillent sur la généralisation de l'*Équation I-3*. Le paramètre C devient fonction de la dureté du matériau, l'équation est donnée ci-dessous. La base de données à l'origine est composée d'acier de dureté 120 à 650 HV sollicité à R=-1. Le succès de cette équation réside en sa

simplicité, il suffit d'une taille de défaut et d'une mesure de dureté pour obtenir la limite de fatigue. Les équations ont ensuite été étendues aux défauts de subsurface et internes, à d'autres rapports de charge et à des chargements multiaxiaux [Murakami, 2002].

$$\sigma_w = \frac{1,43.(HV + 120)}{(\sqrt{aire})^{1/6}} \quad \text{Équation I-4}$$

Les travaux de Kitagawa et Takahashi sont parmi les plus cités dans le domaine des défauts en fatigue [Kitagawa et Takahashi, 1976]. L'idée initiale était de comprendre la différence entre fissure courte et fissure longue, pour cela les auteurs ont réalisé un défaut de 50 µm. Une sollicitation relativement forte à R=0 a permis d'initier une fissure, puis la contrainte appliquée a été diminuée jusqu'au seuil de propagation tout en étant suivie par des répliques successives permettant de connaître sa longueur en surface. Ils ont constaté qu'à partir d'une taille de 500 µm, le seuil de propagation était constant, mais que pour une taille de fissure inférieure à 500 µm le seuil était plus faible. La limite de fatigue qui correspond à la contrainte pour laquelle la fissure ne se propage pas a pu être calculée par la relation de la mécanique de la rupture linéaire (Équation I-5). La limite de fatigue a ensuite été tracée en fonction de la taille de la fissure, ce qui a donné le diagramme de Kitagawa-Takahashi.

$$\Delta K = Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a} \quad \text{Équation I-5}$$

Pour les fissures longues, l'équation de la droite est donnée par la relation Équation I-6, ΔK_{th} étant le seuil de propagation pour les fissures longues.

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta K_{th}}{Y\sqrt{\pi a}} \quad \text{Équation I-6}$$

Pour mieux décrire la transition entre fissure courte et fissure longue, El Haddad introduit la longueur critique a_0 (Équation I-7) [El Haddad, Topper et Smith, 1979].

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta K_{th}}{Y\sqrt{\pi(a - a_0)}} \quad \text{Équation I-7}$$

I.3.2 Mesure de la taille du défaut

L'évaluation de la taille du défaut est un enjeu majeur. En fonction du type, de la position, de la morphologie du défaut ou du chargement, son évaluation peut être différente. Les normes industrielles proposent de faire le lien entre un CND et une taille de défaut, elles ont pour but d'être appliquées en production. Vis-à-vis de la fatigue un manquement est constaté : la position du défaut au sein de l'épaisseur de la pièce n'est pas considérée, or cette information est cruciale. La position du défaut n'est pas présente dans la norme ASTM E 155-20.

La problématique de l'étude est celle des porosités sphériques gazeuses, elles peuvent être retrouvées proches de la surface (interaction défaut/surface) ou en cluster de porosités (interaction défaut/défaut) (partie I.1.4). L'approche la plus connue pour traiter ces interactions est celle proposée par Murakami [Murakami, 2002]. Il constate que les plans de rupture sont toujours perpendiculaires à l'axe principal de sollicitation, c'est pourquoi, l'aire utilisée est celle du défaut projetée dans la direction de la contrainte principale. Il ne s'agit pas d'une simple évaluation de l'effet de la morphologie, l'effet du ligament est

aussi intégré dans ce paramètre \sqrt{aire} , tant pour un ligament de matière entre la porosité et la surface libre que pour un ligament entre deux porosités.

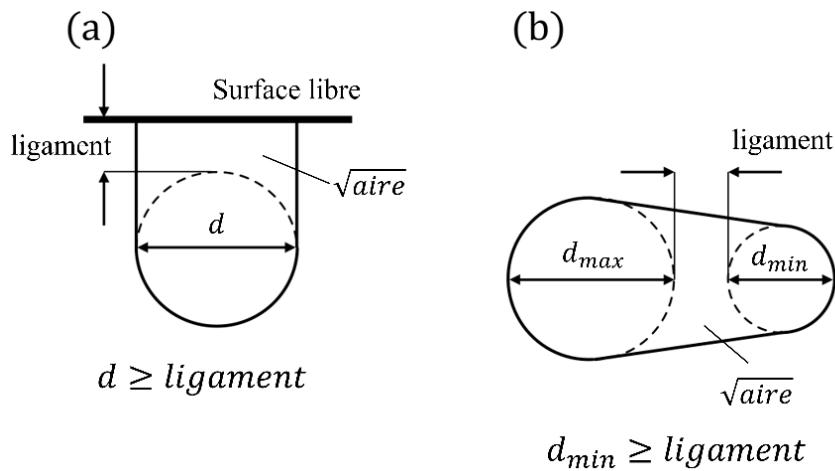


Figure I-26 : Évaluation de la taille effective de défaut, pour un défaut proche de la surface et pour deux défauts en interaction ; (a et b) Schéma de l'approche proposée par Murakami.

I.3.2.1 Interaction défaut/surface

En fonction de la position du défaut par rapport à la surface libre, il peut y avoir interaction (Figure I-26, a). Une unique valeur de la taille du défaut ne permet plus de quantifier son impact sur la fatigue, la proximité de la surface doit être considérée. Iben Houria considère qu'à partir d'une distance à la surface d'une fois le diamètre, il n'y a plus d'interaction, le défaut peut être considéré comme isolé [Iben Houria 2015]. En revanche, si le défaut est situé à une distance inférieure, l'interaction peut être évaluée par le paramètre \sqrt{aire} . L'évaluation de la nouvelle taille du défaut est illustrée en Figure I-27. Nous allons détailler l'impact de cette proposition, pour cela, considérons un défaut sphérique à une distance de la surface libre. Pour un défaut proche de la surface, la taille \sqrt{aire} est quasiment égale à $\sqrt{aire \text{ du défaut}}$ (Zone 1), il n'y aurait pas d'effet de la petite singularité géométrique induite par le ligament. Le ligament de petite taille n'aurait pas de contribution positive : il ne reprend pas de charge mécanique car il est trop petit ; ni de contribution négative : la fissure résultant de sa destruction ne se propage pas. Pour un défaut plus en profondeur, la taille \sqrt{aire} a considérablement augmenté, elle peut atteindre 1,5 fois la taille initiale (Zone 2). Il y aurait donc un effet très négatif des ligaments de plus grande taille. La fin de la phase d'interaction se termine par une chute brutale pour la valeur où le $ligament = \sqrt{aire \text{ du défaut}}$: ceci n'a pas de sens physique, c'est un artefact lié à la définition du paramètre \sqrt{aire} (Zone 3).

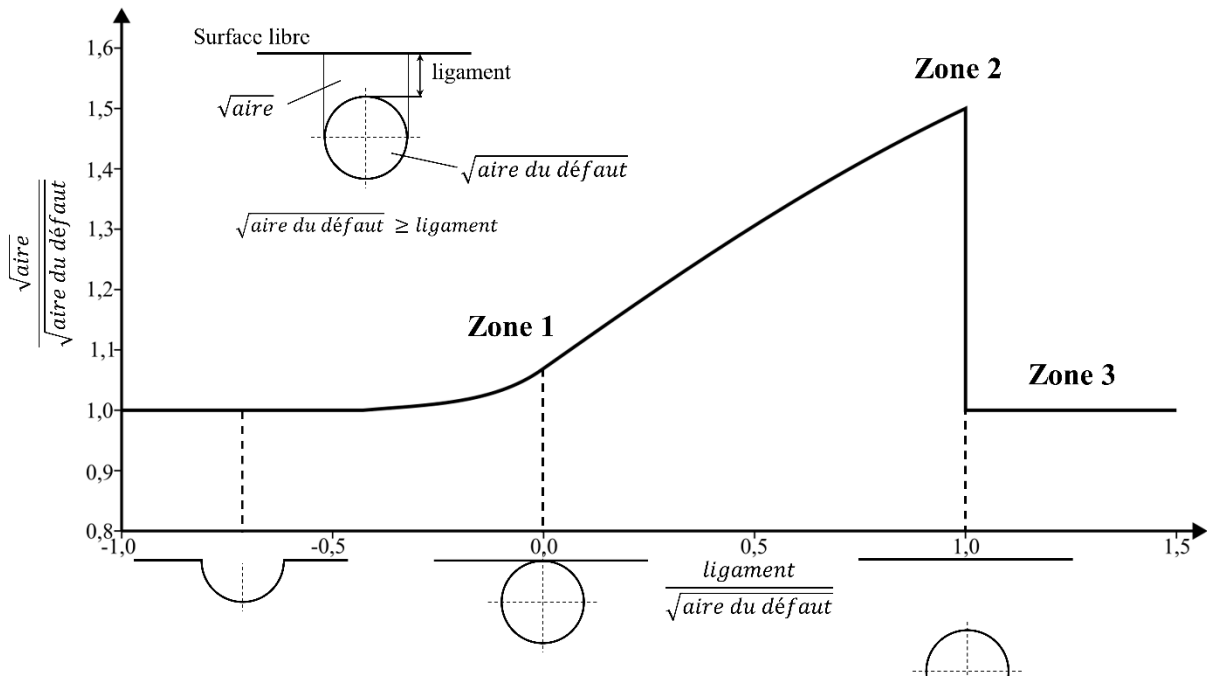


Figure I-27 : Interaction défaut/surface.

I.3.2.2 Interaction défaut /défaut

Pour les interactions défaut /défaut, le principe est le même que l'interaction entre défaut/surface. La méthode a été proposée par Murakami [Murakami et Nemat-Nasser, 1983], elle consiste à prendre les défauts et la zone les séparant avec le paramètre $\sqrt{\text{aire}}$ si l'espace entre les deux défauts est inférieur à une fois la taille du plus petit des défauts. La distance entre ces défauts est appelée distance d'interaction, un schéma est proposé en Figure I-26, b. C'est par une analyse numérique que Murakami et Nemat-Nasser démontrent que la distance d'interaction n'a plus lieu d'être pour des défauts suffisamment éloignés : « s'il y a suffisamment d'espace entre les deux fissures pour insérer une fissure supplémentaire de la même taille que la plus petite fissure alors $K_{I\max}$ est approximativement égal à celui de la plus grande fissure isolée » [Murakami et Nemat-Nasser, 1982]. A noter, ce critère d'interaction est indépendant du matériau. Encore une fois, cette méthode ne donne aucun effet des ligaments de petite taille. Selon les auteurs, à la limite de fatigue, le ligament se détruit et forme une fissure non propageante [Murakami et Nemat-Nasser 1983]. Le caractère non propageant de la fissure peut être dû à l'effet de fermeture de fissure, et en présence d'un concentrateur de contraintes, à une contrainte motrice plus faible loin du concentrateur liée à la diminution du champ de contraintes.

I.3.3 Fissure non propageante

I.3.3.1 Effet de fermeture de fissure

Une fissure se propageant au sein d'un milieu peut être stoppée par l'effet de fermeture de fissure (Figure I-28). Ce phénomène est d'autant plus présent pour le rapport de charge faible. En fonction du matériau, du chargement et des valeurs de K , les mécanismes à l'origine de fermeture sont différents.

Elber suggère que le phénomène soit attribué à la zone plastique en pointe de fissure [Elber, 1971]. Selon lui, le sillage plastique est à l'origine de la remise en contact des lèvres, celle-ci étant due aux

déformations résiduelles présentes tout au long du chemin de fissure. Le mécanisme de fermeture induit par la plasticité sera d'autant plus marqué pour les K élevés (chargement).

Un second mécanisme est à l'origine de l'effet de fermeture de fissure, attribué à la présence d'oxyde. Les cycles de sollicitation entraînent une succession de formations et de déchirures de la couche d'oxyde. Une surépaisseur d'oxyde se forme à cause de cette accumulation, créant la fermeture. Ce mécanisme est présent pour les aciers au voisinage du seuil de propagation et dépend fortement du matériau.

Le dernier mécanisme est celui induit par la rugosité des surfaces de la lèvres, un exemple est donné pour différentes microstructures du titane (Figure I-16). Le chemin de propagation n'étant pas lisse, lors d'une fermeture de la fissure, un déplacement résiduel en mode II induit une remise en contact prématurée. D'après Hénaff et Morel les deux derniers mécanismes sont prépondérants au voisinage du seuil de propagation, c'est-à-dire proche de la limite de fatigue [Hénaff et Morel, 2005].

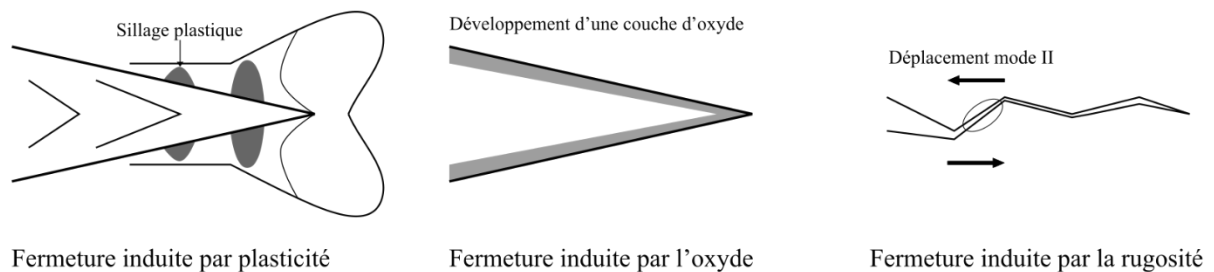


Figure I-28 : Mécanismes de fermeture de fissure.

I.3.3.2 Fissures non propageantes initiées par un défaut

Åman réalise une étude bibliographique sur la présence de fissures non propageantes autour de défauts sollicités en fatigue [Åman et al, 2020] (Figure I-29, a). Les éprouvettes sont sollicitées à des charges proches de la limite de fatigue du matériau à $R=-1$. Les matériaux sont différents aciers et du TA6V, même matériau que notre étude. Åman constate que la présence et la taille des fissures non propageantes augmentent avec la diminution de la dureté Vickers ; à partir de 400 HV, il considère que les fissures non propageantes n'existent pas. A noter, une mesure de dureté donne une information sur la capacité du matériau à se déformer plastiquement. Åman explique que la présence des fissures non propageantes est causée par le phénomène de fermeture de fissure décrit par Elber. Il met en avant que la plasticité en pointe de fissure est plus importante pour les matériaux à dureté faible que pour les matériaux à dureté élevée. Les deux autres mécanismes de fermeture (oxydation et rugosité) ne sont pas énoncés par l'auteur. Cela va à l'encontre d'Hénaff et Morel qui nous informent que l'oxydation et la rugosité sont les mécanismes prépondérants pour une sollicitation proche de la limite de fatigue.

I.3.3.3 Fissures non propageantes initiées par une entaille

Nisitani en 1968, étudie la formation des fissures non propageantes sur éprouvette entaillée en acier doux [Nisitani, 1968]. Il constate, pour un matériau donné, que leur formation dépend de l'acuité du rayon de fond d'entaille. Avec ses nombreux essais, il balaie un large spectre de rayon $100 \mu\text{m}$ à $1000 \mu\text{m}$ et montre qu'il existe trois zones : pas de fissure (zone bleu clair), fissure non propageante (zone bleu intermédiaire) et fissure propageante conduisant à la rupture (zone bleu foncé) (Figure I-29, b). Il définit un seuil de non amorçage et un seuil de non propagation.

Le point triple d'abscisse $\frac{1}{\rho_0}$ à partir duquel il y a formation des fissures non propageantes est fortement dépendant du matériau et de la microstructure. Pour l'acier JIS-SUJ2 (HV710) [Åman et al, 2020] et pour le TA6V (288 HV et 320 HV) [Matsunaga et al. 2003], le point $\frac{1}{\rho_0}$ est plus à droite, ainsi la **zone de fissure non propageante est fortement réduite voire inexistante**, les auteurs constatent l'absence de fissure non propageante.

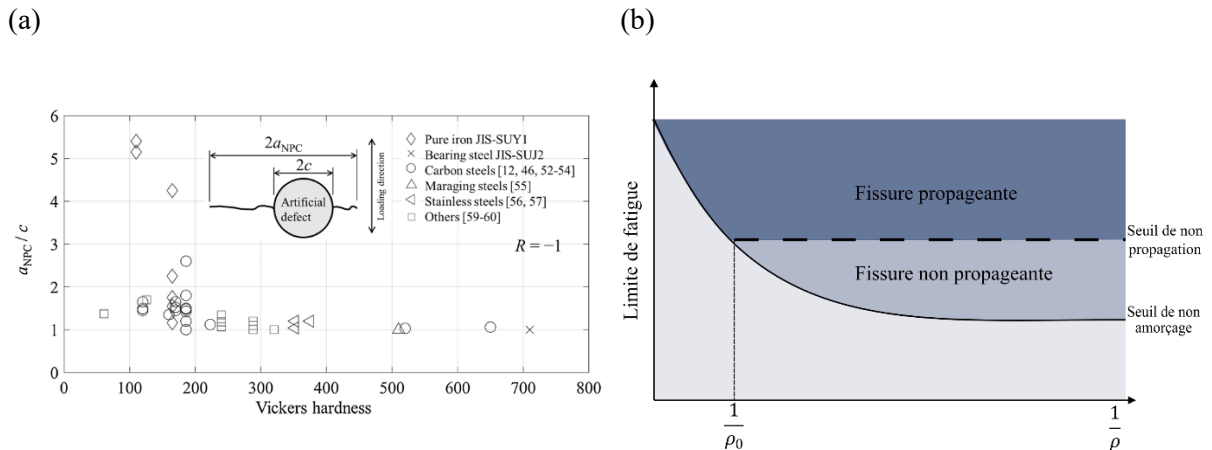


Figure I-29 : (a) Revue bibliographique des fissures non propageantes retrouvées sur défauts artificiels [Åman et al, 2020] ; (b) Contrainte en fatigue fonction du rayon de fond d'entaille [Nisitani, 1968].

I.3.3.4 Fissures non propageantes dans le mécanisme de coalescence des fissures

L'analyse numérique de Murakami et Nemat-Nasser démontre que la distance d'interaction est d'une fois le diamètre du plus petit défaut. Ce constat est purement numérique et ne prend pas en considération le matériau, or, une étude expérimentale récente réalisée par Åman met en évidence l'importance de celui-ci [Åman et al, 2020]. Nous allons détailler cette étude qui est à notre connaissance la plus riche de la littérature. L'auteur cherche à faire interagir deux défauts de 200 μm par des espacements différents (0,5d, 1d et 1,5d). Pour comprendre l'influence du matériau, trois aciers, de duretés différentes, sont étudiés (110 HV, 165 HV et 710 HV). A noter, tous les essais sont réalisés à rapport de charge $R=-1$.

Pour les aciers possédant une dureté de 110 HV, les deux défauts se sont bien comportés comme une fissure unique, ainsi qu'on l'observe sur le faciès de rupture, en accord avec la prédiction numérique de Murakami [Y. Murakami et Nemat-Nasser 1983]. Fait surprenant, pour des tailles de ligament de 1.d et 1,5.d, d étant le diamètre du défaut, les faciès de rupture montrent qu'il existe toujours une interaction (Figure I-30, a). La distance d'interaction numérique de Murakami qui est de 1.dmin n'est en réalité pas conservatrice pour cet acier.

Pour l'acier de dureté 165 HV, la distance d'interaction numérique de Murakami est en bon accord avec les résultats expérimentaux. A partir d'un ligament de taille 1.d, des défauts se comportent comme des fissures isolées (Figure I-30, b). Pour des ligaments de taille supérieure (Figure I-30, c), on retrouve sur les faciès de rupture la présence d'une unique fissure qui englobe les deux défauts, preuve de l'interaction.

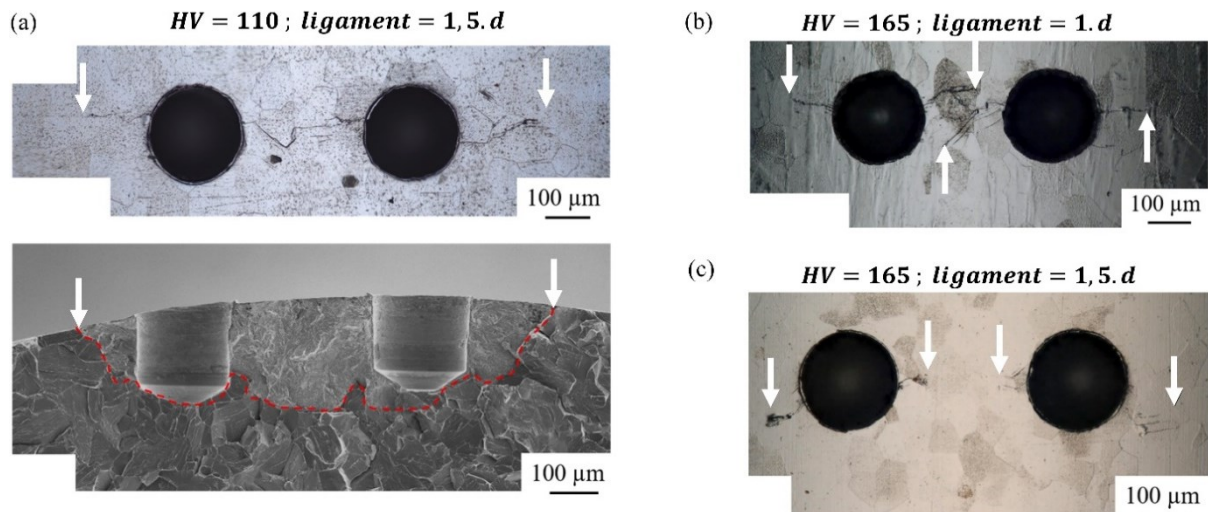


Figure I-30 : Défauts proches, de diamètres égaux, sollicités macroscopiquement par une contrainte proche du seuil de non-propagation (a) $HV=110$, $ligament=1,5.d$; (b) $HV=165$, $ligament=1.d$; (c) $HV=165$, $ligament=1,5.d$ [Åman et al, 2020].

Pour l'acier à roulement de dureté 710 HV, il n'y a aucune présence de fissure non propageante et la distance d'interaction est inférieure à une taille de ligament de 0,5.d. Pour cet acier, les essais sont réalisés sur une unique valeur de ligament, on ne connaît pas l'effet que pourrait avoir un ligament de petite taille sur la tenue mécanique en fatigue.

Un schéma récapitulatif de l'évolution qualitative de l'effet du ligament et de la distance d'interaction est présenté Figure I-31. On ne connaît pas l'effet du ligament pour les HV élevées, toutefois, il peut être imaginé qu'une fissure partant du ligament est forcément propageante. Cette fissure pourrait arriver à de faibles niveaux de charge appliqués sur l'éprouvette car le ligament est de petite taille et donc fortement sollicité. Ainsi, il est probable que l'effet du ligament soit plus prononcé que pour un matériau à faible dureté.

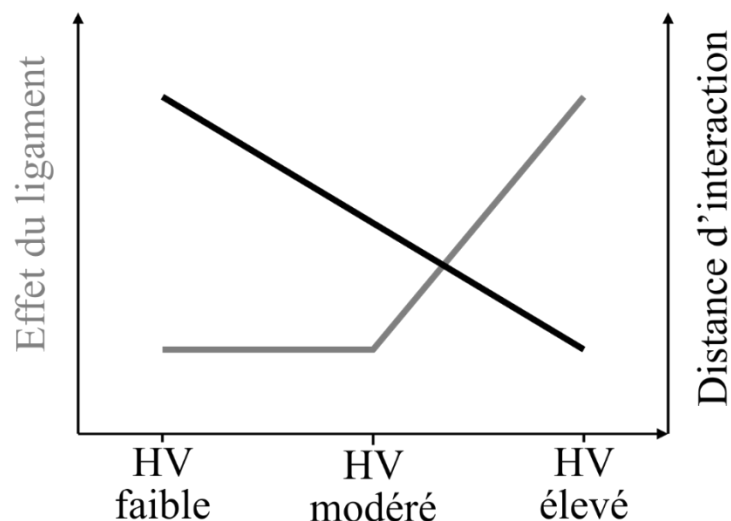


Figure I-31 : Schéma de l'effet de la dureté de l'acier sur la distance d'interaction et l'effet du ligament.

I.3.4 Approche de Murakami pour l'évaluation de l'effet des défauts de soudage par FE et TA6V

Notre cadre d'étude, par l'emploi du TA6V, est différent de celui qui a permis d'écrire les équations et de formuler les conclusions présentées en partie I.3.1. Il convient de rappeler ici la conclusion numéro 4 de l'article de Murakami et Endo de 1983 : « *Lorsque le rayon de racine ρ à l'origine de la rupture d'un défaut est supérieur à la valeur critique ρ_0 , l'Équation I-3 n'est plus valable. En effet, elle n'est valable que pour les cas où la limite de fatigue est déterminée par la condition de non propagation (seuil de propagation) des fissures issues des défauts. La résistance à la fatigue dans d'autres cas doit être estimée en tenant compte de la concentration de contrainte et du gradient de contrainte* » [Murakami et Endo, 1983]. Or, nous avons montré dans la partie I.3.3.3 que le TA6V est un matériau qui possède une valeur de ρ_0 faible, il n'y a donc pas ou peu de fissures non propageantes. La limite de fatigue est celle du seuil de non amorçage, l'utilisation de l'Équation I-3 dans notre problématique n'est donc pas pleinement justifiée.

I.3.5 Amorçage des fissure internes

En fonction de la durée de vie en fatigue, les mécanismes causes de la rupture sont différents. Pour les durées de vie comprises entre 10^4 et 10^7 , les amorçages sont la plupart du temps situés sur les surfaces ; à partir de 10^7 , les amorçages sont plus souvent internes. Ce constat expérimental est étayé pour le TA6V, en présence de défauts ou non. Deux exemples sont donnés en Figure I-32. Bien que ce changement de mécanisme entre amorçage en surface et amorçage interne soit documenté, il reste à notre connaissance encore mal compris. Selon Murakami, pour des éprouvettes contenant des défauts, la transition entre amorçage de surface et amorçage interne n'est qu'une question de probabilité. Il considère que la probabilité de trouver un défaut critique pour la fatigue est plus importante dans le volume de l'éprouvette qu'en surface [Murakami, 2002]. Cette analyse est partagée par Mughrabi [Mughrabi, 2002]. Cette hypothèse est formulée pour des éprouvettes avec défauts, elle n'explique pas pourquoi, en l'absence de défauts, on retrouve le même mécanisme de transition.

Au cours de ces dix dernières années, des incidents se sont produits sur des pièces tournantes sollicitées en fatigue à grand nombre de cycles. Dans le ferroviaire, plusieurs ruptures d'essieux en acier ont eu lieu au bout d'environ 3 millions de kilomètres d'utilisation [Klinger et Bettge, 2013] et [Zhu et al, 2019]. Dans ces deux incidents, les amorçages des fissures de fatigue ont été constatés sur des défauts internes, de type inclusion non métallique. Aujourd'hui ces défauts sont problématiques car indétectables par les contrôles non destructifs. Dans l'aéronautique, une rupture de moyeu de soufflante en TA6V, induite par une sollicitation en fatigue-dwell, a conduit à un amorçage interne sur grains α . Les faciès de rupture montrent un mécanisme de quasi-clivage [BEA, 2020]. Les pièces sollicitées dans le domaine de la VHCF, *Very High Cycle Fatigue*, posent de réels problèmes de dimensionnement pour les ingénieurs, ainsi, les activités de recherche plus fondamentale sur cette thématique sont prometteuses.

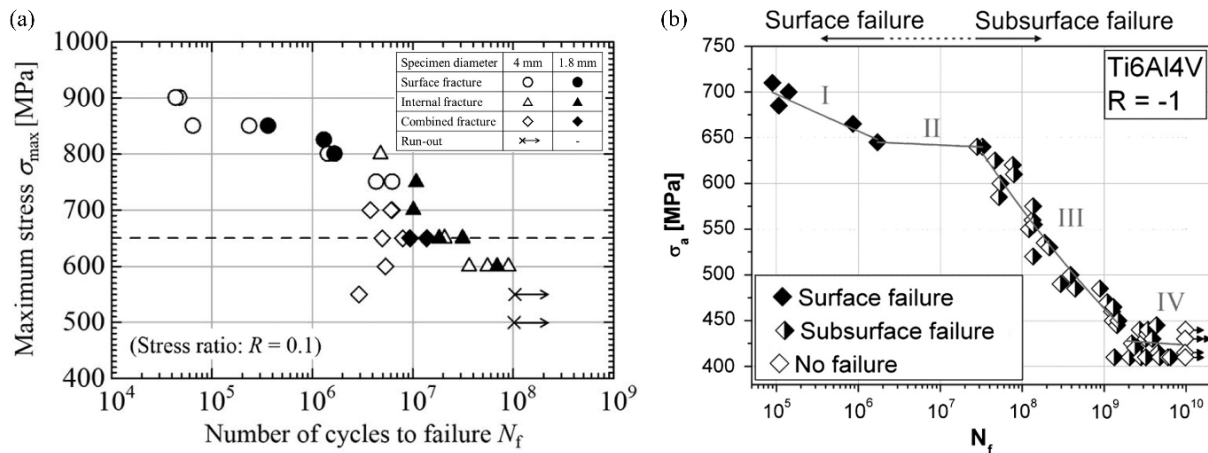


Figure I-32 : Courbe SN TA6V « initiation en l'absence de défaut » (a) Microstructure bimodale de taille $\alpha=10 \mu\text{m}$, fréquences d'essais 120 à 205 Hz, $R=0,1$ [Yoshinaka et al. 2019]; (b) Microstructure équiaxe, fréquences d'essais 20 kHz, $R=-1$ [Heinz et al. 2013].

I.3.5.1 Faciès de rupture caractéristiques des amorçages internes

Que les ruptures soient attribuées à une présence de défaut ou non, les faciès de rupture d'amorçages internes possèdent des caractéristiques intrinsèques. En fonction du défaut à l'origine de la rupture, la propagation peut avoir lieu sous vide ou sous un autre environnement, l'analyse de faciès de rupture est un moyen d'appréhender cet environnement. Dans la littérature, la plupart des auteurs analysent les faciès de rupture pour comprendre les mécanismes de propagation interne. Récemment, des essais in-situ visant à suivre les propagations de fissures internes ont été menés sur du TA6V [Yoshinaka et al. 2016] [Tammam-Williams et al. 2017] [Junet et al. 2023]. Ce défi expérimental a permis de confirmer ou d'infirmer certaines théories sur la thématique des fissures internes.

Le faciès de rupture est composé d'une zone circulaire appelée communément Fish-Eye (FiE) ; plus proche du site d'amorçage une zone plus petite et plus sombre est appelée Rough Area (RA) ou Fine-Granular-area (FGA) (Figure I-33). Hong et Sun ont proposé un mécanisme de formation de la région RA [Hong et al. 2016]. Selon eux, elle est due aux nombreux pressages cycliques induits par la VHCF dans le sillage de la fissure d'origine, entraînant l'affinement des grains de surface et la formation de la surface rugueuse. Selon Junet, la région RA est créée par une fissure courte, c'est-à-dire une fissure d'une taille inférieure ou égale à celle de la zone plastique en front de fissure. Ce régime de propagation a pour caractéristique de réagir avec la microstructure, rendant la zone rugueuse. La transition entre RA et FiE est selon lui attribuée au passage d'une fissure courte à une fissure longue. Il démontre qu'il s'agit d'une fissure longue car la taille de la zone plastique est équivalente à la taille de grains [Junet et al. 2023]. Très proche du défaut cause de la rupture, des mécanismes de clivage et de quasi-clivage ont lieu. Ces mêmes mécanismes sont retrouvés pour des amorçages internes sur matériau forgé ou laminé, en TA6V ne présentant pas de défaut, où l'amorçage a lieu au niveau d'un grain ou de plusieurs grains [Hong et al. 2016].

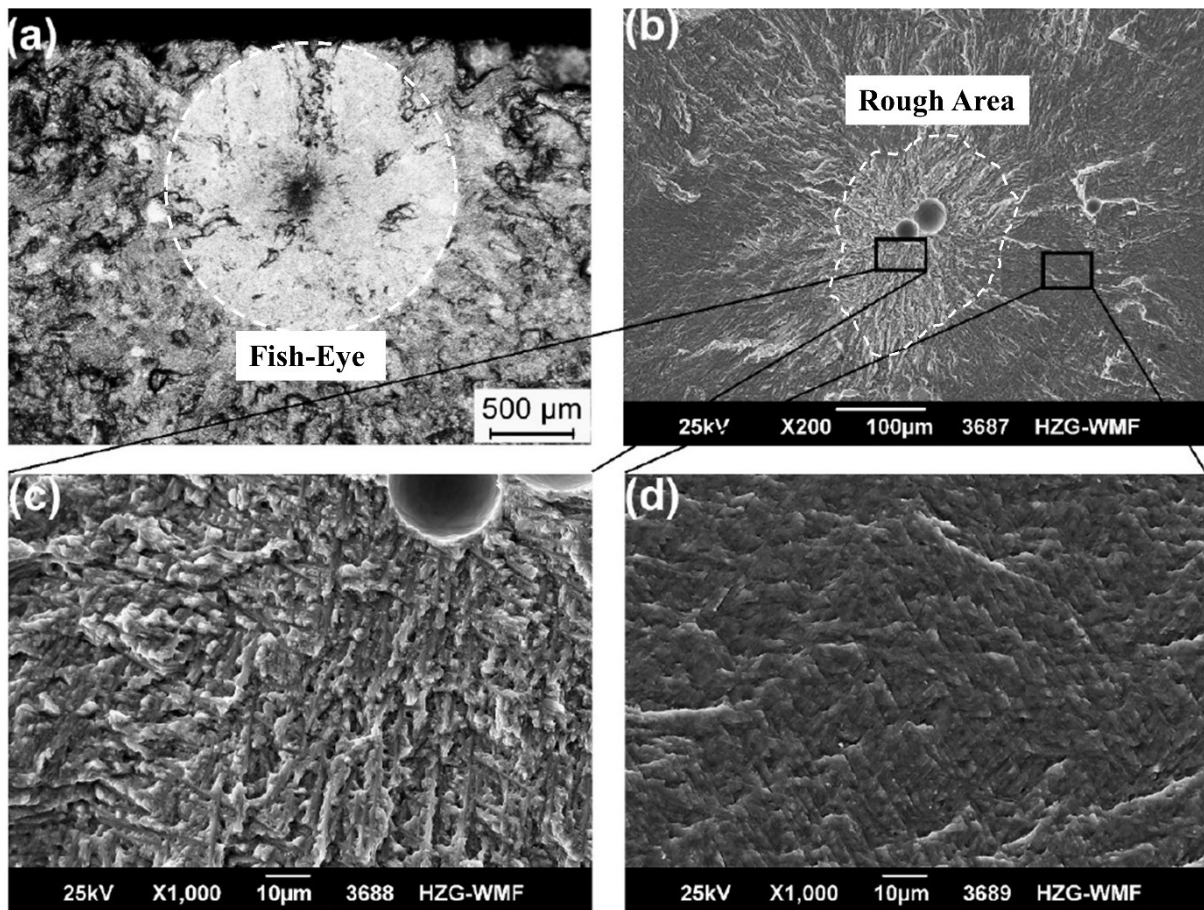


Figure I-33 : Amorçage sur clusters de défauts internes, pour un TA6V soudé par faisceau laser, sollicité à $\sigma_{max}=550$ MPa, $R=0,1$, $N=5,7.10^6$ cycles ; (a) Image optique ; (b)(c)(d) Zoom sur zone [Fomin, 2019].

Junet réalise des essais avec des éprouvettes possédant des défauts artificiels internes sous un environnement proche du vide. Pour comprendre l'effet de l'environnement, il réalise des événements (cheminée parallèle à l'axe de sollicitation), ainsi, le défaut est sous une atmosphère qui est celle de l'air. Les faciès de rupture présentent macroscopiquement des zones similaires, mais plus localement la morphologie des arêtes est différente dans la zone RA. Les arêtes sont vives sous air et arrondies sous vide, cet auteur parle d'une région « granuleuse » (Figure I-34, b). Oguma et Nakamura en 2013 proposent un mécanisme de formation des régions granuleuses (Figure I-34, a) [Oguma et Nakamura, 2013]. Selon eux, lors des déchargements successifs, les lèvres se touchent, l'absence d'environnement favorisant le soudage (ou recollage) de celles-ci. Les collages/décollages successifs créent la morphologie granuleuse typique de cette région. Un affinement de la microstructure proche peut être aussi observé.

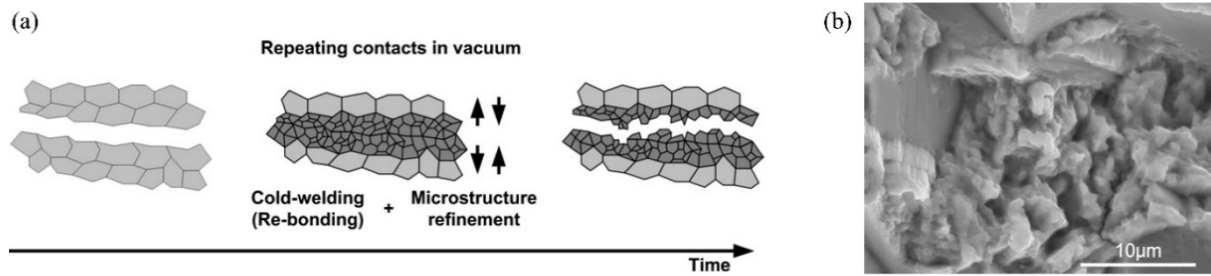


Figure I-34 : (a) Modèle de formation d'une région granuleuse basée sur le soudage à froid ; (b) Région granuleuse [Oguma et Nakamura, 2013].

I.3.5.2 Effet de l'environnement sur la propagation de fissure dans le TA6V

Le défaut interne cause de la rupture possède un environnement qui dépend de sa formation. Les fissures propageant depuis ce défaut possèdent un environnement similaire. L'effet de l'environnement est d'autant plus important que la propagation de fissure a une part majeure sur la durée de vie en fatigue, d'après Junet elle compose 90% de la durée de vie [Junet et al, 2023]. Le TA6V est un matériau sensible à l'environnement, ce constat est bien étayé dans la littérature. Cela est d'autant plus vrai pour les valeurs de ΔK proches du seuil de propagation, un exemple est donné Figure I-35. Pour des valeurs de ΔK plus importantes, l'effet est moins marqué, ceci est expliqué par le transport plus lent pour ces plages de ΔK d'espèces nocives, composants chimiques présents dans l'air, en pointe de fissure [Hénauff, Odemer et Tonneau-Morel, 2007]. Ce phénomène est détaillé dans la Partie I.3.5.3 .

Une question fait toujours débat : « à partir de quelle valeur de vide peut-on considérer que les espèces nocives n'ont plus d'effet sur la propagation de fissure ? ». Cette question est d'intérêt car dans le cas d'amorçage interne sur un élément autre qu'un défaut, la propagation a lieu sous vide. Yoshinaka a réussi à suivre une fissure interne (amorçant dans du métal de base) par tomographie in-situ, ce qui lui a permis d'estimer une valeur de vide reproduisant le comportement d'une fissure interne, cette valeur est de 10^{-6} Pa [Yoshinaka et al, 2016]. Elle correspond à un vide secondaire qui peut facilement être reproduit en laboratoire.

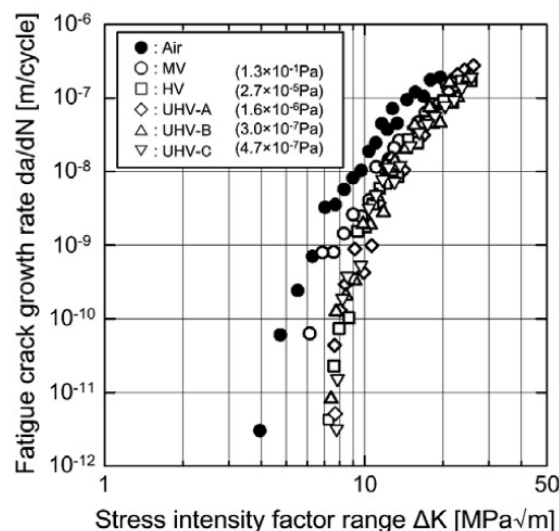


Figure I-35 : Effet du niveau de vide pour une fissure longue, TA6V R=0,1 [Oguma et Nakamura, 2013].

I.3.5.3 Effet de l'environnement en pointe de fissure

L'environnement non inerte engendre sur un objet sollicité en fatigue un amorçage précoce et une propagation plus rapide que sous un environnement inerte. Les mécanismes associés à ces effets sont encore mal compris et ne font pas l'unanimité. Toutefois, la base commune à toutes les propositions est la présence d'une molécule d'eau sous forme gazeuse [Wei et Simmons, 1981]. Selon Wei et al, le chemin emprunté par la molécule d'eau est expliqué comme suit en Figure I-36. La molécule migre vers la pointe de fissure (étape 1) et est adsorbée physiquement à la surface (étape 2). Elle subit alors sa dissociation conduisant à son adsorption chimique (étape 3). Une fois dissociée en molécule d'hydrogène et d'oxygène, l'hydrogène migre dans la matière par des mécanismes de diffusion et se regroupe à l'intérieur de la zone de plasticité (étapes 4 et 5).

Un modèle nommé *Hydrogen Enhanced Localized Plasticity* (HELP) propose que l'hydrogène présent en pointe de fissure favorise l'émission et la mobilité des dislocations internes [Beachem, 1972], [Birnbaum et Sofronis, 1994]. Pour être validé, ce modèle comporte des conditions. La zone plastique en pointe de fissure doit être de taille inférieure à la taille de grain, cela se traduit par une valeur de ΔK et des vitesses de propagation faibles. Ainsi, les molécules ont le temps de migrer dans la zone plastique et de créer la fragilisation sous hydrogène. La seconde condition à remplir est qu'il y ait une quantité de molécules d'hydrogène suffisamment importante. A noter, d'autres théories sur l'effet de l'environnement en pointe de fissure sont développées, tel que le modèle nommé *Adsorption-Induced Dislocation Emission* (AIDE) proposé par Lynch [Lynch, 1988].

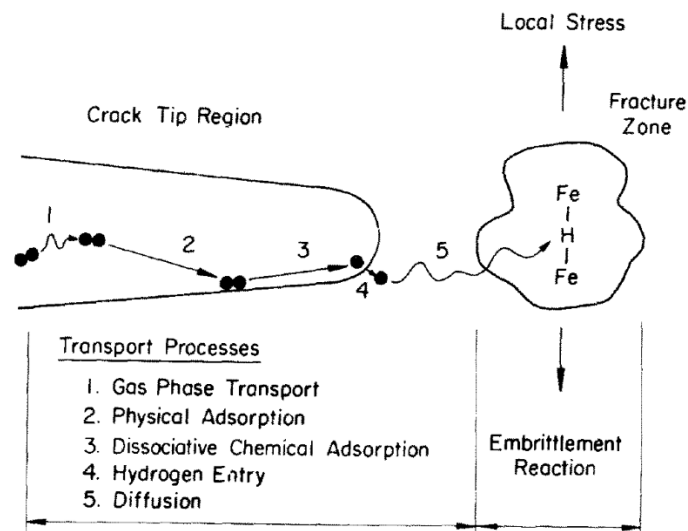


Figure I-36 : Transport de molécule d'eau en pointe de fissure [Wei et Simmons, 1981].

I.4 Prise en compte de l'hétérogénéité de contraintes pour le dimensionnement en fatigue

L'utilisation d'une valeur locale des contraintes ne permet pas de prévoir la tenue en fatigue d'un composant possédant une singularité géométrique, la valeur locale est bien souvent conservatrice. Or, dans l'industrie, rares sont les applications ne possédant pas de singularité géométrique qui sont induites par leur géométrie ou leur assemblage (soudé, boulonné et riveté). C'est pourquoi, depuis 20 ans la problématique du *dimensionnement en fatigue sous fort gradient* est d'un intérêt majeur. Nous avons

dénombré cinq méthodes pour traiter cette problématique : théorie de la distance critique du point, de la ligne et de la surface (1999) ; approche par gradient (2006) ; théorie du volume fortement sollicité V90% (1960) ; approche intégrale (2015) ; approche probabiliste (2013). Au cours des années, les méthodes ont subi des évolutions permettant de répondre à de nouvelles problématiques industrielles et portant sur : une réécriture mineure de la méthode, la stratégie d'identification des paramètres, un nouveau matériau et un nouvel état de surface, une nouvelle application, un nouveau type de sollicitation, une nouvelle considération de la géométrie (idéaliste ou réaliste). Dans la suite de cette partie nous allons proposer de les détailler.

Les méthodes présentées possèdent une base commune qui est l'utilisation d'une contrainte équivalente couplée à une partie non locale permettant d'intégrer l'effet de l'hétérogénéité de contraintes. Les contraintes multiaxiales équivalentes sont justifiées par le champ de contraintes multiaxiales présent à proximité des singularités géométriques. Il convient de fournir la formulation des critères de fatigue multiaxiaux qui seront cités dans cette présente partie, l'objectif n'est pas de donner l'ensemble exhaustif des approches présentes dans la littérature. Des études expérimentales ont montré l'importance du cisaillement sur les mécanismes de micro-plasticité, qui est à l'origine de la formation des fissures de fatigue le long des plans de glissement. Elles ont aussi mis en évidence l'effet de la contrainte normale à ces plans de glissement.

Afin de dissocier l'effet de l'amplitude de contrainte normale et la contrainte normale moyenne, tout en considérant les deux effets expérimentaux, deux grandeurs mécaniques ont été introduites. La première est la racine carrée de l'amplitude du deuxième invariant du déviateur du tenseur des contraintes notée $\sqrt{J_{2,a}}$, la seconde est la valeur maximale ou moyenne sur une période, du premier invariant du tenseur des contraintes, notées respectivement $J_{1,max}$ et $J_{1,moy}$. Crossland propose de relier linéairement $\sqrt{J_{2,a}}$ à $J_{1,max}$ par un coefficient α_{cr} appliqué sur $J_{1,max}$ (Équation I-8). Les coefficients α_{cr} et β_{cr} sont deux paramètres à identifier expérimentalement [Crossland, 1956]. La seconde formulation est celle proposée par Sines, elle a le même fondement que celle de Crossland mais le premier invariant est évalué sur la contrainte moyenne de chargement (Équation I-9) [Sines, 1959].

$$\sigma_{cr} = \sqrt{J_{2,a}} + \alpha_{cr} \cdot J_{1,max} \leq \beta_{cr} \quad \text{Équation I-8}$$

$$\sigma_{si} = \sqrt{J_{2,a}} + \alpha_{si} \cdot J_{1,moy} \leq \beta_{si} \quad \text{Équation I-9}$$

I.4.1 Théorie de la distance critique : point, ligne et surface

Neuber en 1958 considère que la contrainte calculée par la mécanique des milieux continus surestime la contrainte réellement vue par le matériau [Neuber, 1958]. Pour obtenir une contrainte plus représentative, il propose de calculer un état de contrainte moyen, la notion de « distance critique » est née. Cette notion est reprise par Taylor avec la création de la méthode du point qui consiste à évaluer une valeur de contrainte, non pas au point chaud, mais à une distance suivant l'axe perpendiculaire à la sollicitation (Figure I-37, b). La méthode de la ligne, elle, consiste à faire la moyenne des contraintes sur une ligne qui débute au point chaud et d'axe perpendiculaire à l'axe de sollicitation. Pour finir, la méthode de l'aire consiste à calculer la moyenne des contraintes sur une surface, la forme est donnée sur la Figure I-37 [Taylor, 1999].

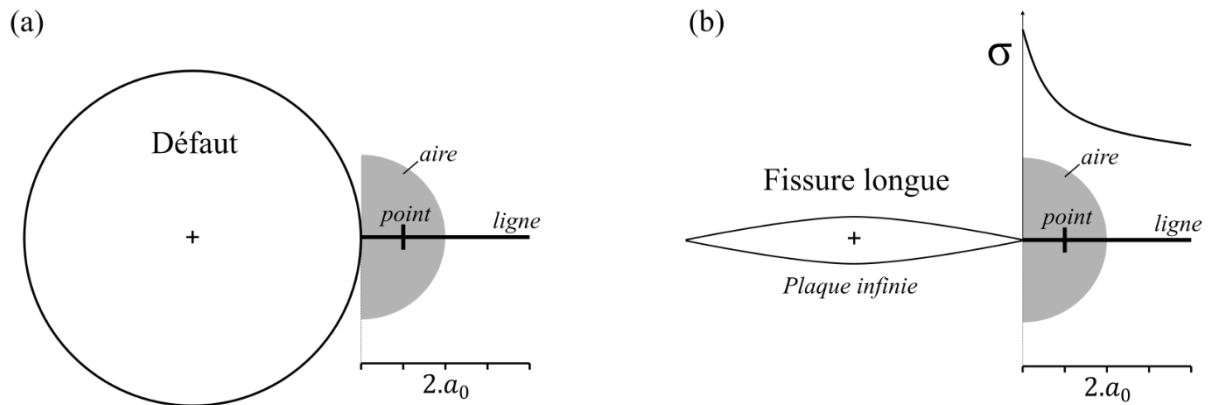


Figure I-37 : (a) Schématisation des modélisations de Taylor, proposées sur un défaut ; (b) Fissure longue traversant une plaque infinie [Taylor, 1999].

La question clef à laquelle Taylor a répondu est : « *quelles doivent être les distances d'évaluation et d'intégration des contraintes ?* ». Nous allons rappeler son idée ainsi que sa démarche. L'auteur cherche à faire le lien entre une limite de fatigue sur matériau sain (macroscopique) et une valeur de contrainte locale proche d'une fissure longue traversant une plaque infinie (Figure I-37, b). La valeur locale choisie est située à une distance « *r* » de la pointe de fissure selon la direction perpendiculaire à l'axe de sollicitation. Il constate que si la plaque fissurée est sollicitée telle que $\Delta K = \Delta K_{th}$, il y a une relation analytique entre a_0 , paramètre de El Haddad, énoncé en partie I.3.1 (Équation I-10) et la distance « *r* ». Cette relation analytique relie les matériaux à la géométrie par une unique valeur de distance.

Pour la méthode du point, la distance considérée doit être $\frac{a_0}{2}$, (Équation I-11).

Pour la méthode de la ligne, l'intégration est réalisée à partir du point chaud et jusqu'à la distance $2a_0$, (Équation I-12).

Pour la méthode de l'aire, l'intégration est réalisée sur une distance de $2a_0$, (Équation I-13).

	Valeur locale	Intégrale sur la ligne	Intégrale sur l'aire
$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\sigma_D} \right)^2$	$\sigma_{eq} \left(r = \frac{a_0}{2} \right) = \sigma_D$	$\sigma_{eq moy} (r = 0 - 2a_0) = \sigma_D$	$\sigma_{eq moy} (aire, r = a_0) = 1.1\sigma_D$
Équation I-10	Équation I-11	Équation I-12	Équation I-13

Il considère que les distances d'évaluation sont indépendantes de l'application et démontre sur un acier demi-dur SAE1045, possédant des défauts artificiels de taille 10 μm à 5000 μm , que les méthodes arrivent à décrire correctement l'effet de taille du défaut, pour un rapport de charge de $R=-1$ (Figure I-38). Il est à noter que la méthode de l'aire donne la meilleure corrélation.

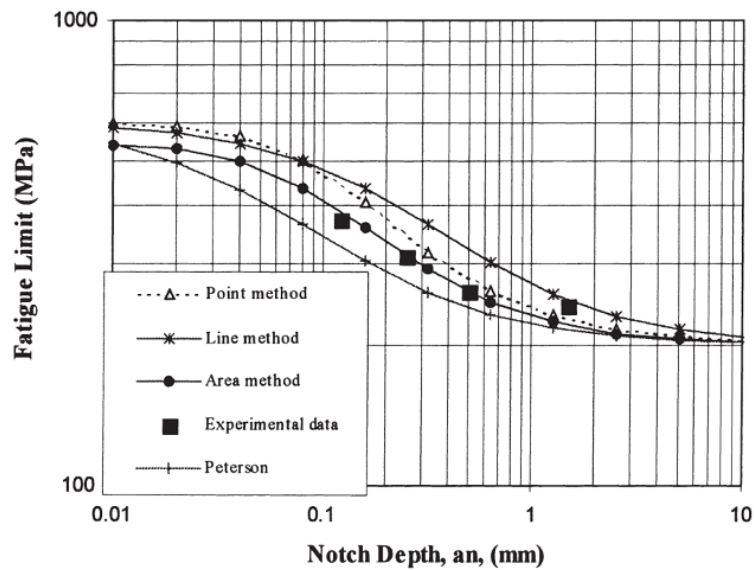


Figure I-38 : Prédiction de la limite de fatigue de la méthode du point, de la ligne et de l'aire pour un acier demi-dur SAE1045, $R=-1$ [Taylor, 1999].

Susmel a étendu la méthode pour différents matériaux : acier doux, demi-dur, fonte grise et aluminium 2024-T351 sur éprouvettes entaillées avec différents rapports de charge [Susmel, 2008]. Il montre que la capacité de prédiction du modèle est relativement bonne, elle est inférieure à 30%. L'utilisation du paramètre matériau a_0 possède toutefois une limite, en effet, il est dépendant du rapport de charge. Ces modèles possèdent une réelle capacité de prédiction pour des géométries simples (entaille, trou) et cela pour un vaste panel de matériaux. Le calcul de la contrainte se fait sur un axe bien identifié. Pour des géométries plus complexes, la recherche de cet axe semble difficile. De plus, la structure implique des chargements complexes où le rapport de charge évolue localement, or comme nous venons de le voir, le paramètre a_0 dépend de celui-ci.

I.4.2 Approche par gradient

En 1996, Papadopoulos et son co-auteur constatent expérimentalement pour des essais de flexion que la limite de fatigue dépend directement du diamètre de l'éprouvette [Papadopoulos et Panoskaltis, 1996]. Après avoir fait une distinction entre l'effet du gradient et l'effet de taille pur, ils proposent d'intégrer l'effet du gradient de contraintes par une fonction de poids uniquement sur la partie hydrostatique du critère de Crossland. Pour eux, la partie déviatorique ne présente pas l'effet du gradient, conformément aux constats expérimentaux. Les auteurs valident le critère sur quatre bases de données de la littérature en flexion pour différents types d'aciers. Il est à noter que le gradient introduit par une torsion d'éprouvette est beaucoup plus faible que celui généré par un défaut ou une singularité géométrique.

Cette idée d'intégrer l'effet du gradient uniquement sur la partie hydrostatique a été reprise par Nadot et Billaudeau pour la prise en compte du gradient de contraintes introduit par la présence de défauts dans des aciers C36, fonte et S45C ; l'approche par gradient découle de leurs travaux [Nadot et Billaudeau, 2006]. Nous allons détailler dans cette partie la formulation initiale et les évolutions apportées au cours des études. Les auteurs ont considéré le critère multiaxial de Crossland (composé d'une partie déviatorique et hydrostatique) auquel ils ont introduit une fonction de poids permettant de décrire l'effet du gradient (Équation I-14). Le critère proposé est donc composé de deux parties : multiaxiale et non

locale. Ils ont choisi de traiter indépendamment l'identification de celles-ci, ainsi, ils proposent d'identifier les paramètres du critère α_{cr} et β_{cr} sur matériau sain ; et a_{grad} , paramètre relatif à la considération du gradient, avec un défaut de taille « moyenne ». Le critère a besoin de trois limites de fatigue pour être identifié.

$$\sigma_{grad} = \sigma_{cr}(A) - a_{grad} \cdot grad(J_{1,max}) < \beta_{cr}$$

Équation I-14

$$grad(J_{1,max}) = \frac{J_{1,max}(A) - J_{1,max}(\infty)}{\sqrt{aire}}$$

Équation I-15

La notion de *matériau sain* est définie par les auteurs comme un matériau ne possédant pas de défaut inhérent à sa fabrication, or les approches par gradient ont justement été développées pour le dimensionnement de pièces possédant des défauts inhérents au procédé. Il est parfois impossible d'évaluer la limite de fatigue du matériau sain, c'est pourquoi, les auteurs proposent pour ces cas d'identifier les paramètres α_{cr} et β_{cr} avec deux limites de fatigue provenant de deux éprouvettes possédant une taille de défauts proche.

La partie non locale « $grad(J_{1,max})$ » est le cœur du critère, il s'agit du gradient de contrainte correspondant à la variation du champ dans une direction, suivant un axe unique (Équation I-15). La Figure I-39 montre la ligne partant du fond du défaut vers le cœur de l'éprouvette, les auteurs ont choisi de considérer une distance d'une fois la taille (\sqrt{aire}) du défaut. Le choix de cette distance est empirique, les auteurs ont constaté que la sur-contrainte induite par le défaut était négligeable au-delà de cette distance. Afin d'évaluer un gradient global induit par le défaut c'est cette distance qui a été choisie.

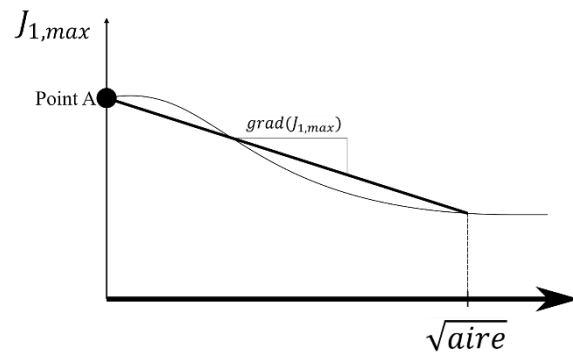
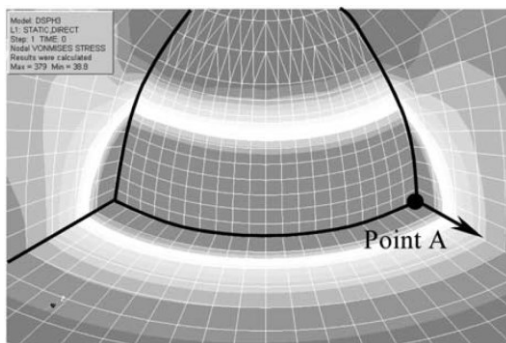


Figure I-39 : Calcul du gradient de contraintes à partir du point A, suivant la direction du plus fort gradient [Nadot et Billaudeau, 2006].

Une réécriture mineure du critère a été proposée par Gadouini [Gadouini, 2007], selon lui, l'effet du gradient de contraintes n'est pas seulement attribué à la partie hydrostatique ; la partie déviatorique ($\sqrt{J_{2,a}}$) a également une importance, c'est pourquoi, le calcul du gradient est réalisé sur la contrainte équivalente de Crossland. Il compare sa proposition avec le critère d'origine et montre que les résultats sont relativement proches.

Une nouvelle stratégie d'identification des paramètres, un nouveau matériau et un nouvel état de surface sont proposés par Léopold [Léopold et al, 2015]. Dans cette étude, le matériau considéré est un TA6V

moulé qui possède une microstructure grossière en présence de défauts. L'auteur propose d'identifier le paramètre a_{grad} non pas sur un défaut de taille « moyenne » mais sur « le plus petit défaut disponible expérimentalement à partir duquel la tenue en fatigue du matériau sain est affectée », cette stratégie permet d'augmenter la capacité de prédiction. Jusqu'à présent, les auteurs ont introduit le type de défaut, naturel ou artificiel, dans le paramètre a_{grad} , qui est par conséquent réévalué pour chaque type de défaut. Ils s'affranchissent ainsi de l'extrême complexité des facteurs préjudiciables ou bénéfiques grâce à cet unique paramètre. Léopold applique également cette stratégie, mais est confrontée à un problème. Expérimentalement, elle constate que le TA6V moulé est très sensible au type de défaut, l'utilisation seule du a_{grad} ne permet pas d'intégrer la totalité de l'effet du type de défaut. Elle propose donc d'intégrer le type de défaut dans les paramètres α_{cr} et β_{cr} .

En plus du type du défaut introduit dans a_{grad} , Rotella introduit l'effet de l'environnement sur un aluminium moulé A357-T6, ainsi, il définit un paramètre a_{grad} pour un environnement proche du vide et un autre pour un environnement air [Rotella, 2017]. Cet auteur propose d'identifier a_{grad} avec deux limites de fatigue, il possède une moyenne à deux valeurs de a_{grad} .

Jusqu'à présent, l'approche par gradient a été appliquée sur plusieurs matériaux métalliques et pour des défauts sphériques ou elliptiques à géométrie idéalisée. En 2015, Dal Cero Coelho propose d'appliquer l'approche par gradient au raccordement de joint soudé, type T en acier C35 (Figure I-40) [Dal Cero Coelho, 2015]. Pour obtenir la direction du gradient, la méthode consiste à évaluer la direction perpendiculaire à la tangente au point de contrainte équivalente maximale. Pour l'évaluation de la valeur du gradient, la distance choisie par l'auteur est le rayon de raccordement. Il est à noter que cette méthodologie ne peut être appliquée que pour des géométries idéalisées, car l'évaluation du gradient dépend directement du rayon idéalisé. L'auteur propose, pour l'identification de a_{grad} d'utiliser une limite de fatigue provenant d'un « essai obtenu sur un cas de chargement à fort gradient ». Là aussi, a_{grad} possède une information qui entremêle l'effet de la microstructure, des contraintes résiduelles et de l'état de surface induits par le procédé de soudure.

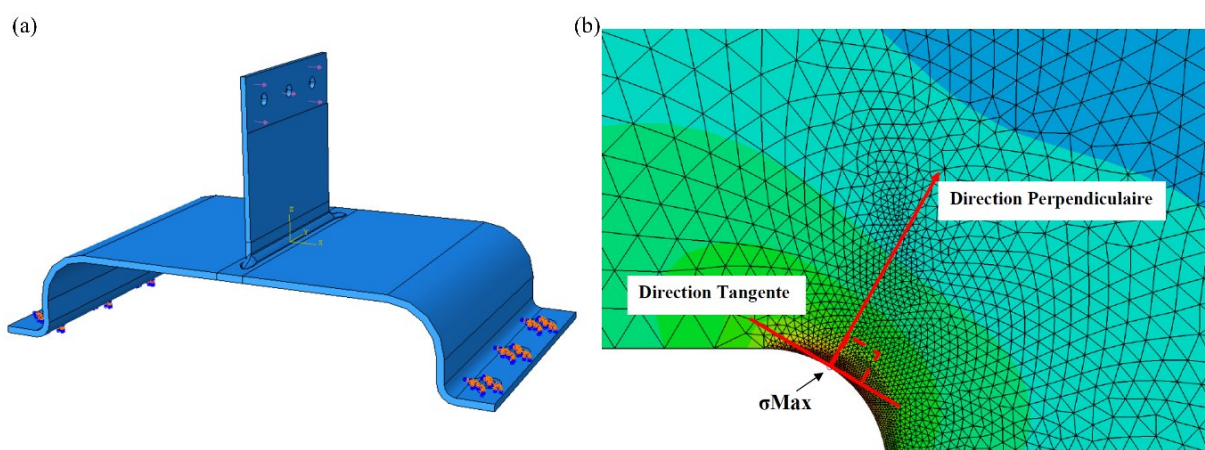


Figure I-40 : (a) Présentation de la structure ; (b) Calcul du gradient de contraintes en raccordement de joint soudé [Dal Cero Coelho, 2015].

L'approche par gradient a aussi été utilisée par Simon, pour les éprouvettes plates entaillées, de rayon de fond d'entaille 50 μm , 200 μm et 500 μm réalisées par meulage sur du TA6V [Simon, 2018]. Le

choix de l'identification du paramètre a_{grad} a été réalisé sur la limite de fatigue de l'éprouvette dont la taille centrale est de 200 μm , les résultats prévus par le critère sont très loin de ceux expérimentaux. Le meulage permettant de générer les entailles est très néfaste pour le TA6V et le paramètre a_{grad} seul n'arrive pas à traduire l'effet de l'état de surface, ce constat est le même que celui de Léopold présenté précédemment [Léopold, 2011]. Simon propose alors d'intégrer l'effet de l'état de surface dans les α_{cr} et β_{cr} , cela permet d'avoir une bien meilleure corrélation, cette proposition est la même que celle de Léopold.

I.4.3 Approche intégrale

Gadouini dans son étude sur la tenue en fatigue de défauts en acier C35 arrive à la conclusion suivante : « *Il faudrait probablement revoir la façon de calculer le gradient dans le cas d'un défaut de forme géométrique complexe, un gradient calculé sur une ligne n'est plus suffisant dans ce cas et la variation des contraintes doit être calculée sur tout un volume entourant le défaut* » [Gadouini, 2007]. Le calcul du gradient sur une ligne fait référence à l'approche par gradient présentée précédemment.

En 2015, El May propose de prendre en compte le gradient de contraintes, induit par un défaut type piqûre de corrosion, par une valeur moyenne des contraintes [El May et al. 2015]. Pour cela, les moyennes des valeurs locales d'une sphère de rayon r sont calculées. Avec cette méthode, l'auteur s'affranchit de tout calcul de direction spatiale pour le calcul du gradient de contraintes. La puissance de ce critère résulte dans son applicabilité à n'importe quel composant industriel avec une géométrie réaliste ou idéalisée. La stratégie d'identification proposée par El May est classique, α_{cr} et β_{cr} sont calculés sur le matériau sain et le rayon d'intégration r est identifié avec l'éprouvette contenant le défaut, le type de défaut est donc intégré dans le paramètre r .

En 2021, Heyraud utilise l'approche intégrale pour le calcul de l'endurance de structures soudées en acier S355MC, il balaie un vaste panel de types de structures élémentaires représentées en Figure I-41, b [Heyraud, 2021]. La méthode ne possédant pas de limite d'application, l'auteur décide de réaliser des calculs sur géométries réaliste et idéalisée. La contrainte multiaxiale de Dang Van est utilisée [Dang Van, 1973] et pour répercuter l'effet du durcissement cyclique, le second membre β est fonction du niveau de déformation plastique cumulée. La stratégie d'identification proposée est innovante, la recherche d'un matériau sain pour l'identification de la partie multiaxiale du critère (α et β) n'est pas utilisée. Pour identifier les quatre paramètres du critère multiaxial et non local, l'auteur cherche le jeu de paramètres minimisant l'écart sur la résistance en fatigue pour six limites de fatigue de structures élémentaires différentes. Cette stratégie est lourde par rapport à la méthode classique car elle nécessite un plan d'expériences numériques, mais est justifiée par les moyens de calcul de plus en plus rapides. Le jeu de paramètres ainsi obtenu procure une capacité de prédiction des structures complexes sans égal. Par cette innovation, **Heyraud nous invite à chercher un sens physique à un jeu de paramètres et non à un unique paramètre.**

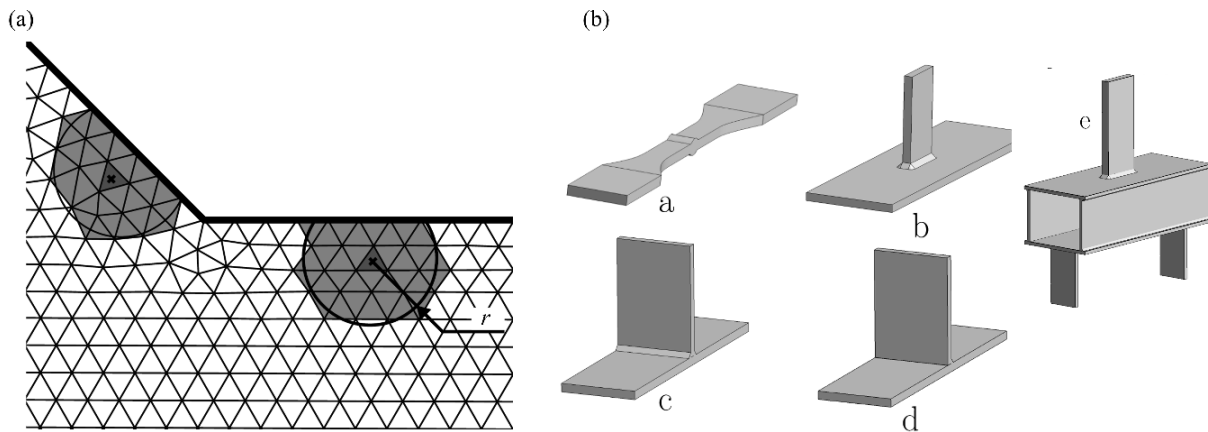


Figure I-41 : (a) Sphère d'intégration dans la zone de raccordement ; (b) a : Structure élémentaire ; bout à bout ; b : Structure élémentaire gousset ; c : Structure élémentaire té symétrique ; d : Structure élémentaire té asymétrique ; e : Structure complexe [Heyraud, 2021].

I.4.4 Théorie du volume fortement sollicité V90

En 1961, Kuguel est à l'origine du concept du volume fortement sollicité [Kuguel, 1961]. Selon lui, l'origine de la rupture en fatigue ne se limite pas à un état de contrainte de surface, le volume fortement sollicité autour de la zone critique a aussi un impact. Le concept est repris par Sonsino et ses co-auteurs, le volume fortement sollicité le plus représentatif est celui qui correspond aux contraintes supérieures à 90% de la contrainte maximale [Sonsino, Kaufmann, et Grubišić 1997], la valeur de pourcentage de 90 étant de nature empirique. Sur des constats expérimentaux réalisés sur de nombreux essais sur de l'acier trempé 37Cr4V sous différents types de chargements et en présence d'entailles, ils aboutissent à la formulation ci-dessous avec $v=0,05$, déterminé de manière empirique (Figure I-42, a).

$$\frac{\sigma_{eq,2}}{\sigma_{eq,1}} = \left(\frac{V_{90\%,1}}{V_{90\%,2}} \right)^v \quad \text{Équation I-16}$$

$\sigma_{eq,1}$ et $V_{90\%,1}$ sont à identifier avec un essai sur éprouvette entaillée de laboratoire, et $\sigma_{eq,2}$ et $V_{90\%,2}$ sont le couple « contrainte - volume fortement sollicité » du composant industriel à dimensionner. L'utilisation de l'Équation I-16 est un outil puissant qui permet de faire un lien entre un essai mécanique simple et la tenue en fatigue d'une structure beaucoup plus complexe. Il est à noter que $\sigma_{eq,1}$ et $V_{90\%,1}$ sont à réidentifier pour chaque site potentiel d'amorçage car ils possèdent l'information de l'effet des microstructures, des contraintes résiduelles et de l'état de surface.

Härkegård et Halleraker ont appliqué cette méthode sur des éprouvettes entaillées en acier demi-doux 30CrNiMo8 [Härkegård et Halleraker, 2010], ils l'ont comparée à d'autres méthodes et ont montré sa pertinence. Afin de diminuer les erreurs, les auteurs ont fait le choix de réidentifier le paramètre v , toutefois cette valeur est proche de celle proposée par Sonsino, cela signifie que le paramètre v dépend relativement peu du matériau (Figure I-42, b).

Comme le montre la Figure I-42, a, à partir de 30 mm³ il y a saturation de l'effet de taille. Tandis que la Figure I-42, b montre qu'il n'y a pas de saturation de l'effet de taille. Kaufmann et Wolters pour une

fonte ductile trouvent une saturation à 8000 mm³ [Kaufmann et Wolters, 2002]. Il semble donc que la saturation de V90% soit fortement dépendante du matériau.

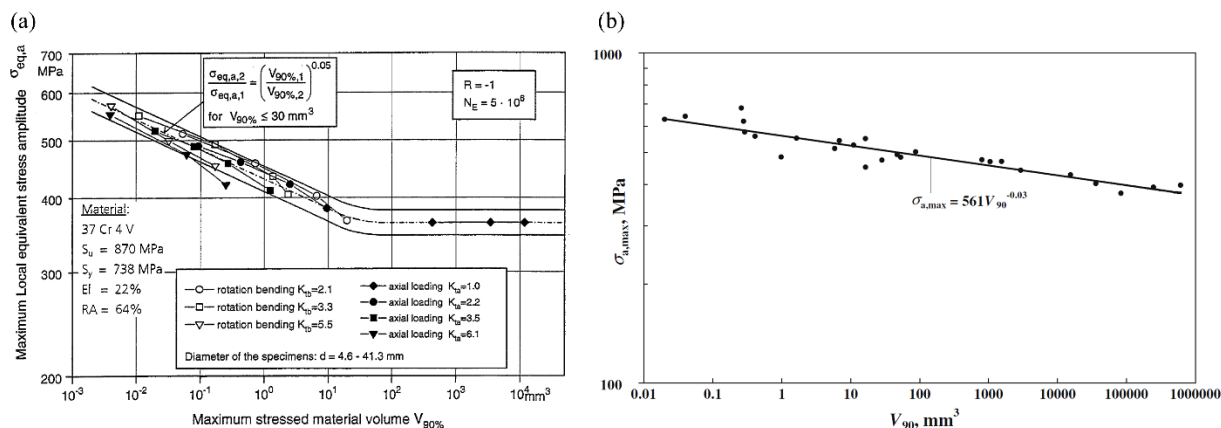


Figure I-42 : Contrainte de fatigue équivalente fonction du volume V90% (a) [Sonsino, Kaufmann et Grubišić, 1997] ; (b) [Härkegård et Halleraker, 2010].

I.4.5 Approche probabiliste

L'initiation d'une fissure au niveau d'un grain, d'un joint de grain ou sur un défaut arrive de façon stochastique ; afin de considérer cette nature, la méthode probabiliste a été créée. Elle consiste à associer à un élément (grain ou autre) une probabilité de rupture. La fonction de densité de probabilité utilisée pour définir la contrainte maximale admissible de chaque élément (β) est définie ci-dessous (Équation I-17), elle correspond à une fonction de Weibull qui est classiquement utilisée dans l'approche probabiliste [Weibull, 1939].

$$f(\beta) = \frac{m}{\beta_0} \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_0}\right)^{m-1} \cdot e^{-\left(\frac{\beta}{\beta_0}\right)^m} \quad \text{Équation I-17}$$

Les paramètres β_0 et m sont respectivement le paramètre d'échelle et le paramètre de forme, leur impact sur la fonction de répartition et sur la densité de probabilité est présenté Figure I-43. Se sont β_0 et m qui sont à identifier car ils donnent la capacité de l'approche à traduire l'effet de taille et l'effet de gradient. La probabilité de l'amorçage d'une fissure correspond à la probabilité de trouver un élément avec une contrainte maximale admissible (β) inférieure à la contrainte équivalente ($\beta < \sigma_{eq}$), décrite par l'Équation I-18, qui peut être réécrite en combinant Équation I-17 et Équation I-18 par l'Équation I-19.

$$P(\beta < \sigma_{eq}) = \int_0^{\sigma_{eq}} f(\beta) \cdot d\beta \quad \text{Équation I-18}$$

$$P(\sigma_{eq}) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_{eq}}{\beta_0}\right)^m} \quad \text{Équation I-19}$$

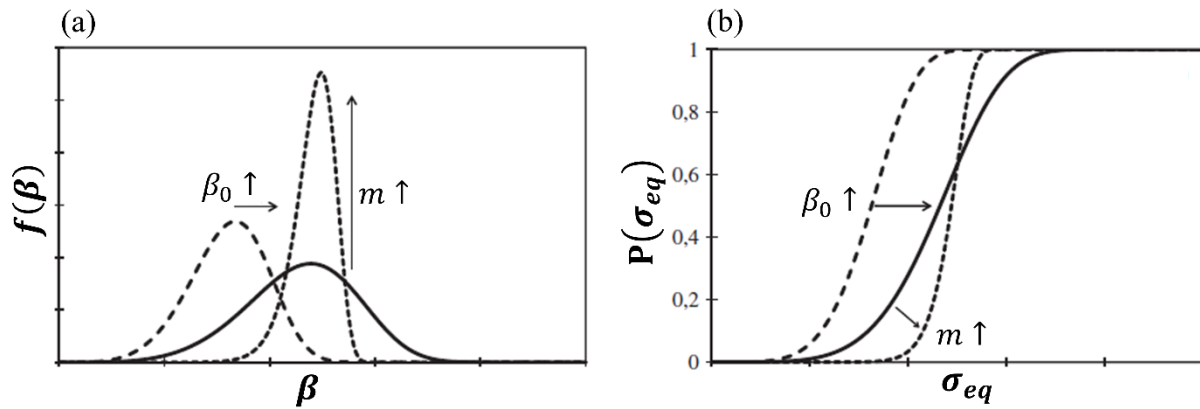


Figure I-43 : (a) Densité de probabilité ; (b) Fonction de répartition [Pessard et al, 2013].

Une fois la probabilité pour chaque élément obtenue, la probabilité à l'échelle de la structure complète peut être évaluée par la théorie du maillon le plus faible proposée par Freudenthal [Freudenthal, 1968]. L'hypothèse d'indépendance des éléments ou maillons permet d'obtenir l'Équation I-20. L'information renvoyée par l'approche probabiliste est riche car elle évalue une probabilité de rupture associée à un niveau de contrainte. Dans un contexte industriel elle permet de bien définir le niveau de fiabilité d'un composant.

$$P_{structure\ complète} = \prod_{\text{tous les maillons}} 1 - P_{\text{élément}} \quad \text{Équation I-20}$$

L'étape la plus délicate pour ce critère est l'identification. La première stratégie consiste à réaliser une série d'essais avec des éprouvettes possédant les mêmes caractéristiques (exemple : défaut de même taille et de même type ; éprouvette avec la même procédure de polissage) afin d'évaluer la dispersion expérimentale. Le paramètre m est identifié sur la dispersion et β_0 est évalué pour une probabilité de 50% ou plus selon l'étude. La seconde stratégie consiste à utiliser uniquement deux limites de fatigue, bien choisies, afin d'exacerber l'effet de taille : en effet, le paramètre m est sensible à celui-ci. Cette stratégie a été déployée par Lanning pour des éprouvettes entaillées en TA6V et montre qu'en fonction des essais choisis pour l'identification, les paramètres du critère sont sensiblement différents [Lanning, 2003].

I.4.6 Comparaisons et perspectives

L'analyse de la distribution du champ de contraintes sur la ligne (1D) passant par le point chaud et dirigée par le plus fort gradient est réalisée via les théories de la distance critique du point, de la ligne et par l'approche par gradient. L'ADN commun à ces méthodes est l'évaluation d'une contrainte ou d'une variation de contraintes, à une distance d'un point de référence qui est le point chaud ($\sigma_{eq\ max}$). Cette distance est quantifiée par un paramètre empirique a_{grad} ou a_0 qui reflète la sensibilité du matériau à l'entaille. L'analyse des distributions 2D ou 3D se fait sans rechercher de direction particulière, par l'intermédiaire de l'approche intégrale et de la théorie du volume fortement sollicité. Cette fois, on ne retrouve pas d'ADN commun.

Les moyennes sur une ligne (théorie distance critique de la ligne) ou une surface (approche intégrale), ont la particularité de lisser les contraintes. Le poids d'une contrainte dans la moyenne est uniquement

lié au nombre de fois où elle se répète dans la zone d'intégration. Ainsi, qu'elles soient de forte ou de faible intensité les contraintes ont le même poids. A notre connaissance, dans la littérature, **aucune pondération n'est appliquée à la moyenne dans le but de favoriser la prise en compte des contraintes les plus élevées**. Les valeurs les plus basses dans le calcul de la moyenne, sont une source de questionnement. En effet, il existe un seuil pour lequel la contrainte est trop basse pour induire un endommagement, il est noté « zone déchargée », représenté en gris sur le schéma Figure I-44. Il peut y avoir une partie négligeable ou non de contrainte non nocive dans le calcul des moyennes. Le calcul du gradient de contraintes possède également explicitement la grandeur $\sigma_{eq\ min}$ qui peut être du même ordre de grandeur que $\sigma_{non-néfaste}$.

Contrairement à toutes les méthodes de la littérature, V90% ne fait pas référence à la notion de distance évaluée empiriquement. La distance, ou plutôt la taille de la zone d'intégration, est évaluée en relatif par rapport à la contrainte $\sigma_{eq\ max}$ (Figure I-44). La part d'empirisme de ce modèle est réalisée par l'intermédiaire de deux paramètres, mais dans un second temps, après l'évaluation du volume V90% et de la contrainte moyenne associée.

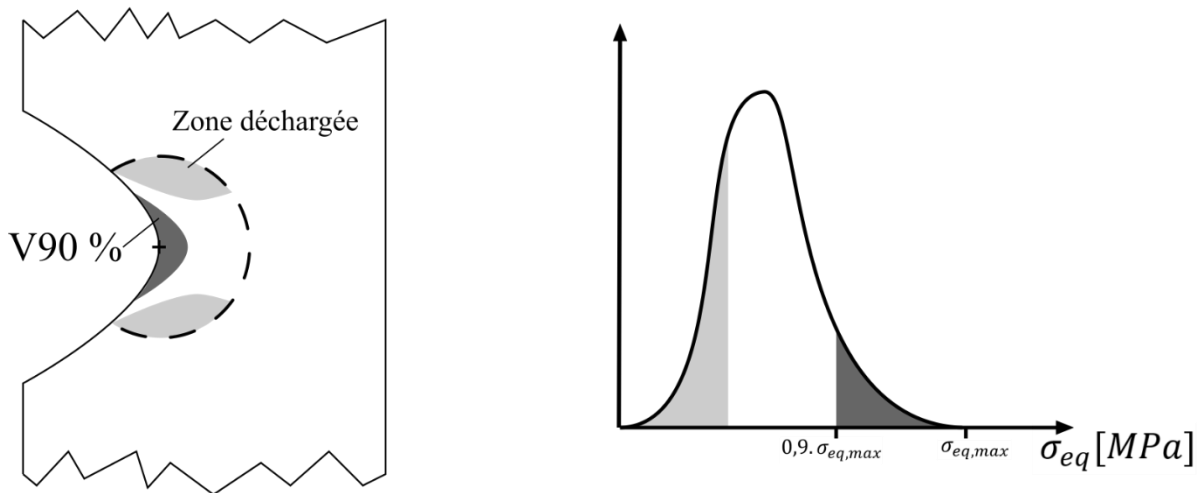


Figure I-44 : Contraintes dans une zone d'intégration sphérique ; mise en évidence de zones déchargées mécaniquement et de zones fortement sollicitées.

Susmel ne donne pas de réponse catégorique mais des considérations intéressantes pour expliquer pourquoi la théorie de la distance critique fonctionne. Il introduit le concept du volume structural pour étayer ses considérations [Susmel, 2008]. Selon l'auteur « *tous les processus physiques aboutissant à la formation de fissures de fatigue sont confinés dans un volume fini. La taille de ce volume est supposée constante (mais différente selon les matériaux) et elle ne dépend ni de la caractéristique géométrique ni du degré de multiaxialité du champ de contraintes endommageant* ». De plus, il ajoute que la taille du volume fini est directement liée à la longueur interne et est représentée comme une sphère, mais c'est une hypothèse totalement arbitraire qui n'est pas étayée. Selon lui, la théorie de la distance critique fonctionne car la longueur interne utilisée est de l'ordre de grandeur du volume structural, à notre connaissance de la littérature, c'est la tentative d'explication la plus riche. En plus de cela, elle peut expliquer pourquoi les méthodes, bien que basées sur des concepts totalement différents, possèdent une capacité de prédiction.

La notion du volume structural peut aussi être vue dans les travaux de Palin-Luc et Lassarre. Selon eux, les modèles multiaxiaux en valeur locale ne sont pas capables de décrire tous les types de chargement : traction, flexion rotative et flexion plane sur éprouvette lisse, ce constat est étayé dans la littérature. Ils expliquent cette incapacité par des distributions volumiques différentes entre chaque type de sollicitation. Ils décident d'écrire un critère considérant la distribution volumique de la valeur moyenne et démontrent sa capacité [Palin-Luc et Lassarre, 1998]. Cette démonstration conforte le concept proposé par Susmel.

Des conclusions récentes permettant de mieux aborder la question : « *quel est l'indicateur le plus pertinent pour décrire l'effet de gradient d'une singularité ?* » vont maintenant être présentées. Susmel nous invite à poser la problématique différemment : « *quel est l'indicateur le plus pertinent pour décrire le volume structural ?* ».

Nous allons présenter l'étude menée par Vincent [Vincent, 2018], qui peut être une source d'inspiration. Dans ses travaux nous nous appuyons sur un diagramme de Kitagawa composé d'une première zone où les défauts sont de trop petite taille pour induire un abatement sur la limite de fatigue, les amorçages ont lieu dans la microstructure ou sur le défaut mais sans effet sur la limite de fatigue. A partir d'une certaine taille (taille de défaut critique), le défaut va être le site d'amorçage et un abatement sur la limite de fatigue est constaté. Vincent dans ses travaux, cherche à établir un lien entre la taille de défaut critique et une longueur caractéristique, comme la taille de la microstructure. Dans un second temps, il cherche à décrire par un critère de fatigue multiaxial, la continuité entre amorçages en microstructure et amorçages sur défaut. Pour cela, il réalise un agrégat de comportements anisotropes composé de grains uniquement élastiques (Figure I-45), au centre duquel un défaut est introduit. A des fins de comparaison, une référence expérimentale est réalisée par des essais sur éprouvettes en fer pur Armco en présence de défauts artificiels générés par électroérosion. Les diagrammes de Kitagawa expérimental et numérique sont ensuite confrontés (Figure I-46).

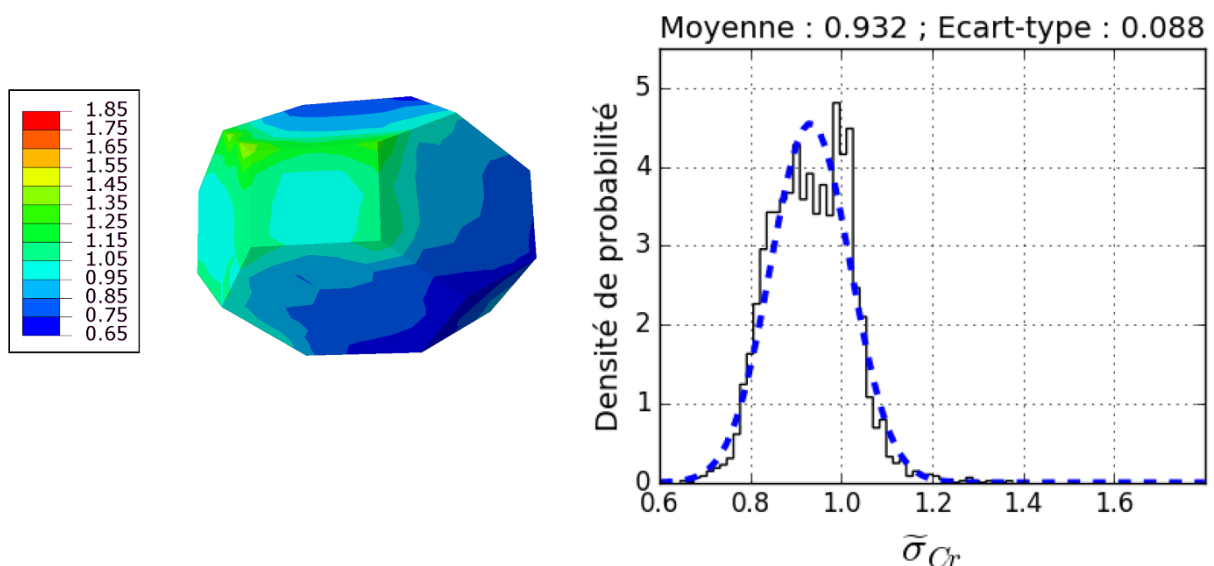


Figure I-45 : Champ de contrainte équivalente de Crossland au point d'intégration du grain, représentation gaussienne caractéristique [Vincent, 2018].

L'auteur montre que le passage de l'amorçage en microstructure à l'amorçage en défaut peut être corrélé à l'expérimental et la taille de défaut critique peut être correctement obtenue numériquement. En revanche, pour les tailles de défauts plus conséquentes, l'évaluation du critère de fatigue a dû être modifiée : **« la modification du critère mésoscopique par la prise en compte des hétérogénéités intragranulaires (via l'écart-type par grain des grandeurs mécaniques) permet de rendre le critère moins conservatif (en redressant la pente du diagramme de Kitagawa simulé) tout en conservant une bonne description pour les petits défauts »** [Vincent, 2018]. Vincent propose l'idée innovante de soustraire l'écart-type des contraintes équivalentes du grain à la valeur de contrainte équivalente moyenne du grain (Équation I-21). Ainsi, il considère par un indicateur de dispersion, l'hétérogénéité intragranulaire. Cela se fait par l'ajout d'un paramètre empirique γ .

$$\sigma_{cr} \text{ moyenne du grain} - \gamma \cdot \sigma_{cr} \text{ écart type du grain}$$

$$\text{Équation I-21}$$

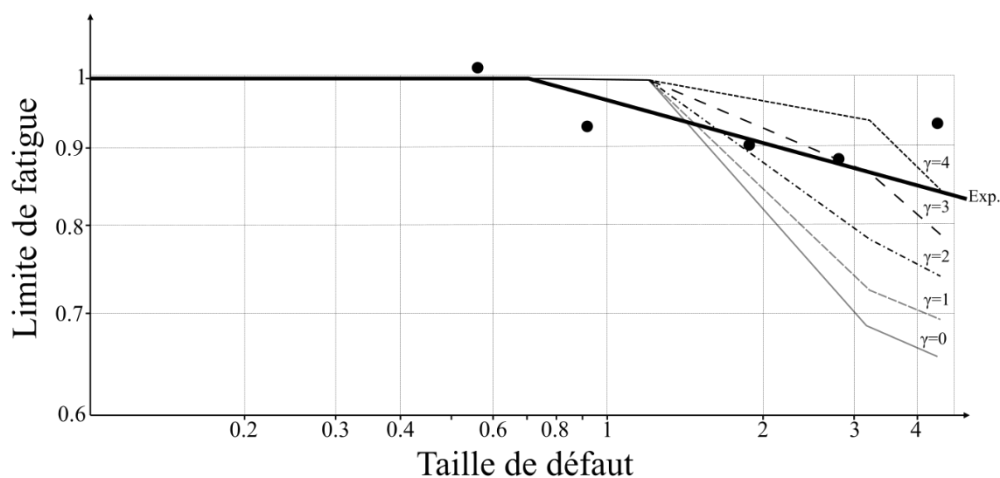


Figure I-46 : Diagramme de Kitagawa : comparaison expérimental/numérique, critère de fatigue Équation I-21, avec les valeurs de $\gamma = 0, 1, 2, 3, \text{ et } 4$ [Vincent, 2018].

Les travaux de Heyraud ont été présentés précédemment (partie I.4.3). Il considère uniquement la moyenne des contraintes équivalentes de Dang Van présentes dans une sphère d'intégration. Son intuition est la suivante : **« Une façon de mieux appréhender les effets de gradient serait de considérer la variance du champ de contraintes à l'intérieur du domaine d'intégration au lieu de prendre en compte uniquement la moyenne. »** [Heyraud, 2021].

I.5 Synthèse

Un joint soudé en TA6V sollicité en fatigue est sensible à la géométrie, aux contraintes résiduelles, à la microstructure et aux défauts, cette étude bibliographique a permis de hiérarchiser ces paramètres. Il s'est avéré que les géométries pied et racine sont les points critiques de la soudure, et qu'une fois ôtées, l'amorçage se reporte dans les porosités et les clusters de porosités. Les études sur les joints soudés en TA6V sont peu nombreuses comparées à celles de l'acier, nous n'avons pas pu mettre en évidence l'impact des microstructures et des contraintes résiduelles lorsque l'amorçage a lieu en raccordement. Un constat est certain : en fonction du jeu de paramètres, du procédé et de l'épaisseur à souder, les contraintes résiduelles et la microstructure sont modifiées. Nous avons mis en évidence que les porosités générées par le soudage par FE sont de type gazeuses, de forme sphérique, de taille inférieure à 1 mm,

que l'impact des contraintes résiduelles est négligeable et que l'effet des microstructures n'excède pas 10% sur la tenue en fatigue. Les amorçages ont lieu en surface pour les durées de vie inférieures à 10^6 et à partir de 10^7 ils ont lieu dans les porosités internes. Ce dernier point est largement constaté pour le TA6V mais reste à ce jour mal compris.

La seule approche capable de faire le lien entre la géométrie et la fatigue est l'approche locale, elle a donc été retenue. Pour s'affranchir de toute recherche de direction d'un champ de contraintes la méthode intégrale semble la plus adaptée. La moyenne des contraintes dans le volume d'intégration est un indicateur capable de traduire correctement l'effet du gradient de contraintes. Toutefois, afin de mieux le considérer, Heyraud a l'intuition qu'il faut intégrer dans un critère la variation des contraintes du domaine d'intégration [Heyraud, 2021]. La démarche a déjà été adoptée par Vincent pour mieux considérer les hétérogénéités intragranulaires, et ainsi traduire avec succès plus efficacement l'effet des défauts sur la fatigue [Vincent, 2018]. **A notre connaissance, la considération de la variation des contraintes dans le domaine d'intégration n'a jamais fait l'objet d'étude, c'est pourquoi, un axe de travail portera sur cette thématique.**

Les critères de fatigue non locaux ont intrinsèquement tous besoin d'empirisme, afin de pouvoir prévoir la tenue en fatigue, celui-ci est apporté par les paramètres du modèle, ils sont obtenus via une stratégie d'identification. Or, pour chaque couple : paramètres du procédé/épaisseur soudée, un jeu de paramètres est requis, afin de traduire l'effet des particularités, de la microstructure et des contraintes résiduelles. Une stratégie doit être développée afin d'être applicable dans le domaine industriel. **Un axe de travail portera sur la construction et la justification d'une stratégie d'identification.**

Afin de pouvoir prévoir la tenue en fatigue en présence de porosités pour les cas d'interaction défaut/surface et d'interaction défaut/défaut, il nous faut un critère. Nous avons vu que l'approche proposée par Murakami n'était pas pleinement justifiée pour notre application, du fait de l'utilisation du TA6V, et comme il nous invite à le faire, nous utiliserons plutôt un critère capable de capter l'effet de l'hétérogénéité des contraintes, qui permettra in fine de traduire l'effet de taille de défaut et l'effet d'interaction. L'effet que nous cherchons à décrire pour les géométries et les défauts est celui du gradient de contraintes. Afin de simplifier son application dans le domaine industriel, il convient de tenter d'utiliser un même critère, composé d'une écriture et d'une stratégie d'identification, pour ces deux applications, géométrie et défaut. **Un axe de travail sera dédié à l'application du critère aux cas de géométrie et défaut.**

II. Structure soudée et méthodes expérimentales

II.1 Joint soudé bout à bout

II.1.1 Passe de lissage

La réalisation d'un joint soudé bout à bout se fait généralement avec une unique passe du faisceau d'électrons. Or, quelle que soit la paramétrie du procédé FE choisie, la présence de caniveaux jouant un rôle de concentrateurs de contraintes est constatée dans la zone du pied (Figure II-1 et Figure II-2). L'ajout d'un second passage du faisceau peut permettre de lisser cette singularité géométrique. Cependant, cette passe modifie aussi la microstructure et l'étendue de la zone fondue, sans jouer sur la géométrie de la racine. Dans l'industrie, cette passe est appelée passe de lissage ou passe cosmétique. La passe de lissage est l'une des alternatives à l'usinage pour ôter la singularité du pied de cordon. Elle a été retenue par la société AIRBUS et cette présente étude a pour but de l'évaluer vis-à-vis de la fatigue.

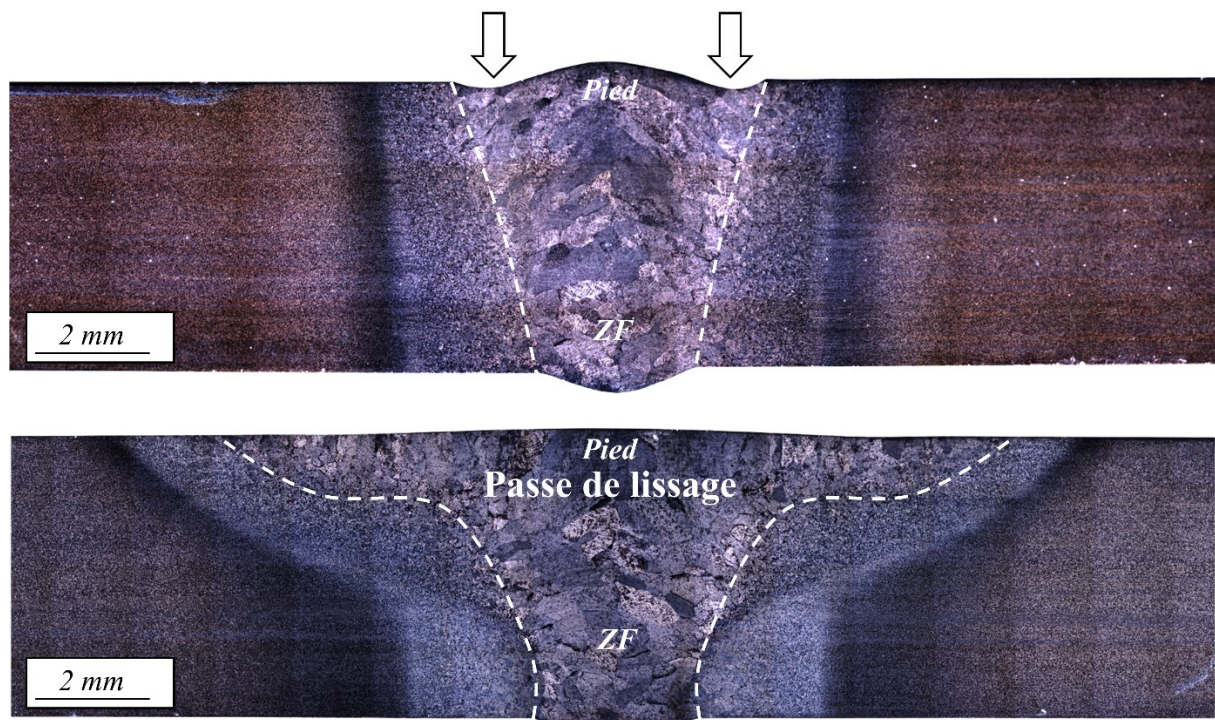


Figure II-1 : Macrographie des joints bout à bout, coupe polie à l'OPS suivie d'attaque au réactif de Kroll ;
(haut) Sans passe de lissage ; (bas) Avec passe de lissage.

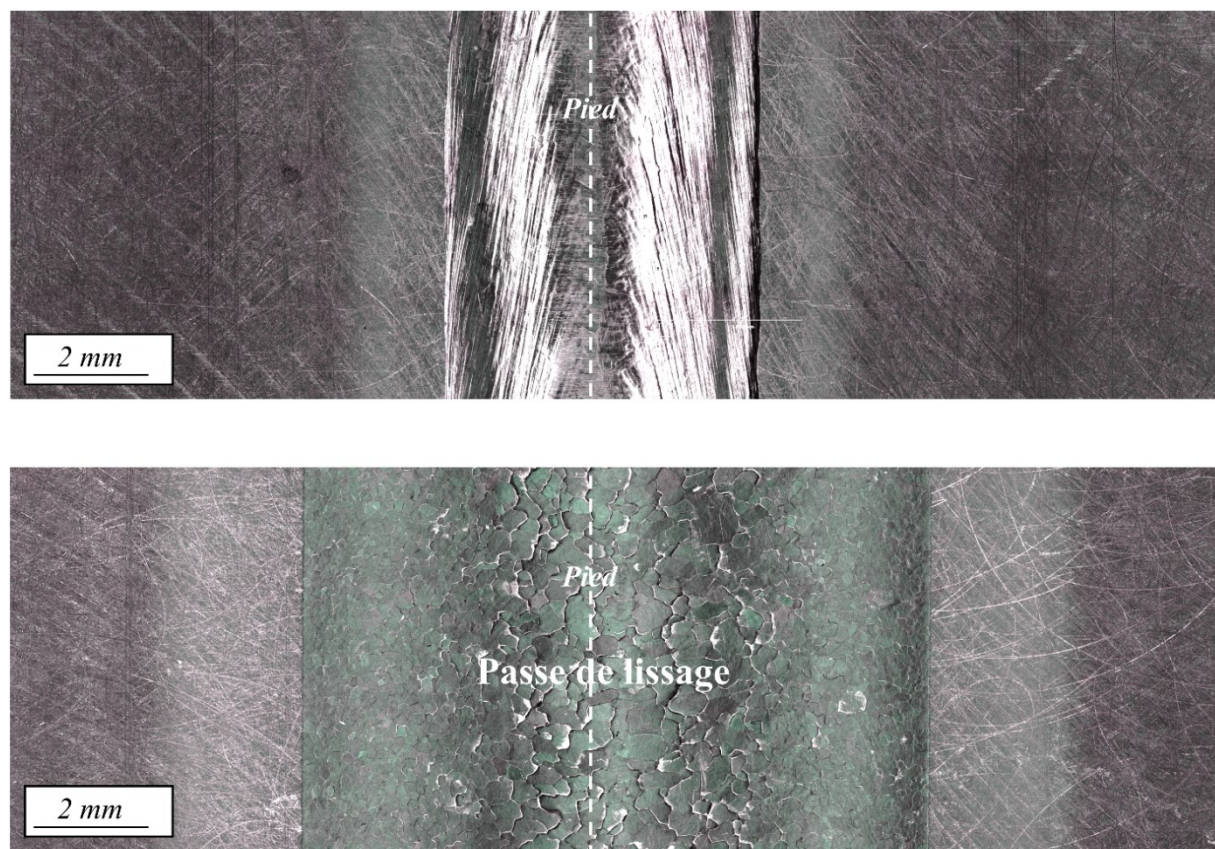


Figure II-2 : Image optique, vue de dessus du joint ; (haut) Sans passe de lissage ; (bas) Avec passe de lissage.

II.1.1.1 Microstructure

La microstructure de la zone fondue est une structure lamellaire pour laquelle nous avons constaté l'absence de phase martensitique. L'absence de celle-ci est due à un refroidissement « lent » du bain de fusion, propre au procédé de soudage par FE. En effet, il n'y a pas de convection avec l'air car le soudage est réalisé sous vide, le bain de fusion refroidit uniquement par conduction avec la plaque et la table de soudage. En fatigue, l'élément de la microstructure qui est le plus critique, d'après la littérature, est la taille de la colonie de lamelles α , or il existe une corrélation directe entre la taille de celle-ci et l'épaisseur des lamelles [Lütjering et Williams, 2007]. Comme l'évaluation des lamelles est plus aisée, elle est préférée. Nous avons choisi d'évaluer cet indicateur dans les zones critiques du joint, sites d'amorçage des fissures de fatigue, qui sont le pied et la racine du cordon.

Afin de quantifier une taille de grain, il existe la norme ASTM E112 qui donne une méthodologie. Elle consiste à tracer une droite sur le support contenant les grains (image MEB ou optique) et à dénombrer les intercepts entre cette droite et les joints de grain. En fonction de la longueur de la droite et du nombre d'intercepts, la taille de grain peut être évaluée. Toutefois, cette norme est utilisable pour des morphologies de grain équiaxes et non pour les structures lamellaires, il n'existe pas de norme pour notre morphologie de grain. Nous avons tout de même testé cette méthode dans notre étude, ce qui s'est soldé par un échec. En effet, pour un grossissement X3000 (Figure II-3), nous observons bien, qualitativement, que la taille des lamelles en racine, avec et sans passe de lissage, est différente. Or, la méthode conduit à des tailles quasiment similaires.

Nous avons donc proposé une nouvelle méthode, qui n'est pas normalisée. Ainsi, les valeurs de taille obtenues peuvent être comparées en relatif au sein de cette étude, mais la comparaison de taille avec d'autres études sera à nuancer. La méthode que nous avons retenue consiste à calculer pour chaque lamelle observée, une épaisseur. La moyenne des épaisseurs obtenues pour un grand nombre de tailles, nous donne la taille de la microstructure. Il est à noter que sur une image réalisée en BSE (*Back-Scattered Electron*, soit électrons rétrodiffusés), la lamelle α est la zone sombre (Figure II-4, b). Afin d'observer la répétabilité de la méthode, nous avons réalisé pour la racine sans passe de lissage une évaluation de la taille sur deux coupes distinctes. Il s'est avéré que la taille moyenne entre les deux coupes était la même, 0,56 μm , ceci démontre sa répétabilité.

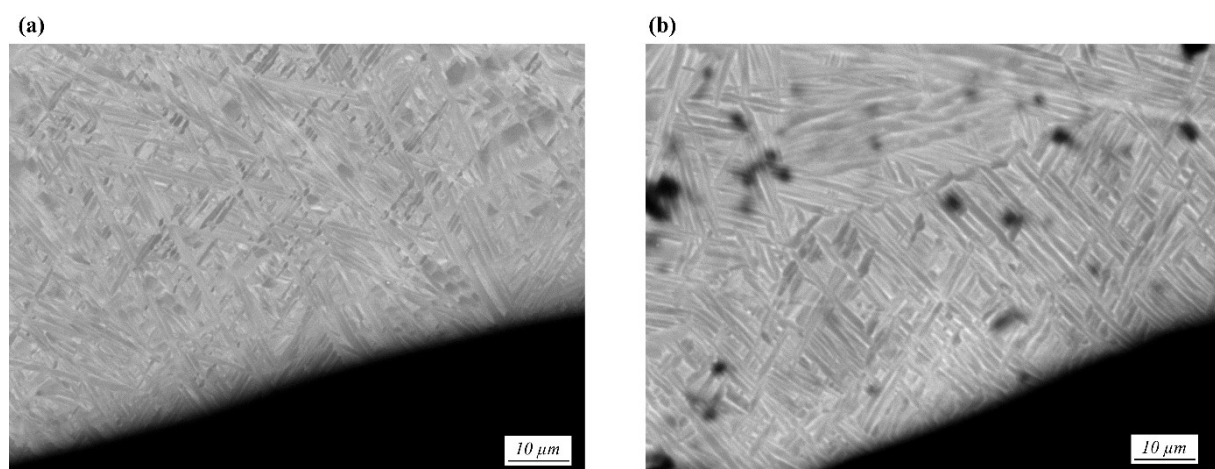


Figure II-3 : Image BSE sur surface polie à l'OPS des zones de raccordement racine : (a) Sans passe de lissage ; (b) Avec passe de lissage.

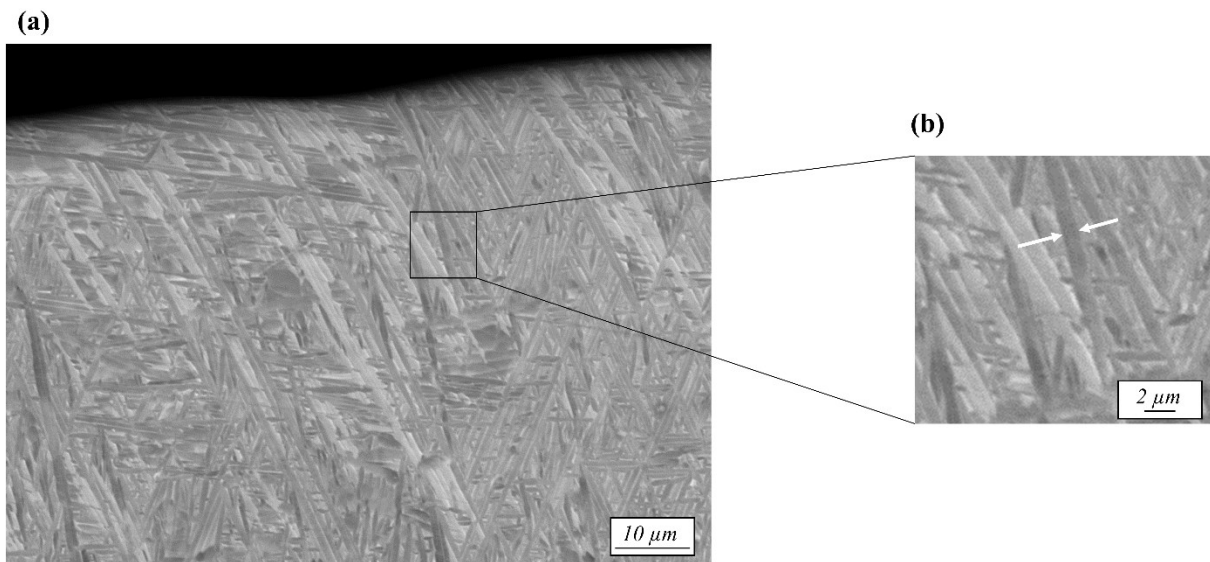


Figure II-4 : (a) Image BSE sur surface polie à l'OPS des zones de raccordement pied sans passe de lissage ;
(b) Flèche représentant l'épaisseur de la lamelle α .

Bien que la zone refroidie par la passe de lissage reste sur la partie supérieure et en surface, nous observons un grossissement de la taille des lamelles de 30% au niveau de la racine du cordon (zone inférieure) (Tableau II-1). Celui-ci est dû à l'augmentation de la température, supérieure au transus β et inférieure à la température de liquéfaction. **La passe de lissage a donc un effet sur la racine.** Pour la configuration sans passe de lissage, la taille des lamelles en pied de cordon (Figure II-4) est légèrement plus grande que celle en racine, avec une augmentation de moins de 10%. Cela s'explique par un refroidissement plus lent du pied de cordon, la zone fondue étant plus large à cet endroit. Pour la configuration avec passe de lissage dans la zone du pied, la taille des lamelles n'a pas été étudiée car cette zone n'est pas critique vis-à-vis de la fatigue.

	Sans passe de lissage		Avec passe de lissage
	Pied	Racine	Racine
Moyenne [μm]	0,60	0,56	0,73
Min [μm]	0,17	0,20	0,22
Max [μm]	1,89	1,40	1,94
Écart type [μm]	0,16	0,13	0,20
Nombre de points de mesure	818 sur 1 coupe	521 sur 2 coupes	366 sur 1 coupe

Tableau II-1 : Épaisseur de lamelles α de la zone fondue pour les 3 sites critiques.

Afin de pouvoir faire le lien entre une image optique macroscopique (Figure II-5, a) et une image MEB microscopique (Figure II-5, b et c), nous avons établi la procédure suivante. Dans un premier temps, la surface polie miroir, à l'OPS (mélange de silice colloïdale) avec 10% d'eau oxygénée, est attaquée chimiquement par une solution de Kroll afin de faire apparaître la microstructure, l'image optique est alors réalisée. Ensuite, la surface attaquée chimiquement est ôtée par polissage jusqu'à obtenir une surface polie miroir. Elle est observée par MEB, avec un détecteur BSE dans le but de faire ressortir les éléments de la microstructure. Notons qu'à cette étape la correspondance entre l'image optique macroscopique et l'image MEB est réalisée par un logiciel proposé dans les options du microscope.

Ainsi, nous avons pu analyser les zones remarquables, comme les joints de grain, et mettre en évidence des caractéristiques. Chaque ex-grain β présente une phase α_{GB} largement observée, à partir de laquelle peut croître une phase α_{WGB} . Nous observons aussi très largement les colonies type « *Feather like structure* » qui, comme leur nom l'indique, ressemblent à une plume, avec pour tige α_{GB} (Figure II-5, b). Ces précédentes caractéristiques ont été mises en évidence dans l'intégralité de la zone fondue, pour le type de joint avec et sans passe de lissage.

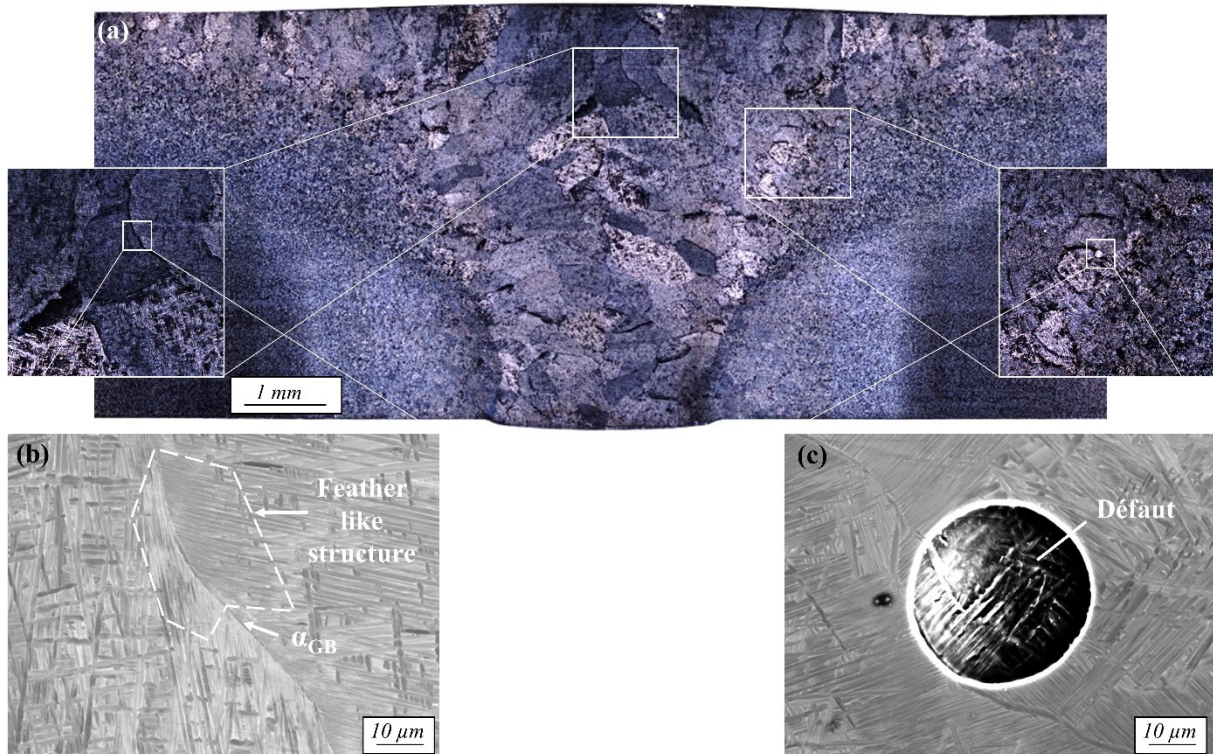


Figure II-5 : Objets microstructuraux rencontrés dans la zone fondue ; (a) Image réalisée en microscopie optique sur une surface polie à l'OPS et attaquée chimiquement au réactif de Kroll, représentant la macrographie de joint bout à bout avec passe de lissage ; (b et c) Images réalisées par MEB avec détecteur BSE sur une surface polie à l'OPS sans attaque chimique.

II.1.2 Fabrication des coupons soudés

Le joint de l'étude est de type bout à bout, il est déjà bien connu par la société AIRBUS. Il existe, au sein de l'entreprise, une expertise, des exigences et des spécifications. Notre étude s'inscrit dans la continuité de ce savoir-faire.

II.1.2.1 Métal de base et préparation des coupons avant soudage

Dans la terminologie du soudage, les deux plaques à souder sont appelées coupons bruts. Une fois soudée, la plaque prend le nom de coupon soudé.

Coupon brut

Le métal de base est en alliage de Titane TA6V $\alpha\beta$, obtenu par laminage de tôle de 12 mm d'épaisseur de taille 2000x1000 mm. Une épaisseur de 3,5 mm a été enlevée par usinage de part et d'autre avec une fraise à surfacer, afin d'obtenir une épaisseur finale de 5 mm. Pour lisser les stries d'usinage, un polissage aux disques à lamelles abrasives de granulométrie 80 a été réalisé. Il est à noter que l'orientation de la plaque, liée au sens de laminage, n'a pas été considérée pour la réalisation des coupons

bruts. Deux tailles de coupon brut ont été choisies : 495x100x5 mm et 200x100x5 mm. Les premiers serviront à la réalisation des éprouvettes, les seconds, à la mise au point du cordon de soudure.

Préparation des plans de joint

Les bords des deux coupons bruts en contact sont appelés les plans de joint. Ces derniers font l'objet d'une attention particulière car la présence de porosités est en partie liée à la qualité de leur préparation. Nous avons réalisé les étapes de préparation suivantes. Dans un premier temps, les coupons ont été nettoyés à l'aide de lingettes imbibées d'acétone. Puis les plans de joint ont subi un blanchiment par une action mécanique manuelle réalisée avec un abrasif, enfin, un dernier passage de lingette a été appliqué.

II.1.2.2 Machine de soudage et bridage

La table de soudage est placée sur un rail qui lui permet de se déplacer de l'enceinte de soudage vers l'extérieur de celle-ci. Les opérations de mise et de maintien en position des coupons à souder se font à l'extérieur de l'enceinte. La Figure II-7 présente la table de soudage à l'extérieur de l'enceinte avec les systèmes de bridage utilisés. La mise en position (Figure II-6) est réalisée dans un premier temps pour le coupon brut A, par l'intermédiaire d'une liaison linéaire rectiligne suivant l'axe y et par celui d'une liaison ponctuelle suivant l'axe x. Le coupon A sert de référence pour la mise en position du coupon brut B, il est arrêté en translation suivant l'axe y par le coupon A et suivant l'axe x par une ponctuelle. Les plaques sont peu rigides, longues, fines et en matériaux à faible module d'élasticité. C'est pourquoi, trois appuis suivant l'axe z ont été réalisés par l'intermédiaire de cylindres. Le maintien en position est réalisé avec huit serre-joints, placés en opposition des éléments de contact. Afin de minimiser la dispersion de ces étapes, elles sont menées par un unique opérateur.

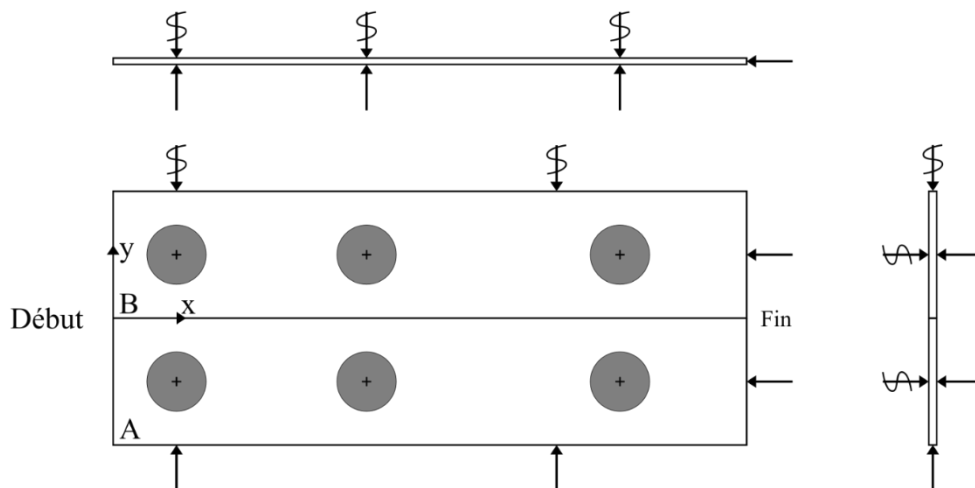


Figure II-6 : Schéma de la mise en position des coupons bruts.

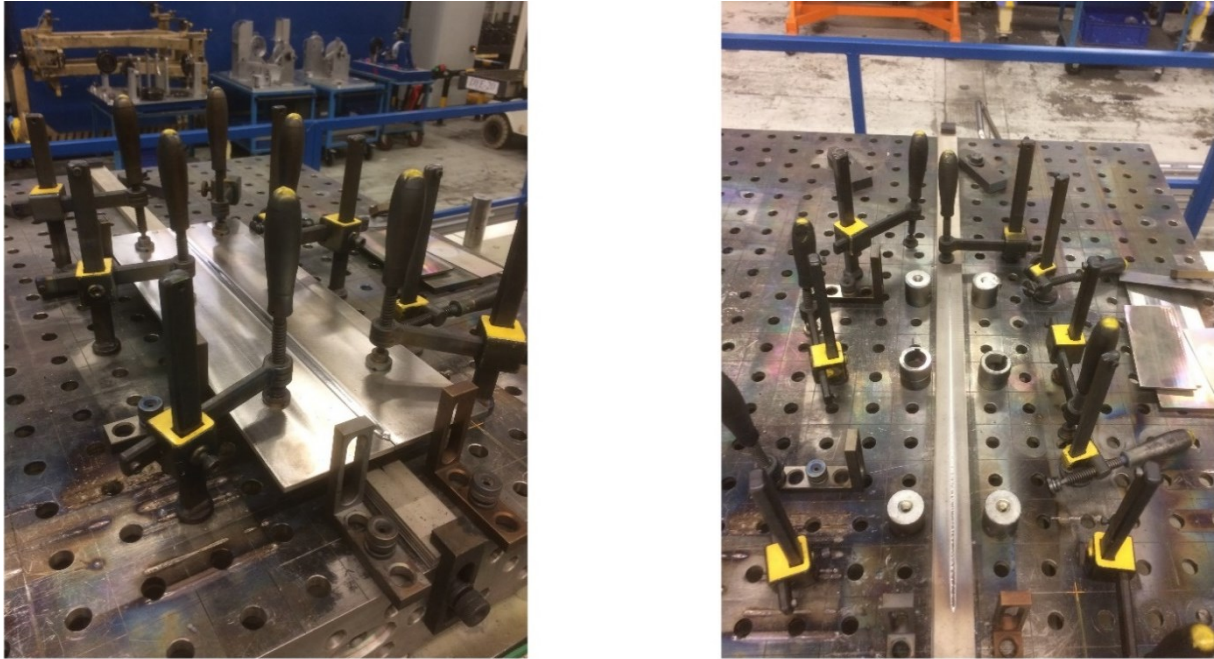


Figure II-7 : Table de soudage : (gauche) Coupon soudé bridé ; (droite) Plaque martyre sous le coupon soudé permettant l'arrêt du faisceau d'électrons.

II.1.2.3 Mise au point du cordon

Le jeu de paramètres du procédé de la première passe a pour but d'optimiser la racine, le second jeu a pour but d'améliorer la passe de lissage. L'optimisation a été réalisée par critère géométrique, sans utilisation de moyen de quantification, uniquement avec l'aspect visuel. Le critère géométrique a été choisi au vu des constats présents dans la littérature. Pour la racine, nous avons cherché à diminuer l'angle de mouillage (auss appelé angle de raccordement) afin d'avoir la géométrie la plus lisse possible. De plus, afin de garantir le contrôle des géométries du cordon, aucune projection n'a été acceptée. La phase de mise au point de la racine a débuté par la réalisation de cordon en pleine matière, avec plus de 70 lignes de fusion, et s'est poursuivie avec la validation des paramètres sur joint bout à bout, avec des coupons dédiés. La configuration qui a permis de répondre au mieux à nos attentes est obtenue avec un faisceau surfocalisé et sans vibration. Il est à noter que la formation du trou de serrure a été observée pour cette épaisseur pour la première passe. La mise au point de la passe de lissage a été rapide, seules quelques lignes de fusion réalisées en pleine matière ont permis d'aboutir à une configuration rendant le cordon lisse. La stratégie retenue est de surfocaliser le faisceau en augmentant l'intensité de focalisation. Le bain de fusion reste en surface, et contrairement à la première passe, il n'y a pas de formation de trou de serrure. Dans le but de garantir la répétabilité de la passe de lissage, il est impératif d'avoir un temps entre la première et la seconde passe. En effet, nous avons constaté que la première passe préchauffait la plaque, et que la seconde passe y était sensible.

II.1.3 Contrôles non destructifs de production sur les coupons soudés

II.1.3.1 Contrôle RX

Les plaques contrôlées par radioscopie de production ont été radiographiées par le tomographe ENSMA de précision $1 \text{ px} = 10 \text{ }\mu\text{m}$ (Figure II-8). Le but de cette analyse est de quantifier et localiser les porosités au sein du joint.

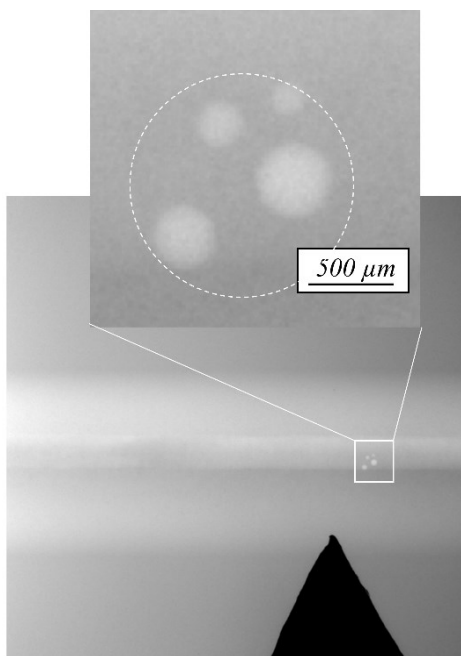


Figure II-8 : Cluster de porosités de la plaque 6 ($1 \text{ px} = 10 \text{ }\mu\text{m}$).

II.1.3.2 Mesure de distorsion du coupon soudé

Les contraintes résiduelles ont tendance à créer des distorsions entre les plaques soudées, celles-ci sont d'autant plus marquées pour les cordons possédant une taille non constante dans l'épaisseur de la plaque. Dans le but de réduire au maximum les distorsions, un traitement thermique peut être appliqué. Afin de connaître l'ordre de grandeur des distorsions sur un coupon soudé avec passe de lissage, de taille $495 \times 200 \times 5 \text{ mm}$, deux d'entre eux ont subi une mesure de planéité (Figure II-9, a). La méthode pour évaluer celle-ci, consiste à réaliser un appui plan par l'intermédiaire de trois appuis ponctuels, placés comme indiqué sur le schéma Figure II-9, b. Les appuis sont positionnés à la même hauteur de l'axe z grâce à des cales. Le plan de référence étant défini, les mesures sont réalisées en chaque point du quadrillage, soit 54 points, à l'aide d'un comparateur. Enfin, les mesures de déplacement obtenues sont retranchées de la mesure de déplacement liée au poids propre de la plaque, celle-ci étant déterminée par calcul analytique. La déformée suivant l'axe x est typique de celle retrouvée sur coupon soudé, elle est de forme parabolique où l'extremum est positionné au centre de la plaque (Figure II-9, b). Les valeurs sont données dans le Tableau II-2, celles-ci sont faibles au regard des dimensions de la plaque et de l'application de la passe de lissage.

Plaque soudée 2	Plaque soudée 3
1,20 mm	2,20 mm

Tableau II-2 : Mesure de distorsion maximale obtenue pour les plaques 2 et 3.

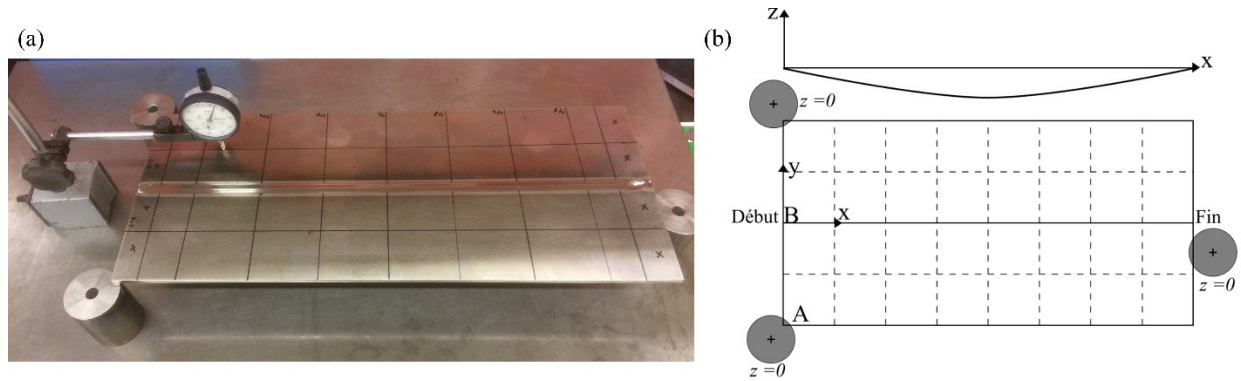


Figure II-9 : (a) Coupon soudé sur trois appuis, placé sur un marbre ; (b) Point de mesure et allure de distorsion.

II.1.4 Mise en éprouvettes des coupons soudés

II.1.4.1 Géométrie des éprouvettes de fatigue

Le choix de la géométrie des éprouvettes est piloté par trois grandes contraintes qui sont : la non-rupture dans la tête de l'éprouvette, l'encombrement imposé par la zone de prélèvement et l'encombrement imposé par la machine d'essais. Il est à noter que la géométrie de l'éprouvette est cruciale pour réussir l'essai, c'est pourquoi, nous avons décidé de détailler nos choix de conception. Les normes en vigueur dans le secteur de l'aéronautique qui définissent les géométries d'éprouvettes de fatigue n'ont pas pu être appliquées [EN 6072:2010]. En effet, celles-ci sont dessinées spécifiquement pour des essais réalisés par l'intermédiaire de mors hydrauliques, or ce n'est pas la technologie utilisée dans le laboratoire. En effet, nous employons la technologie des mors par plaquettes avec obstacle mécanique - goupille - où la pression est appliquée par l'intermédiaire de vis. Toutefois, nous avons respecté pour notre éprouvette dite « *grande éprouvette* » (Figure II-10), la longueur de section utile préconisée dans la norme relative à la fatigue des composants soudés [PD ISO/TR 14345, 2013]. Celle-ci, préconise une longueur minimale de 6 fois l'épaisseur de l'éprouvette, soit 30 mm pour une épaisseur de 5 mm. Cette règle a pour but de diminuer la rigidité, suivant l'axe de l'épaisseur, de l'éprouvette et ainsi diminuer l'influence de la machine sur les résultats en fatigue. Une partie dédiée à l'impact de la machine sur les résultats en fatigue est exposée en Annexe D.

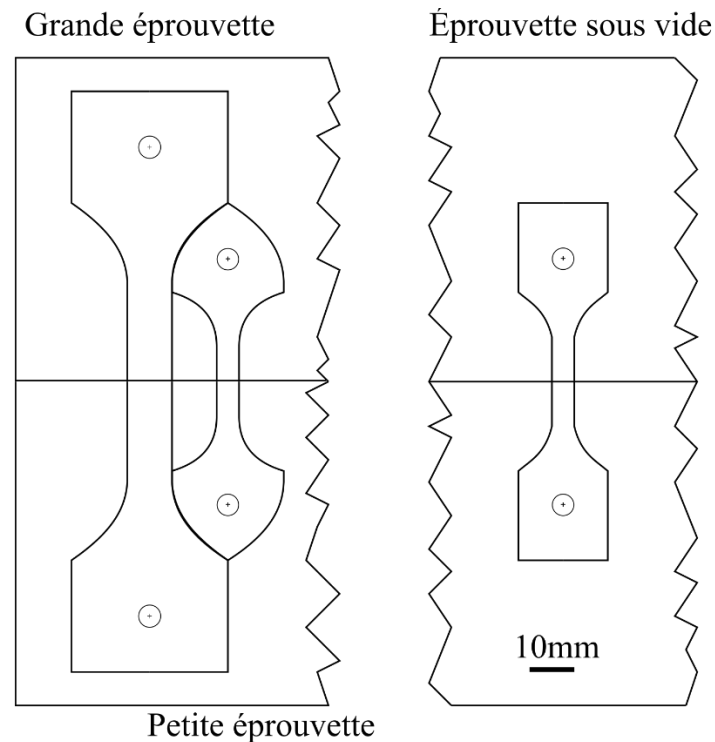


Figure II-10 : Éprouvettes au sein du coupon soudé.

Pour les éprouvettes dites « *petites éprouvettes* » et « *épreuves sous vide* » cette norme n'a pas pu être appliquée pour des problématiques d'encombrement. En effet, les petites éprouvettes sont dessinées pour valoriser des chutes entre deux grandes éprouvettes, d'où leur forme particulière dans les têtes. Dans l'étude, elles sont principalement dédiées à la réalisation d'essais en présence de défauts artificiels, ceux-ci étant réalisés sur les champs de l'éprouvette, proches de l'axe neutre, ils sont peu sensibles à la rigidité de la machine. Pour l'éprouvette sous vide, l'encombrement est aussi réduit car la machine a une course limitée, liée à la présence de l'enceinte permettant de réaliser le vide.

La section travaillante de la grande éprouvette a été choisie pour respecter les capacités de charge de la machine. En fonction de celles-ci, la taille de la tête a été dimensionnée afin d'avoir un rapport « largeur de tête/ largeur travaillante » minimal de 3,5 (Tableau II-3). Ce rapport, élevé, est lié à l'utilisation du TA6V. Pour les petites éprouvettes, le choix de la section travaillante n'a pas été piloté par la capacité de la machine (car bien inférieure aux grandes éprouvettes) mais par le rapport entre la tête et la section travaillante. En effet, celui-ci a été augmenté par rapport aux grandes éprouvettes, afin de pallier la forme particulière de la tête qui réduit la surface de maintien. Pour finir, la section de l'éprouvette sous vide a été dimensionnée pour respecter les capacités de charge de la machine d'essais, la taille de la tête n'est pas optimisée, car ce sont des essais spécifiques de très petite série.

	Section travaillante [mm ²]	Rapport (largeur tête) / (largeur travaillante)	Longueur de la section travaillante [mm]	Nombre produit
Grandes éprouvettes	60	3,75	60	120
Petites éprouvettes	40	4,12	20	90
Éprouvettes sous vide	25	6	18	15
Éprouvettes métal de base	40	5,62	60	5

Tableau II-3 : Caractéristiques métrologiques des éprouvettes d'épaisseur 5 mm.

II.1.4.2 Rupture en tête d'éprouvette

Malgré une géométrie d'éprouvette respectant des critères dimensionnels qui ont pour but d'éviter les amorçages parasites, nous avons été confrontés à des avaries. Des amorçages ont eu lieu dans la tête à deux endroits : trou de goupille et surface proche de la sortie (Figure II-11, a). Pour cette dernière, ils sont dus à la sur-contrainte engendrée par le grip présent en surface des plaquettes (Figure II-11, b). En effet, celui-ci permet d'augmenter l'adhérence des surfaces mais augmente les risques de fretting fatigue. Il est à noter que les amorçages en tête sont susceptibles d'arriver à des niveaux de charge élevés, à partir de $\sigma_a=220$ MPa à $R=0,1$, cette valeur correspond à la limite haute des essais réalisés sur éprouvettes soudées. Nous n'avons donc perdu que très peu d'essais sur éprouvettes soudées. En revanche, les sections travaillantes des éprouvettes en métal de base ont dû être réduites, de 60 mm² à 40 mm². L'ajustement entre l'alésage de l'éprouvette et la goupille a un rôle sur l'amorçage dans cette zone. En effet, le passage d'un ajustement avec jeu (tolérance H7 /g7) à un ajustement serré a conduit l'amorçage en tête à un niveau de charge très faible ($\sigma_a=120$ MPa à $R=0,1$) (Figure II-11, c).

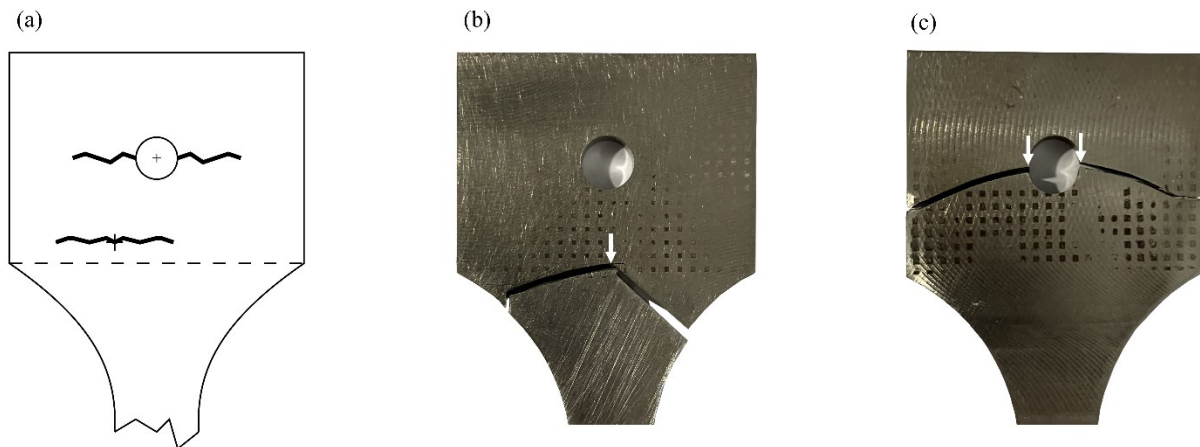


Figure II-11 : (a) Schéma des deux types d'amorçage en tête ; (b) Amorçage sur le grip de sortie (c) Amorçage en trou de goupille.

II.1.4.3 Préparation des éprouvettes

Les éprouvettes sont contournées dans le coupon soudé via un usinage par électroérosion à fil. Celui-ci confère un état de surface néfaste pour la fatigue qui doit être ôté par polissage [Léopold, 2011]. Le polissage doit permettre de reporter l'amorçage de la zone découpée aux raccordements du joint ou aux porosités. La procédure choisie est l'enlèvement de la couche électro-érodée au papier abrasif de grain 80 sur une profondeur d'au minimum 25 μm . Les rayures générées par ce papier sont également enlevées avec les papiers de taille 300 et 800, de même pour les arêtes vives qui sont cassées manuellement.

II Structure soudée et méthodes expérimentales

Le polissage des éprouvettes en métal de base est plus critique, en effet, les amorçages ont lieu directement sur les surfaces polies. Une épaisseur de 150 μm est enlevée au papier de grain 80 sur chaque côté, afin de s'affranchir de l'effet délétère du procédé d'électroérosion. Le polissage de la surface est réalisé jusqu'au papier taille 4000. Les arêtes vives sont cassées manuellement avec les papiers de grain supérieur à 800. A noter, le polissage est réalisé par une machine automatique pilotée sur trois axes permettant d'obtenir un enlèvement de matière régulier sur la surface (Figure II-12).

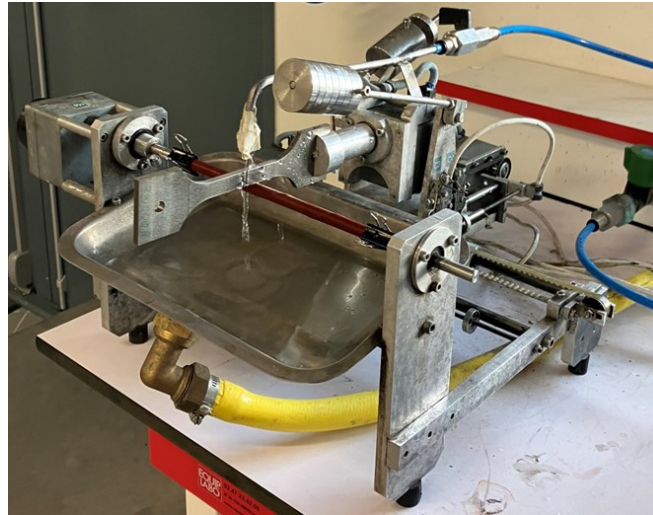


Figure II-12 : Machine de polissage trois axes.

II.1.4.4 Nomenclature et repère de référence

Vingt coupons soudés (10 de dimensions 495x200x5 mm et 10 de dimensions 200x200x5 mm) ont été utilisés pour la fabrication des éprouvettes. La dénomination choisie pour les plaques correspondant à un coupon soudé de taille 495x200x5 mm est un unique numéro. Pour les coupons soudés de taille 200x200x5 mm c'est un numéro suivi de la lettre « s ». Les éprouvettes suivant des étapes de préparation et d'analyse qui doivent être tracées, nous avons choisi de les nommer afin de simplifier leur classification (Figure II-13). La dénomination commence par *TW* comme *Tension Welding*, suivie par un chiffre qui correspond au numéro de l'éprouvette. Celui-ci commence par 1 pour l'éprouvette la plus proche du début de cordon et suit un ordre croissant selon la direction de soudage. Ensuite, après le caractère *underscore*, le numéro de plaque est inscrit. Pour les petites éprouvettes, la dénomination commence par *TWs* comme *Tension Welding small* et le reste de la dénomination suit la même logique que les grandes éprouvettes. Le coupon soudé est composé de deux coupons bruts notés A et B, ils sont définis lors du bridage des plaques sur la table de soudure. Cette information est retranscrite sur le nom de l'éprouvette par l'intermédiaire des lettres A et B présentes à la fin de la dénomination.

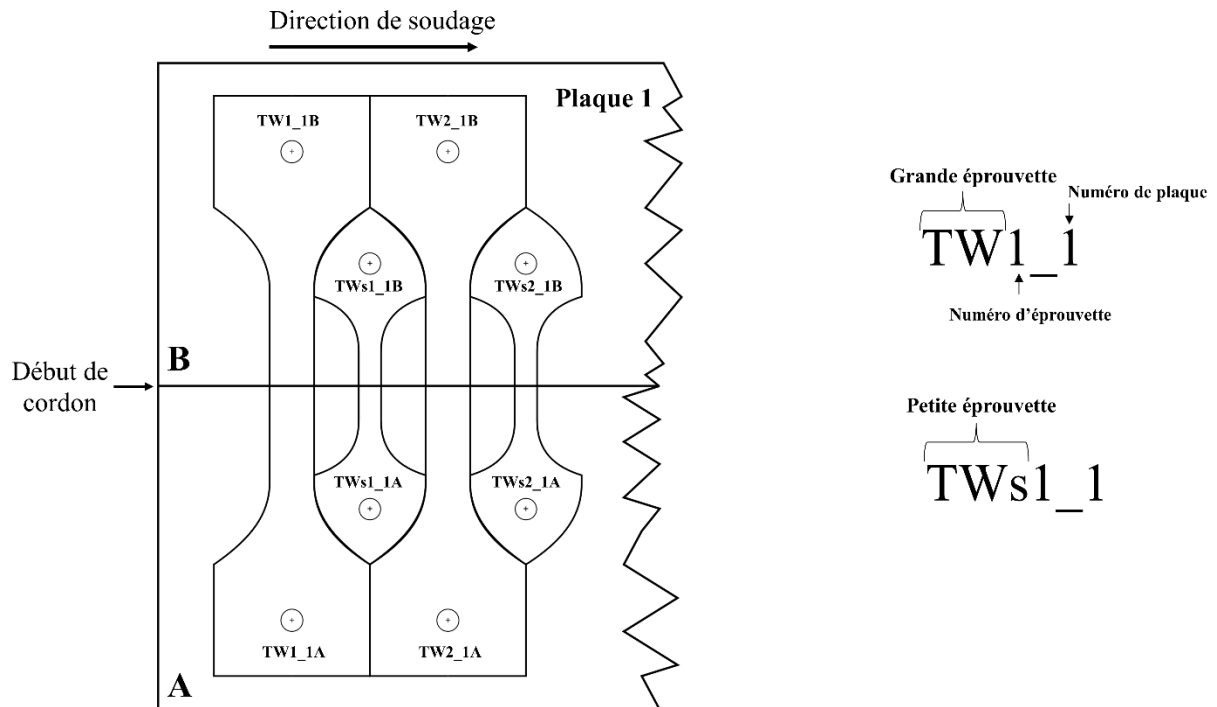


Figure II-13 : Dénominations des éprouvettes de grande et petite taille.

II.1.4.5 Prélèvement des éprouvettes dans les coupons soudés

Le prélèvement doit se faire par l'intermédiaire d'un usinage par électroérosion à fil, celui-ci permet un temps et un coût d'usinage plus compétitifs que le procédé conventionnel. De plus, la quasi-totalité du coupon soudé est exploitable par l'absence de surépaisseur d'usinage. Chaque coupon soudé possède son propre plan de prélèvement, défini en fonction des défauts internes ou des défauts de surface rencontrés par les CND de production. Un exemple est donné en Figure II-14, la plaque 5 s'est ouverte lors de la fabrication et a été considérée comme non conforme, une éprouvette a été placée sur le point d'instabilité et d'autres dans la zone où le cordon a un manque d'épaisseur.

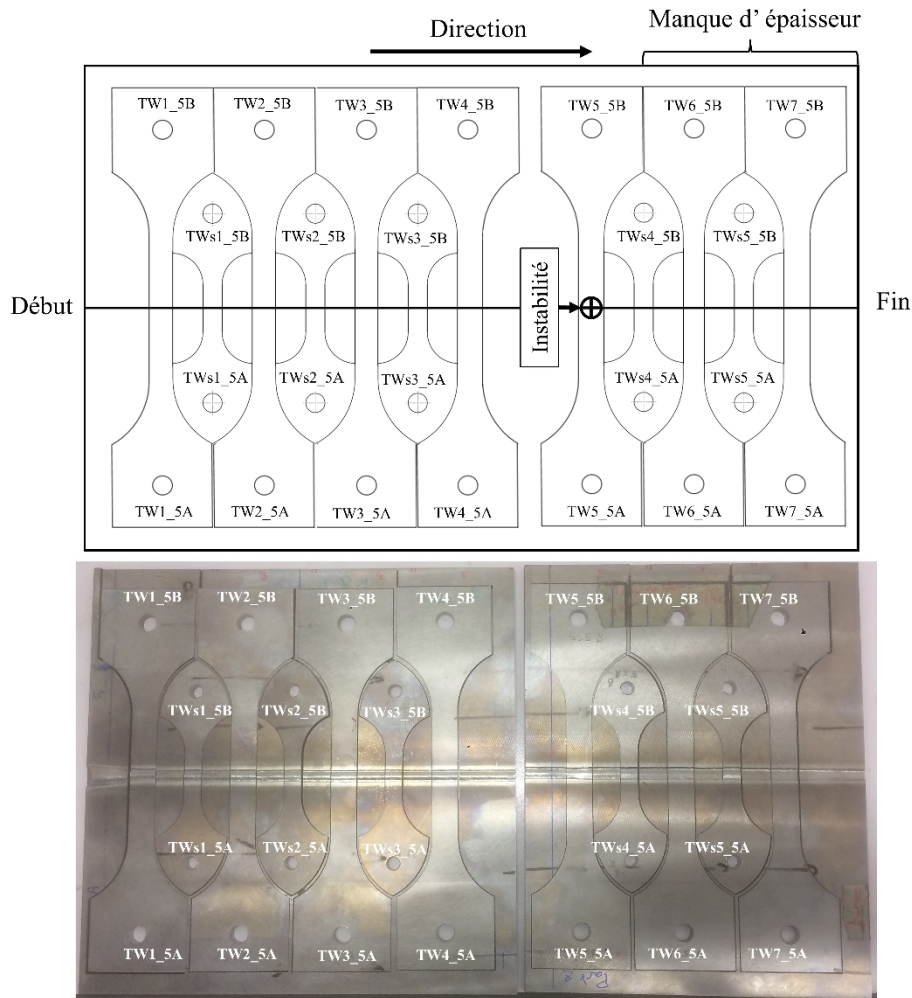


Figure II-14 : Prélèvements réalisés sur la plaque 5, plaque ouverte durant le soudage.

II.2 Essais de fatigue

II.2.1 Essais par paliers

La méthode des paliers est le cœur de notre stratégie d'essais, en effet, elle permet de faire le lien entre la limite de fatigue et un défaut ou une géométrie de l'éprouvette. Elle consiste à réaliser des paliers de chargements successifs, jusqu'à la rupture de l'éprouvette. La limite de fatigue est ensuite déduite avec le palier à rupture et celui qui le précède via l'Équation II-1, avec σ_n : contrainte appliquée sur le palier à rupture, σ_{n-1} : contrainte appliquée sur le dernier palier à non-rupture et N_R : nombre de cycles à rupture. Il est à noter que le palier est réalisé à chargement constant et le nombre de cycles de celui-ci est de 10^6 . La méthode a été développée par Maxwell et Nicholas [Maxwell et Nicholas, 1999], puis reprise par Bellows pour le titane TA6V [Bellows, 1999]. Il compare les limites de fatigue obtenues conventionnellement sur courbe S-N, à 10^7 , à celles obtenues par la méthode des paliers et montre que cette dernière est statistiquement valide à température ambiante, pour des augmentations entre chaque palier de 3 à 5%. A noter, les échantillons sont lisses et sollicités à rapports de charge -1 ; 0,1 ; 0,5 et 0,8.

II Structure soudée et méthodes expérimentales

Nous supposons que cette méthode est capable de donner une limite de fatigue correcte en présence de concentrateur de contrainte, pour des paliers à 10^6 et pour des augmentations entre chaque palier de 5% à 10%, soit une augmentation des paliers de 10 MPa sur l'amplitude des contraintes.

$$\sigma_D = \frac{N_R}{10^6} * (\sigma_n - \sigma_{n-1}) + \sigma_{n-1} \quad \text{Équation II-1}$$

II.2.2 Essais pour les éprouvettes de grandes et petites tailles

Les essais sont réalisés sur un vibrophore de marque Zwick Roell, d'une capacité de charge maximale de 100 kN, l'essai est piloté en force. Il permet de réaliser les essais à une fréquence de 80 Hz, ainsi, le temps de réalisation d'un palier de 10^6 cycles est d'environ 3h. Les éprouvettes sont reliées à la machine via un système de mors à plaquettes à obstacle mécanique (goupille). Le protocole d'essais est le suivant :

- L'alignement des mors est réalisé par l'intermédiaire d'une pièce rigide de serrage des côtés haut et bas de la machine.
- L'éprouvette est positionnée dans le système, sans serrage, puis une charge statique de 3600 N pour les petites éprouvettes et 5000 N pour les grandes éprouvettes, est appliquée par la machine. Cette charge permet de mettre en contact la goupille dans le fond de l'alésage.
- Un serrage en croix des vis de pression (M6) est effectué progressivement d'un côté de la machine puis de l'autre. Cette technique a pour but d'uniformiser la pression de contact.
- Le critère d'arrêt est réalisé sur la force, le seuil d'arrêt est de +/- 2 kN. A ce niveau de seuil, l'essai s'arrête sur une rupture totale de l'éprouvette. L'essai ne peut pas être arrêté sur la fréquence car il existe des variations de fréquence entre deux paliers, au moment de la transition entre les paliers.
- Entre deux paliers, l'amplitude des contraintes est augmentée de 10 MPa, tout en gardant le même rapport de charge.

II.2.3 Essais des éprouvettes sous vide

Les essais réalisés sous vide sont faits par l'intermédiaire d'une machine hydraulique de marque Instron d'une capacité de charge 20 kN, la fréquence d'essais est de 35 Hz (Figure II-15). La correction de l'alignement des systèmes a été faite indirectement par l'intermédiaire du mors bas. En effet, l'écrou entre le mors et la ligne n'a pas été serré, il y a donc un rotulage possible. Une éprouvette instrumentée par six jauges de déformation a permis de valider la solution. Le niveau de vide réalisé via l'enceinte est de 6.10^{-4} Pa.

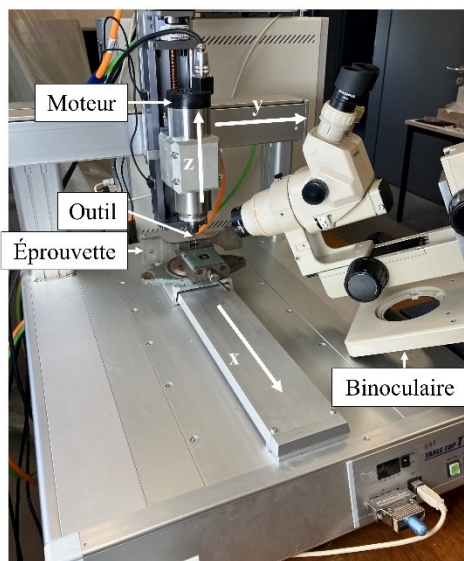


Figure II-15 : Enceinte permettant de faire le vide à 6.10^{-4} Pa.

II.3 Fabrication des défauts

L'institut Pprime est doté d'un portique trois axes, nommé « la fissureuse », permettant le maintien et le pilotage d'outils, nous l'avons utilisé pour la réalisation de caniveaux (Figure II-16, b) et de défauts (Figure II-16, a). La précision est de l'ordre de $10\ \mu\text{m}$ pour les axes x et y ; pour l'axe z elle est de $1\ \mu\text{m}$. La complexité de la réalisation de ces micro-usinages est principalement liée à la mise en contact de l'outil sur la surface, une vitesse trop importante conduirait à la rupture de l'outil. La procédure retenue est de tangenter le plus possible la surface, puis d'utiliser une binoculaire pour la phase de mise en contact (Figure II-16).

(a)



(b)

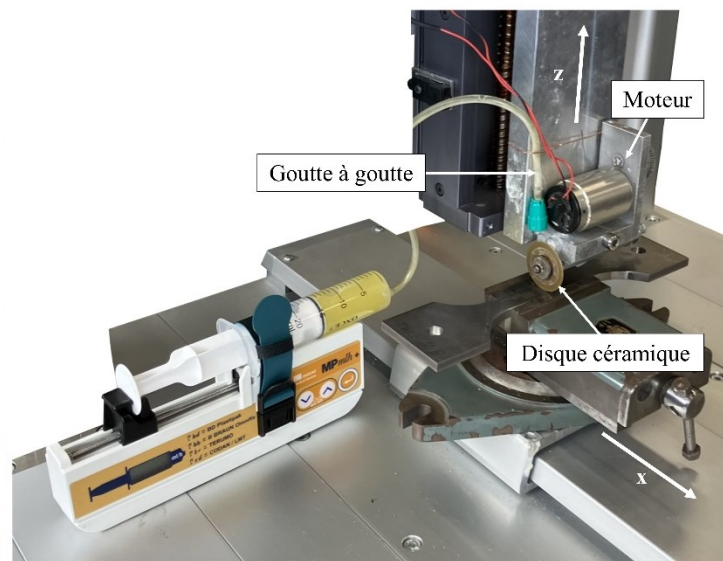


Figure II-16 : (a) Portique trois axes ; (b) Réalisation d'un caniveau artificiel.

II.3.1 Fraisage/perçage

La fabrication des défauts se fait par l'intermédiaire de foret ou de fraise. L'outil est monté avec un mandrin à pinces à ressort sur la broche d'un moteur, ce qui permet de garantir une bonne coaxialité et ainsi réduire les vibrations parasites. Les détails des paramètres de coupe et du nombre de défauts réalisés par foret sont donnés et discutés dans la Partie VI.2.2.2. Il est à noter qu'aucune lubrification n'a été utilisée pour la réalisation des défauts.

II.3.2 Fabrication des caniveaux

Pour la réalisation des caniveaux, l'axe z du portique est équipé d'un dispositif comprenant un disque en céramique (Zircone) placé sur l'axe d'un moteur. La réalisation des caniveaux se fait par l'abrasion de la matière par le contact du disque en présence de poudre diamantée de 6 μm . La poudre est placée sur la zone d'abrasion via un dispositif de goutte à goutte. Les temps de fabrication sont longs afin d'éviter les modifications microstructurales et l'ajout de contraintes résiduelles. Il faut compter une avance de 8 μm par heure. A chaque réalisation d'un nouveau caniveau, le disque est affuté, afin de retrouver sa capacité de pénétration. En effet, celui-ci a tendance à s'émousser au fur et à mesure du temps passé en contact avec la pièce. Pour cela, il est placé à 30° contre une paroi couverte de papier à polir d'une granulométrie de 320.

II.3.3 Electro érosion par enfonçage

Des défauts ont été réalisés par l'intermédiaire d'un procédé d'usinage par électro érosion par enfonçage. L'outil utilisé est un fil de cuivre fixé sur une canne en bronze par l'intermédiaire de colle et de scotch conducteur, cette canne est ensuite montée sur la broche de la machine. La différence de potentiel entre l'électrode (fil de cuivre) et la pièce à usiner crée des décharges électriques qui enlèvent de la matière au fil et à la pièce.

II.4 Caractérisation géométrique d'une jonction bout à bout

II.4.1 Géométrie réaliste représentative de la zone d'amorçage

Dans cette étude, nous avons fait le choix de travailler uniquement avec un profil 2D obtenu par l'interpolation entre deux points du mapping 3D de la pièce totale (Figure II-17), de précision 1,4 point/10 μm . Les points d'interpolation sont placés de façon à obtenir un profil représentatif de la zone d'amorçage. Le logiciel Alicona permet ensuite d'en extraire le profil 2D idéalisé. L'utilisation du profil 2D intervient à deux reprises dans nos travaux : il est employé directement dans un modèle élément fini ou traité afin d'obtenir le jeu de paramètres géométriques idéalisés (partie II.4.2). Il est à noter que le profil représentatif est obtenu pour chaque éprouvette possédant une géométrie de cordon.

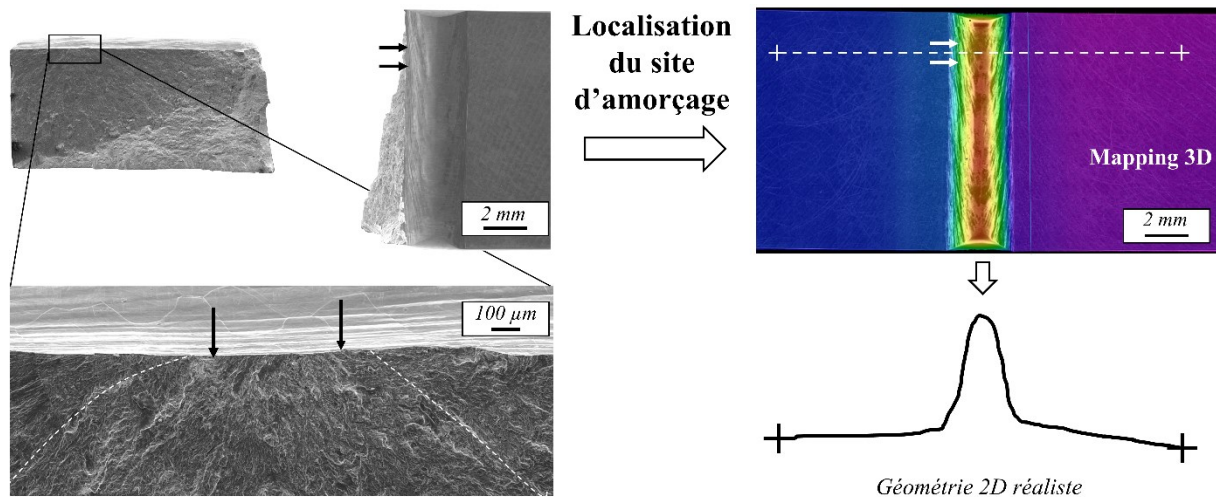


Figure II-17 : Procédure d'obtention de la géométrie réaliste représentative de l'amorçage.

Nous allons maintenant présenter la démarche retenue pour obtenir le profil 2D. Après l'opération de polissage des champs de l'éprouvette, et après nettoyage, celle-ci est scannée via un microscope optique 3D Alicona (Figure II-18). Le mapping 3D étant obtenu, l'essai fatigue par paliers peut être réalisé. Celui-ci entraîne la rupture de l'éprouvette systématiquement sur un unique site d'amorçage. Une analyse du faciès de rupture par MEB permet de remonter au site d'amorçage. Ce sont les joints de l'ex-grain β formés durant le refroidissement et les rayures liées aux multiples manipulations des éprouvettes, qui permettent de faire le lien entre les images MEB et le mapping 3D. Ainsi, la localisation du site d'amorçage sur le mapping 3D peut être effectuée.

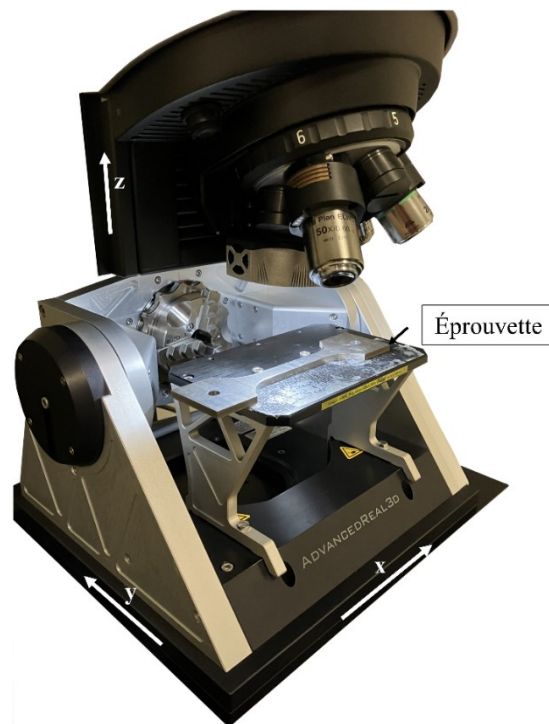


Figure II-18 : Microscope optique Alicona utilisé pour les mesures de topographie de surface.

II.4.2 Géométrie idéalisée

II.4.2.1 Méthodes de détermination de la géométrie

La géométrie idéalisée du joint est obtenue par le traitement du profil du cordon, ce dernier est composé d'une partie ondulatoire et d'une partie rugueuse. Nous avons dénombré trois méthodes, appelées *méthodes de détermination*, qui permettent d'obtenir la géométrie idéalisée. Le choix de la méthode est conditionné par l'importance attribuée à la partie rugosité. Or, celle-ci dépend fortement du matériau soudé, il est communément admis que la sensibilité à la rugosité est proportionnelle à la traction ultime (R_m). Ainsi, le choix de la méthode de détermination doit être fait au regard du matériau soudé. Le couple de paramètres obtenus via la méthode de détermination est ρ et α , respectivement rayon et angle de raccordement (Figure II-19, a).

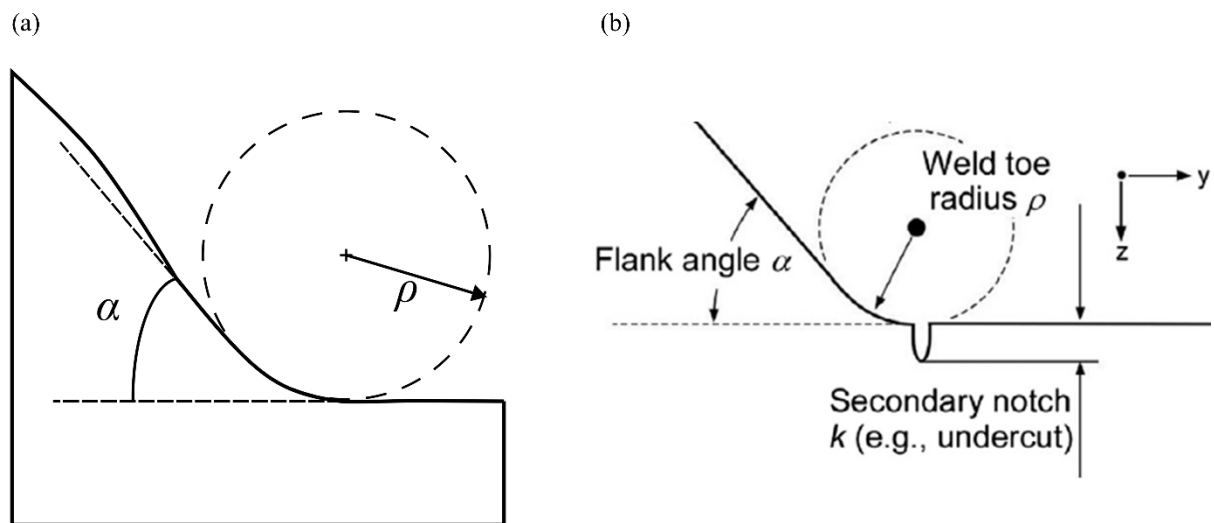


Figure II-19 : (a) Couple ρ et α , respectivement rayon et angle de raccordement ; (b) « Entailles secondaires » notées k , paramètre proposé par Schork [Schork et al. 2018].

Kobayashi propose une méthode appelée « *méthode de la tangente à la distance l* » (Figure II-20, a) [Kobayashi, 1977]. Elle consiste à interpoler, par une droite, le flan global du cordon et, par une autre droite, le métal de base. L'intersection de ces droites devient le point de référence (point A). A une distance l de ce point suivant la direction des deux droites, deux autres droites perpendiculaires aux premières sont tracées. L'intersection de ces deux nouvelles droites est le centre du cercle, le rayon ρ est ensuite déterminé par la tangente de ce cercle aux droites. Cette méthode permet certes d'obtenir un jeu de paramètres, mais dépend de la longueur l , le rayon de raccordement obtenu est totalement fictif.

Lieurade et ses co-auteurs proposent aussi d'identifier le jeu sur la géométrie globale du joint, mais avec une toute autre méthode, elle sera appelée « *méthode du plus grand rayon* » [Lieurade et Huther, 2000]. Elle consiste à interpoler, par une droite, le flan global du cordon et, par une autre droite, le métal de base. Ils font ensuite passer par l'intersection de ces droites le plus grand cercle possible ne pénétrant pas la matière.

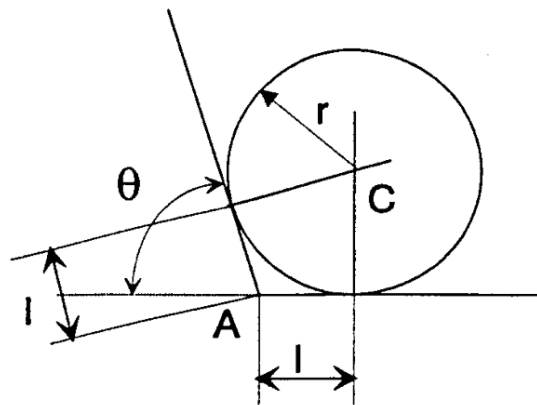


Figure II-20 : « Méthode de la tangente à la distance l » [Kobayashi, 1977].

Les deux méthodes présentées sont intéressantes mais n'ont pas été retenues car elles donnent une description trop macroscopique de la géométrie de cordon. Nous avons choisi une méthode qui permet d'obtenir une description plus locale, ce choix est piloté par le matériau de l'étude. La « **méthode du plus petit rayon** », recommandée par l'IIS et décrite par Lieurade, a été retenue [Lieurade, Bignonnet et Wyseur, 1990] :

1-Elle préconise de faire tangenter en un maximum de points de la zone de raccordement du cordon au métal de base, un cercle du plus petit rayon possible (Figure II-21, a).

2-Les derniers points de tangence permettent de définir l'angle de raccordement (Figure II-21, b).

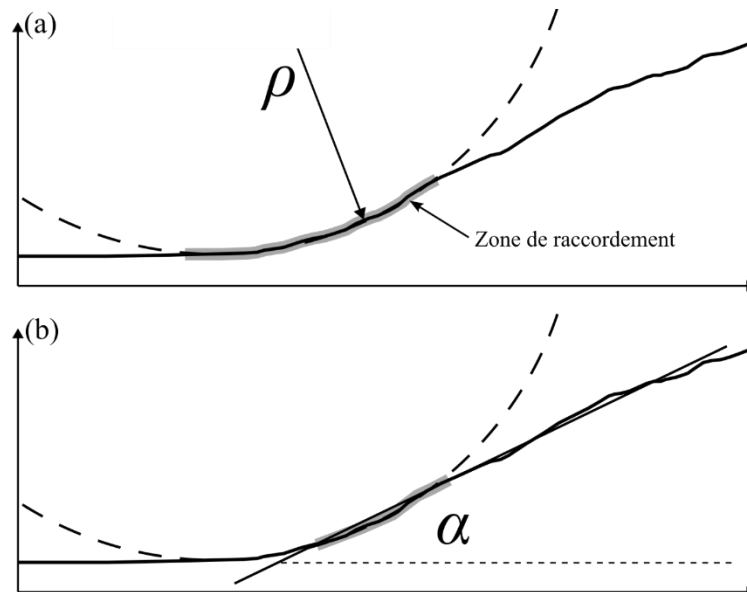


Figure II-21 : « Méthode de détermination du plus petit rayon », méthode retenue pour la suite de l'étude. (a) Zone grise = points d'interpolation du cercle ; (b) Zone grise = points d'interpolation de la droite.

Afin de mieux capter l'effet lié à la rugosité, Schork et ses co-auteurs, en plus des paramètres géométrique ρ et α , proposent d'intégrer un nouveau paramètre, appelé « entailles secondaires » noté k (Figure II-19, b) [Schork et al, 2018]. Celui-ci peut être vu comme un paramètre géométrique traduisant l'effet de la rugosité de surface, qui ne peut pas être retranscrit uniquement par ρ et α . Les auteurs

démontrent l'importance de ce nouveau paramètre, qui est selon eux essentiel notamment pour les aciers à dureté élevée.

II.4.2.2 Définition des paramètres géométriques du caniveau

Les méthodes de détermination ont été développées initialement sur des cordons réalisés avec métal d'apport, celui-ci permettant d'obtenir un joint sans caniveaux. Pour les soudages sans ajout de matière comme le FE, la présence de caniveaux sur la zone du pied est intrinsèque et doit donc être considérée. Nous avons choisi de caractériser le caniveau, par l'introduction de quatre nouveaux paramètres géométriques : p , l , ρ' et α' (Figure II-22).

p : profondeur de caniveau

l : largeur de caniveau

ρ' : rayon de sortie

α' : angle de sortie

Ils sont obtenus par les méthodes suivantes :

- 1- La profondeur de caniveau p est évaluée entre le premier point à l'extérieur du caniveau et le fond du caniveau.
- 2- La largeur de caniveaux l est évaluée entre le premier point à l'extérieur du caniveau et sa projection longitudinale sur le flan de cordon.
- 3- La zone entre le fond du caniveau et la sortie est tangente en un maximum de points par un cercle du plus petit rayon possible. Le rayon de celui-ci est le ρ' .
- 4- Les derniers points de tangence permettent de définir l'angle de sortie α' .

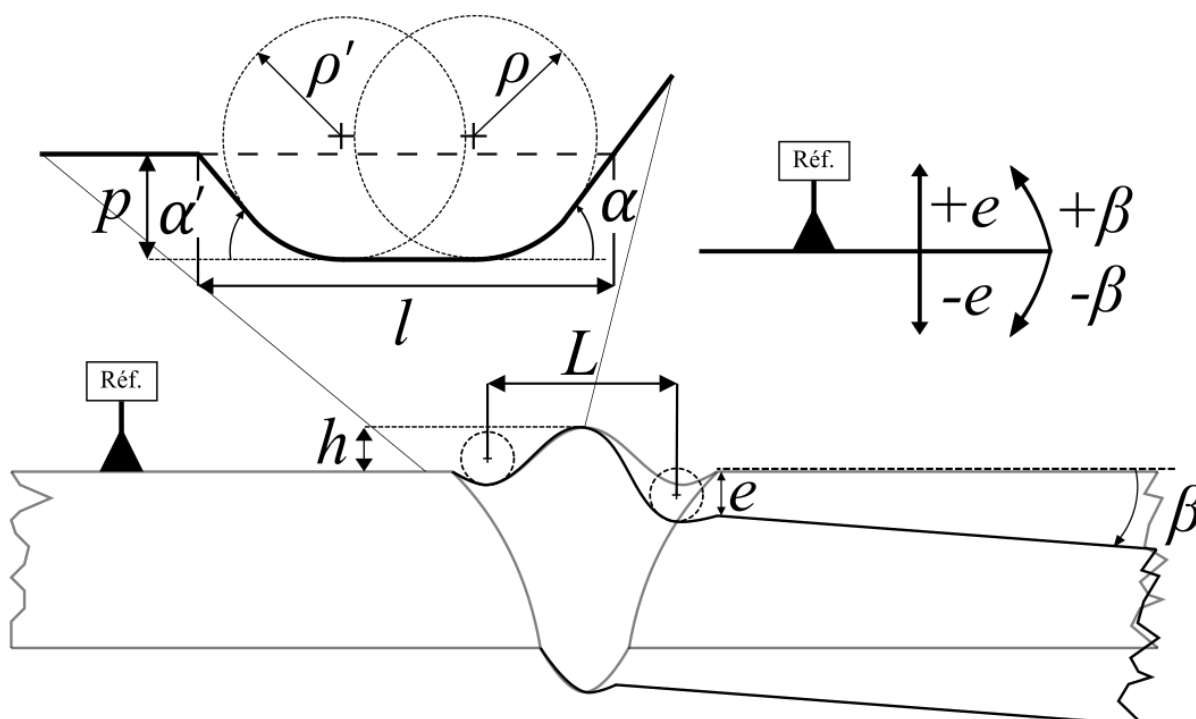


Figure II-22 : Paramètres géométriques.

II.4.2.3 Définition des paramètres de la géométrie globale du cordon et des désalignements

Maintenant que la géométrie idéalisée de la zone de raccordement a été présentée, nous allons nous pencher sur des particularités géométriques plus globales du joint. Elles sont au nombre de quatre, notées : L , h , e et β . Il est à noter que la référence « Réf » sur le schéma (Figure II-22) est une droite obtenue par l'interpolation des points éloignés de la zone centrale, correspondant à la plaque A.

L : largeur de cordon

h : hauteur de cordon

e : désalignement radial

β : désalignement angulaire

Ils sont obtenus par les méthodes suivantes :

- 1- La largeur de cordon L correspond à la distance entre les centres des cercles des rayons de raccordement, la direction est parallèle à la surface de référence.
- 2- La hauteur de cordon h correspond à la distance entre la référence et le point le plus haut du cordon, la direction est perpendiculaire à la référence.
- 3- Le désalignement radial e est obtenu entre la référence et le point de la sortie de caniveau, la direction est perpendiculaire à la référence.
- 4- Le désalignement angulaire β est l'angle entre la référence et la droite qui est obtenue par l'interpolation des points éloignés de la zone centrale.

II.4.2.4 Description du pied et de la racine

La méthode proposée, initialement prévue pour caractériser les caniveaux de pied de cordon, a aussi été utilisée pour les racines (Figure II-23). Entre le pied et la racine, la zone sollicitée n'a pas la même étendue. Pour le pied, elle est d'environ 2000 μm et pour la racine, elle est d'environ 200 μm , soit un facteur 10, or elles sont décrites avec le même nombre de paramètres. Ainsi, le poids donné aux effets locaux, type rugosité, n'est pas le même : pour le pied la description est macroscopique et pour la racine elle est locale. Pour la racine, la description avec cinq paramètres de la zone de raccordement au lieu de deux permet d'attribuer plus de poids aux effet locaux comme le suggère Schork, par l'introduction du paramètre des entailles secondaires noté k .

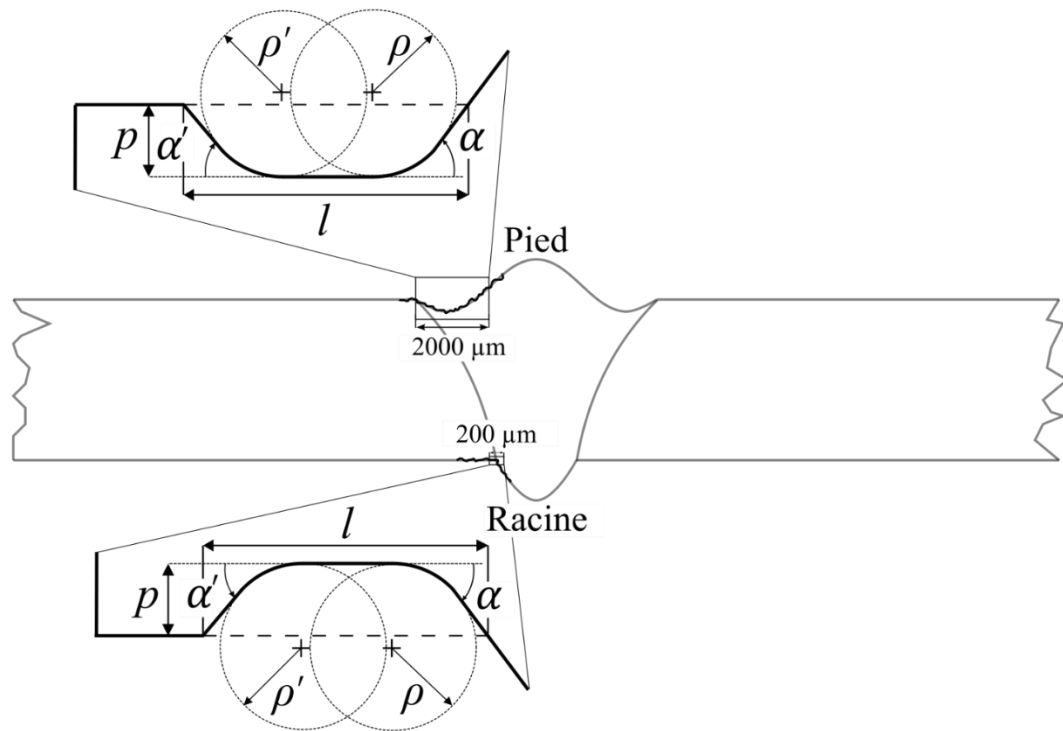


Figure II-23 : Différence entre géométrie idéalisée et réaliste pour le pied et la racine.

II.5 Méthode numérique

II.5.1 Écrouissage

Nous cherchons à obtenir le champ de contraintes, à proximité d'une singularité géométrique, à l'état stabilisé. La singularité se trouve dans un milieu sollicité en contrainte imposée à rapport de charge positif. La contrainte macroscopiquement appliquée permet d'être dans le régime de la HCF (*High Cycle Fatigue*). Dans ce cadre, les effets qu'il semble important de considérer sont : la relaxation de la contrainte moyenne et l'effet rochet. En effet, la relaxation de la contrainte moyenne est systématiquement constatée pour les rapports de charge R positifs. Un exemple est donné par Carrion et Lacourt pour des essais en déformation imposée à $R_\epsilon=0$ et $R_\epsilon=0,5$, avec différentes valeurs de déformations imposées notées $\Delta\epsilon$ [Carrion et al, 2017] [Lacourt, 2020]. Ils montrent l'impact majeur de ce phénomène, qui va même jusqu'à supprimer quasiment totalement la contrainte moyenne à partir de $\Delta\epsilon=1,6\%$. L'effet rochet, est quant à lui, propre au chargement en contrainte imposée.

Nous avons choisi un modèle d'écrouissage cinématique non linéaire proposé par Lemaitre et Chaboche, déjà implémenté dans Abaqus, afin de garantir la description de ces deux effets [Lemaitre et Chaboche, 1990]. L'équation différentielle de l'écrouissage est définie par l'Équation II-2, le tenseur $\bar{\bar{X}}$ est la variable d'écrouissage cinématique qui correspond à la position de la surface de charge dans l'espace des contraintes, ϵ^p est la déformation plastique et p la déformation plastique cumulée. Les paramètres à identifier sont au nombre de deux : C et γ . La limite d'élasticité initiale du matériau notée σ_0 , seuil à partir duquel il y a écrouissage, est également un paramètre à identifier.

$$d\bar{X} = \frac{2}{3} \cdot C \cdot d\varepsilon^p - \gamma \cdot \bar{X} \cdot dp \quad \text{Équation II-2}$$

Nous nous sommes servis des données d'essai et d'identification présentes dans la littérature afin d'identifier une loi d'écrouissage cinématique non linéaire. Les données expérimentales sont extraites de la thèse de doctorat de Lacourt. L'auteur réalise des essais de comportement cyclique à déformation imposée à $R_\varepsilon = -1$ et $R_\varepsilon > -1$ [Lacourt, 2020]. Le matériau est un titane qui a subi un traitement thermique lui conférant les caractéristiques microstructurales d'un joint soudé par faisceau laser. Lacourt procède à une identification d'un double écrouissage non linéaire réalisé sur les boucles stabilisées des essais à $R_\varepsilon = -1$, pour quatre valeurs de $\Delta\varepsilon$ qui sont 2,0%, 2,4%, 2,8%, 3,0%. L'identification est réalisée par l'intermédiaire d'un logiciel d'optimisation, les résultats sont donnés en Tableau II-4.

E [MPa]	ν []	σ_0 [MPa]	C_1 [MPa]	γ_1 []	C_2 [MPa]	γ_2 []
110000	0,32	407	536000	1500	111430	300

Tableau II-4 : Double écrouissage non linéaire identifié par Lacourt sur la base de données à $R_\varepsilon = -1$ [Lacourt, 2020].

La loi d'écrouissage, avec son jeu de paramètres, montre sa pertinence pour la description de la forme des boucles stabilisées à $R_\varepsilon = -1$. Toutefois, elle se montre inadaptée pour la prédiction des essais à $R_\varepsilon = 0$, or c'est le rapport des déformations visé. La Figure II-24, présente la différence entre les résultats expérimentaux et la simulation numérique. Les premiers points expérimentaux débutent à $\Delta\varepsilon = 0,8\%$; avant celui-ci, la déformation est trop faible pour endommager l'éprouvette. Passé ce point, la contrainte moyenne ne suit pas une tendance linéaire, comme ce pourrait être le cas pour un modèle en élasticité, mais suit une diminution progressive, jusqu'à atteindre une relaxation quasi totale de la contrainte moyenne à partir de $\Delta\varepsilon = 1,6\%$. La simulation numérique par les écrouissages identifiés à $R_\varepsilon = -1$, représentée par la courbe Figure II-24, montre son incapacité de prédiction. En effet, après l'apparition de l'écrouissage, la contrainte moyenne chute brutalement et tend vers 0.

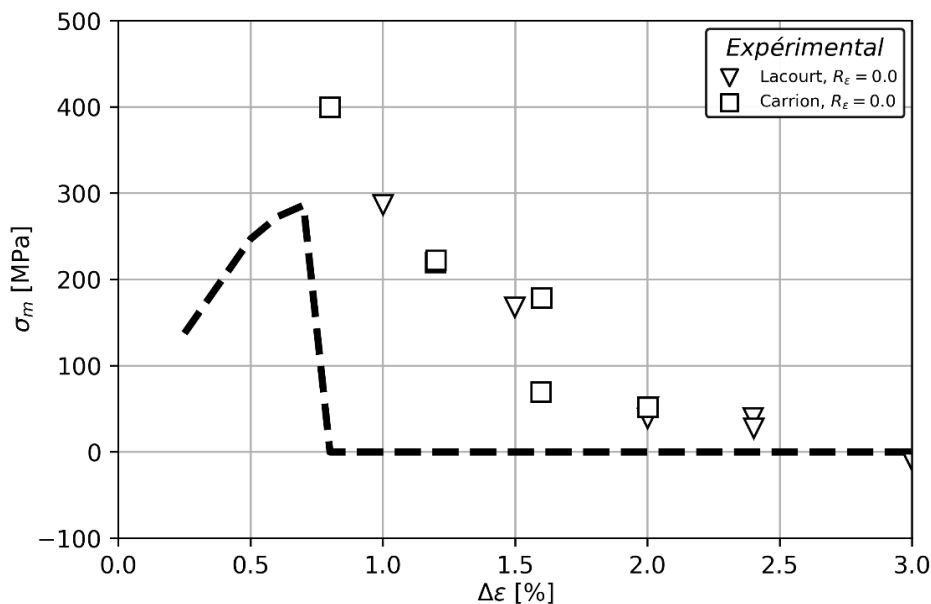


Figure II-24 : (Carrés et triangles) Courbe de relaxation de la contrainte moyenne, obtenue expérimentalement, évaluée à mi-vie ; (Courbe) Simulation avec le jeu de paramètres des écrouissages identifiés sur $R_\varepsilon = -1$.

Nous avons choisi de retarder l'écrouissage par l'augmentation de la limite d'élasticité σ_0 , afin de mieux décrire la relaxation de la contrainte moyenne. Le second écrouissage, qui permet d'augmenter la description de la forme des boucles, est enlevé car d'un ordre secondaire. Les paramètres C et γ du premier écrouissage sont conservés, en effet, ils possèdent l'information de l'écrouissage cinématique du matériau soudé. La courbe numérique obtenue par Lacourt (Figure II-24), a été retrouvée par le simple écrouissage cinématique (Figure II-25, a, courbe verte). Celle-ci a été obtenue par l'intermédiaire d'un modèle 2D, contraintes planes avec des éléments triangles quadratiques (CPS6M), ces éléments sont ceux utilisés pour la réalisation des modèles 2D de cette étude. Le modèle est composé de quatre éléments, où les conditions aux limites sont réalisées afin de ne pas bloquer l'effet Poisson (Figure II-25, b). Contrairement au nouveau modèle proposé par Chaboche qui permet d'obtenir l'allure totale de la courbe de relaxation de la contrainte moyenne par l'ajout d'un nouveau paramètre [Chaboche, Kanouté et Azzouz, 2012], celui utilisé ne permet pas d'en représenter la totalité. Il faut donc identifier σ_0 dans le but de décrire une partie de la courbe de relaxation. Nous avons fait en sorte de détailler au mieux la relaxation pour $\Delta\varepsilon$ inférieure à 1,2%, ce choix est justifié par le niveau de déformation rencontré en pied de cordon pour les géométries réalistes. Parmi les cinq valeurs de σ_0 simulées, celle de 650 MPa a été retenue. Le détail des paramètres utilisés est donné dans le Tableau II-5.

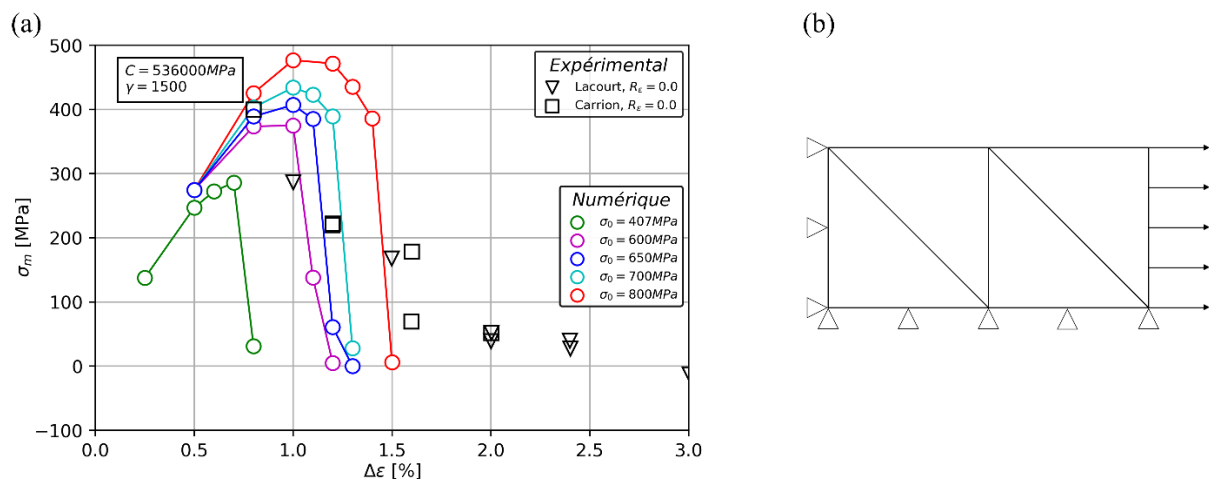


Figure II-25 : (a) Courbe de relaxation de la contrainte moyenne obtenue pour σ_0 407 MPa, 600 MPa, 650 MPa, 700 MPa et 800 MPa ; (b) Modèle 2D utilisé.

E [MPa]	ν []	σ_0 [MPa]	C [MPa]	γ []
110000	0,32	650	536000	1500

Tableau II-5 : Paramètres de la loi d'écrouissage cinématique non linéaire de l'étude.

II.5.2 Analyse de l'hétérogénéité des contraintes

II.5.2.1 Contrainte au nœud et intégration sur le volume

Dans notre étude, des valeurs locales de Crossland sont utilisées afin de quantifier l'effet de la géométrie sur la fatigue. Ces valeurs sont retrouvées dans l'étude sous les appellations : $\sigma_{cr-locale}$ ou σ_{locale} . Nous allons détailler le script permettant l'obtention de ces valeurs. Afin de pouvoir traiter le champ de contraintes obtenu via le logiciel élément fini Abaqus, un programme en langage python a été développé. Celui-ci permet d'obtenir la valeur de la contrainte au nœud, elle est appelée valeur locale. En effet, les

II Structure soudée et méthodes expérimentales

valeurs de contraintes dans le fichier de calcul sont données au point d'intégration et non au nœud. Chaque point d'intégration est associé à un volume. Pour obtenir la valeur des contraintes au nœud, le code effectue une moyenne arithmétique des points d'intégration entourant le nœud, avec pondération des volumes. Cette méthode permet d'obtenir des valeurs au nœud inférieures ou égales à celles obtenues par Abaqus Viewer avec l'interpolation *standard Avg. 75%*, avec un écart maximal de 5%.

D'autres indicateurs sont utilisés en plus de la valeur locale, il s'agit de la contrainte moyenne de Crossland, nommée $\sigma_{cr-moyenne}$ ou encore $\sigma_{moyenne}$; de l'écart-type de la contrainte de Crossland au sein du volume d'intégration, $sd(\sigma_{cr-locale})$, et de l'écart-type de la contrainte $J_{1,max}$ au sein du volume d'intégration, appelé $sd(J_{1,max})$. Pour cela, un second script a été développé pour obtenir les grandeurs statistiques (moyenne et écart-type) dans un cercle (2D) ou une sphère (3D) de rayon r , autour de ce nœud. Nous avons utilisé une fonction prédéfinie dans Abaqus nommée *getByBoundingSphere*. Elle possède deux arguments : coordonnée du point central et rayon autour de ce point, et permet d'obtenir les éléments strictement contenus dans la surface ou le volume d'intégration. **Les grandeurs statistiques (moyenne et écart-type) autour du nœud ont été évaluées sur la série statistique des éléments strictement contenus dans le volume d'intégration. Elles sont calculées avec pondération du volume de chaque élément.** Pour cela, la contrainte de chaque élément et son volume ont également été calculés au préalable, de la manière suivante : la contrainte de l'élément a été évaluée par la moyenne arithmétique des points d'intégration de l'élément avec pondération des volumes et le volume de l'élément a été obtenu par la somme des volumes associés aux points d'intégration contenus dans l'élément.

III. Tenue en fatigue du joint soudé

Ce chapitre expérimental a plusieurs objectifs. Le premier est d'évaluer la tenue en fatigue du joint possédant une passe de lissage. Pour cela, nous cherchons à exacerber, pour les configurations avec et sans passe de lissage, l'intégralité des sites d'amorçage potentiels : les porosités, la racine et le pied. Les différentes configurations sont ensuite comparées.

Le second objectif est de connaître les facteurs importants vis-à-vis de la fatigue, ces facteurs conditionnant les choix de modélisation du joint en fatigue. Pour cela, en plus des essais conventionnels, des essais en fatigue spécifiques sont réalisés sur des éprouvettes traitées thermiquement et sur des éprouvettes sollicitées avec différents rapports de charge. Ceci permet d'appréhender l'effet des contraintes résiduelles et l'effet de la contrainte moyenne. Des suivis de fissures sont aussi effectués sur des éprouvettes sollicitées en rupture directe et sur des éprouvettes sollicitées par paliers. Ils permettent de remonter précisément aux sites d'amorçages et de donner les parts de l'amorçage, de la propagation et de la coalescence des fissures de fatigue dans la durée de vie.

Le dernier objectif est d'exacerber des particularités géométriques telles que les désalignements et caniveaux. Nous cherchons ainsi à confronter les normes aux essais expérimentaux.

III.1 Tenue en fatigue

III.1.1 Tenue en fatigue du joint as-welded

Des essais ont été réalisés avec des éprouvettes as-welded, ce terme signifie qu'aucun traitement n'a été appliqué sur l'éprouvette, hormis le polissage des champs. Ces essais ont été menés par des paliers successifs de 10^6 cycles, avec une augmentation de 10 MPa entre chaque palier (Partie II.2.1). Les détails des limites de fatigue obtenues et des géométries causes de la rupture sont exposés en Annexe A. **Il s'est avéré que l'intégralité des amorçages causes de la rupture de l'éprouvette se sont produits au niveau de la racine du cordon** (Figure III-1). Ce constat est vrai pour les configurations avec et sans passe de lissage et il est étayé par le nombre d'essais réalisés qui est de 19. En moyenne, la limite de fatigue de la configuration sans passe de lissage est de 167 MPa, contre 142 MPa pour la configuration avec passe de lissage (Tableau III-1), soit un écart de 26 MPa. Il est important de signifier que les essais sans passe de lissage sont au nombre de six, dont les éprouvettes proviennent de trois coupons soudés différents (5, 10 et 1s), contre 13 provenant de six plaques différentes (1, 2, 3, 4, 7 et 3s) pour la configuration avec passe de lissage. La passe de lissage semble avoir un impact négatif sur la tenue en fatigue.

Des essais sur éprouvettes en métal de base, au nombre de cinq, ont été menés. L'écart entre les extremums est de 22 MPa, ce qui montre la répétabilité de ce type d'essais. La moyenne des limites de fatigue est de 264 MPa, ce résultat est assez proche de celui des travaux de Fomin et Lanning [Fomin, 2019] [Lanning, 2003]. La comparaison de la limite de fatigue moyenne du métal de base avec la configuration soudée la plus délétère produit un abattement de 2,4. Ce résultat nous amène à la question suivante : « *quel est le poids de la microstructure, des contraintes résiduelles et de la géométrie sur cet abattement ?* ». Bien que les amorçages aient lieu en racine du cordon, il est important de rappeler que cela n'exclue pas l'impact des facteurs de la microstructure et des contraintes résiduelles sur la tenue en

III Tenue en fatigue du joint soudé

fatigue. Afin de pouvoir décorrélérer ces effets, des essais spécifiques ont été réalisés. Ces constats sont expérimentaux, une analyse plus étayée sera proposée progressivement dans le Chapitre V.

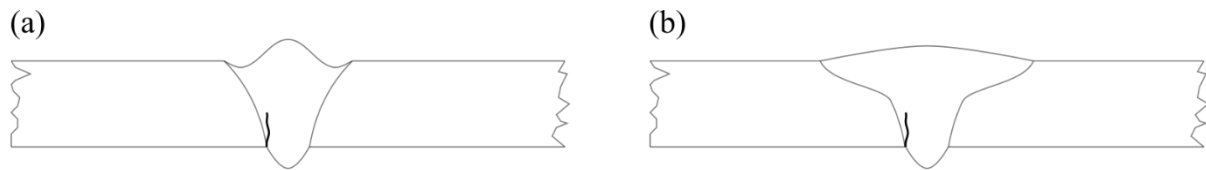


Figure III-1 : Schéma des configurations bout à bout ; (a) Sans passe de lissage ; (b) Avec passe de lissage.

Limite de fatigue en amplitude (10^6) à $R = 0,1$ et 80 Hz	Sans passe de lissage	Avec passe de lissage	Métal de base
Site d'amorçage	Racine	Racine	Microstructure
Moyenne [MPa]	167	142	264
Min [MPa]	152	112	253
Max [MPa]	185	173	275
Δ (Max ; Min) [MPa]	33	61	22
Nombre d'essais	6	13	5

Tableau III-1 : Limite de fatigue en amplitude des cordons as-welded et du métal de base.

III.1.2 Effet des contraintes résiduelles

Des essais spécifiques ont été réalisés dans le but de connaître l'influence des contraintes résiduelles sur la tenue en fatigue. Pour cela, des éprouvettes ont subi un traitement thermique permettant d'enlever les contraintes résiduelles sans modifier la microstructure, il est appelé traitement thermique de détensionnement. Nous avons choisi un traitement de $680^\circ\text{C}/2\text{h}$, réalisé sous vide secondaire pour nous affranchir de tout risque d'oxydation. Le choix de ce traitement a été fait au regard des travaux de Fomin. En effet, Fomin, par des mesures de contraintes résiduelles (diffraction de rayon X et méthode du trou incrémental), montre l'efficacité d'un traitement thermique de $650^\circ\text{C}/2\text{h}$ pour enlever les contraintes sans modifier la microstructure, pour une épaisseur de 2,6 mm de TA6V soudé par faisceau laser [Fomin, 2019].

Cinq éprouvettes avec passe de lissage ont été traitées thermiquement (Tableau III-2). A des fins de comparaison avec la référence passe de lissage, les éprouvettes sont sollicitées à rapport de charge $R=0,1$. Il s'est avéré qu'en moyenne, les limites de fatigue sont proches, **il n'y a donc pas d'effet marqué des contraintes résiduelles**. A noter, la dispersion des essais n'est que de 11 MPa, nous n'avons pas d'explication de cette valeur faible, car les éprouvettes proviennent de trois coupons soudés différents (1, 3 et 4). Ce constat est à nuancer, en effet, les essais ont été réalisés avec un rapport de charge positif. Celui-ci favorise la relaxation des contraintes moyennes, et donc des contraintes résiduelles. Il semble probable d'avoir un effet des contraintes résiduelles pour des rapports de charge négatifs.

III Tenue en fatigue du joint soudé

Limite de fatigue en amplitude (10^6) à $R = 0,1$ et 80 Hz	Avec passe de lissage	Traitement thermique de détensionnement $680^\circ\text{C}/2\text{h}$ (Avec passe de lissage)
Site d'amorçage	Racine	Racine
Moyenne [MPa]	142	149
Min [MPa]	112	143
Max [MPa]	173	154
Δ (Max ; Min) [MPa]	61	11
Nombre d'essais	13	5

Tableau III-2 : Effet sur la limite de fatigue du traitement thermique de détensionnement.

III.1.3 Effet de la géométrie

III.1.3.1 Effet des désalignements

Des essais spécifiques avec désalignements radiaux ont été effectués. Ils ont l'objectifs d'exacerber l'effet de la géométrie. La réalisation des désalignements se fait par l'intermédiaire de cales disposées sur les cylindres de la table de soudage sur l'un des coupons bruts. Ces cales permettent de former le désalignement radial des coupons bruts avant l'opération de bridage. Une fois soudé, le coupon conserve le désalignement qui est de la grandeur de l'épaisseur de la cale. Deux désalignements ont été réalisés : 0,5 mm et 1 mm. La Figure III-2 présente un schéma respectant les proportions des deux désalignements. Les essais ont révélé que l'amorçage de la fissure conduisant à la rupture de l'éprouvette s'est initié en racine, du côté où les cales étaient placées (Figure III-2), avec un **abattement considérable par rapport à la configuration standard** (Tableau III-3). L'abattement est respectivement de 1,7 et 2,5 pour les désalignements de 0,5 mm et 1 mm. A noter, ces résultats proviennent de la configuration sans passe de lissage.

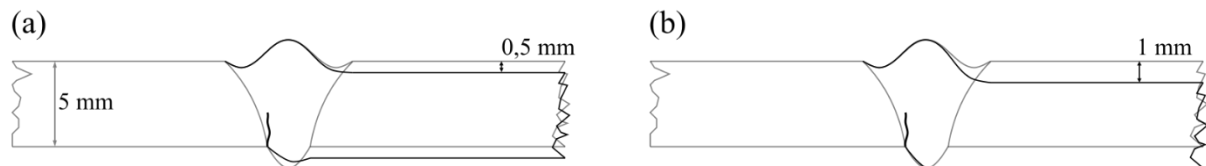


Figure III-2 : Représentation des désalignements à l'échelle (a) 0,5 mm ; (b) 1 mm.

Limite de fatigue en amplitude (10^6) à $R = 0,1$ et 80 Hz	Sans passe de lissage	Désalignement de 0,5 mm (Sans passe de lissage)	Désalignement de 1 mm (Sans passe de lissage)
Site d'amorçage	Racine	Racine	Racine
Moyenne [MPa]	167	98	66
Min [MPa]	152	83	57
Max [MPa]	185	123	82
Δ (Max ; Min) [MPa]	33	40	25
Nombre d'essais	6	3	3

Tableau III-3 : Effet sur la limite de fatigue des désalignements radiaux de 0,5 mm et 1 mm.

III.1.3.2 Effet des caniveaux

Des éprouvettes possédant des caniveaux artificiels ont été fabriquées. Elles ont deux objectifs : exacerber l'effet de la géométrie et connaître l'impact du caniveau sur la tenue du joint. Le caniveau est formé par l'intermédiaire d'un disque tournant dont les spécificités ont été données dans la Partie II.3.2. La profondeur et la morphologie des caniveaux ont été subies. En effet, au fur et à mesure que le disque pénètre dans la matière, il s'émousse et perd de sa capacité de pénétration. Toutefois, le plus profond caniveau obtenu est de 59 μm (Tableau III-4), soit cinq fois la taille de ceux présents naturellement, ainsi, les caniveaux artificiels exacerbent largement la profondeur.

La position du caniveau artificiel est aussi un élément important, l'objectif est d'avoir une superposition de l'effet de la géométrie de la racine avec celui de la géométrie du caniveau (Figure III-3). Si le caniveau est créé trop en aval (dans la ZAT), le matériau est différent, et il n'y a pas d'effet combiné de la racine et du caniveau. A l'inverse, si le caniveau est trop en amont (ZF), il se retrouve dans une zone déchargée mécaniquement.

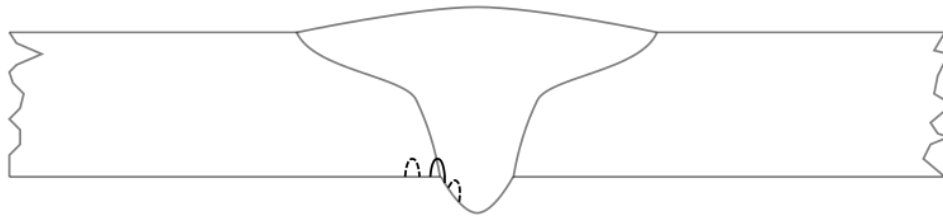


Figure III-3 : Position du caniveau artificiel.

Trois éprouvettes, avec passe de lissage, nommées TW5_4, TWs1_1 et TWs2_4, ont été testées en présence de caniveaux, l'image vue de dessus de chacune d'entre elles est présentée en Figure III-4, les flèches blanches encadrant le caniveau. Les éprouvettes TW5_4 et TWs1_4, possèdent deux caniveaux car nous avons dû recommencer la procédure afin de réussir le positionnement du disque. En effet, le positionnement est l'étape la plus difficile car elle est réalisée visuellement. Les flèches vertes (Figure III-4) pointent la zone d'amorçage de la fissure cause de la rupture de l'éprouvette, aucun des cinq caniveaux artificiels n'est à l'origine de la rupture de l'éprouvette, ainsi, il n'y a pas d'effet de ces caniveaux artificiels. Ce constat est à nuancer car le procédé de fabrication a peut-être eu un impact sur les contraintes résiduelles, la microstructure ou l'état de surface, permettant de renforcer l'effet de la singularité géométrique sur la tenue fatigue. Toutefois, ce procédé de fabrication s'apparente à du polissage et le temps de fabrication des caniveaux est long, ce qui est censé limiter tout effet sur ces caractéristiques. La tenue en fatigue de l'éprouvette TWs2_4 est faible (Tableau III-5), ceci s'explique par un amorçage en coin qui peut être dû à un mauvais polissage de la zone. Il est à noter que ce type d'amorçage ne s'est produit qu'à deux reprises dans l'étude, sur une cinquantaine d'éprouvettes.

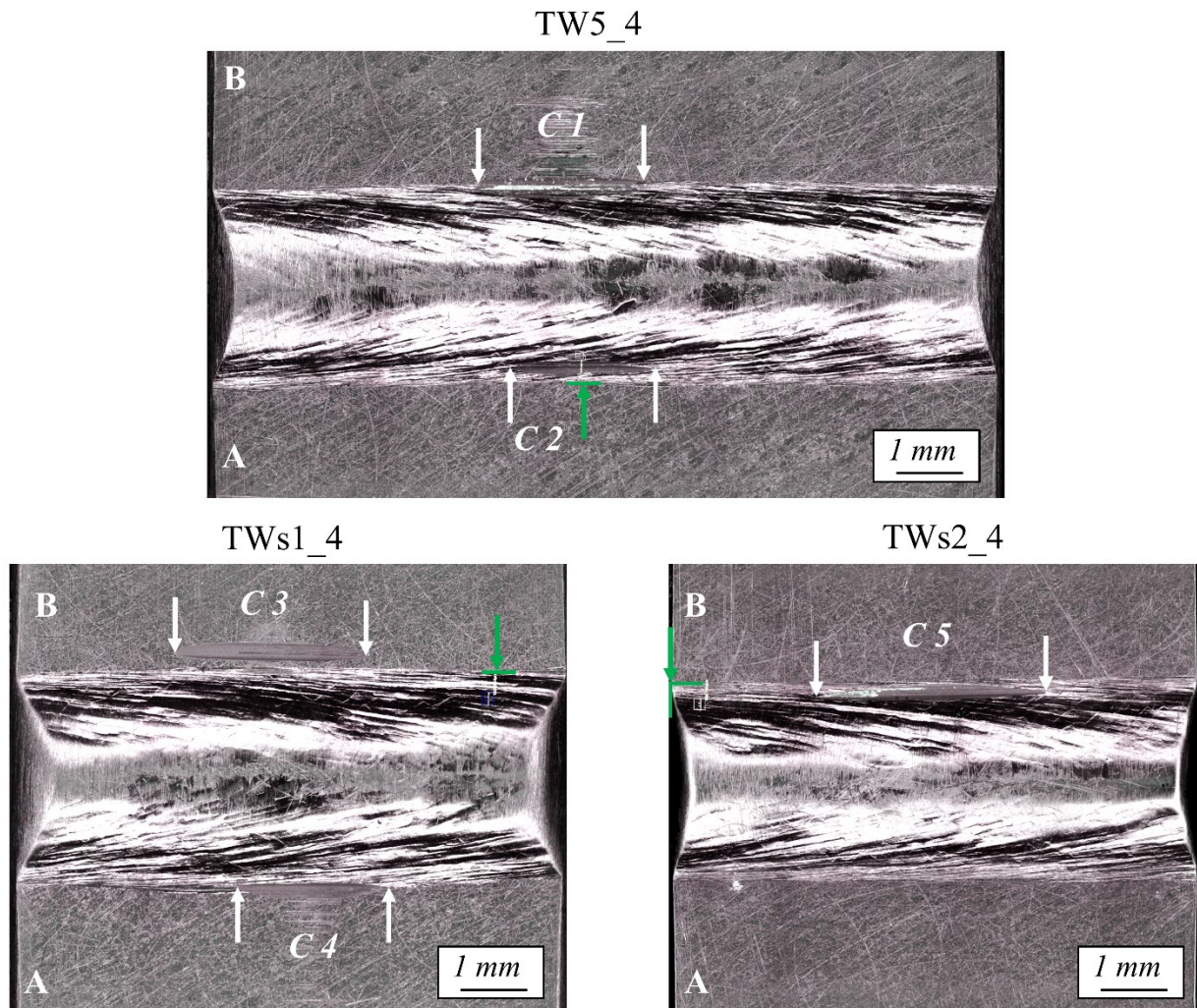


Figure III-4 : Vue de dessus des trois éprouvettes possédant les caniveaux artificiels. Ces derniers sont encadrés par des flèches blanches, les flèches vertes pointent le site d'amorçage cause de la rupture de l'éprouvette.

	C1	C2	C3	C4	C5
p [μm]	45	18	59	27	39
l [μm]	194	119	260	195	182
ρ [μm]	176	38	37,30	57	46
α [deg]	36,92	33,11	32,18	45,46	62,42
ρ' [deg]	78	27	127	88	46
α' [deg]	58,23	33,49	25,02	16,31	17,07
Localisation	ZF	Interface ZAT/ZF	BM	Interface ZAT/ZF	Interface ZAT/ZF

Tableau III-4 : Détail de chaque caniveau artificiel.

III Tenue en fatigue du joint soudé

Limite de fatigue en amplitude (10^6) à $R = 0.1$ et 80 Hz	Avec passe de lissage	TW5_4	TWs1_4	TWs2_4
Site d'amorçage	Racine	Racine	Racine	Racine
Moyenne [MPa]	142	133	145	119
Min [MPa]	112	-	-	-
Max [MPa]	173	-	-	-
Δ (Max ; Min) [MPa]	61	-	-	-
Nombre d'essais	13	-	-	-

Tableau III-5 : Tenue en fatigue des trois éprouvettes possédant des caniveaux artificiels.

III.1.4 Effet de la contrainte moyenne

Des essais à rapport de charge $R=0,5$ ont été menés. Ils ont deux objectifs : connaître l'influence de la contrainte moyenne pour ce chargement et identifier la partie relative à l'effet de la contrainte moyenne d'un critère de fatigue multiaxial. Le rapport de charge a été choisi afin de ne pas être trop proche de $R=0,1$ ni trop éloigné pour éviter un mécanisme de fluage, le TA6V y étant sensible. Cinq éprouvettes avec passe de lissage ont été sollicitées, elles proviennent de deux coupons soudés différents. La comparaison de la moyenne des limites de fatigue des essais à $R=0,1$ et $R=0,5$ montre très clairement un effet de la contrainte moyenne (Tableau III-6).

Trois guides de conception des composants soudés en acier et aluminium suggèrent qu'il n'y a pas ou peu d'effet de la contrainte moyenne appliquée : [Eurocode 3, 2009] [EN 6072, 2010] [BS 7608, 2015]. Ils l'expliquent par une relaxation des contraintes résiduelles, à l'échelle locale, proportionnelle à la contrainte moyenne appliquée. Ainsi, localement la contrainte est similaire quel que soit le rapport de charge. Cette règle de conception est de plus en plus contestée dans le milieu scientifique et industriel [Nitschke-Pagel et Hensel, 2021]. L'effet de la contrainte moyenne constaté dans cette partie est en accord avec l'absence de l'effet des contraintes résiduelles (partie III.1.2). La moyenne appliquée a donc un effet.

La limite de fatigue obtenue sur métal de base à $R=0,1$ est proche de celle obtenue dans les travaux de Lanning, or cette auteure réalise entre autres, des essais à $R=0,5$. En l'absence d'essais sur métal de base à $R=0,5$, nous avons pris comme référence la limite de fatigue de Lanning sur notre diagramme de Haigh. Les points du joint bout à bout avec passe de lissage et ceux du métal de base des travaux de Lanning ont été placés dans un diagramme de Haigh (Figure III-5). Les deux droites, passant par les points des deux rapports de charge, ont des coefficients directeurs relativement proches. Ainsi, **la jonction soudée montre une sensibilité à la contrainte moyenne proche de celle du métal de base.**

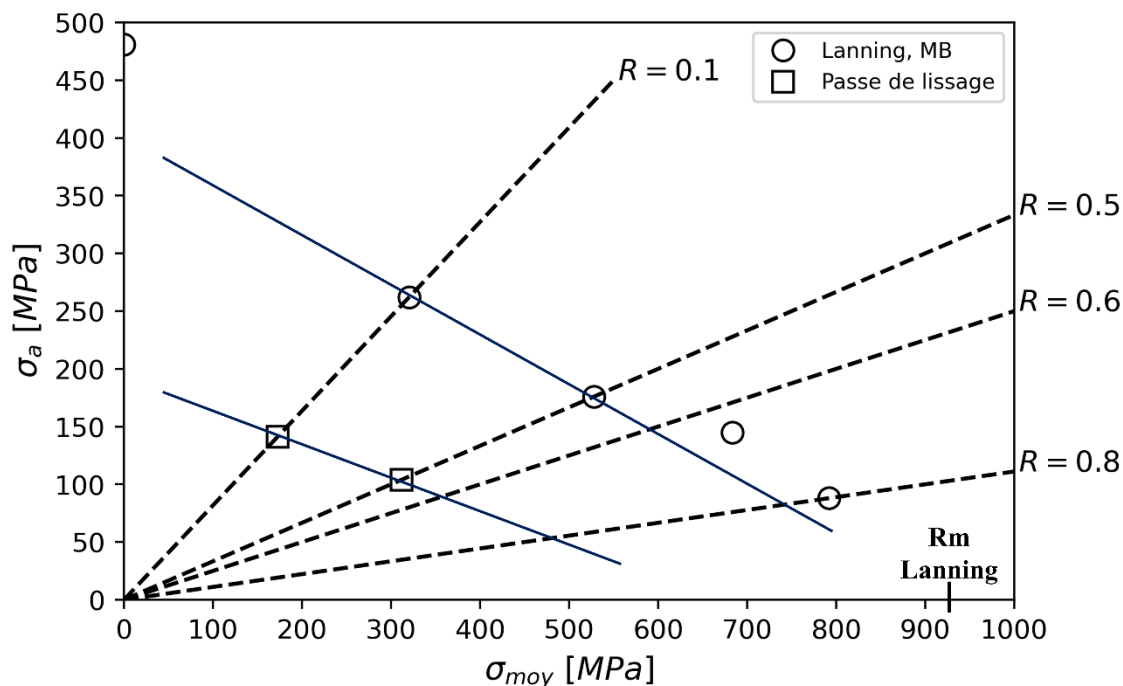


Figure III-5 : Diagramme de Haigh décrivant l'influence de la contrainte moyenne sur la limite de fatigue à 10⁶ cycles.

Limite de fatigue en amplitude (10 ⁶) à 80 Hz	R=0,1 (Avec passe de lissage)	R=0,5 (Avec passe de lissage)
Site d'amorçage	Racine	Racine
Moyenne [MPa]	142	104
Min [MPa]	112	87
Max [MPa]	173	122
Δ (Max ; Min) [MPa]	61	35
Nombre d'essais	13	5

Tableau III-6 : Effet de la contrainte moyenne.

III.1.5 Tenue en fatigue du joint sans la racine

Afin d'exacerber d'autres sites d'amorçage que la racine du cordon, celle-ci a été ôtée par polissage. Deux nouveaux sites se sont révélés : le pied de cordon et les porosités (Figure III-6). Tous les amorçages qui ont pu avoir lieu sur des porosités concernent le cordon avec passe de lissage, le Chapitre VI est dédié à l'étude approfondie de ce site d'amorçage. La passe de lissage a pour rôle de lisser la singularité géométrique du pied afin de le rendre non critique vis-à-vis de la fatigue. **Son but a été atteint, toutefois, l'amorçage s'est reporté dans les porosités sans augmenter les capacités en fatigue (Tableau III-7). Pour un joint bout à bout, d'épaisseur 5 mm, son action sur la fatigue est limitée.** En l'absence de la passe de lissage, l'amorçage se produit en pied de cordon si la racine est polie, et peut avoir lieu à des niveaux de contrainte bas, mettant ce site en compétition avec la racine. Il est à noter qu'en présence de la racine, aucun amorçage n'a eu lieu en pied. De même, bien que le cordon sans passe de lissage possède des porosités, aucune n'est à l'origine de la rupture de l'éprouvette.

III Tenue en fatigue du joint soudé

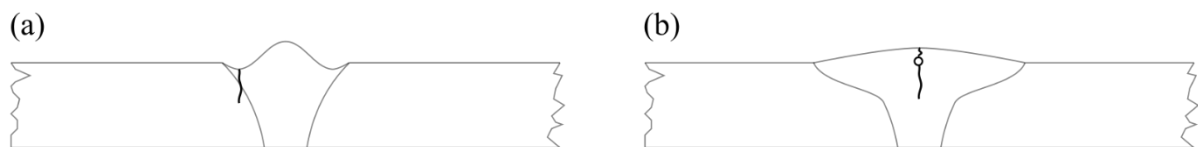


Figure III-6 : Schéma des configurations bout à bout, sans racine ; (a) Sans passe de lissage ; (b) Avec passe de lissage.

Limite de fatigue en amplitude (10^6) à $R = 0,1$ et 80 Hz	Sans passe de lissage (sans racine)	Avec passe de lissage (sans racine)
Site d'amorçage	Pied	Porosité
Moyenne [MPa]	184	182
Min [MPa]	132	144
Max [MPa]	222	213
Δ (Max ; Min) [MPa]	90	69
Nombre d'essais	11	11

Tableau III-7 : Limite de fatigue des cordons sans racine.

III.1.6 Tenue en fatigue du joint bout à bout

Un graphique permettant la comparaison des configurations est présenté en Figure III-7, chacune est représentée par un diagramme à moustaches. Un joint soudé n'ayant pas subi d'exacerbation du désalignement **possède un large panel de limites de fatigue compris entre 110 MPa et 220 MPa à $R=0,1$** . Cette considération montre l'importance d'identifier les paramètres clefs vis-à-vis de la fatigue, afin de les traduire par des spécifications dans une norme.

Les diminutions de la limite de fatigue importantes induites par les désalignements de 0,5 mm et 1 mm mettent en évidence qu'ils sont critiques à l'échelle d'une éprouvette soudée. A l'échelle d'une structure complète, il est probable que les désalignements soient moins critiques pour la tenue de l'assemblage. En effet, nous pouvons imaginer qu'une structure soit moins rigide qu'une éprouvette, ainsi, les désalignements sont moins corrigés.

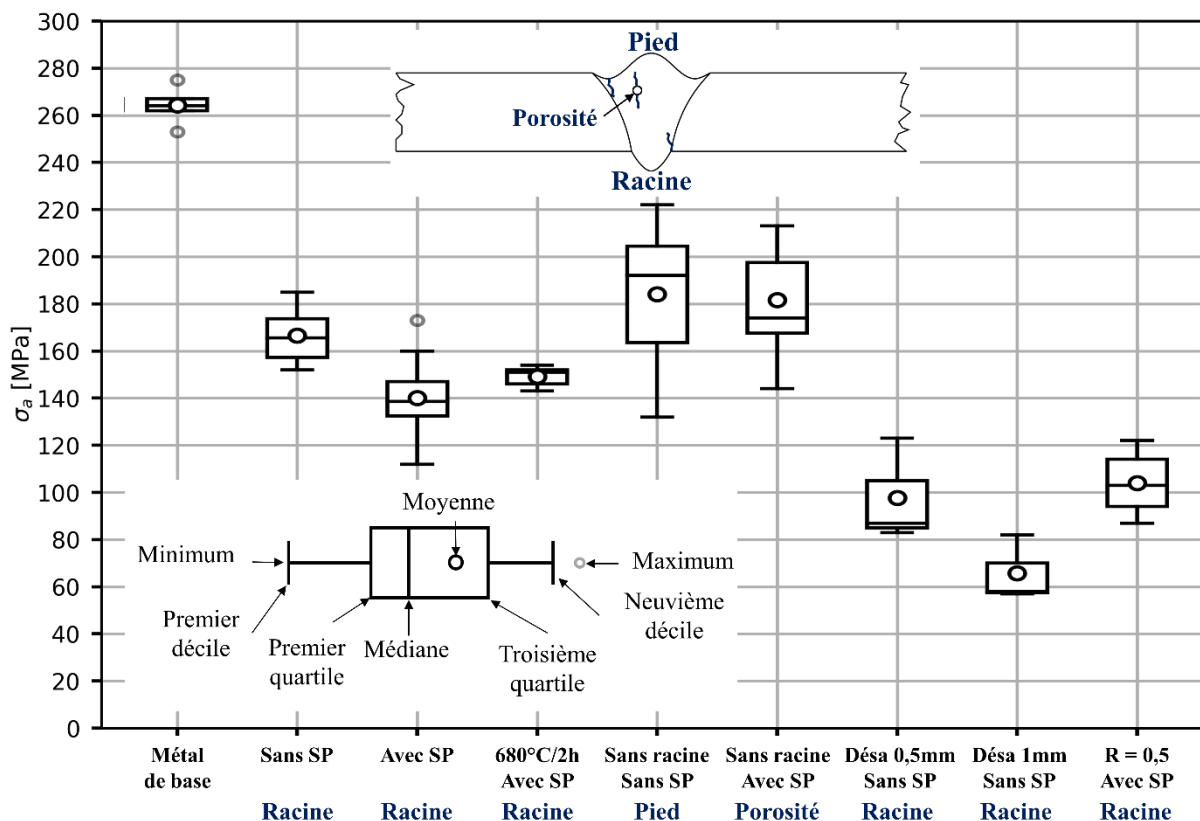


Figure III-7 : Comparaison des limites de fatigue à 10^6 cycles en amplitude pour les différentes configurations.
 SP = Smoothing Pass, soit : passe de lissage.

III.2 Pieds et racines à l'origine de la rupture en fatigue

Chaque éprouvette, une fois testée, a fait l'objet d'une analyse du faciès de rupture. **Nous avons constaté que pour les éprouvettes sollicitées par la méthode des paliers, le site d'amorçage était unique.** La Figure III-8 présente un faciès typique obtenu pour un amorçage en racine. La géométrie idéalisée, représentative de la zone d'amorçage, a été obtenue pour 32 racines et 11 pieds, par la méthode décrite dans la Partie II.4.1.

Pour les racines, la distribution statistique des paramètres ρ , α , h , L , e et β est donnée Figure III-9. Aucune des distributions ne suit une loi mathématique usuelle, ceci est très probablement dû au faible nombre de données. C'est pourquoi, les distributions des paramètres géométriques des caniveaux ne sont pas tracées, n'étant présentes que sur huit éprouvettes. Nous avons préféré une représentation des grandeurs caractéristiques dans un tableau (Tableau III-8). Pour les mêmes raisons, les paramètres géométriques du pied sont présentés de cette façon (Tableau III-9).

Il est impossible de donner le poids d'un unique paramètre géométrique sur la tenue en fatigue sans considérer les autres. En effet, il faut intégrer tous les paramètres, ceci peut se faire par modèle analytique ou numérique. Nous notons tout de même l'importance d'un des paramètres pour la racine. En effet, entre les plaques A et B du coupon soudé, il existe systématiquement un désalignement radial de quelques dizaines de microns. **Il s'est avéré que la totalité des amorçages en racine a eu lieu du côté où la plaque était la plus basse.** Ce constat conforte celui de la partie III.1.3.1 sur l'importance du

III Tenue en fatigue du joint soudé

paramètre de désalignement radial, pour la tenue en fatigue du joint. A noter : pour le pied nous ne retrouvons pas cette particularité.

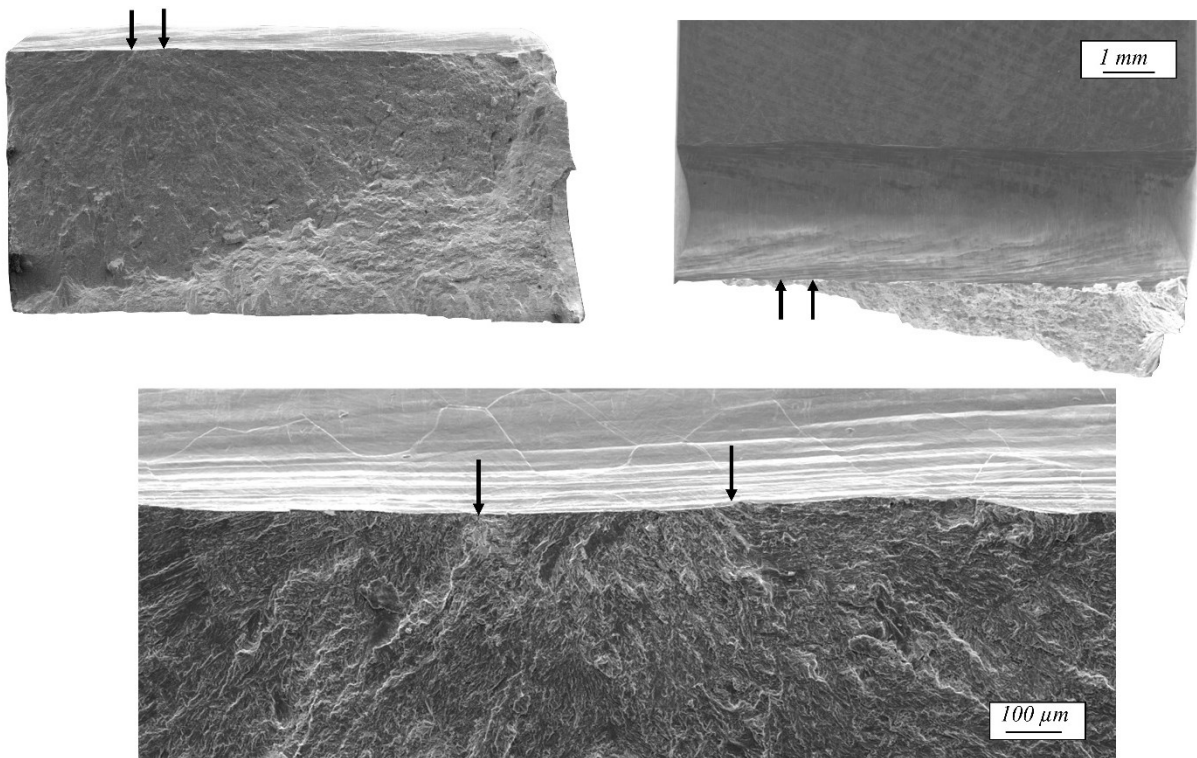


Figure III-8 : Image MEB du faciès de rupture de l'éprouvette TW1_1, le site d'amorçage est la zone entre les deux flèches.

III Tenue en fatigue du joint soudé

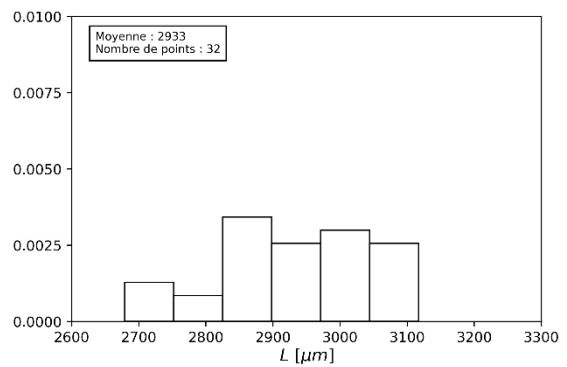
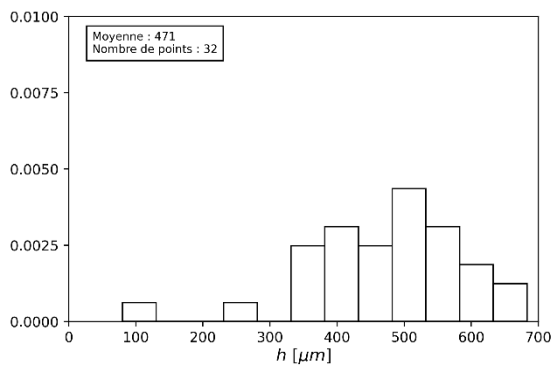
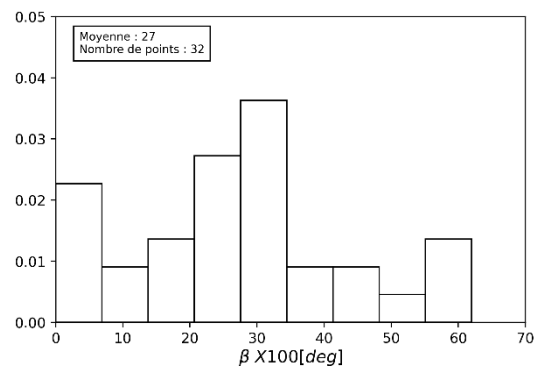
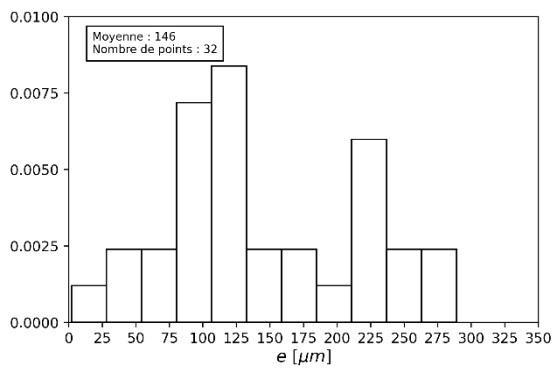
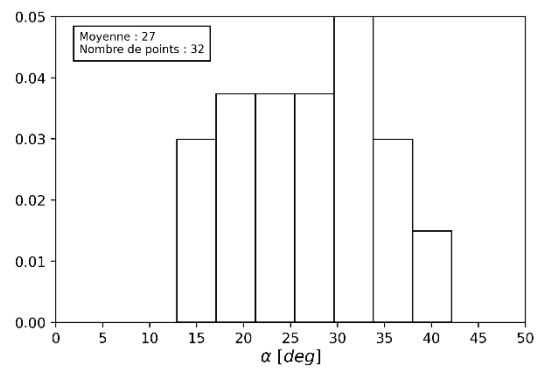
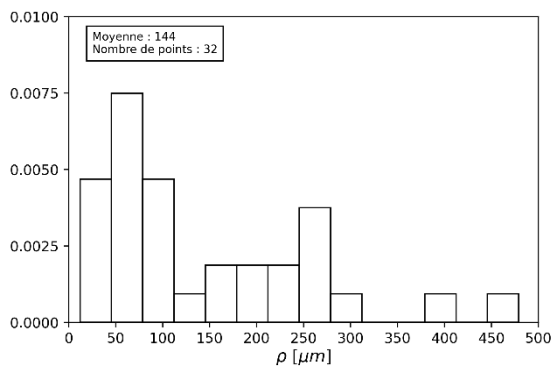
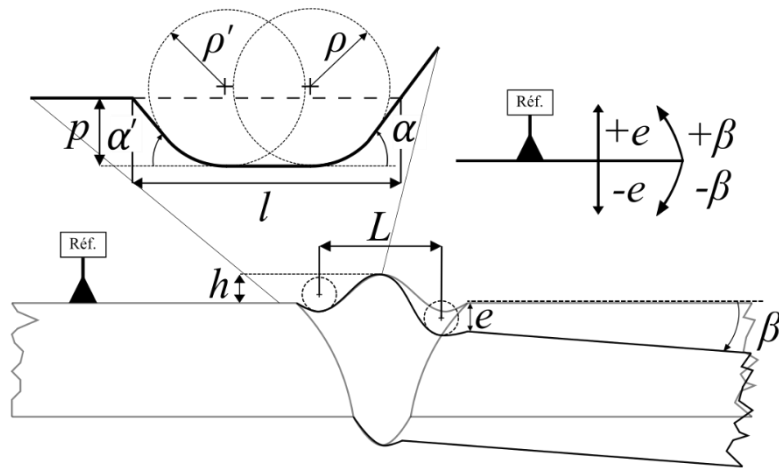


Figure III-9 : Distribution statistique des géométries idéalisées pour 32 amorçages en racine.

Racine	ρ [μm]	α [deg]	h [μm]	L [μm]	e [μm]	β [deg]	ρ' [deg]	α' [deg]	p [μm]	l [μm]
Moyenne	144	27,05	471	2933	146	0,27	43	20,21	11	83
Min	12	12,90	80	2679	2	0,00	0	14,55	4	38
Max	479	42,15	689	3117	289	0,62	92	34,30	28	177
Δ (Max ; Min)	467	29,25	603	438	289	0,6	92	19,75	24	139

Tableau III-8 : Géométrie idéalisée pour 32 amorçages en racine, les caniveaux sont présents sur seulement huit éprouvettes.

Pied	ρ [μm]	α [deg]	h [μm]	L [μm]	e [μm]	β [deg]	ρ' [deg]	α' [deg]	p [μm]	l [μm]
Moyenne	1029	16,64	290	4475	103	0,26	868	28,63	275	1910
Min	409	9,58	95	4089	41	0,01	205	12,53	133	1476
Max	1995	22,74	383	4707	178	0,48	1738	49,48	386	3718
Δ (Max ; Min)	1586	13,16	288	618	137	0,47	1533	36,95	253	2242

Tableau III-9 : Géométrie idéalisée pour 11 amorçages en pied.

III.3 Analyse des fissures naturelles

III.3.1 Élaboration d'une réplique de fatigue

Pour obtenir la trace d'une fissure de fatigue en surface, la réalisation de répliques est bien souvent employée. Elle consiste à appliquer via un moule, une pâte durcissante sur la zone à considérer (Figure III-10, a). Une fois solidifié, l'élément est démoulé et porte le nom de réplique (Figure III-10, b). Leur réalisation est couramment utilisée dans le domaine de l'aéronautique afin d'analyser les fissures de surface découvertes lors d'inspection. En effet, en fonction de la criticité de la pièce, la présence de fissure est acceptable sous réserve de ne pas dépasser une certaine taille. Celle-ci est plus aisément obtenue avec les répliques.

Dans cette étude, l'analyse des répliques permet de donner une estimation très fine de la taille de fissure, toutefois, une erreur sur l'évaluation du nombre de cycles est constatée. En effet, les essais de fatigue sont réalisés par un vibrophore, qui a besoin de quelques centaines de cycles afin de mettre en résonance les masses, le montage, autre... Or ces cycles ne sont pas considérés dans le calcul de la durée de vie. Nous estimons que le nombre de cycles avant stabilisation de la machine est d'environ 500, mais cela peut varier en fonction de la charge appliquée. La valeur du nombre de cycles est donc toujours légèrement sous-évaluée.

Nous n'avons pas réussi à visualiser, par microscopie optique, les fissures de fatigue sur les répliques, elles ont donc été analysées par MEB. Afin de pouvoir utiliser correctement le MEB, une fine couche d'or palladium a été appliquée par l'utilisation d'un métalliseur. Celle-ci confère à la surface une propriété de conduction, qui permet aux électrons reçus et émis sur la surface observée d'être renvoyés à la masse du microscope.

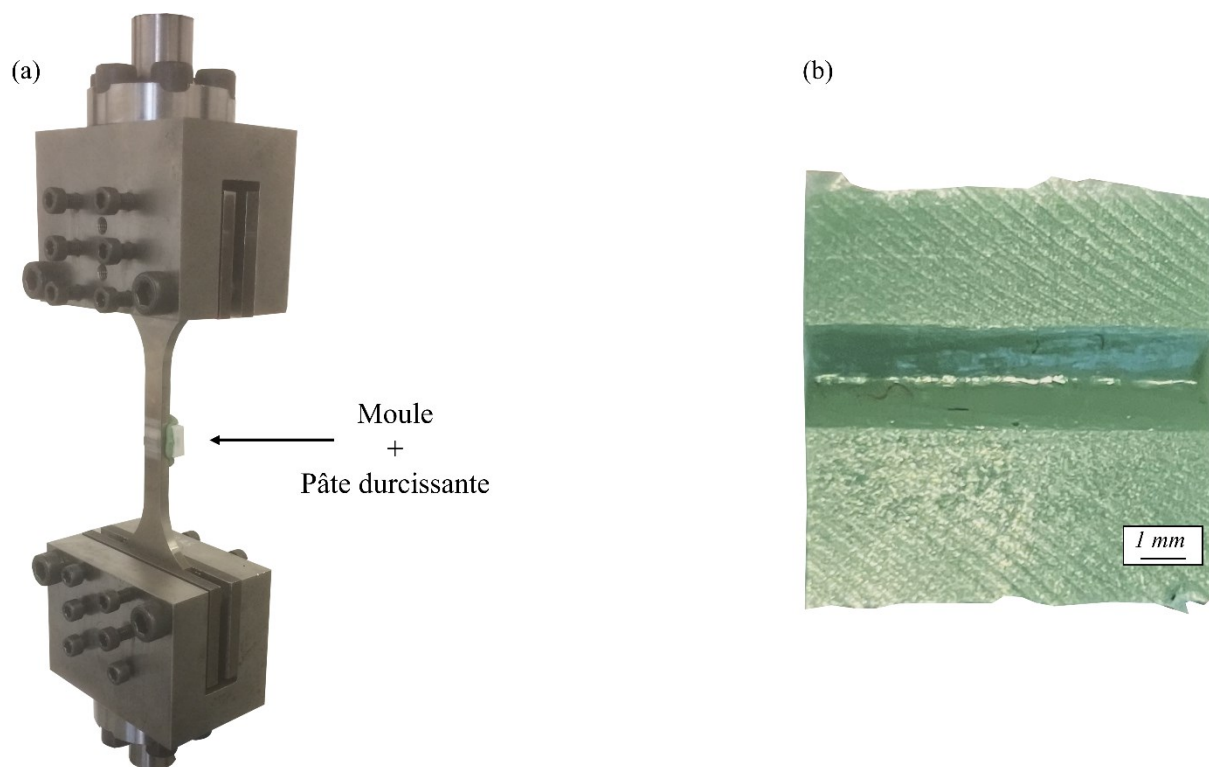


Figure III-10 : Élaboration d'une réplique : (a) Application de la pâte durcissante à l'aide du moule ; (b) Réplique brute après démoulage.

III.3.2 Éprouvettes soudées étudiées

Le raccordement est la zone d'initiation des fissures de fatigue, nous avons procédé à une analyse de leur amorçage, leur propagation et leur coalescence au cours de la durée de vie de l'éprouvette. Ceci a été réalisé par un suivi de répliques sur trois éprouvettes : deux sollicitées à des charges menant à la rupture directe et une par paliers de 10^6 cycles, avec un delta entre chaque palier de 10MPa, jusqu'à la rupture. Le Tableau III-10 donne les caractéristiques des essais.

Éprouvette	Type d'essai	Contrainte d'amplitude à R=0,1 [MPa]	Nombre de cycles à rupture	Nombre de fissures trouvées
TW3_3	Rupture directe	170	102154	9
TW8_3	Rupture directe	156	71386	4
TW2_6	Palier	110, 120, 130 et 140	200000	1

Tableau III-10 : Éprouvettes faisant l'objet d'un suivi de fissure.

Les charges appliquées sur les éprouvettes TW3_3 et TW8_3 ont été choisies pour obtenir une rupture directe proche de 1.10^5 cycles. Ceci permet d'obtenir les mécanismes de fatigue à grand nombre de cycles, tout en ayant la capacité de réaliser un suivi de fissure tous les 10^4 cycles. L'éprouvette TW2_6 sollicitée par paliers de 10 MPa, avec une première étape à 110 MPa, permet de reproduire la démarche utilisée pour la campagne d'essais. La réalisation d'un suivi tous les 10^4 cycles serait trop longue, nous avons choisi d'en réaliser trois, à des durées de vie clef : 0 ; 1.10^5 et 1.10^6 cycles. Entre ces deux types

d'essais, à rupture directe et par paliers, le nombre de sites d'amorçages est différent. La rupture directe qui est obtenue avec des niveaux de charge plus élevés que la limite de fatigue, favorise le nombre de sites d'amorçages et donc la coalescence des fissures. Ce constat est un résultat récurrent pour des cas d'éprouvettes entaillées, notamment pour les joints soudés en acier [Schork et al, 2018], c'est celui que nous avons pu faire dans la Partie III.2 par l'analyse de faciès de rupture. L'essai par paliers, est quant à lui sollicité avec une charge proche de la limite de fatigue, ce qui conduit bien souvent à un site unique d'amorçage. Ces deux types d'essais sont complémentaires. Ceux à rupture directe permettent l'obtention d'une bonne description de la cinétique de propagation des fissures, ainsi que de cibler plusieurs sites d'amorçage, ce qui enrichit l'analyse. L'apparition des fissures sur les paliers à non-rupture est analysée grâce au second type d'essai. L'analyse des répliques permet, entre autres, de connaître la part d'amorçages et de propagation sur la durée de vie, de détecter et caractériser les fissures non propageantes et de connaître les éléments critiques sur la tenue en fatigue.

III.3.3 Amorçage des fissures de fatigue

Avec la méthode des répliques, il n'est pas toujours évident de bien évaluer le début de la phase de propagation. C'est pourquoi, malgré la présence de petites irrégularités, qui pourraient laisser penser à la présence d'une fissure, aucune information n'est donnée avant $3 \cdot 10^4$ cycles pour TW3_3 (Figure III-11) et $2 \cdot 10^4$ cycles pour TW8_3 (Figure III-12). La part d'amorçage sur la durée de vie totale est donc toujours surestimée.

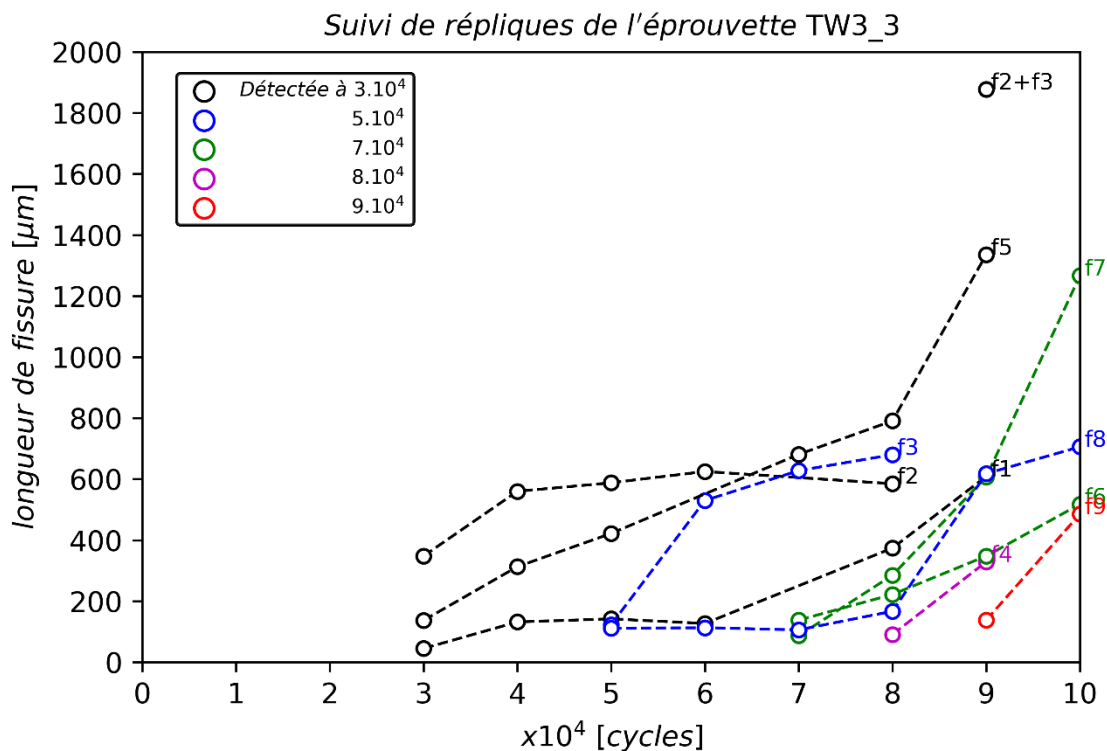


Figure III-11 : Longueurs de fissures observées sur les répliques, le suivi est réalisé tous les $1 \cdot 10^4$ cycles. Pour le nombre de cycles $1 \cdot 10^5$, le point correspondant à la coalescence des fissures $f1+f2+f3+f4+f5$ est d'une longueur $5054 \mu\text{m}$.

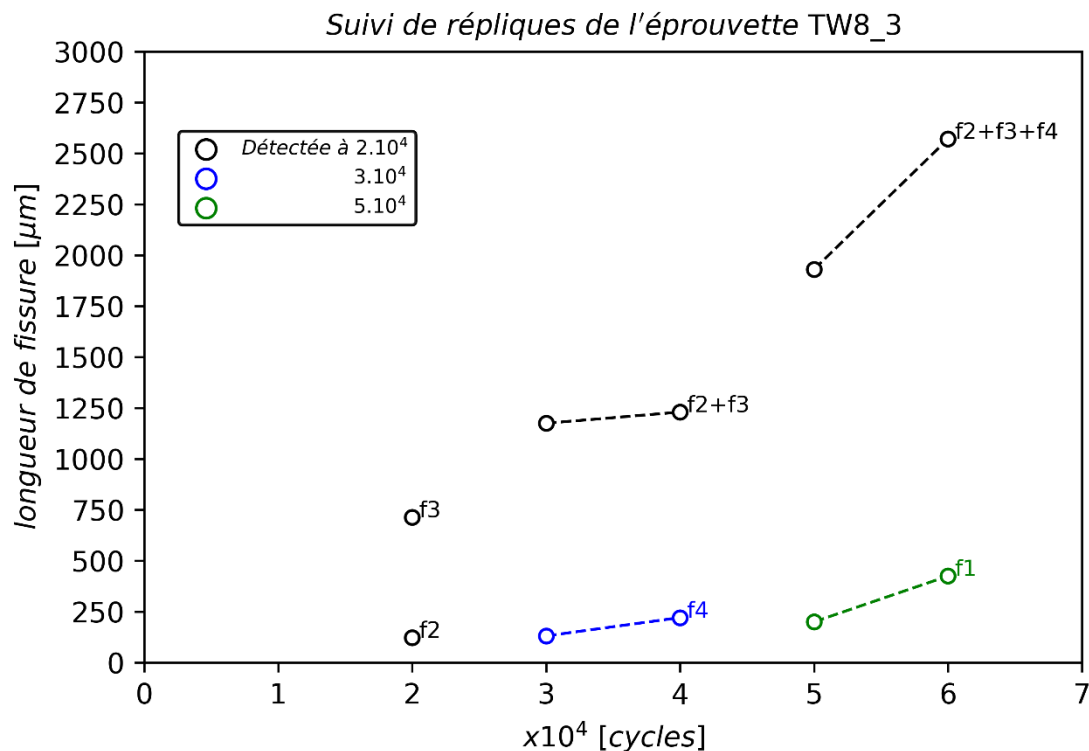


Figure III-12 : Longueurs de fissures observées sur les répliques, le suivi est réalisé tous les 1.10^4 cycles. Pour le nombre de cycles 7.10^4 , le point correspondant à la coalescence des fissures $f1+f2+f3+f4$ est d'une longueur $6920 \mu\text{m}$.

L'initiation d'une fissure de fatigue peut se produire durant toute la durée de vie de l'éprouvette, mais, **nous constatons que l'apparition des premières fissures de fatigue se fait à 30% de la durée de vie totale de l'éprouvette sollicitée en rupture directe**, la phase de propagation de fissure est donc un point important. Pour l'éprouvette sollicitée par paliers, le constat est tout autre, **l'apparition de fissure arrive uniquement sur le palier à rupture**, or ce dernier n'a qu'un faible poids dans le calcul utilisé pour obtenir la limite de fatigue, du fait de l'écart peu important entre les paliers. Ainsi, pour **l'évaluation de la limite de fatigue de TW2_6, la part de la phase d'amorçage est prépondérante et supérieure à 98%**.

L'observation des répliques par MEB permet une bonne évaluation de la taille de fissure et de la topographie de surface. Toutefois, il est parfois difficile de bien visualiser les joints de l'ex-grain β et autres détails, c'est pourquoi, l'observation des répliques est complétée par celle des surfaces réelles de l'éprouvette (Figure III-13). Ainsi, nous avons pu remonter aux sites d'amorçage des fissures de fatigue. La zone de raccordement est composée de la zone fondue et de la zone affectée thermiquement. Elles sont facilement dissociables, la ZAT possède des traces d'usinage alors que la ZF en est dépourvue (Figure III-13, b). Les ex-grains bêta sont transverses à ces zones, ils débutent dans la ZAT et se poursuivent dans la ZF. Leur morphologie est orientée suivant le gradient thermique induit par le procédé de soudure. Des chevrons, ou vagues de solidification, causés par la cinétique du bain de fusion sont présents (Figure III-13, a). Ils sont localement orientés parallèlement au cordon de soudure, à une échelle globale du joint, et évoluent vers le centre du cordon. Leur orientation permet de connaître la direction de soudage des plaques.

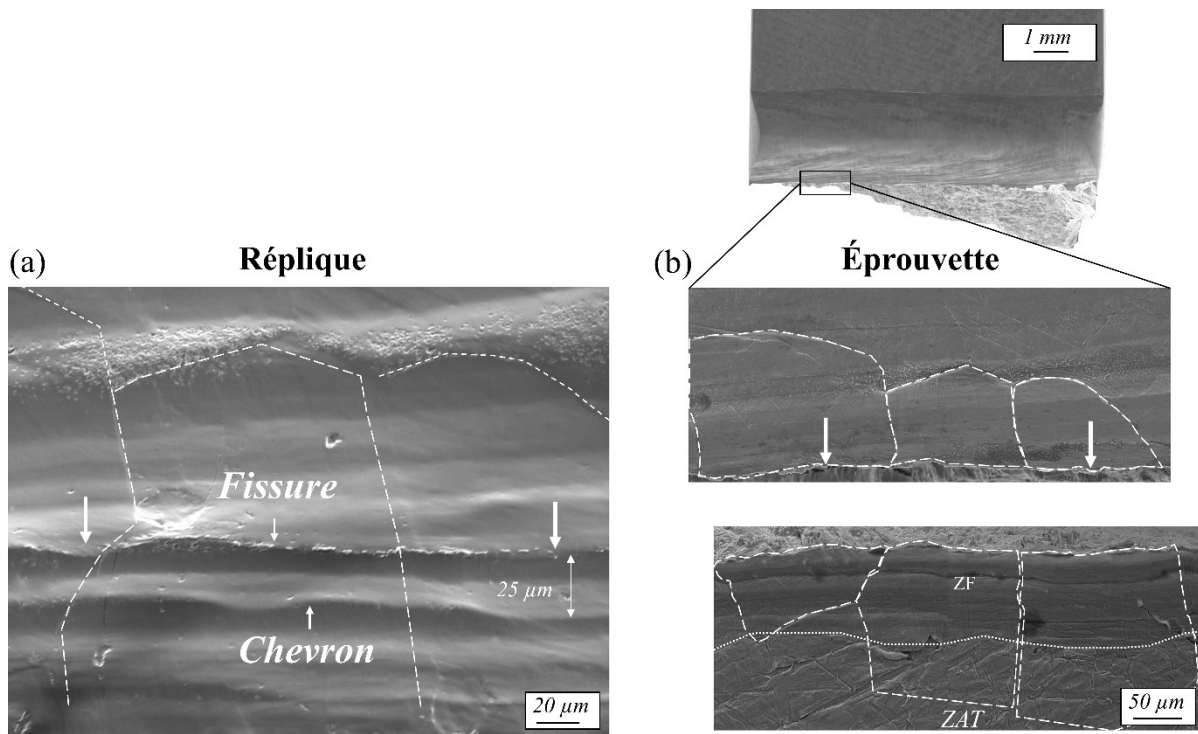


Figure III-13 : (a) Image MEB de la réplique à 5.10^4 cycles de la fissure f1, de l'éprouvette TW8_3. (b) Image MEB des deux morceaux de l'éprouvette, sur la même zone que la réplique.

Les 14 sites d'amorçage ont été étudiés, **il s'est avéré que la totalité des fissures se sont initiées sur des chevrons**. Ceux-ci jouent le rôle de concentrateur de contrainte de petite taille, un exemple est donné en Figure III-13, où la taille entre deux vagues est de 25µm. Ce facteur géométrique peut être additionné avec un facteur microstructural. En effet, nous avons constaté que **la présence d'un joint de l'ex-grain β , sur un chevron, est un site d'amorçage privilégié** (Figure III-14, a). Sur les 14 fissures étudiées, quatre possèdent cette particularité. Nous avons également constaté que la **zone de transition ZF /ZAT, associée à un chevron, est aussi un site d'amorçage privilégié** (Figure III-14, b), sur les 14 fissures étudiées, deux possèdent cette particularité.

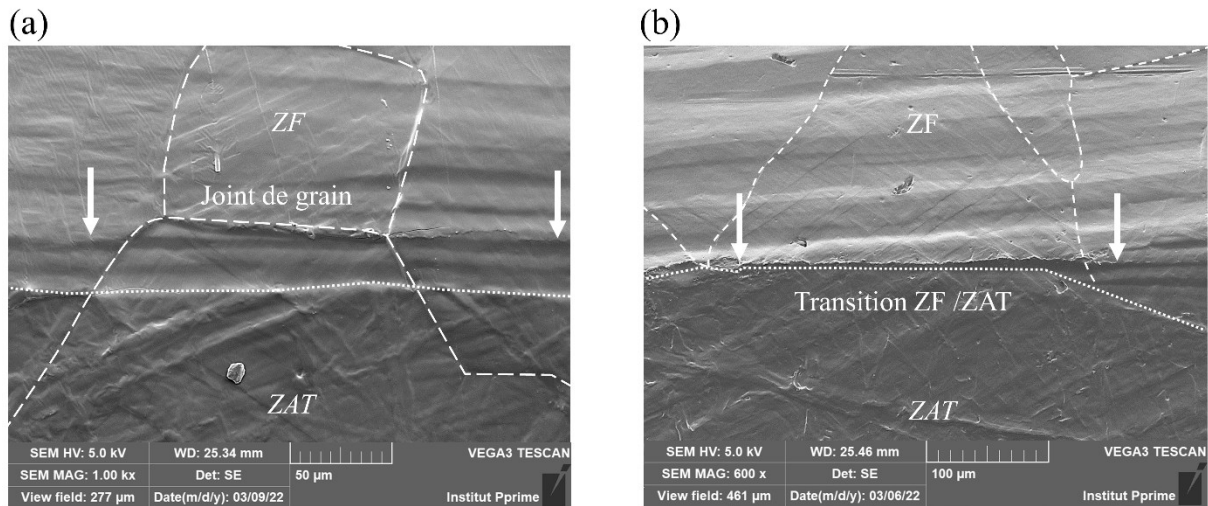


Figure III-14 : Image MEB de réplique avec fissure de fatigue ; (a) Fissure f6 de l'éprouvette TW3_3, à 8.10^5 cycles, amorçage sur joint de grain ; (b) Fissure f3 de l'éprouvette TW8_3, à 2.10^5 cycles, amorçage dans la zone de transition ZF /ZAT.

III.3.4 Propagation des fissures de fatigue

Cette partie traite uniquement de la phase de propagation d'une fissure après son amorçage, la coalescence des fissures sera abordée dans la partie suivante. Cette phase de propagation correspond à la plus grande partie de la durée de vie en fatigue pour les essais à rupture directe, elle représente respectivement 50% et 40% pour TW3_3 et TW8_3. Les répliques nous ont permis de suivre la direction empruntée par les fissures. Il s'est avéré qu'une fois amorcée, la fissure a tendance à suivre le chevron qui l'a faite naître. Ce même phénomène est aussi observé pour les amorçages proches de la zone de transition ZF /ZAT, où la fissure une fois initiée se propage dans cette zone. Il est à noter que toutes les fissures étudiées ont propagé dans le milieu, **aucune n'a été considérée comme « fissure non propageante »**.

La fissure a tendance à propager aux deux extrémités, toutefois, nous avons constaté un évènement qui a conduit à un arrêt partiel d'une des extrémités. L'évènement est celui de la fissure f1 de l'éprouvette TW3_3 (Figure III-15, a). Cette fissure a été initiée par une vague de solidification, au sein d'un unique grain. Elle s'est propagée et a rencontré un grain qui s'est comporté comme une barrière microstructurale. La fissure a été bloquée jusqu'à 6.10^4 cycles, avant de pouvoir reprendre son chemin. Les fissures f2 et f5 ont été initiées à 3.10^4 cycles, tout comme f1, sans surprise, comme le montre la Figure III-11, la cinétique de propagation est plus lente pour cette dernière. L'analyse du faciès de rupture a révélé des plans à 45° entre ces deux grains, il est à noter que c'est l'unique fois, dans cette étude, où nous avons rencontré cette particularité (Figure III-15, b).

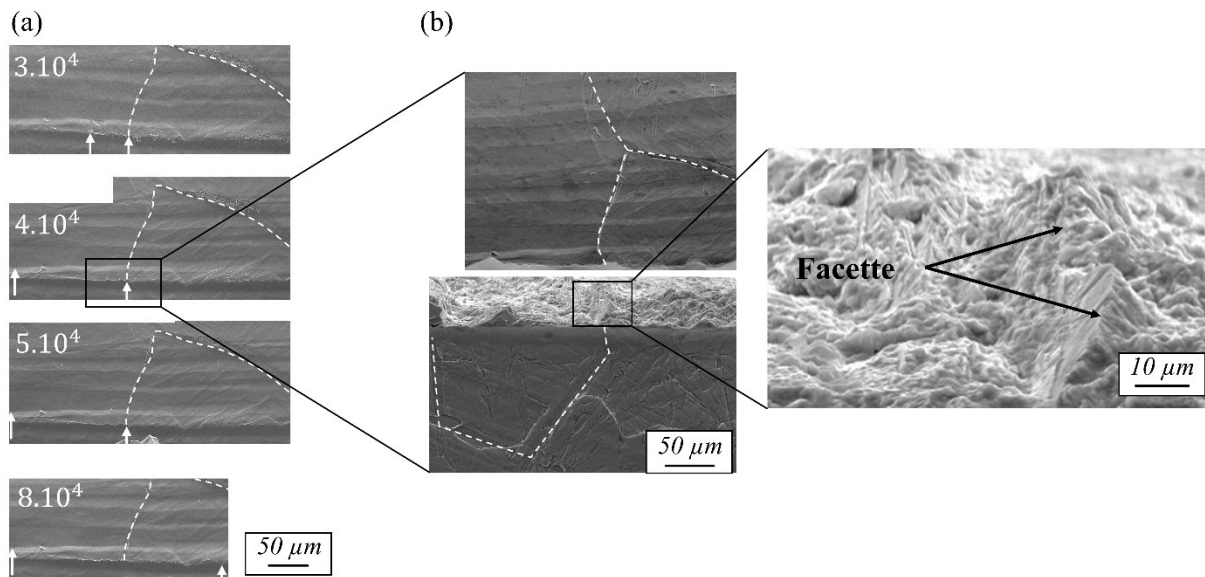


Figure III-15 : (a) Répliques successives de la fissure f_1 de l'éprouvette TW3_3 ; (b) Faciès de rupture présentant des plans à 45° entre deux grains.

III.3.5 Coalescence des fissures de fatigue

La coalescence des fissures est la dernière étape avant la rupture totale de l'éprouvette, cette partie représente respectivement 20% et 30% de la durée de vie des éprouvettes pour TW3_3 et TW8_3. Les fissures individuelles suivent le chevron, ou la zone de transition ZF /ZAT, elles se propagent dans des plans parallèles à l'axe de sollicitation jusqu'à un point où elles se réunissent. Ce phénomène est appelé coalescence et donne naissance à une fissure unique (Figure III-16). Cette réunification engendre une augmentation du facteur de forme qui se traduit par une augmentation de ΔK et donc de la vitesse de propagation.

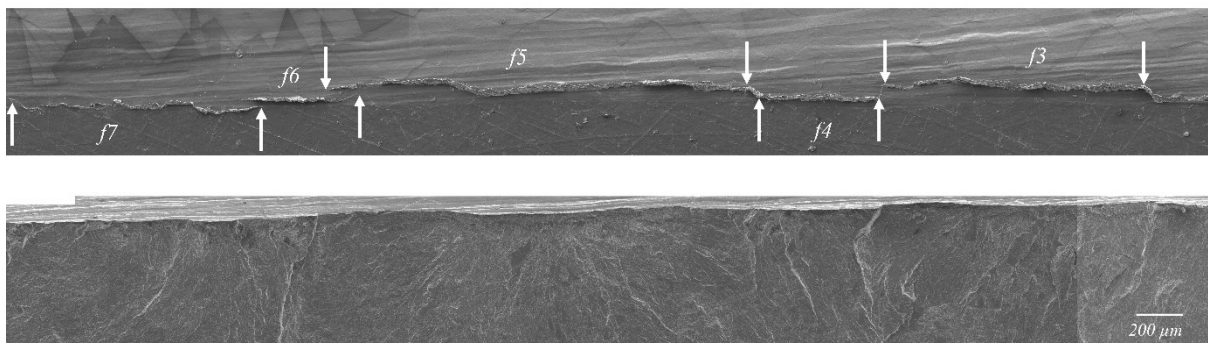


Figure III-16 : Coalescence des fissures f_3 , f_4 , f_5 , f_6 et f_7 de l'éprouvette TW3_3 à 1.10^5 cycles ; (supérieur) Réplique ; (inférieur) Faciès de rupture.

III.4 Synthèse

Cette partie a exposé les différents résultats expérimentaux obtenus sur les joints soudés bout à bout, avec et sans passe de lissage. Les ruptures en fatigue du joint se sont produites sur porosités ou dans la zone de raccordement, ce chapitre traitant uniquement des amorçages en raccordement. Le chapitre avait trois objectifs : évaluer la passe de lissage, connaître les facteurs importants pour la limite de fatigue et exacerber des particularités géométriques tels que les désalignements et caniveaux.

III Tenue en fatigue du joint soudé

Pour un joint **as-welded**, il s'est avéré que **l'intégralité des amorçages causes de la rupture de l'éprouvette, a eu lieu en racine**, cela est vrai pour les cordons avec et sans passe de lissage. Une fois cette racine enlevée, l'amorçage s'est reporté en pied pour la configuration sans passe de lissage. La passe de lissage a justement pour vocation de lisser la singularité géométrique du pied, le rendant moins critique vis-à-vis de la fatigue. Cet objectif a fonctionné car aucun amorçage n'a été relevé dans cette zone, toutefois, les initiations se sont reportées dans des porosités, sans augmenter la tenue en fatigue du joint. **La passe de lissage a donc eu un effet limité sur la tenue mécanique du joint d'épaisseur 5 mm.** La passe de lissage pourrait tout de même permettre de s'affranchir du contrôle CND du pied, contrairement au cordon sans passe où il semble indispensable, même pour un cordon as-welded. En effet, les sites d'amorçage pied et racine sont susceptibles d'entrer en compétition.

La racine est un milieu complexe, car la singularité géométrique englobe les zones du joint ZAT, interface ZAT/ ZF et la ZF. Il est donc difficile de savoir quels paramètres parmi la microstructure et la géométrie influent sur la tenue en fatigue. C'est pourquoi, un suivi de fissures a été réalisé et a permis de remonter aux éléments ayant fait naître les fissures. Il s'est avéré que l'intégralité des fissures étudiées se sont initiées sur des petites singularités géométriques. Elles sont appelées chevrons, ou vagues de solidification, et sont présentes dans la ZF. L'importance de la géométrie a aussi été constatée par les éprouvettes possédant des désalignements, nous avons pu observer qu'ils avaient un effet très marqué sur la tenue du joint. Des essais avec caniveaux ayant pour but d'exacerber la géométrie ont été menés. Paradoxalement, aucun amorçage n'a eu lieu dans ces derniers, les fissures ont préféré s'initier dans les chevrons, de plus petite taille. **Il semble donc que l'effet de la géométrie soit très localisé.**

Afin d'évaluer l'effet des contraintes résiduelles, des essais ont été effectués sur éprouvettes traitées thermiquement, ceci ayant pour but d'enlever les contraintes sans modifier la microstructure. Ils ont montré que **les contraintes résiduelles n'avaient que peu ou pas d'effet** sur la tenue du joint pour une sollicitation à $R=0,1$. En accord avec ce résultat, **un effet de la contrainte moyenne entre $R=0,1$ et $R=0,5$ a été constaté.**

Le suivi de répliques réalisé sur l'éprouvette sollicitée par paliers a permis de mettre en évidence **qu'aucune fissure n'était présente en surface des éprouvettes pour les paliers à non-rupture.** Ainsi, dans le calcul de la limite de fatigue, la part de la phase de propagation n'excède pas 2%. Cela met en évidence la part prépondérante de l'amorçage dans le calcul de la limite de fatigue et justifie l'utilisation des critères d'amorçage. A l'inverse, pour les essais à rupture directe, la phase de propagation est prépondérante. **Nous estimons que les parts de la phase d'amorçage, de propagation et de coalescence sont respectivement de 30%, 50% et 20% sur la durée de vie en fatigue.** Ainsi, les méthodes basées sur la mécanique de la rupture pour le dimensionnement en fatigue sont aussi justifiées. Il est à noter que la méthode proposée par Zerbst permet d'intégrer ces trois phases, au regard des parts de chacune, il semble important de faire un effort d'identification des phases d'amorçage et de propagation pour modéliser la durée de vie en fatigue [Zerbst et al. 2019]

IV. Critères de fatigue multiaxiaux et non locaux appliqués aux éprouvettes cylindriques entaillées

En présence de singularités géométriques, on observe une tri-axialité des contraintes, c'est pourquoi, nous avons besoin d'un critère de fatigue multiaxial. Une première partie sera dédiée à la justification du choix du critère, une attention particulière ayant été portée sur l'intervalle de validité de ce dernier.

L'un de nos trois axes de travail issus de la littérature est d'explorer une nouvelle façon de considérer l'hétérogénéité du champ de contraintes présent dans les zones de singularités géométriques. La seconde partie traite de cet axe. Quatre critères multiaxiaux et non locaux de la littérature seront comparés et serviront de référence pour nos nouvelles propositions. Nous détaillerons le processus ayant abouti à l'écriture de deux nouveaux critères de fatigue, σ^* et σ^{**} , et nous discuterons de leur validité.

IV.1 Critère de fatigue multiaxial

Dans la littérature, il est étayé qu'un critère de fatigue multiaxial n'est pas capable de décrire l'intégralité des cas de chargements uni-axiaux, biaxiaux et de cisaillement pur [Palin-Luc et Lassarre, 1998] [Bonnand et al. 2011]. C'est pourquoi, le choix du critère et son identification doivent se faire en fonction de l'étude, c'est à dire, du matériau et des chargements. Une fois ce choix fait, il est important de donner la plage de validité du critère de fatigue multiaxial.

Dans notre étude, le joint soudé bout à bout est sollicité macroscopiquement en traction uni-axiale avec deux rapports de charge $R=0,1$ et $R=0,5$. Localement, dans la zone de raccordement, la singularité géométrique induit une bi-axialité des contraintes ; à noter, la composante des contraintes suivant l'axe de chargement est prédominante. Nous avons choisi d'identifier le critère multiaxial entre les rapports de charge $R=0,1$ et $R=0,5$, et cherchons à connaître sa plage de validité. Du fait de l'étude et des applications industrielles, un effort est porté sur la validité du critère pour les cas de chargements uni-axiaux à plusieurs rapports de charge, à savoir de $R=-1$ à $R=0,8$. Les cas de chargements biaxiaux et de cisaillement sont aussi discutés. Dans le but de connaître la plage de validité des chargements uni-axiaux à plusieurs rapports de charge, des données d'essais fatigue sur métal de base sont utilisées. Le choix d'employer le métal de base vient du constat que l'effet de la contrainte moyenne entre $R=0,1$ et $R=0,5$ est similaire pour le joint soudé et le métal de base. Nous faisons l'hypothèse que la sensibilité à la contrainte moyenne entre $R=-1$ et $R=0,8$, est proche pour le matériau soudé et le métal de base, ce qui est une hypothèse forte au regard de l'impact potentiel des contraintes résiduelles engendrées par le procédé de soudure.

IV.1.1 Sensibilité du TA6V à la contrainte moyenne

Nous avons choisi de recueillir les résultats d'essais de deux études : Bellows et Lanning [Bellows, 1999] [Lanning, 2005]. Nous avons choisi ces études car elles possédaient des essais à rapports de charge

obtenus sur l'intervalle $R=-1$ à $R=0,8$, et que les matériaux et les conditions d'essais étaient similaires entre eux.

Le diagramme de Haigh est présenté en Figure IV-1. Nous constatons que les points de Bellows et Lanning sont relativement proches, toutefois, les points de Lanning donnent des limites de fatigue plus élevées, ceci est probablement dû à la définition de la limite de fatigue. En effet, pour Lanning la limite de fatigue est obtenue à 10^6 cycles, tandis que pour Bellows elle est obtenue à 10^7 cycles. Cette différence de définition n'empêche pas la comparaison, car pour le titane l'évolution de la limite de fatigue n'est pas significative dans cet intervalle. Le diagramme de Haigh montre une dépendance élevée de la contrainte moyenne, qui finit par saturer pour les rapports de charge élevés, ce constat est similaire à celui de Bonnard [Bonnard et al, 2011]. En général, les matériaux métalliques suivent une tendance dans le diagramme de Haigh de forme parabolique concave comme le suggère Gerber [Hénaff et Morel, 2005], alors que pour le TA6V la tendance est convexe.

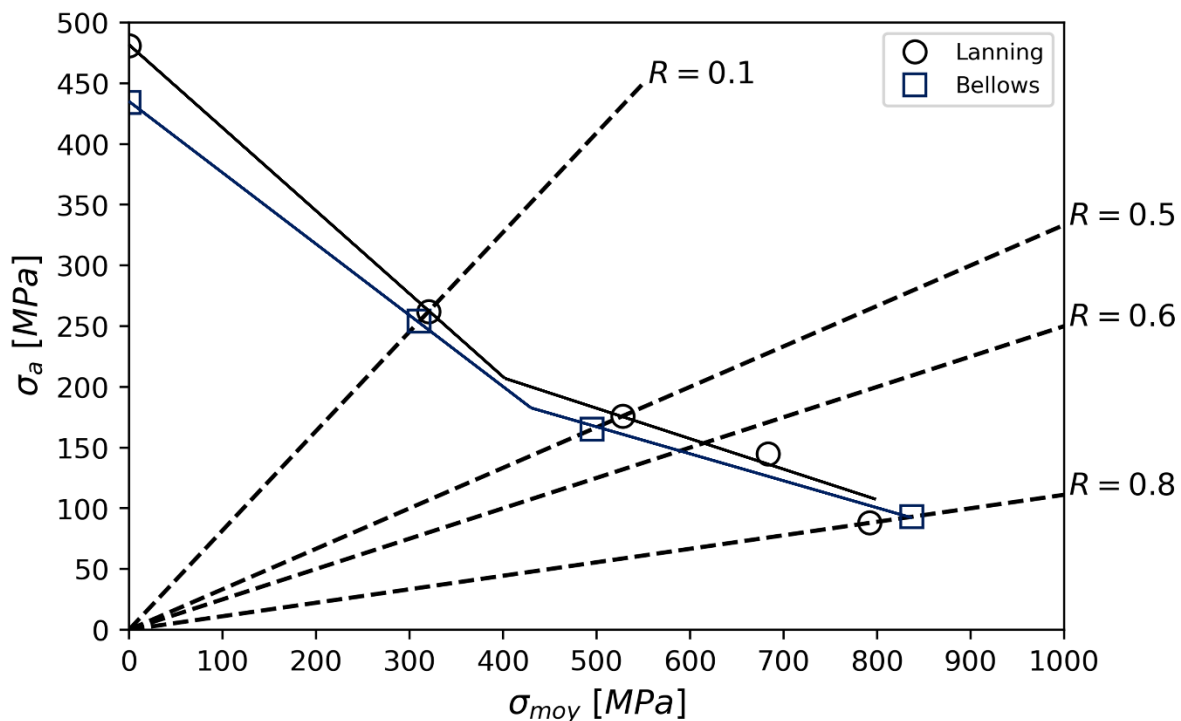


Figure IV-1 : Diagramme de Haigh montrant l'influence de la contrainte moyenne pour TA6V possédant la même microstructure. Les données de base proviennent de deux études : [Bellows, 1999] et [Lanning, 2005].

IV.1.2 Capacité de description des critères de Crossland et Sines

Nous avons testé la capacité qu'ont les critères de fatigue de Crossland (Équation IV-1) et Sines (Équation IV-2) à décrire l'effet de la contrainte moyenne du TA6V précédemment exposé (IV.1.1). Pour cela, les diagrammes de Crossland et Sines sont tracés, puis une interpolation linéaire est réalisée. Le coefficient directeur de cette droite et l'ordonnée à l'origine correspondent aux deux paramètres du critère, respectivement α et β (Figure IV-2). La qualité de description du critère se fait à l'aide du coefficient de corrélation noté R^2 . Pour ces diagrammes, nous constatons que les points des rapports de charge $R=0,1$ et $R=0,5$ sont toujours sous la courbe d'interpolation, cela signifie que si le critère est identifié à l'aide des paramètres des courbes, il sera non conservatif pour ces deux points. A l'inverse,

IV Critères de fatigue multiaxiaux et non locaux appliqués aux éprouvettes cylindriques entaillées

pour des rapports de charge $R=-1$, $R=0,65$ et $R=0,8$, qui se situent au-dessus de la courbe, le critère sera conservatif. La dépendance élevée de la contrainte moyenne observée sur le diagramme de Haigh pour les points compris entre $R=0,1$ et $R=0,5$ se répercute directement dans les diagrammes de Crossland et Sines. Toutefois, le critère le plus à même de décrire l'effet de la contrainte moyenne est celui proposé par Sines, et cela pour les deux bases de données.

$$\sigma_{cr-local} = \sqrt{J_{2,a}} + \alpha_{cr} \cdot J_{1,max} \leq \beta_{cr} \quad \text{Équation IV-1}$$

$$\sigma_{si-local} = \sqrt{J_{2,a}} + \alpha_{si} \cdot J_{1,moy} \leq \beta_{si} \quad \text{Équation IV-2}$$

	Lanning	Bellows
α_{cr}	1,494	1,112
β_{cr}	479	376
α_{si}	0,830	0,707
β_{si}	262	233

Tableau IV-1 : Paramètres des critères de Crossland et Sines obtenus par interpolation des points de rapport de charge de $R=-1$ à $R=0,8$.

Afin de mieux décrire tous les points, nous avons utilisé une fonction d'un polynôme d'ordre 2, pour interpoler les points du diagramme de Sines. Cette fonction permet d'augmenter les capacités de prédiction. Toutefois, cela implique un troisième paramètre à identifier, de plus nous ne connaissons pas la capacité de prédiction pour des cas de chargements plus complexes comme les biaxiaux et le cisaillement.

Nous cherchons à connaître la fiabilité des critères de Crossland et Sines, identifiés sur les données de fatigue uni axiale à décrire le cisaillement pur (Tableau IV-1). Pour ce type de sollicitation, la limite de fatigue est directement la valeur du seuil β , ainsi, il est aisé de connaître la capacité des critères. Nous avons choisi une limite de fatigue de la littérature provenant de la thèse de doctorat de Vayssette, d'une valeur de 416 MPa [Vayssette, 2020]. Avec les données de Lanning, l'erreur commise par le critère de Crossland est de 15%, celle commise par le critère de Sines est de -37%. Pour la base de données de Bellows, l'erreur pour le critère de Crossland est de -9% et celle pour le critère de Sines est de -43%. Au regard de ces résultats, le critère de Crossland semble donner une meilleure description, nous soulignons toutefois le caractère conservatif élevé du critère de Sines pour le cisaillement. Ce conservatisme du critère de Sines a aussi été constaté par Bonnard pour les cas de chargements équi-biaxiaux pour le TA6V [Bonnard et al, 2011]. Ce même auteur suit une démarche proche de la nôtre : identification du critère sur la base de données uni-axiales puis confrontation du critère à d'autres cas de chargement. Il arrive à la conclusion que le critère de Crossland ne semble pas être fiable aux vues des prédictions à d'autres cas de chargements.

IV.1.3 Choix du critère et conséquence

Bien que le critère de Sines paraisse le plus pertinent pour notre problématique, du fait de sa capacité à prendre en compte des cas de chargements plus diverses, nous avons préféré déployer celui de Crossland. En effet, ce dernier étant plus usuellement utilisé, les comparaisons à d'autres études seront plus aisées. Le critère de Crossland est justifié par les cas de chargements uni-axiaux de l'étude. Toutefois, l'utilisation de ce dernier à des cas de chargements plus complexes n'est pas légitime. Comme

IV Critères de fatigue multiaxiaux et non locaux appliqués aux éprouvettes cylindriques entaillées

le critère sera identifié avec les rapports de charge $R=0,1$ et $R=0,5$, il sera probablement conservatif pour tout rapport de charge à l'extérieur de ce domaine. Cette dernière considération va dans le sens de la sécurité.

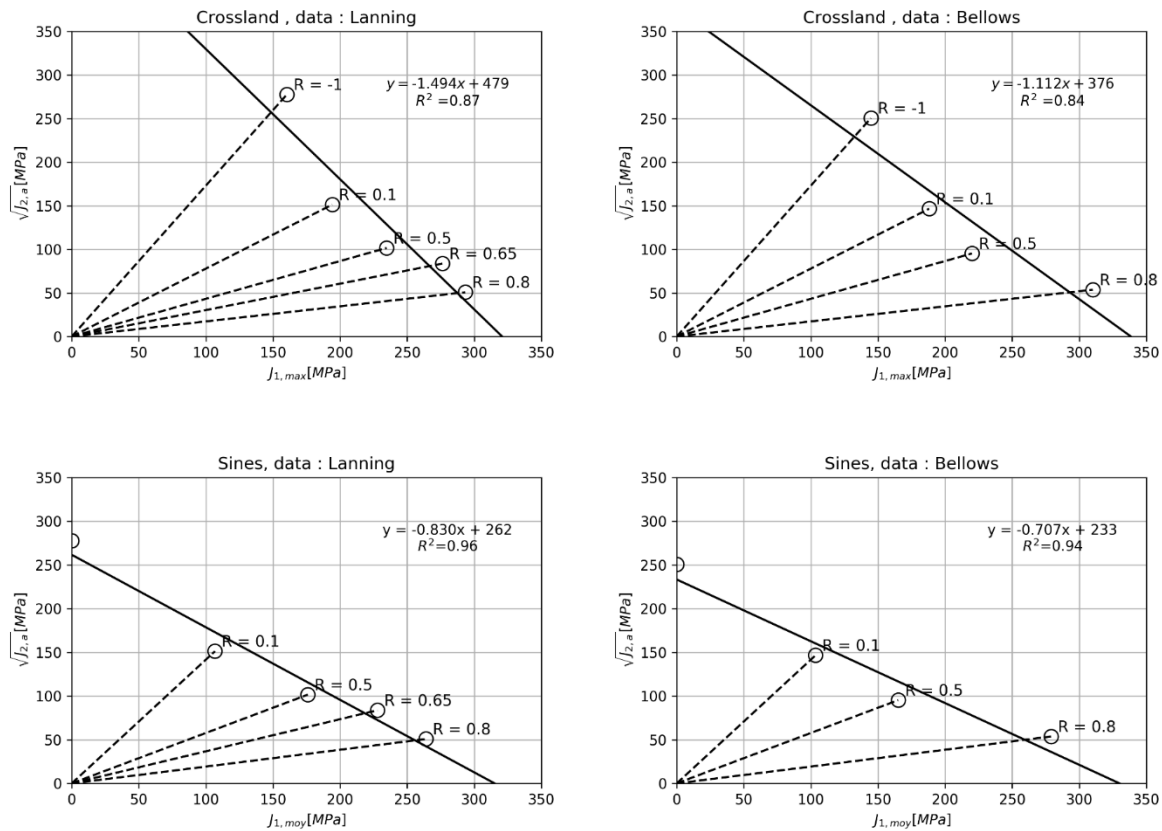


Figure IV-2 : Diagramme de Crossland et de Sines affichés pour les deux bases de données.

IV.2 Critères non locaux appliqués aux éprouvettes cylindriques entaillées

Dans la Partie III.1.3, nous avons mis en évidence que la géométrie était le facteur le plus important vis-à-vis de la fatigue. Afin de créer le lien entre la géométrie et la tenue en fatigue du joint, l'hétérogénéité du champ de contraintes doit être considérée. Ceci se fait par l'intermédiaire de méthodes présentées dans la Partie I.4.

L'élaboration de nouvelles méthodes permettant de capter l'hétérogénéité du champ de contraintes a été menée dans cette partie. La manière la plus aisée pour évaluer leur pertinence est la comparaison avec des méthodes existantes. Or, une partie d'entre elles réclame une évaluation d'un gradient de contraintes, suivant la direction du plus fort gradient. Afin de simplifier cette étape, nous avons choisi de ne pas travailler directement sur le joint de l'étude, mais plutôt sur des éprouvettes entaillées. De plus, l'utilisation de celles-ci permet de tester un plus large panel de géométries et de rapports de charge.

La base de données des éprouvettes entaillées est celle réalisée par Lanning [Lanning, 2005]. Nous avons fait le choix d'utiliser cette unique base pour garantir un même état de préparation - usinage et polissage des entaillées - en effet, le TA6V est sensible à ces derniers paramètres. Entre une éprouvette plate possédant un cordon de soudure et une éprouvette cylindrique entaillée, la géométrie est radicalement

différente. Toutefois, les paramètres du rayon de raccordement - joint soudé - et du rayon de fond d'entaille peuvent être qualitativement comparés. Le rayon de raccordement des zones d'amorçage est compris entre $25\ \mu\text{m}$ et $500\ \mu\text{m}$, avec une moyenne à $144\ \mu\text{m}$, tandis que trois rayons de fond d'entaille sont réalisés pour les éprouvettes entaillées : $127\ \mu\text{m}$, $203\ \mu\text{m}$ et $330\ \mu\text{m}$. Ainsi, la taille des éprouvettes cylindriques couvre la partie supérieure de la population des rayons de raccordement.

IV.2.1 Mise en place du modèle

La base de données utilisée dans cette étude provient des points des diagrammes de Haigh des publications de Lanning [Lanning, 2005]. Pour un type d'essai, même géométrie et même chargement, entre 1 et 4 éprouvettes ont été sollicitées par paliers, permettant d'obtenir une limite de fatigue à 10^6 cycles pour chacune d'entre elles (Annexe C). Nous avons choisi de retenir uniquement la moyenne des limites de fatigue, ainsi un type d'essai est associé à une unique limite de fatigue.

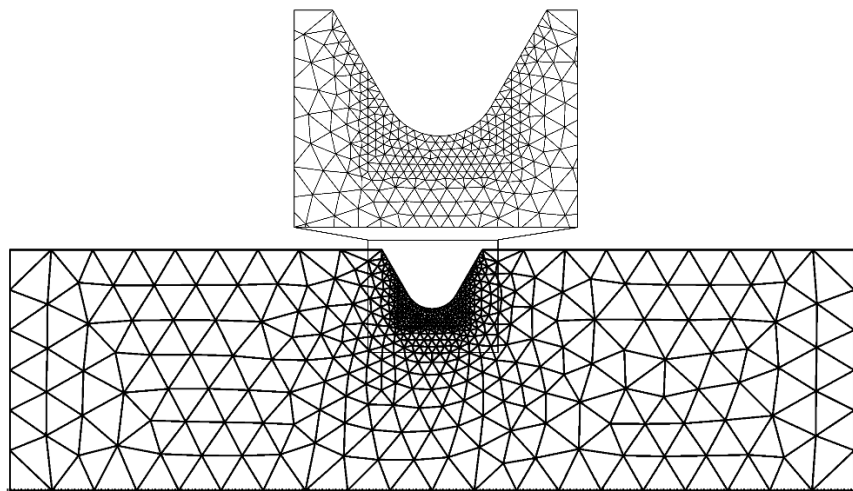


Figure IV-3 : Présentation du modèle 2D axisymétrique (type d'essai : lan_272_01).

Pour chaque type d'essai, un modèle élément fini est réalisé via le logiciel Abaqus (Figure IV-3). Les modèles sont 2D axisymétriques, réalisés en élément quadratique (CAX6M). Une taille de maille de $50\ \mu\text{m}$ a été appliquée sur la surface autour de l'entaille. Le comportement matériau est élastique, de module $110\ 000\ \text{MPa}$ et de coefficient de Poisson $0,32$. La simplicité de ce modèle a eu pour but de tester des critères en un temps limité, tout en gardant une bonne qualité du champ de contraintes.

Comme le rappelle Lanning, la réalisation des entailles n'altère pas les propriétés en fatigue du matériau. Ainsi, les paramètres du critère de Crossland n'ont pas de raison d'être différents de ceux du métal de base. Comme les éprouvettes entaillées sont sollicitées macroscopiquement à des rapports de charge compris entre $R=-1$ et $R=0,8$, les paramètres du critère de Crossland ont été identifiés sur cet intervalle sur le métal de base. La méthode retenue consiste à interpoler par une droite les points de rapport de charge $R=-1$; $R=0,1$; $R=0,5$; $R=0,65$ et $R=0,8$ présents dans un diagramme de Crossland, le coefficient directeur donnant α_{cr} et l'ordonnée à l'origine donnant β_{cr} . Les paramètres choisis sont : $\alpha_{cr}=1,494$ et $\beta_{cr}=479\ \text{MPa}$ et seront fixes dans cette partie. Pour évaluer la capacité du critère, un calcul d'erreur est effectué pour chaque type d'essai (Équation IV-3).

$$\text{Erreur}[\%] = \frac{(\sigma_{\text{critère}} - \beta_{cr}) * 100}{\beta_{cr}}$$

Équation IV-3

IV.2.2 Approches de la littérature

IV.2.2.1 Valeur locale

Les 22 types d'essais de l'étude de Lanning ont fait l'objet d'une évaluation de la grandeur locale de Mises. Il s'est avéré que les éprouvettes sollicitées à rapport de charge $R=0,65$ et $R=0,8$ possèdent une valeur de la contrainte équivalente de von Mises bien supérieure à la limite d'élasticité obtenue expérimentalement. Cette dernière est de 930 MPa contre 1087 MPa au minimum pour ces éprouvettes. Or l'objectif de l'étude est de comparer des méthodes permettant de considérer l'hétérogénéité du champ de contraintes, et nous cherchons à nous affranchir du problème lié à la plasticité. C'est pourquoi, les éprouvettes sollicitées à $R=0,65$ et $R=0,8$ sont retirées de l'étude ; nous conservons 17 éprouvettes dont 16 pour les rapports de charge $R=0,1$ et $R=0,5$ (Tableau IV-2).

Limite de fatigue en amplitude section « net section stress »	R = -1	R = 0,1	R = 0,5
Référence métal de base	481	262	176
Moyenne [MPa]	178	135	90
Min [MPa]	178	93	64
Max [MPa]	178	187	130
Δ (Max ; Min) [MPa]	0	94	66
Nombre type d'essais	1	8	8

Tableau IV-2 : Éprouvettes entaillées.

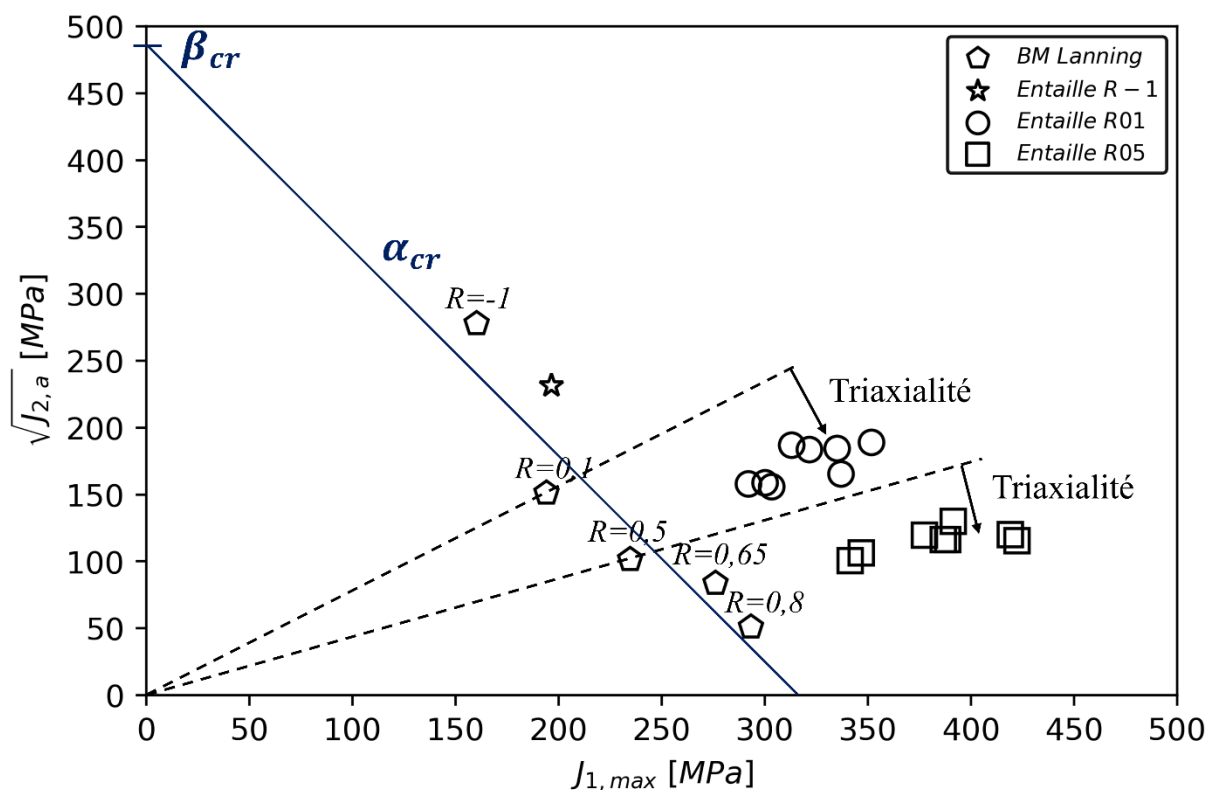


Figure IV-4 : Diagramme de Crossland, référence métal de base et éprouvettes entaillées.

IV Critères de fatigue multiaxiaux et non locaux appliqués aux éprouvettes cylindriques entaillées

Les 17 éprouvettes entaillées et les 5 éprouvette en métal de base sont affichées dans le diagramme de Crossland (Figure IV-4). Le diagramme est composé de deux domaines : amorçage et non amorçage des fissures de fatigue. Ils sont séparés par la droite de coefficient directeur $-\alpha_{cr}$ et d'ordonnée à l'origine β_{cr} . En principe, si le critère est parfait, les points sont sur cette droite. Pour les cas d'entaille, il est souvent constaté que les points sont dans le domaine d'amorçage. Cela signifie que les paramètres du critère identifiés en métal de base donnent au critère un caractère conservatif dans les cas d'éprouvettes entaillées avec l'approche locale. Pour une éprouvette lisse, il existe une relation linéaire entre les grandeurs $\sqrt{J_{2,a}}$ et $J_{1,max}$, le point est donc sur une droite qui passe par l'origine. Ainsi, pour chaque rapport de charge, il existe une droite où se situent les points du métal de base. Or, pour un rapport de charge fixé, les éprouvettes entaillées sont désalignées par rapport à cette droite. Cela met en évidence une tri-axialité différente entre une éprouvette lisse et entaillée. De plus, au regard de l'écart entre la droite et le nuage de points, la tri-axialité est non négligeable.

Les erreurs de prédiction commises par la valeur locale de Crossland vont être maintenant discutées. L'entaille réalisée sur l'éprouvette conduit à la diminution de la limite de fatigue. Entre le métal de base et l'éprouvette la plus délétère vis-à-vis de la fatigue, une diminution de l'ordre de 60% est constatée (Tableau IV-2). Cela met en évidence que le critère a largement été éprouvé. Les erreurs commises par la valeur locale de Crossland pour les 22 éprouvettes sont présentées par l'intermédiaire d'une boîte à moustaches (Figure IV-5).

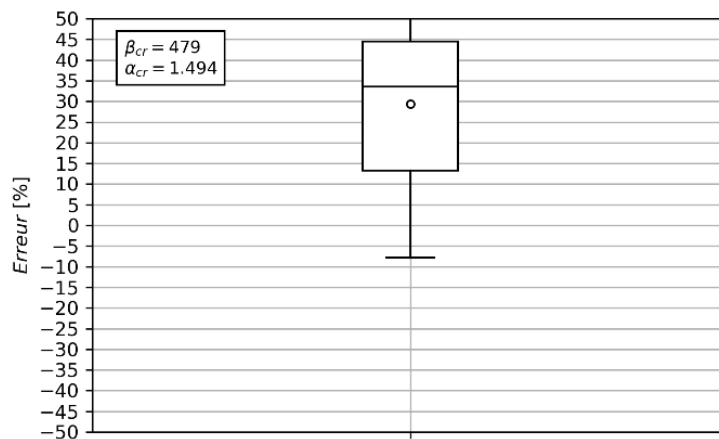


Figure IV-5 : Erreurs commises par la valeur locale de Crossland pour les 22 éprouvettes (5 lisses et 17 entaillées).

Les erreurs commises pour le métal de base sont positives pour les rapports de charge $R=-1$, $R=0,65$ et $R=0,8$ et négatives pour $R=0,1$ et $R=0,5$, ceci est dû à la sensibilité particulière du TA6V présentée dans la partie (IV.1.1). Il est à noter que les erreurs sont comprises entre 8,0% et -7,9%, ce qui est tout à fait raisonnable au vu de l'étendue des rapports de charge. Cela met en évidence la capacité du critère de Crossland à traduire l'effet de la contrainte moyenne pour un matériau dépourvu de singularité géométrique.

En présence de singularité, l'erreur est toujours positive montrant ainsi le caractère conservatif d'une valeur locale, précédemment discuté. L'intervalle des erreurs est compris entre 9,6% et 55,8%, l'utilisation d'une valeur locale en présence d'une singularité géométrique a donc une capacité limitée.

L'élément important à signaler est que **l'erreur est fonction du rapport de charge**, en effet, l'erreur moyenne est de 36% pour R=0,1 contre 44% pour R=0,5 ; soit une augmentation de 8% entre ces deux rapports de charge. Ce constat est d'autant plus marqué pour R=-1, où l'erreur n'est que de 9,6%. Cette erreur peu élevée à R=-1 met en évidence qu'une valeur locale de contrainte est un indicateur suffisant pour connaître la tenue en fatigue de l'élément entaillé pour ce rapport de charge. Ainsi, **il n'y aurait pas d'effet de l'hétérogénéité des contraintes pour un rapport de charge R=-1, ce constat vient étayer celui déjà réalisé par Pessard [Pessard et al, 2021]. L'augmentation de l'erreur entre R=0,1 et R=0,5 pourrait également être expliquée par une sensibilité à l'hétérogénéité des contraintes différente entre ces deux rapports de charge.** Nous avons aussi constaté que l'erreur n'était pas fonction de l'acuité du rayon de fond d'entaille.

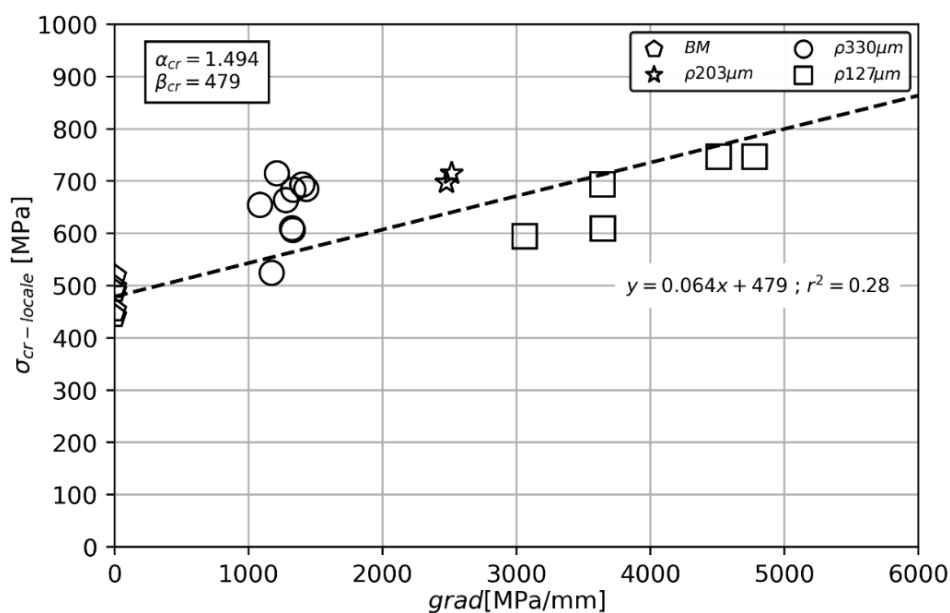
IV.2.2.2 Approche par gradient linéaire et non linéaire

L'approche par gradient a été appliquée afin de capter l'effet de l'hétérogénéité des contraintes, pour rappel, elle consiste à ajouter une fonction de poids à la valeur locale. Cette fonction est la multiplication d'un paramètre noté a_{grad} et du gradient de contraintes (Équation IV-4). Cette approche a été présentée dans la Partie I.4.2. Le gradient de contraintes peut se calculer de façon approchée par l'Équation IV-5, avec ρ le rayon de fond d'entaille, $\sigma_{cr-local}$ la valeur locale de Crossland au point chaud et $\sigma_{cr-local}(\infty)$ la valeur locale de Crossland à l'infini suivant la direction du plus fort gradient. L'utilisation de ce critère implique la connaissance de la direction du plus fort gradient, celle-ci est aisément obtenue pour les éprouvettes cylindriques entaillées car elle est sur un axe de symétrie.

$$\sigma_{grad} = \sigma_{cr-local} - a_{grad} \cdot grad(\sigma_{cr-local}) < \beta_{cr} \quad \quad \quad grad(\sigma_{cr-local}) = \frac{\sigma_{cr-local} - \sigma_{cr-local}(\infty)}{\rho}$$

Équation IV-4

Équation IV-5



IV Critères de fatigue multiaxiaux et non locaux appliqués aux éprouvettes cylindriques entaillées

Les paramètres α_{cr} et β_{cr} étant fixés, il reste à identifier le paramètre a_{grad} . La stratégie choisie consiste à calculer pour chaque éprouvette, les grandeurs $\sigma_{cr-locale}$ et $grad(\sigma_{cr-locale})$, puis à interpoler ces points par une fonction linéaire d'ordonnée à l'origine β_{cr} (Figure IV-6). Le coefficient directeur correspond alors au paramètre a_{grad} . La stratégie qui vise à identifier le paramètre de la partie non locale sur l'intégralité de la base de données a été retenue par la suite. Cela permet la comparaison au plus juste des erreurs produites par les approches. Le paramètre a_{grad} possède l'information : du matériau, des contraintes résiduelles et de l'état de surface généré par le procédé d'usinage. Au vu des informations données par Lanning, il est probable que les contraintes résiduelles et l'état de surface aient peu d'impact, ainsi, le matériau serait la principale information présente pour le paramètre a_{grad} . La valeur obtenue est $a_{grad}=0,064$ mm, elle est proche de celle de Simon qui est de $a_{grad}=0,050$ mm pour un rayon de fond d'entaille de $200 \mu\text{m}$ [Simon, 2018]. A noter, cette comparaison est très qualitative car l'auteur nous informe que le procédé d'usinage – meulage – utilisé pour la fabrication des entailles introduit une modification du matériau, des contraintes résiduelles et de l'état de surface. Ceci est très néfaste sur la fatigue et se répercute dans le paramètre a_{grad} .

La boîte à moustaches de l'erreur commise par le critère σ_{grad} , montre que la considération du gradient a permis de centrer l'erreur (Figure IV-8). Nous constatons que la boîte à moustaches a une étendue relativement proche de celle obtenue pour la valeur locale, une légère diminution est toutefois observée. Ainsi, l'action de ce critère est limitée. Nous notons que les rayons de fond d'entaille de $330 \mu\text{m}$ et $203 \mu\text{m}$ sont au-dessus de la droite d'interpolation, tandis que ceux de $127 \mu\text{m}$ sont sous cette droite (Figure IV-6). Cela signifie qu'en fonction du rayon, le critère est conservatif ou non. Cela peut être expliqué par le gradient linéaire qui n'est pas le plus adéquat pour ce type de défaut. Dans le but de donner une saturation à l'effet de gradient, un paramètre n peut être mis en indice de celui-ci, l'effet du gradient n'est donc plus linéaire, ce critère non linéaire étant couramment utilisé dans la littérature (Équation IV-6) (Figure IV-7).

$$\sigma_{grad nl} = \sigma_{cr-locale} - a_{grad} \cdot (grad(\sigma_{cr-locale}))^n < \beta_{cr} \quad \text{Équation IV-6}$$

La stratégie d'identification des paramètres a_{grad} et n se fait par l'interpolation sur toute la base. Ce nouveau critère montre une capacité de prédiction plus importante que le critère linéaire, en effet, le coefficient de détermination passe de 0,28 à 0,70. De plus, l'erreur est indépendante du rayon de fond d'entaille. Le diagramme à moustaches des erreurs présentées en Figure IV-8 est centré à 0% et une réduction importante de la boîte et de la moustache, par rapport à l'approche par gradient, est constatée.

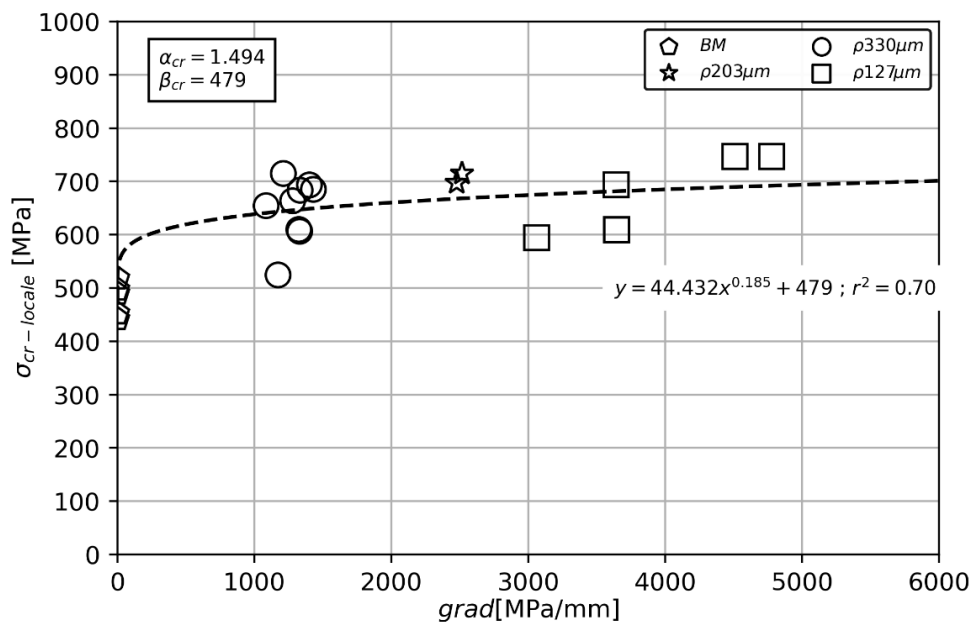


Figure IV-7 : Diagramme valeur locale fonction du gradient de contraintes.

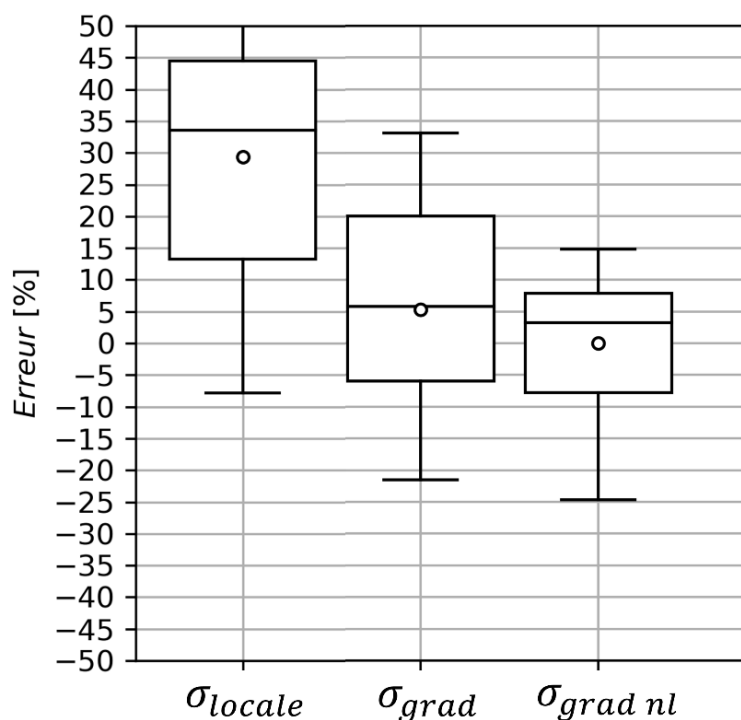


Figure IV-8 : Comparaison des erreurs commises entre le gradient linéaire et le gradient non linéaire.

IV.2.2.3 Approche intégrale : moyenne sur un volume

Cette approche considère l'hétérogénéité du champ de contraintes par l'intermédiaire d'une moyenne des contraintes présentes dans une sphère de rayon r . La Figure IV-9 présente l'évolution de la contrainte moyenne dans le volume, $\sigma_{cr-moyenne}$, en fonction du rayon d'intégration r . La méthode permettant d'obtenir cette contrainte moyenne a été décrite en Partie I.4.3. Chaque éprouvette évolue dans ce diagramme, il est constaté que la diminution de la contrainte moyenne est fonction du rayon de fond

d'entaille ; plus le rayon est petit plus la diminution de la contrainte moyenne est brutale. A partir de 300 μm , il n'y a que peu d'évolution de la contrainte moyenne. Le paramètre du critère à identifier est uniquement celui du rayon d'intégration. Celui-ci a été choisi pour minimiser les erreurs commises par le modèle (Figure IV-11), sa valeur est de 150 μm . L'erreur est dépendante du rayon de fond d'entaille : pour le rayon 127 μm l'erreur est plutôt non conservative, pour 203 μm et 330 μm elle est plutôt conservative. Il est intéressant de constater que le nuage de points des éprouvettes entaillées (noire et rouge) à $r=150 \mu\text{m}$ n'a pas beaucoup plus convergé que celui à $r=0 \mu\text{m}$ (valeur locale). Cela est dû à une diminution de la contrainte moyenne plus rapide pour les éprouvettes de rayon 127 μm (rouge). Ainsi, tous les types d'éprouvettes possédant un rayon de 127 μm , au nombre de six, sont considérés comme non conservatifs par le critère.

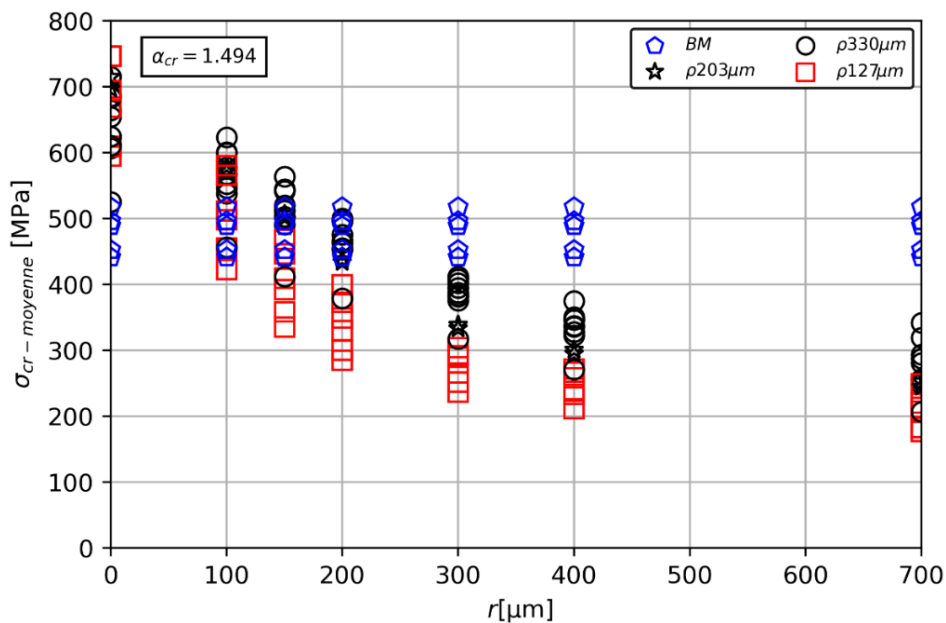


Figure IV-9 : Contrainte de Crossland moyenne fonction du rayon d'intégration r .

Nous avons constaté que le centre du cercle possédant la contrainte moyenne la plus importante n'était pas confondu avec les points de contrainte maximale locale (Figure IV-10). Ce constat est d'autant plus vrai pour les rayons d'intégration importants, où le centre du cercle a tendance à se déplacer dans une direction perpendiculaire à l'axe de l'éprouvette suivant la direction du plus fort gradient. On peut s'interroger sur le sens physique de ce constat, en effet, au vu du type d'éprouvette et des nombres de cycles à rupture, il semble peu probable d'avoir un amorçage interne, comme le prévoit le critère.

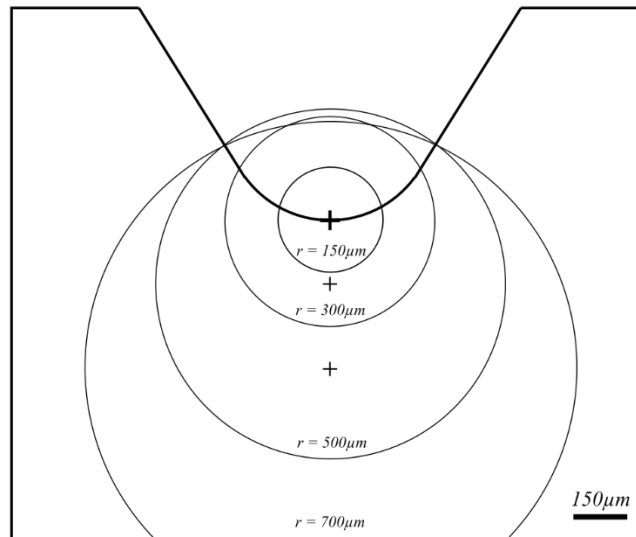


Figure IV-10 : Mise en évidence du déplacement du cercle d'intégration (éprouvette lan_272_01).

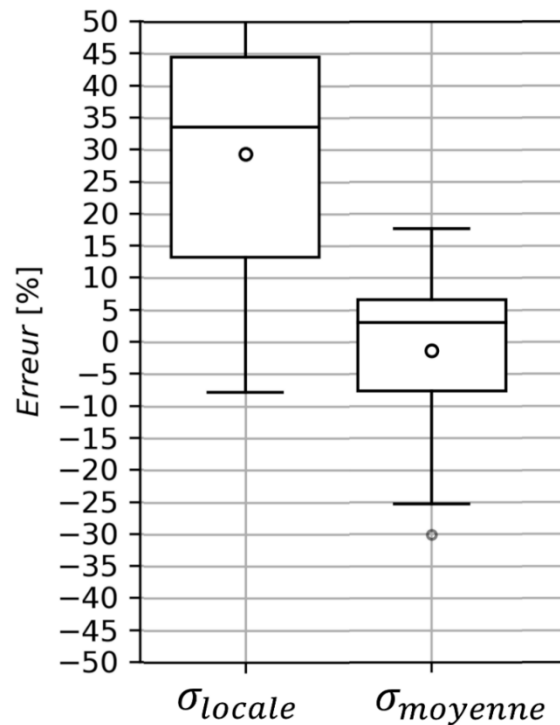


Figure IV-11 : Erreurs commises par l'approche moyenne sur un volume.

IV.2.2.4 Comparaison

L'analyse des approches de la littérature (Partie IV.2.2) a permis d'évaluer leurs capacités ainsi que de créer un référentiel de comparaison pour les nouveaux critères. Il s'est avéré que l'erreur produite par les modèles peut être dépendante du rayon de fond d'entaille ou du rapport de charge. La valeur locale possède une dépendance au rapport de charge, tandis que les approches par gradient linéaire et par moyenne sur un volume ont une dépendance au rayon de fond d'entaille. Cela met en évidence la fragilité de ces trois approches et nous interroge sur leur capacité de prédiction pour des morphologies

d'entaille plus variées. L'approche par gradient non linéaire a toutefois permis de rendre le critère indépendant de la géométrie et du rapport de charge. Cela est dû à l'ajout d'un paramètre noté n , qui donne un poids non linéaire au gradient. Contrairement aux autres approches qui possèdent un unique paramètre de non-localité à identifier, sauf pour la valeur locale, ce critère en possède deux. Ainsi, **l'utilisation d'un unique paramètre pour capter l'hétérogénéité des contraintes semble trop pauvre à ce stade.** L'utilisation des approches par gradient est toutefois compromise, le calcul de gradient implique de connaître le rayon de fond d'entaille et la direction du plus fort gradient de contrainte. Or, ces deux informations sont difficiles à obtenir pour une géométrie réaliste de joint soudé. L'approche moyenne sur un volume permet de s'affranchir de tout calcul de gradient, toutefois, **on peut s'interroger sur le sens physique de cette approche. En effet, la contrainte maximale n'est pas forcément confondue avec le site d'amorçage.**

IV.2.3 Proposition d'une nouvelle approche

La considération de la variation des contraintes dans le domaine d'intégration n'ayant à notre connaissance jamais fait l'objet d'étude et nous apparaissant comme une piste prometteuse, nous avons établi un axe de travail sur leur prise en compte. Le nouveau critère possèdera deux parties : une valeur locale des contraintes et une valeur permettant de considérer la variation des contraintes dans le domaine d'intégration, ce dernier sera un cercle (2D) ou une sphère (3D). Le but de la valeur locale est de localiser le site d'amorçage et celui de la grandeur relative à la variation, de quantifier l'effet de l'hétérogénéité des contraintes. Le choix de ce critère va être dès à présent justifié et discuté.

La Partie III.3.3, a mis en évidence expérimentalement l'importance de petites variations géométriques – chevrons – pour l'amorçage des fissures de fatigue. A noter, les chevrons ont été préférés par les fissures aux variations géométriques de plus grande taille comme les caniveaux artificiels. Or les petites variations géométriques, sièges de l'amorçage des fissures, sont systématiquement les zones où les contraintes locales sont les plus élevées. Une valeur locale a une capacité de localisation du site d'amorçage, c'est pourquoi, elle est intégrée dans le nouveau critère. Toutefois, sa capacité de prédiction de tenue en fatigue est trop conservatrice (Partie IV.2.2.1). Afin de mieux appréhender l'hétérogénéité des contraintes, l'étude de la littérature a permis de mettre en évidence l'importance de la variation des contraintes dans le domaine d'intégration. Le choix de la morphologie du domaine d'intégration est un cercle ou une sphère, mais cela est totalement arbitraire, cette forme a été choisie car c'est la plus simple à intégrer.

IV.2.3.1 Indicateur de l'hétérogénéité des contraintes

L'indicateur le plus couramment utilisé pour quantifier la dispersion d'une série statistique est l'écart-type, à noter, cet indicateur est homogène à la grandeur des éléments de la série. Pour comparer des écarts-types entre eux, comme c'est le cas dans cette présente étude, il est important de respecter quatre règles :

1. **Les séries ne doivent pas posséder de valeur aberrante.** Les séries sont des contraintes provenant du modèle élément fini, où il n'y a pas de contrainte aberrante, cette règle est respectée dans toute l'étude.
2. **Les moyennes des séries doivent être relativement proches.** Cette règle est aussi respectée dans toute l'étude.

3. La distribution est unimodale. Cette règle se vérifie tout au long de l'étude.

4. La distribution est symétrique. Cette règle est à vérifier.

Les trois premières règles sont globalement respectées mais la quatrième peut poser problème, en effet, la distribution des contraintes est dépendante de la géométrie globale. Afin de discuter cet aspect tout au long de l'étude, les distributions des contraintes dans la zone d'intégration sont systématiquement données. Il existe une seconde méthode pour quantifier les variations d'une série, celle-ci est beaucoup plus lourde mais peut permettre de mieux décrire la dispersion. Elle consiste à trouver une loi de densité de probabilité qui permette de décrire au mieux la distribution des contraintes, puis d'utiliser l'un des paramètres de loi comme indicateur de dispersion. Ce paramètre peut être de forme, d'échelle ou de seuil. Par exemple, pour une loi normale, le paramètre d'échelle est directement l'écart-type.

IV.2.3.2 Formulation empirique d'un critère non local utilisant l'écart -type

L'écart-type a été choisi comme indicateur de la variation des contraintes de Crossland du domaine d'intégration, ce choix sera justifié dans la suite de cette partie. Nous cherchons à connaître la relation entre la valeur locale de Crossland au point chaud et l'écart-type des contraintes au sein du volume d'intégration l'entourant, notés respectivement $\sigma_{cr-locale}$ et $sd(\sigma_{cr-locale})$; l'obtention de ces indicateurs étant détaillée dans la Partie II.5.2.1. Pour cela, ces deux indicateurs sont extraits d'un modèle élément fini pour chaque éprouvette et pour les domaines d'intégration de rayon 200 μm , 300 μm , 400 μm et 500 μm . Ils sont ensuite tracés dans un diagramme d'abscisse $sd(\sigma_{cr-locale})$ et d'ordonnée $\sigma_{cr-locale}$, pour chaque rayon (Figure IV-12). Le diagramme montre un premier groupe à $sd(\sigma_{cr-locale})=0$ MPa qui correspond aux éprouvettes lisses, elles sont dépourvues de variation de contraintes, et un second groupe, à $sd(\sigma_{cr-locale})$ compris entre 60 MPa et 130 MPa, qui sont les éprouvettes entaillées. **Élément remarquable, il y a une relation linéaire entre $\sigma_{cr-locale}$ et $sd(\sigma_{cr-locale})$** , pour la quantifier, une courbe de tendance a été tracée. L'indicateur de coefficient de détermination, noté R^2 , est maximal pour le rayon d'intégration de 300 μm avec un coefficient de 0,87. La relation linéaire entre $\sigma_{cr-locale}$ et $sd(\sigma_{cr-locale})$ est un constat solide. En effet, la base de données permettant d'y arriver comporte 17 éprouvettes entaillées avec des morphologies différentes, nous avons montré dans la partie IV.2.2.1 que celles-ci ont très largement éprouvé les critères de fatigue. **Cette relation linéaire empirique a été traduite en équation, formant ainsi un nouveau critère noté σ^* (Équation IV-7).**

$$\sigma^* = \sigma_{cr-locale} - \gamma \cdot sd(\sigma_{cr-locale}) \leq \beta_{cr} \quad \text{Équation IV-7}$$

Deux paramètres seront à identifier sur la partie « non locale » : la taille du domaine d'intégration, un rayon noté r , et le poids donné à la variation du champ de contraintes (écart-type), noté γ . L'utilisation de deux paramètres permettrait de s'affranchir des problèmes rencontrés avec les critères possédant un unique paramètre. En effet, nous avons mis en évidence dans la partie IV.2.2, qu'un critère possédant un unique paramètre était trop pauvre pour décrire correctement l'hétérogénéité de contraintes. L'intégralité du critère comporte toutefois quatre paramètres : α_{cr} , β_{cr} , γ et r , ce qui peut être lourd à identifier, c'est pourquoi, une stratégie d'identification sera proposée dans la suite de l'étude (Partie V.3). Pour l'éprouvette cylindrique entaillée, il n'y a pas de nécessité d'une stratégie car l'usinage des entailles n'altère pas la propriété en fatigue du matériau, le matériau en fond d'entaille a la même propriété en fatigue que le métal de base. Le critère σ^* ressemble à celui σ_{grad} , l'équation est similaire, le terme de non-localité $grad(\sigma_{cr-locale})$ est remplacé par un nouveau terme : $sd(\sigma_{cr-locale})$. Le nouveau

critère proposé permet une application à tous types de géométries : idéalisée et réaliste, mais aussi de s'affranchir de l'aspect peu physique rencontré dans le critère moyenne sur un volume.

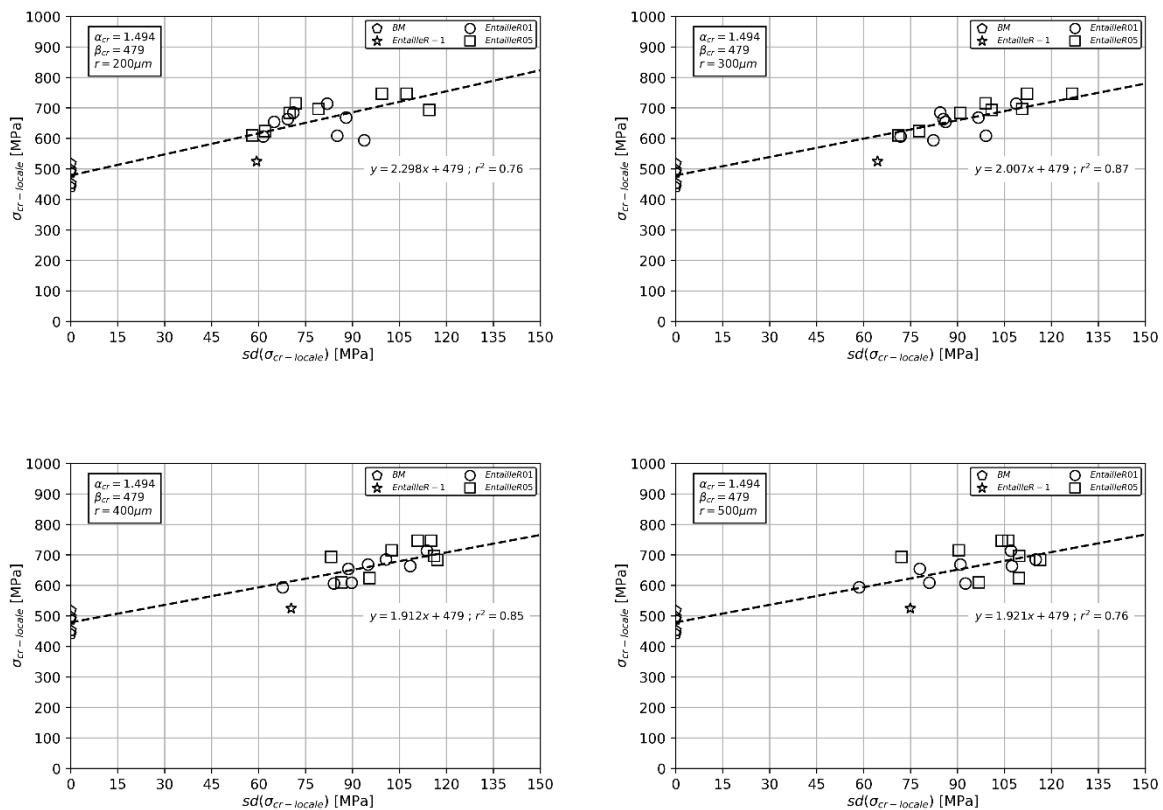


Figure IV-12 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(\sigma_{cr-locale})$ pour des tailles d'intégration 200 μm , 300 μm , 400 μm et 500 μm . Mise en évidence de la relation de linéarité entre la valeur locale et l'indicateur de dispersion : écart-type.

IV.2.4 Critère de fatigue σ^*

IV.2.4.1 Identification

L'identification des paramètres r et γ du critère se fait sur l'ensemble de la base de données (17 éprouvettes entaillées). Ils sont choisis simultanément et peuvent être vus comme un couple de paramètres, l'un n'est pas dissociable de l'autre. L'indicateur permettant de choisir le couple est le coefficient de détermination noté R^2 , celui-ci est obtenu pour chaque r , par l'interpolation des points de la base de données par une droite dans le diagramme $\sigma_{cr-locale}$; $sd(\sigma_{cr-locale})$. La droite a une ordonnée à l'origine fixée par β_{cr} et un coefficient directeur libre qui correspond au paramètre γ . Parmi les différentes tailles du domaine d'intégration, la meilleure corrélation a été obtenue pour $r=300 \mu\text{m}$ et $\gamma=2,007$. Le rayon d'intégration est du même ordre de grandeur que le rayon de fond d'entaille le plus représenté, en effet, 9 éprouvettes ont un rayon de 330 μm alors que 6 ont un rayon de 127 μm et 2 éprouvettes un rayon de 203 μm .

IV.2.4.2 Analyse des distributions des contraintes

Pour chaque éprouvette, la distribution des contraintes de Crossland présentes dans la zone d'intégration a été tracée. Les séries statistiques sont composées en moyenne de 120 éléments et montrent que la répartition n'est pas gaussienne, mais est qualitativement symétrique et laplacienne (Figure IV-13). Les morphologies des distributions sont relativement proches, bien que provenant d'un large panel d'éprouvettes, c'est pourquoi, il existe inévitablement des différences sur les queues de distribution, mais ces dernières n'ont que peu de poids sur le calcul de l'écart-type. Il semblerait qu'une partie non négligeable des contraintes soit peu chargées mécaniquement, elles sont pourtant indirectement intégrées dans l'écart-type. Les quatre règles justifiant la comparaison de l'écart-type présentées dans la partie IV.2.3.1 sont respectées.

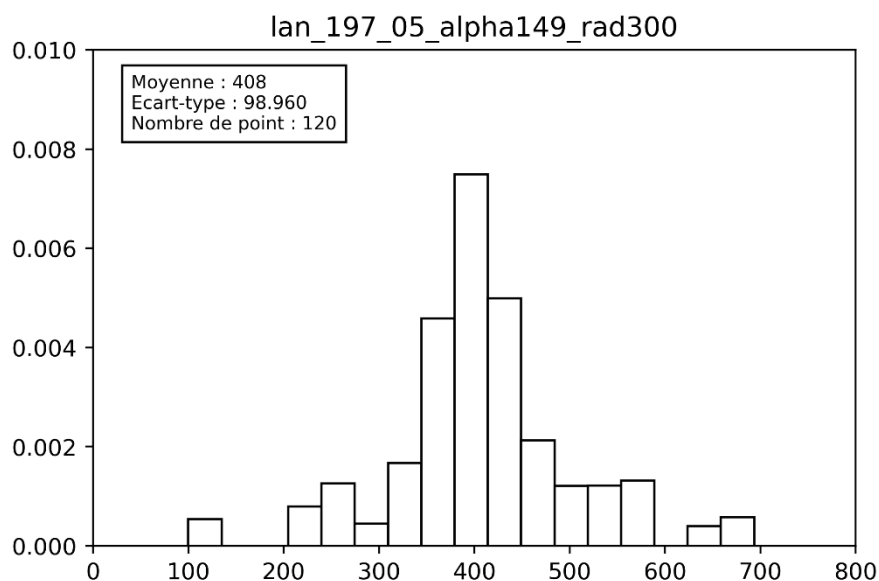


Figure IV-13 : Distribution des contraintes de Crossland dans un rayon d'intégration de 300 μm (éprouvette lan_197_05).

IV.2.4.3 Comparaison du critère σ^* à ceux de la littérature

Les deux diagrammes $\sigma_{\text{cr-locale}}$; $\text{sd}(\sigma_{\text{cr-locale}})$ présentés en Figure IV-15 et Figure IV-16 correspondent aux mêmes points mais avec des légendes différentes. Pour la Figure IV-15 la légende est le rayon de fond d'entaille et pour la Figure IV-16 la légende est le rapport de charge. Le choix de présenter ces deux légendes permet de montrer l'indépendance du critère σ^* au rapport de charge et au rayon de fond d'entaille. Cela met en évidence la qualité de prédiction du critère et notre confiance quant à sa capacité de description pour d'autres morphologies d'entailles et d'autres rapports de charge. L'étendue de la boîte à moustaches des erreurs commises par σ^* est comprise entre -10% et +10% ce qui est l'ordre de grandeur de la variation des limites de fatigue obtenues expérimentalement (Figure IV-14). De plus, le critère a pu être comparé à ceux de la littérature présentés dans la partie IV.2.2, par l'intermédiaire de boîtes à moustaches, montrant que σ^* n'a pas d'équivalent.

A noter tout de même : deux points sortent de la boîte à moustaches lan_351_01 et lan_272_-1. Pour le premier, l'erreur est de -14,3%, elle est attribuée à la dispersion des essais fatigue qui est la plus

importante en pourcentage par rapport à la limite de fatigue moyenne parmi les 22 types d'essais. Le second est attribué au rapport de charge spécifique $R=-1$, qui sera discuté dans la suite de cette partie.

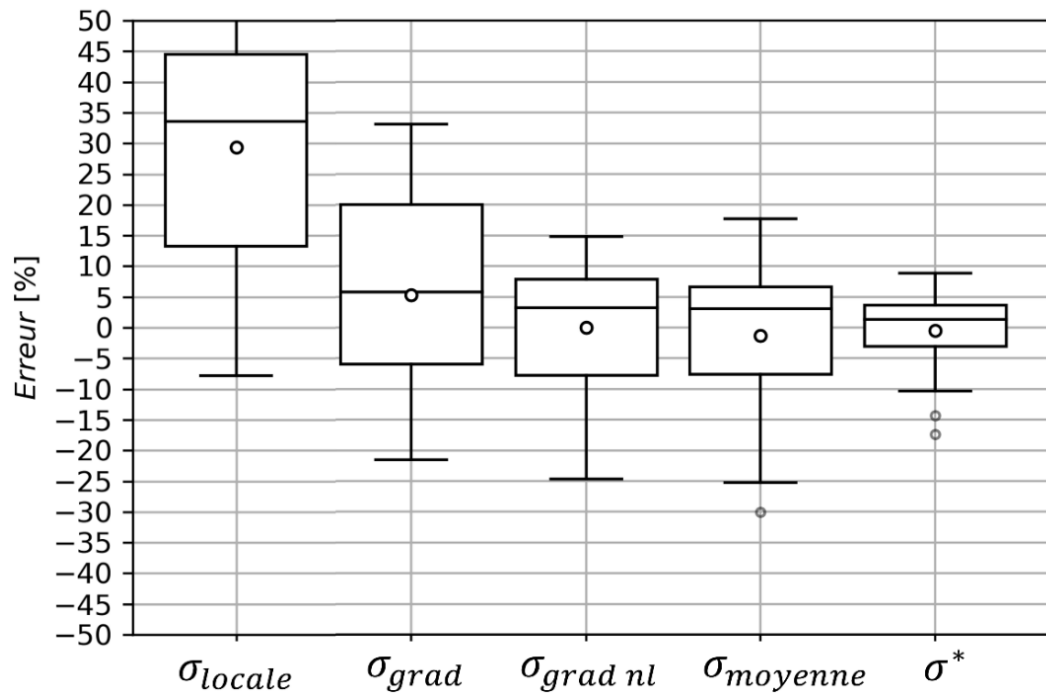


Figure IV-14 : Erreurs commises pour les cinq critères de fatigue.

IV Critères de fatigue multiaxiaux et non locaux appliqués aux éprouvettes cylindriques entaillées

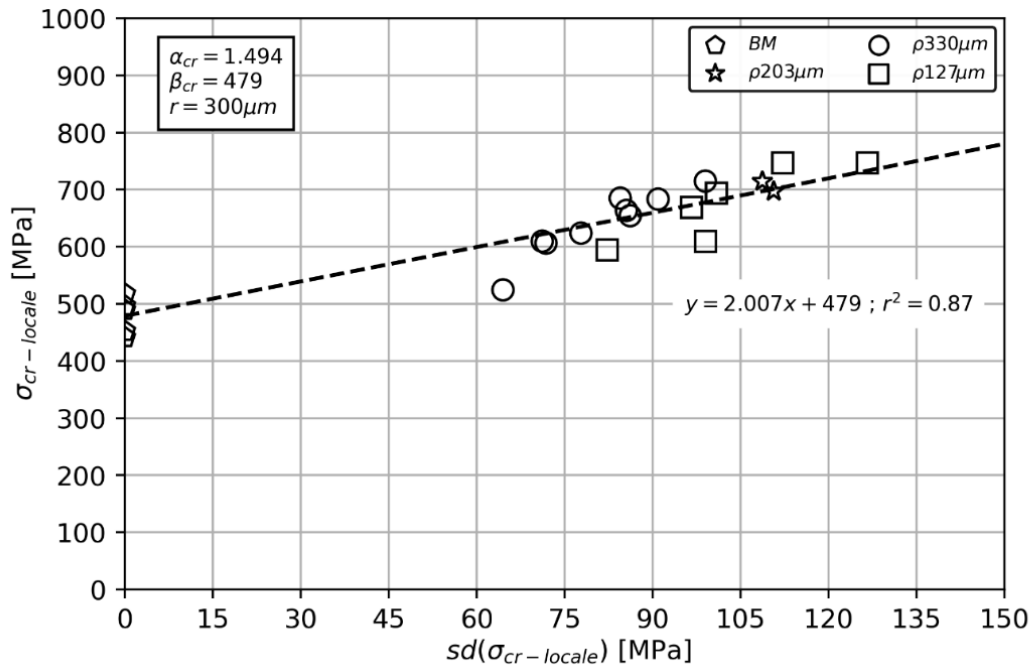


Figure IV-15 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(\sigma_{cr-locale})$ pour le rayon d'intégration de 300 μm . Légende fonction du rayon de fond d'entaille.

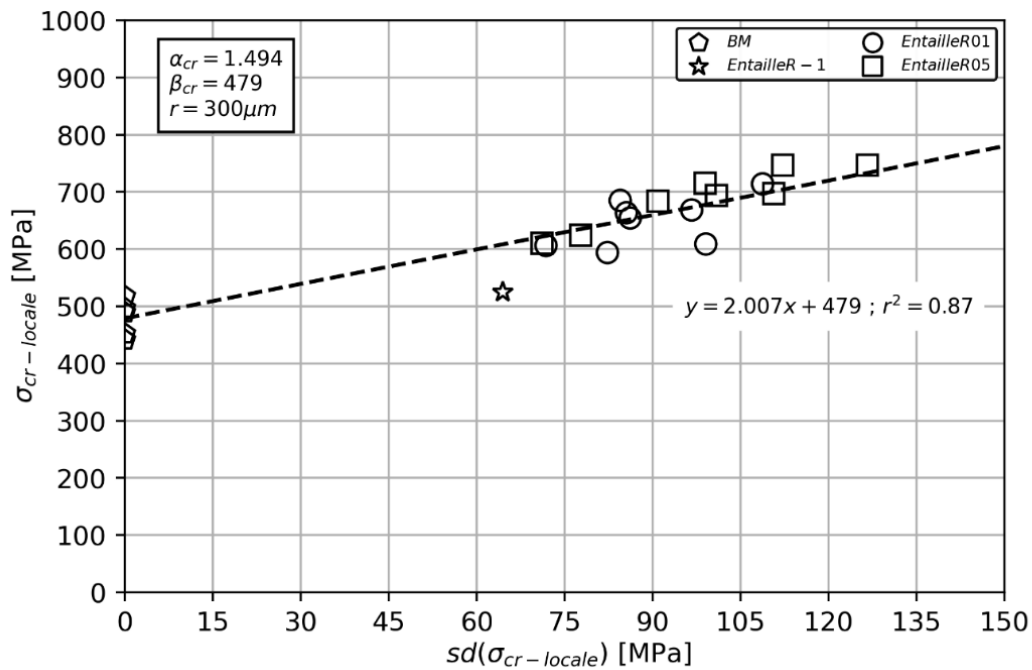


Figure IV-16 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(\sigma_{cr-locale})$ pour le rayon d'intégration de 300 μm . Légende fonction du rapport de charge.

IV.2.5 Critère de fatigue σ^{**}

En 1996, Papadopoulos et son co-auteur constatent expérimentalement, pour des essais de flexion, que la limite de fatigue dépend directement du diamètre de l'éprouvette [Papadopoulos et Panoskaltsis, 1996]. Après avoir fait une distinction entre l'effet de gradient et l'effet de taille pur, ils proposent d'intégrer l'effet du gradient de contraintes par une fonction de poids uniquement sur la partie hydrostatique du critère de Crossland. Afin de mieux considérer l'hétérogénéité de contraintes, Papadopoulos et son co-auteur nous invitent à utiliser la contrainte $J_{1,max}$ au lieu de celle de Crossland. Cela se traduit par l'écriture du critère σ^{**} donné dans l'Équation IV-8, où $sd(J_{1,max})$ est l'écart-type de la série des contraintes $J_{1,max}$ du domaine d'intégration.

$$\sigma^{**} = \sigma_{cr-locale} - \gamma \cdot sd(J_{1,max}) \leq \beta_{cr} \quad \text{Équation IV-8}$$

Les étapes d'identification et d'analyse des distributions ont été réalisées pour le critère σ^{**} . L'identification a mis en évidence que le rayon d'intégration est le même que pour σ^* , soit 300 μm ; la valeur de γ associée est de 3,557 (Figure IV-18). Les distributions de $J_{1,max}$ au sein des cercles d'intégration possèdent les mêmes caractéristiques que σ^* . Les erreurs commises par σ^{**} sont très proches de celles de σ^* , bien que globalement légèrement plus élevées (Figure IV-17). Il est à noter que σ^{**} a toutefois permis de diminuer l'erreur pour l'éprouvette lan_272_-1, passant de -17,4% à -7,2%. Ainsi, σ^{**} permet une meilleure corrélation de ce type d'éprouvettes sollicitées à R=-1.

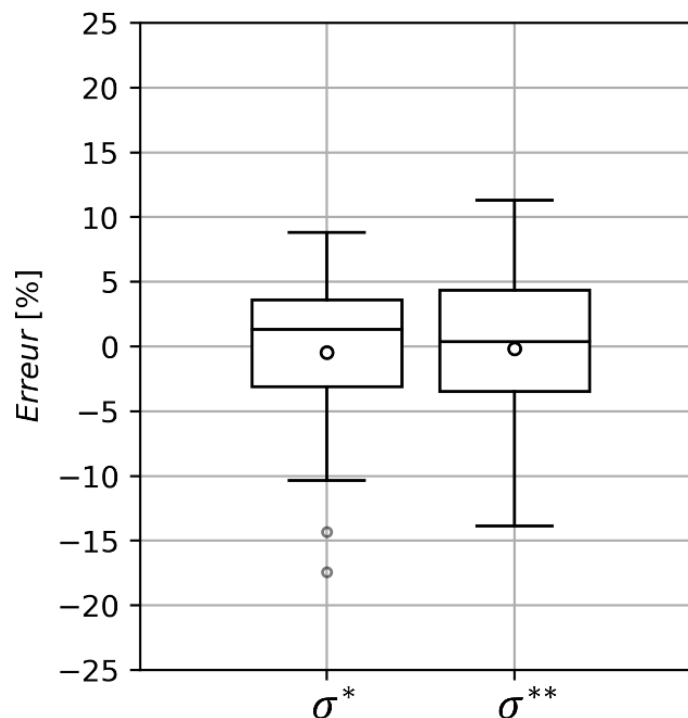


Figure IV-17 : Comparaison des erreurs commises pour les critères σ^* et σ^{**} .

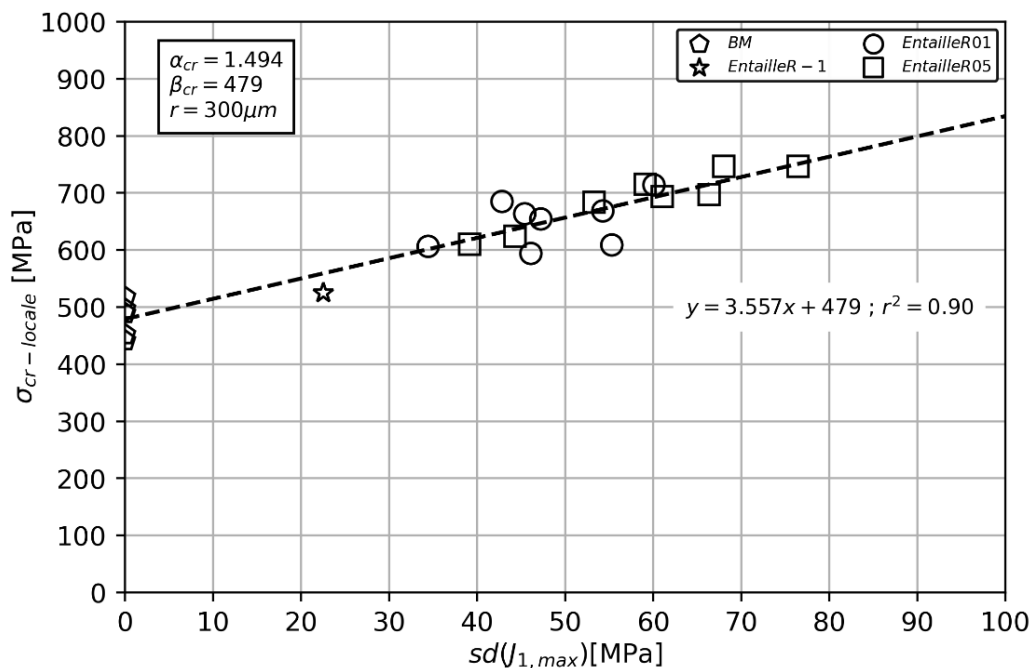


Figure IV-18 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de $300 \mu m$.

IV.3 Synthèse

Le premier objectif de cette partie était de définir un critère de fatigue multiaxiale qui sera utilisé dans la suite de l'étude. D'après la littérature, une unique valeur locale d'un critère de fatigue multiaxiale n'est pas capable de décrire tous les cas de chargements. C'est pourquoi, le choix du critère et son identification doivent se faire en fonction de la problématique. Or l'utilisation visée par notre étude est un chargement uni-axial de rapport de charge $R=-1$ et $R=0,8$. Les critères de Crossland et Sines ont été comparés pour des chargements uni-axiaux à rapport de charge compris entre $R=-1$ et $R=0,8$. Le comportement du TA6V est particulier, en effet, les diagrammes de Crossland et Sines montrent une dépendance élevée de la contrainte moyenne, qui finit par saturer pour les rapports de charge élevés. Malgré une moins bonne capacité de prédiction, le critère de Crossland a été retenu, ce choix a été fait car il est plus utilisé dans la littérature, les comparaisons en seront simplifiées. Comme le critère sera identifié avec les rapports de charge $R=0,1$ et $R=0,5$, il sera probablement conservatif pour tout rapport de charge à l'extérieur de ce domaine, au vu du comportement particulier du TA6V. Cette dernière considération va dans le sens de la sécurité. L'utilisation du critère de Crossland, pour des cas de chargements différents de celui de la problématique, sera à nuancer. En effet, d'après Bonnard, ce critère n'est pas fiable pour d'autres cas de chargements [Bonnard et al, 2011].

Le second objectif de cette partie était de travailler à une meilleure considération de l'hétérogénéité des contraintes présentes dans les zones de singularités géométriques. Pour cela, nous avons utilisé des résultats d'essais sur éprouvettes entaillées présents dans la littérature. Le choix d'utiliser des éprouvettes entaillées plutôt que des éprouvettes soudées a deux objectifs : le premier est de s'affranchir des difficultés de calcul, en l'occurrence pour le calcul du gradient. Le second est d'avoir un plus vaste panel de morphologies d'entailles et de rapports de charge. Ainsi, 22 types d'essais, dont 17 avec entailles et 5 lisses, ont été analysés. Les quatre critères de fatigue : valeur locale de Crossland, approche

par gradient, approche par gradient non linéaire et valeur moyenne des contraintes, ont été étudiés et les erreurs obtenues servent de référence de comparaison aux nouveaux critères.

Le nouveau critère possède deux parties : une valeur locale des contraintes et une valeur permettant de considérer la variation des contraintes dans le domaine d'intégration. Le choix d'avoir recours à une valeur locale a pour but de localiser le site d'amorçage. L'intégration de la variation des contraintes a pour objectif de mieux appréhender l'hétérogénéité du champ de contraintes, comme le suggèrent des auteurs de la littérature. A notre connaissance, la variation des contraintes n'a jamais fait l'objet d'étude, nous l'avons appréhendée par le biais de l'écart-type.

Les grandeurs de la valeur locale de Crossland et l'écart-type des valeurs de Crossland dans le domaine d'intégration, notés respectivement $\sigma_{cr-locale}$ et $sd(\sigma_{cr-locale})$, ont fait l'objet d'une étude. **Il s'est avéré que pour une certaine taille d'intégration, il existe une relation linéaire entre $\sigma_{cr-locale}$ et $sd(\sigma_{cr-locale})$.** A noter, c'est l'élément le plus remarquable de cette partie. **Cette relation linéaire a été traduite en équation, formant ainsi un critère de fatigue capable de capter l'hétérogénéité du champ de contraintes noté σ^* , il est donc de nature empirique.** L'erreur commise par ce critère a été comparée à celles produites par les modèles de la littérature, il montre une capacité de prédiction sans équivalent. De plus, l'erreur n'est ni dépendante du rapport de charge, ni du rayon de fond d'entaille, ce qui n'est pas le cas des critères de la littérature. Cela montre une bonne qualité du critère et notre confiance quant à sa capacité de prédiction pour d'autres morphologies d'entailles.

$$\sigma^* = \sigma_{cr-locale} - \gamma \cdot sd(\sigma_{cr-locale}) \leq \beta_{cr}$$

L'indicateur de variation des contraintes retenu est l'écart-type, celui-ci est le plus usuellement utilisé pour décrire la dispersion d'une série. Toutefois, afin de pouvoir comparer des écarts-types entre eux, il est important de respecter les quatre règles suivantes : **les séries ne doivent pas posséder de valeur aberrante ; les moyennes des séries doivent être relativement proches ; la distribution est unimodale ; la distribution est symétrique.** L'étude des variations de contraintes dans les zones d'intégration a mis en évidence que ces quatre règles sont respectées. Il semblerait qu'une partie non négligeable des contraintes soient peu chargées mécaniquement, elles sont pourtant indirectement intégrées dans l'écart-type.

Un second critère noté σ^{**} a été écrit sur la base du critère σ^* . L'écart-type, au lieu d'être calculé sur la série des valeurs de Crossland, est calculé uniquement sur $J_{1,max}$ comme le suggérait Papadopoulos [Papadopoulos et Panoskaltsis, 1996]. Les caractéristiques des distributions des contraintes de $J_{1,max}$ sont proches de celles de Crossland, les quatre règles d'utilisation de l'écart-type sont respectées. L'erreur commise par σ^{**} est proche de celle de σ^* , toutefois σ^{**} permet une meilleure description de l'éprouvette entaillée sollicitée à rapport de charge $R=-1$. Une représentation graphique du critère σ^{**} est présentée en Figure IV-19.

$$\sigma^{**} = \sigma_{cr-locale} - \gamma \cdot sd(J_{1,max}) \leq \beta_{cr}$$

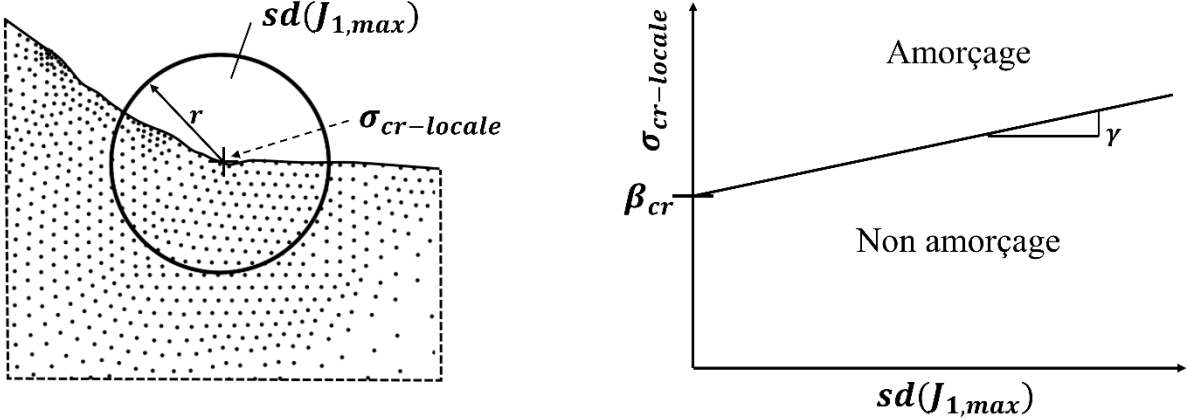


Figure IV-19 : Critère de fatigue multiaxial et non local σ^{**} .

V. Impact de la géométrie sur la tenue en fatigue : modélisation du joint soudé

Le Chapitre III a mis en évidence expérimentalement l'existence de trois principaux sites d'amorçage en raccordement : la racine avec passe de lissage, la racine sans passe de lissage et le pied. Afin d'établir le lien entre la géométrie et la fatigue, chaque éprouvette est modélisée. Une attention particulière a été portée sur les conditions aux limites à appliquer au modèle afin de traduire la rigidité de la machine d'essais. Nous cherchons à considérer les éléments traduisant la tenue en fatigue du joint : la plasticité, l'élasticité, l'hétérogénéité des contraintes.

En plus de la valeur locale de Crossland, trois autres critères ont été considérés afin de capter l'hétérogénéité des contraintes : $\sigma_{cr-moyenne}$, σ^* et σ^{**} . Ces deux derniers ont été élaborés dans le Chapitre IV, ils considèrent la dispersion des contraintes dans le volume d'intégration. Nous cherchons à connaître leur capacité de prédiction pour les géométries de joints.

Les trois sites d'amorçage en raccordement possèdent une microstructure et des contraintes résiduelles différentes. Leur considération se fait indirectement dans les paramètres de critère de fatigue. Afin de simplifier cette étape, tout en gardant une bonne capacité de prédiction, une stratégie d'identification spécifique est proposée.

Dans le but de répondre aux exigences industrielles, deux types de géométries seront étudiées et comparées : réaliste et idéalisée.

V.1 Base de données

La sanction conforme/non conforme, attribuée à une géométrie de cordon de soudure, se fait par l'intermédiaire de documents normatifs où la géométrie idéalisée est encadrée par des valeurs seuil. Ainsi, les normes utilisent généralement ce type de géométrie qui est une simplification de la géométrie réaliste. Cette dernière considération nous amène à la question : « *Quelle est la perte de la capacité de prédiction due à l'utilisation de la géométrie idéalisée ?* ». Dans le but de répondre, les deux géométries sont considérées. La géométrie réaliste est la plus fidèle, elle donne une description fine (1,4 points/10 μm) ; la géométrie idéalisée est extraite de cette première, elle est donc plus grossière. Le joint est caractérisé par 17 paramètres géométriques via la méthode de détermination, détaillée dans la Partie II.4.2.1.

La seconde question à laquelle nous souhaitons répondre est « *Quels sont les éléments à considérer pour traduire la tenue en fatigue du joint : pour le comportement matériau et l'hétérogénéité des contraintes ?* ». Nous cherchons à déterminer le critère le plus à même de faire le lien entre la géométrie et la fatigue. Pour cela, quatre critères de fatigue sont comparés : $\sigma_{cr-locale}$, $\sigma_{cr-moyenne}$, σ^* et σ^{**} . Afin de répondre à ces deux questions, 45 modélisations sont réalisées, le détail pour chaque type de site d'amorçage est donné dans le Tableau V-1.

Type de concentrateur	Base de données	Traitement	Nombre de modèles
Racine sans passe de lissage	Racine	Sans traitement	6
	Désalignement 500 μm	Désalignement de 500 μm généré artificiellement	3
	Désalignement 1000 μm	Désalignement de 1000 μm généré artificiellement	2
Racine avec passe de lissage	Racine SP	Regroupement des configurations : sans traitement, PWHT et rapport de charge $R=0,5$	23 dont 13 sans traitement, 5 avec PWHT, 5 à $R=0,5$
Pied	Pied	Sans traitement	11

Tableau V-1 : Répartition des modèles par groupe.

V.2 Modèle numérique élément fini : géométrie et conditions aux limites

Chaque éprouvette possède son modèle élément fini 2D (Figure V-1), ce type de modélisation a été préféré au 3D car il permet de diminuer considérablement la taille des modèles, tout en conservant une bonne description du champ de contraintes. Une attention particulière a été portée sur les conditions aux limites à appliquer aux modèles afin de traduire la rigidité de la machine. Pour cela, six éprouvettes, instrumentées chacune par quatre jauges de déformation, ont été réalisées. Nous avons cherché à obtenir les conditions à appliquer au modèle numérique permettant de traduire les déformations obtenues expérimentalement. L'étude des conditions aux limites à appliquer aux grandes éprouvettes est présentée en Annexe D, elle montre l'importance de considérer correctement les conditions aux limites.

Sur les modèles élément fini 2D, nous avons fait le choix de ne modéliser que le côté du joint - pied ou racine - où a eu lieu l'amorçage de la fissure. Ceci a pour but de diminuer la taille et la complexité du modèle. A noter, l'erreur produite par cette simplification géométrique conduit à une erreur sur les invariants du tenseur qui n'excède pas 3%, sous réserve de respecter la condition géométrique $\Delta = 15$ mm (Figure V-2).

Une seconde simplification géométrique est employée : au lieu d'intégrer la géométrie réaliste sur l'ensemble du côté considéré, elle est seulement appliquée dans la zone centrale où se trouve le raccordement. Cette longueur est de 30 mm, elle couvre largement la zone de raccordement qui est respectivement de 7 mm et 3,5 mm pour le pied et la racine. La longueur des éprouvettes modélisées est de 100 mm pour les grandes et 90 mm pour les petites, ces différentes longueurs ont pour but de traduire la rigidité de la machine de fatigue. Afin d'obtenir ces longueurs, la géométrie réaliste est prolongée de part et d'autre par une géométrie idéalisée. La géométrie idéalisée du côté A est une droite horizontale et celle du côté B prend une pente de β , comme le décrit la Partie II.4.2.1.

La rigidité de la machine sur le modèle numérique se traduit par la longueur de l'éprouvette précédemment évoquée, mais aussi par des conditions aux limites spécifiques. Celles-ci permettent de traduire la rigidité latérale de la machine suivant l'axe normal au coupon soudé. Nous avons fait le choix d'appliquer des conditions aux limites à deux nœuds, situés de part et d'autre de l'éprouvette pilotant la surface aux extrémités de celle-ci. Le couple entre le nœud maître et la surface esclave est réalisé par

l'intermédiaire d'un couplage cinématique, celui-ci permet au nœud de contrôler la surface qui se comporte comme un corps rigide. La machine n'est ni infiniment rigide, ni infiniment souple. En effet le déplacement radial du point B par rapport à l'axe horizontal d'une longueur η , ou le déplacement angulaire de ce même point par rapport à l'axe horizontal d'angle β ne sont pas à annuler totalement (infiniment rigide), ni à laisser libres (infiniment souple). La condition optimale trouvée est celle qui consiste à appliquer au point B un déplacement radial et un déplacement angulaire respectivement de $0,5\eta$ et $0,5\beta$. Les petites éprouvettes ont une longueur plus courte, cela engendre une réponse de la machine différente. Nous avons constaté que le pied était en traction et la racine en compression, afin de traduire ceci, un angle supplémentaire de $0,5 \text{ deg}$ a dû être appliqué. Il est à noter que le respect de la longueur des grandes éprouvettes définie dans la norme ISO 14345, [PD ISO/TR 14345, 2013], a permis de s'affranchir de l'ajout de cet angle artificiel.

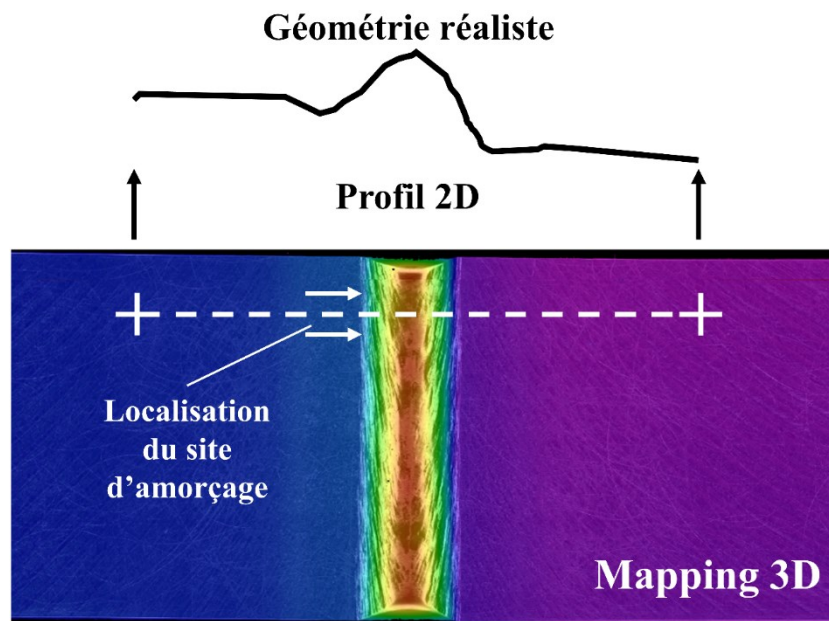


Figure V-1 : Géométrie réaliste utilisée dans le modèle.

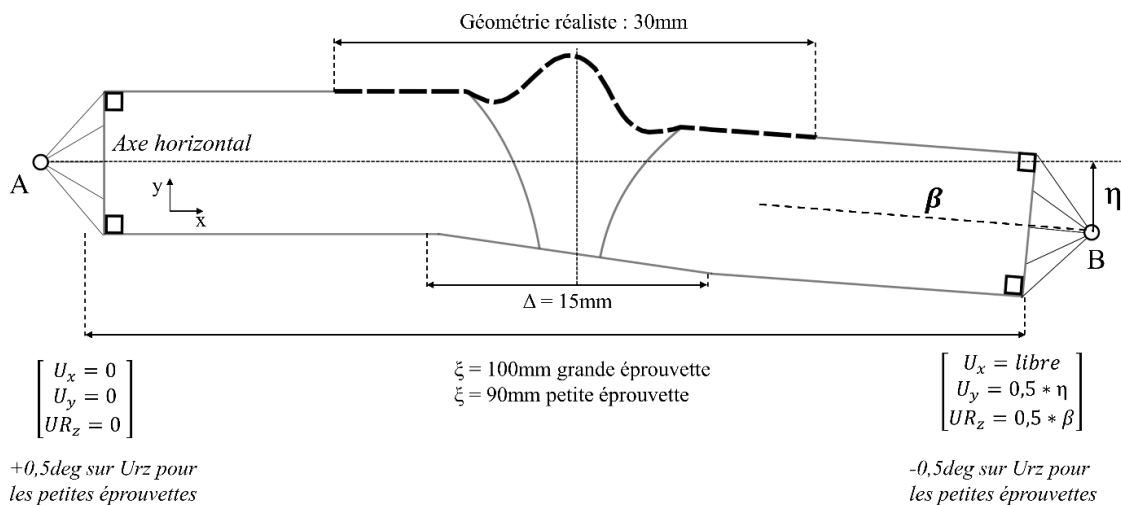


Figure V-2 : Conditions aux limites appliquées aux modèles permettant de traduire la rigidité de la machine d'essais.

Le maillage a été réalisé avec des éléments triangulaires et quadratiques en contraintes planes nommé CPS6M dans Abaqus (Figure V-3). Les zones de raccordement sont maillées avec une taille homogène de 10 μm , sur une surface délimitée par un rectangle de taille 400 μm *250 μm . Cette taille relativement fine a pour but de capter les petites variations géométriques présentes dans ces zones de raccordement. Partant de ces zones, la densité de mailles est ensuite progressivement réduite, jusqu'à atteindre une taille de 1000 μm .

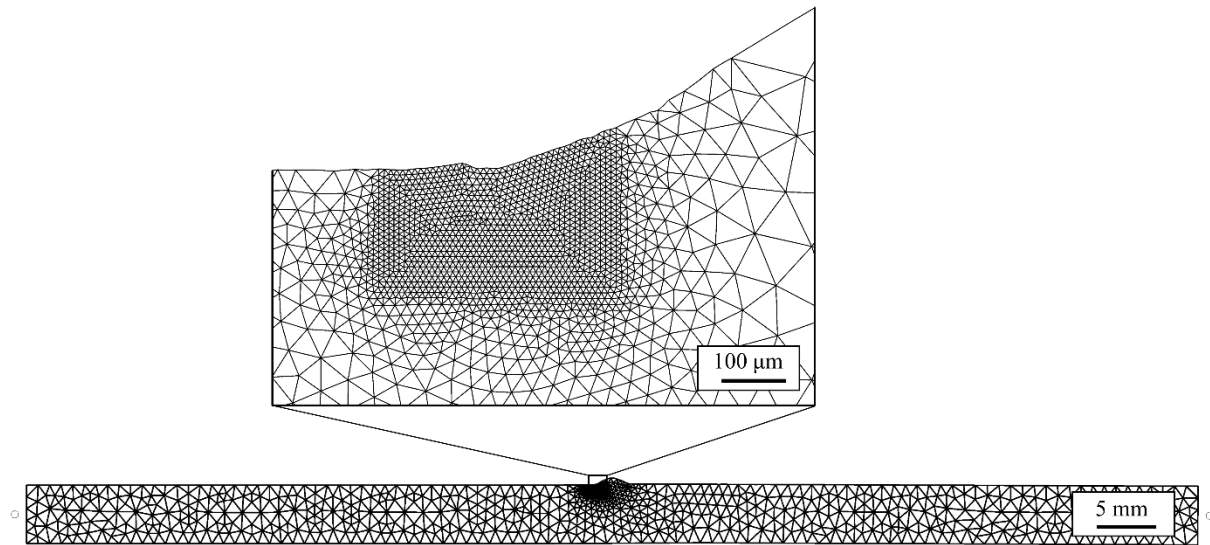


Figure V-3 : Maillage de la géométrie réaliste d'une racine de cordon.

V.3 Stratégie d'identification

Identification du paramètre α_{cr}

Afin d'intégrer l'effet de la microstructure du joint soudé, le paramètre α_{cr} a été identifié par deux limites de fatigue sur joint soudé avec passe de lissage à $R=0,1$ et $R=0,5$. Les limites de fatigue macroscopiques en amplitude considérées sont 150 MPa pour $R=0,1$ et 100 MPa pour $R=0,5$. Nous avons considéré que la diminution de la limite de fatigue entre ces deux rapports de charge était uniquement due à la contrainte moyenne. Entre ces deux rapports de charge le paramètre α_{cr} est de 1,3, il sera utilisé dans toute l'étude. En effet, il nous semble judicieux de ne pas modifier ce paramètre en cours d'étude, au regard de la Partie III.1.4 qui met en évidence qu'il dépend peu des microstructures.

Intervalle du paramètre β_{cr}

Les zones de raccordement pied et racine sont composées d'une structure lamellaire, dont l'épaisseur des lamelles varie, leurs propriétés en fatigue sont donc différentes. Ne possédant pas de valeur de β_{cr} pour le matériau sain, nous avons choisi de l'encadrer pour conserver le sens physique du paramètre. Pour une éprouvette lisse sollicitée en contrainte nominale et en l'absence de défaut, la limite de fatigue dépend de la microstructure. Elle peut être encadrée par le bas, par le métal de base ; et par le haut, par une microstructure martensitique. La valeur de β_{cr} pour $\alpha_{cr}=1,3$ est alors comprise entre 404 MPa et 623 MPa (Tableau V-2). Nous avons utilisé cet encadrement pour les raccordements du joint soudé. Dans la Partie I.1.3.1, nous avons montré qu'en présence de concentrateur de contraintes, l'effet de la microstructure est moins fort qu'en contrainte nominale. Au regard de ce constat, l'encadrement

de β_{cr} est donc probablement large. A noter, cet encadrement a été uniquement réalisé sur un critère microstructural, les contraintes résiduelles n'ont pas été considérées.

	Limite de fatigue en amplitude à R=0,1 [MPa]	β_{cr} pour $\alpha_{cr} = 1,3$ [MPa]
Métal de base de l'étude	262	404
Structure lamellaire de Fomin	355	547
Structure martensitique	405	623

Tableau V-2 : Encadrement de la valeur de β_{cr} , données de base de Fomin [Fomin, 2019].

La stratégie d'identification communément utilisée dans la littérature consiste à identifier les paramètres α_{cr} et β_{cr} sur le matériau sain, et dans un second temps à identifier le ou les paramètres de la partie non locale du critère : r , γ et a_{grad} . Pour la partie non locale du critère, on utilise une éprouvette possédant un concentrateur de contraintes à caractériser, défaut ou entaille. Ainsi, le type de concentrateur de contraintes est intégré uniquement dans la partie non locale. Léopold et Simon ont suivi cette stratégie pour le TA6V et ont été confrontés à un problème : le paramètre de non localité seul ne permet pas de traduire la totalité du type du concentrateur [Léopold, 2011] [Simon, 2018]. Ils ont dû identifier β_{cr} à nouveau afin d'obtenir un couple de paramètres capable de décrire la tenue en fatigue. De plus, le matériau sain, défini comme un matériau dépourvu de défaut, n'existe pas dans de nombreuses applications comme dans la nôtre où l'amorçage des fissures a lieu sur des porosités ou en raccordement.

Afin de palier ces deux problèmes, nous proposons une méthode d'identification différente. **Dans un premier temps, les paramètres de non-localité sont déterminés : ils sont obtenus sur la base de données possédant le plus de « morphologies », pour un même type de concentrateur.** Le choix d'utiliser la base de données possédant le plus de morphologies permet d'obtenir le paramètre de non-localité le plus fiable. **Nous faisons l'hypothèse que ces paramètres sont indépendants du type de concentrateur, et donc applicables à tous types de concentrateurs. Dans un second temps, β_{cr} est identifié pour chaque type de concentrateur, il possède donc une grande partie de leur information.** Les capacités de cette nouvelle stratégie d'identification seront démontrées au cours de l'étude, plus particulièrement dans le Chapitre VII, traitant de la problématique des défauts.

Dans cette partie, il existe trois zones d'amorçages : racine sans passe de lissage, racine avec passe de lissage et pied. Elles peuvent être vues comme trois types de concentrateurs, où chacun possède une microstructure et des contraintes résiduelles propres. Ainsi, pour chaque type de concentrateur, il existe un β_{cr} propre. L'évaluation de la partie non locale du critère de fatigue se fait par l'intermédiaire de la base de données la plus riche en termes de morphologies, pour nous il s'agira de la base : Racine SP (Smoothing Pass). A noter, l'identification se fait sur l'intégralité de la base de données.

Le choix de modélisation : le comportement du matériau utilisé - élastique ou élasto-plastique - et la géométrie - idéalisée ou réaliste - impactent le champ de contraintes, c'est pourquoi, une nouvelle identification est requise pour tout nouveau choix de modélisation.

V.4 Géométrie du pied et de la racine

Nous avons mis en évidence dans la Partie III.1 qu'il existait deux sites d'amorçage : la racine et le pied. Or, bien qu'ils soient tous les deux des singularités géométriques, ils possèdent des caractéristiques différentes (Figure V-4). La zone de sur contrainte engendrée par la racine est d'une longueur d'environ 200 μm , au sein de celle-ci, nous retrouvons des chevrons qui jouent un rôle de concentrateurs de contraintes. Pour le pied, la zone de sur contrainte a une envergure de 2000 μm soit un facteur 10 par rapport à la racine, nous retrouvons également des chevrons dans cette zone, plus prononcés que pour la racine. Ces caractéristiques différentes entre la racine et le pied ont un impact sur : le comportement matériau à utiliser (élasto-plastique ou élastique), la pertinence de la géométrie idéalisée et le potentiel des critères de fatigue ; c'est pourquoi nous en discuterons séparément.

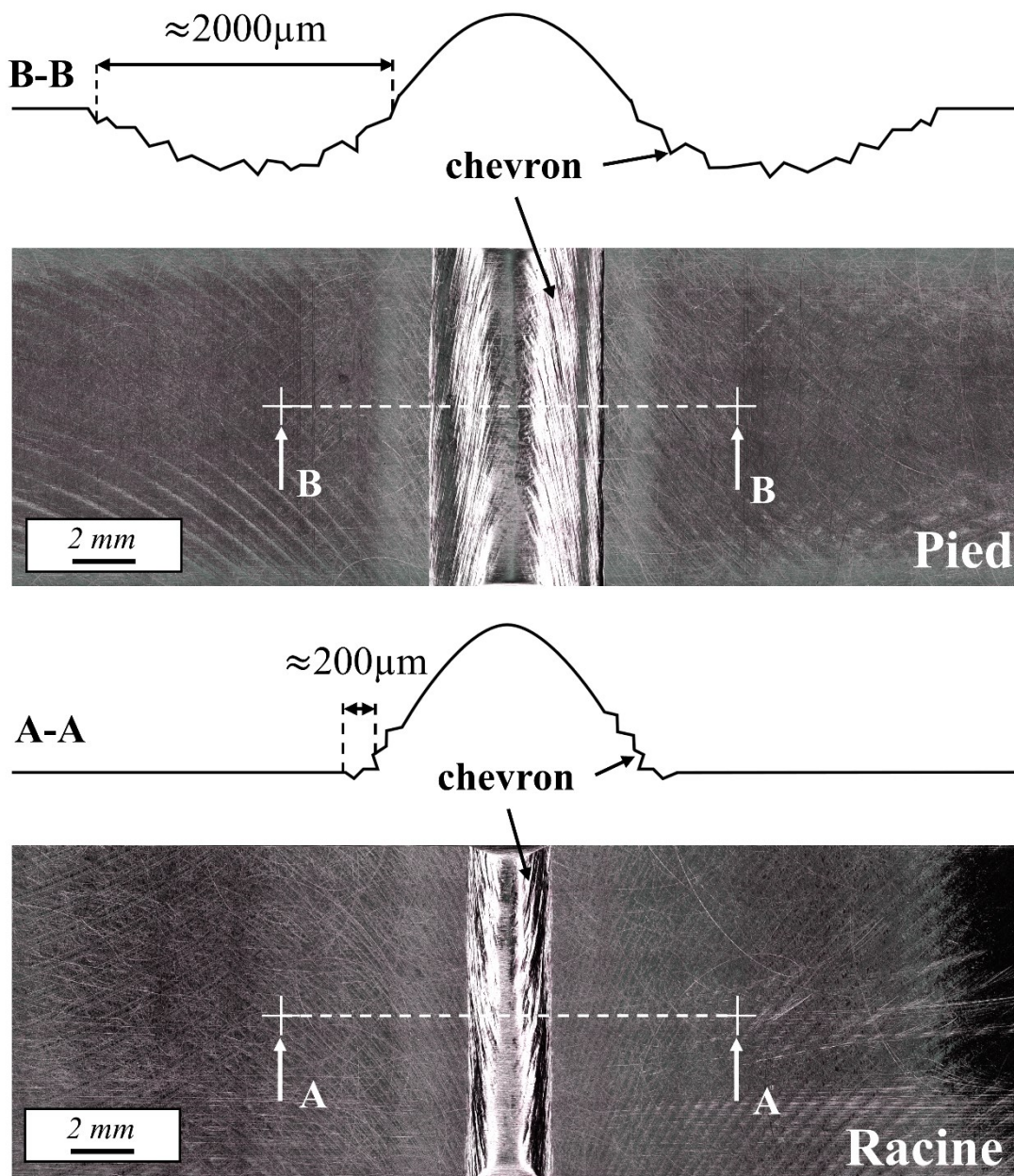


Figure V-4 : Géométrie du pied et de la racine.

V.4.1 Racine : géométrie réaliste et idéalisée

V.4.1.1 Diagramme de Crossland, racine

Les 34 modèles réalistes ont permis d'obtenir les grandeurs locales $\sqrt{J_{2,a}}$ et $J_{1,max}$ de chaque éprouvette, ils sont tracés dans un diagramme de Crossland en Figure V-5. En plus de ces points, les points d'essais fatigue, réalisés sur métal de base sur éprouvettes lisses par Lanning, sont placés, notés BM Lanning.

Les points des grandes éprouvettes s'alignent à ceux des éprouvettes lisses, ainsi un premier groupe est à $R=0,1$ et un second à $R=0,5$. Il n'en est pas de même pour les points des petites éprouvettes, en effet, afin de rendre compte de la rigidité latérale de la machine, suivant la direction normale au coupon soudé, nous avons ajouté un angle de $0,5$ deg aux conditions aux limites du modèle. Qualitativement, cet angle induit la compression de la racine et se traduit quantitativement par une diminution de $J_{1,max}$ de 50 MPa. C'est pourquoi, le groupe des petites éprouvettes est désaxé suivant $J_{1,max}$ par rapport aux grandes qui ne possèdent pas cet angle en conditions aux limites. Si nous considérons un β_{cr} de 550 MPa et un α_{cr} de $1,3$, alors, une diminution de $J_{1,max}$ d'une valeur de 50 MPa conduit à un abattement de 12% du critère de Crossland. Or, nous verrons dans la suite que l'utilisation de la valeur locale de Crossland conduit à une erreur de $\pm 20\%$ sur l'ensemble des bases de données racine. Le pourcentage d'erreurs commises en l'absence de cette correction de $0,5$ deg est proche de celui des erreurs commises avec une valeur locale de Crossland, ainsi, nous mettons en évidence l'importance des conditions aux limites sur l'erreur finale. Pour s'affranchir au maximum des contraintes supplémentaires induites par la machine d'essai, il semble important de respecter la norme PD ISO/TR 14345. En effet, elle préconise une longueur d'éprouvette de 6 fois son épaisseur, ce qui est respecté pour les grandes éprouvettes mais pas pour les petites.

Le fait que les points correspondant aux grandes éprouvettes soient alignés à ceux correspondant aux éprouvettes lisses met en évidence la prédominance de la contrainte suivant l'axe de chargement par rapport aux autres contraintes. Pour les 34 modèles idéalisés (Figure V-6), nous retrouvons les mêmes groupes : petites éprouvettes, grandes éprouvettes à $R=0,1$ et grandes éprouvettes à $R=0,5$, ainsi, la simplification géométrique du joint n'a pas impacté la tri-axialité du champ de contraintes. Toutefois, l'utilisation de cette géométrie a un effet sur le champ de contraintes locales, qui se traduit par des points entre les deux diagrammes de Crossland non confondus.

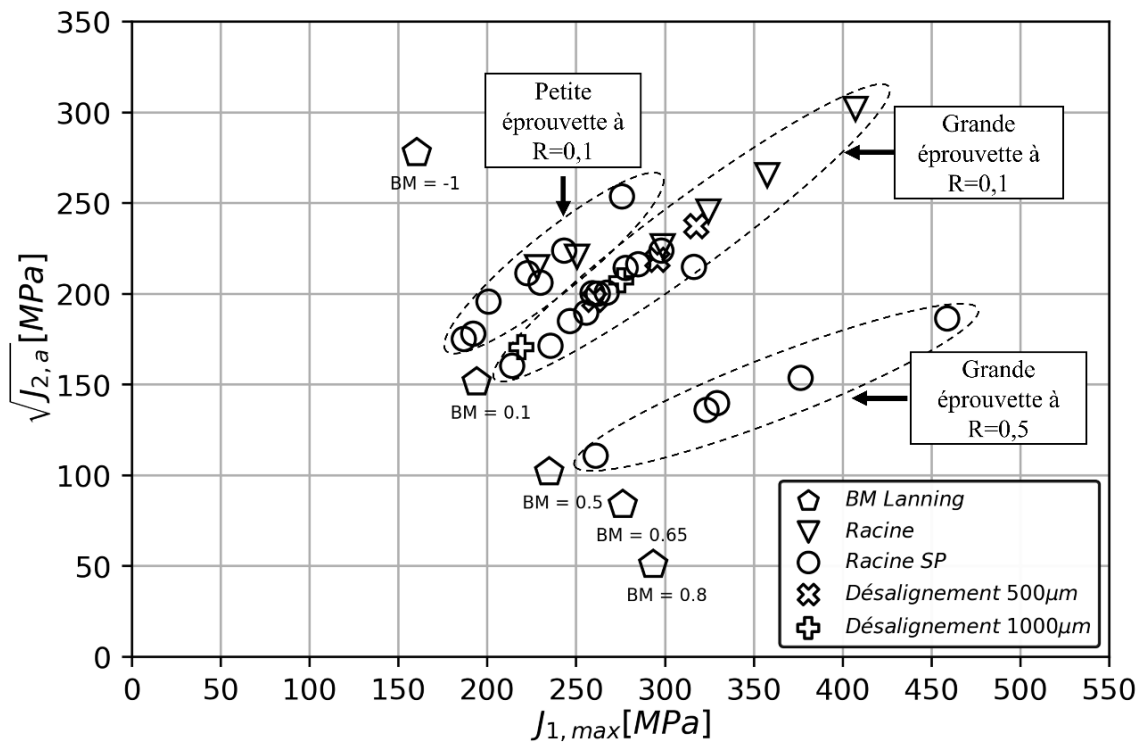


Figure V-5 : Diagramme de Crossland, **géométrie réaliste** et modèle élastique.

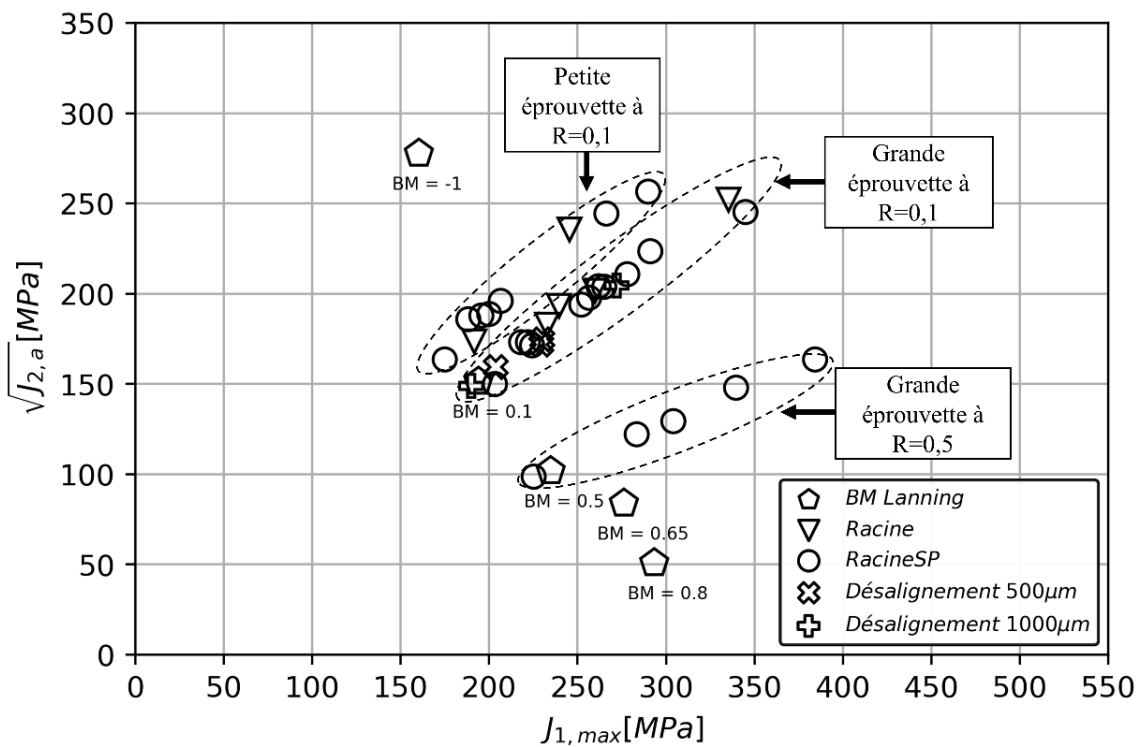


Figure V-6 : Diagramme de Crossland, **géométrie idéalisée** et modèle élastique.

V.4.1.2 *Modèle et identification, racine*

Nous n'avons pas réalisé d'essais de traction monotone de la zone fondue, afin de donner une valeur de limite d'élasticité, nous avons repris les données de Fomin [Fomin, 2019]. Il réalise des essais sur métal de base et sur éprouvettes possédant une microstructure proche de son joint soudé en faisceau laser, les valeurs sont respectivement de 957 MPa et 1049 MPa. Dans la suite de cette partie, nous supposons que la limite d'élasticité est d'une valeur de 1000 MPa, soit environ la moyenne des deux essais de Fomin. Parmi les 34 modèles de géométrie réaliste en comportement élastique considérés, racine avec et sans passe de lissage, quatre ont une valeur de Mises supérieure à 1000 MPa soit 12%. Parmi ces quatre modèles : deux sont des racines avec passe de lissage et sollicités à $R=0,5$, nommés TW3_4 et TW1_3s ; les deux autres sont des racines sans passe de lissage nommés TW1_5 et TW6_5. Pour les modèles en géométrie idéalisée, seuls deux modèles sur les 34 ont une valeur de Mises supérieure à 1000 MPa. Cette diminution par rapport au modèle réaliste est due à la géométrie plus régulière qu'offre le modèle à géométrie idéalisée. Les deux éprouvettes mises en cause sont encore une fois celles sollicitées à $R=0,5$ nommées TW3_4 et TW1_3s. Cela met en évidence la prédominance de l'élasticité dans ces zones de singularité racine. Au regard de ce constat, nous avons décidé de garder une loi de comportement élastique dans l'intégralité des modèles réalistes et idéalisés de la racine.

Nous avons choisi d'identifier les paramètres des critères de fatigue uniquement sur les modèles dont la contrainte équivalente de Mises est inférieure à 1000 MPa, dans le but de s'affranchir des potentielles valeurs aberrantes des modèles possédant une contrainte supérieure à 1000 MPa. Dans un premier temps, nous discuterons des éprouvettes dont la contrainte est inférieure à 1000 MPa, dans un second temps de celles ayant une contrainte supérieure à 1000 MPa : quatre pour la géométrie réaliste, deux pour la géométrie idéalisée.

Identification des critères :

Valeur locale de Crossland notée $\sigma_{cr-locale}$

Pour ce critère, seul le paramètre β_{cr} est à identifier, et cela pour les deux types de concentrateurs (racine avec et sans passe de lissage). Son identification pour le type de concentrateur racine avec passe de lissage se fait par l'intermédiaire de la base de données Racine SP, et pour le concentrateur racine sans passe de lissage, elle se fait sur les bases de données : Racine, Désalignement 500 μm et Désalignement 1000 μm . Le détail de cette répartition est présenté dans le Tableau V-3.

Moyenne sur le volume notée $\sigma_{cr-moyenne}$

Pour ce critère, deux paramètres sont à identifier : le rayon d'intégration r et β_{cr} . Le rayon d'intégration r est identifié sur la base de données Racine SP, en même temps que la valeur de β_{cr} du type de concentrateur racine avec passe de lissage. Le rayon d'intégration r restera fixe quel que soit le type de concentrateur, comme décrit dans la Partie V.3. Dans un second temps, β_{cr} du type de concentrateur racine sans passe de lissage sera identifié sur les bases Racine, Désalignement 500 μm et Désalignement 1000 μm .

σ^ et σ^{**}*

Pour ces critères, trois paramètres sont à identifier : r , γ et β_{cr} . Dans un premier temps, le couple r et γ est identifié sur la base Racine SP en même temps que la valeur de β_{cr} pour le type de concentrateur

racine avec passe de lissage. Le couple r et γ restera fixe, comme nous l'avons décrit dans la Partie V.3. Dans un second temps, β_{cr} pour le type de concentrateur racine sans passe de lissage sera identifié sur les bases Racine, Désalignement 500 μm et Désalignement 1000 μm .

Type de concentrateur	Base de données
Racine sans passe de lissage	Racine
	Désalignement 500 μm
	Désalignement 1000 μm
Racine avec passe de lissage	Racine SP

Tableau V-3 : Types de concentrateurs et bases de données.

V.4.1.3 Résultats de l'identification, racine

Dans la Partie III.1.1, nous avons constaté que la passe de lissage conduit à une diminution moyenne de la limite de fatigue de 15% par rapport à l'éprouvette dépourvue de celle-ci. Nous avons nuancé ce résultat car le nombre d'essais et leur provenance ne pouvait pas conduire à une affirmation catégorique sur l'effet délétère de la passe de lissage. Or l'utilisation des critères de fatigue permet une comparaison plus précise de la racine avec et sans passe de lissage. Quel que soit le critère considéré, le paramètre β_{cr} est différent entre la configuration avec et sans passe de lissage, mettant en évidence l'effet de la microstructure et des contraintes résiduelles. Nous constatons, pour les modèles réalistes, une diminution de 9%, 4%, 6% et 7% respectivement pour $\sigma_{cr\text{-locale}}$, $\sigma_{cr\text{-moyenne}}$, σ^* et σ^{**} (Tableau V-4). Ainsi, la passe de lissage a bel est bien un effet sur la tenue en fatigue de la racine, toutefois, il est moins marqué que ne le laissait penser la comparaison de la limite de fatigue.

Cette différence entre les β_{cr} des racines avec et sans passe de lissage est quasiment inexistante pour les modèles à géométrie idéalisée (Tableau V-5). A cela nous avons une explication, il semble que pour les éprouvettes avec désalignement de 500 μm et 1000 μm , les critères de fatigue soient non conservatifs, cela est dû à l'approximation de la géométrie. Or, ces valeurs sont utilisées pour l'identification de β_{cr} pour la racine sans passe de lissage, cela explique qu'on obtienne des résultats relativement proches.

Géométrie réaliste	$\sigma_{cr\text{-locale}}$	$\sigma_{cr\text{-moyenne}}$		σ^*			σ^{**}		
	β_{cr} [MPa]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []
Racine avec passe de lissage	522	405	30	404	50	3,016	404	50	5,834
Racine sans passe de lissage	572	422	30	430	50	3,016	435	50	5,834

Tableau V-4 : Paramètres des critères de fatigue, racine géométrie réaliste.

Géométrie idéalisée	$\sigma_{cr\text{-locale}}$	$\sigma_{cr\text{-moyenne}}$		σ^*			σ^{**}		
	β_{cr} [MPa]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []
Racine avec passe de lissage	505	422	30	404	50	3,065	404	50	6,530
Racine sans passe de lissage	501	425	30	404	50	3,065	404	50	6,530

Tableau V-5 : Paramètres des critères de fatigue, racine géométrie idéalisée.

V.4.1.4 Analyse des critères de fatigue, racine

Les quatre critères de fatigue : $\sigma_{cr\text{-locale}}$, $\sigma_{cr\text{-moyenne}}$, σ^* et σ^{**} vont maintenant être étudiés. Pour chacun des critères, les boîtes à moustaches des erreurs commises ont été obtenues, elles sont ensuite comparées (Figure V-7 et Figure V-8). Afin d'avoir un regard critique sur les erreurs commises par les critères, il est opportun de discuter des dispersions des limites de fatigue attribuées à d'autres facteurs que celui de la géométrie, et de l'étendue, en termes de limite de fatigue, des bases de données considérées. Pour une même géométrie et un même jeu de paramètres, le critère de fatigue donne une unique limite de fatigue. Or si nous reproduisons plusieurs fois une éprouvette possédant une même géométrie, il y aura forcément une dispersion de la limite de fatigue. Celle-ci est due à toutes les particularités que présente le matériau, comme la microstructure et les contraintes résiduelles, qui s'additionnent au facteur géométrique et à l'erreur liée à la machine. Il semble difficile d'évaluer la dispersion de la limite de fatigue pour une même géométrie de joint soudé, car il est impossible de reproduire plusieurs fois une géométrie semblable. Toutefois, afin d'obtenir quelques ordres de grandeur de dispersion de la limite de fatigue en présence de concentrateur, nous pouvons faire l'analogie du joint soudé avec une éprouvette entaillée. Lanning dans ses travaux réalise jusqu'à quatre fois un même essai de fatigue sur une géométrie « identique » d'éprouvette entaillée. Ses données nous permettent de constater que la dispersion peut atteindre +/-10% autour de la moyenne (Annexe C). Au regard de l'extrême complexité du joint, il nous semble tout à fait probable d'avoir, a minima cet ordre de grandeur pour les éprouvettes soudées.

Pour rappel de la Partie III.1.6, l'étendue des limites de fatigue en amplitude obtenues pour les racines avec et sans passe de lissage est de 60 MPa à 185 MPa. Les critères de fatigue sont donc très largement mis à l'épreuve.

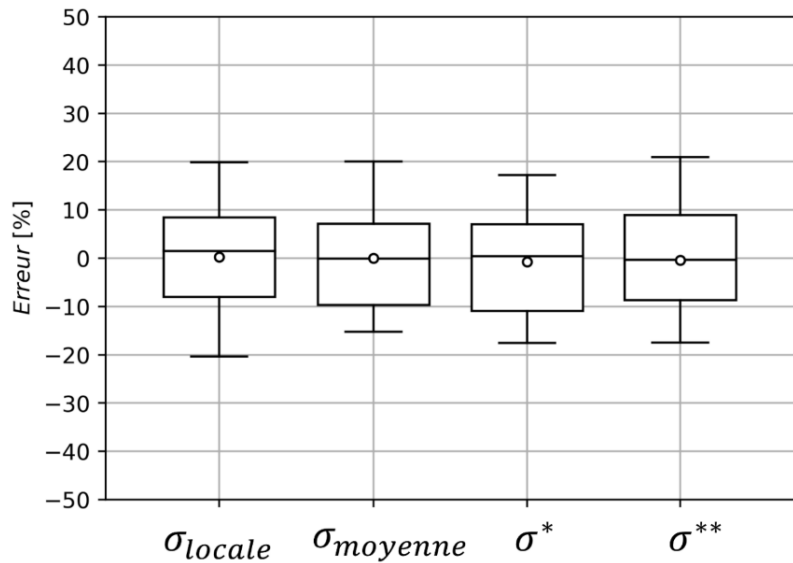


Figure V-7 : Erreurs commises par les critères de fatigue pour les 30 modèles des **géométries réalistes** en comportement élastique pour les amorçages en racine. Les critères sont identifiés avec les paramètres du Tableau V-4.

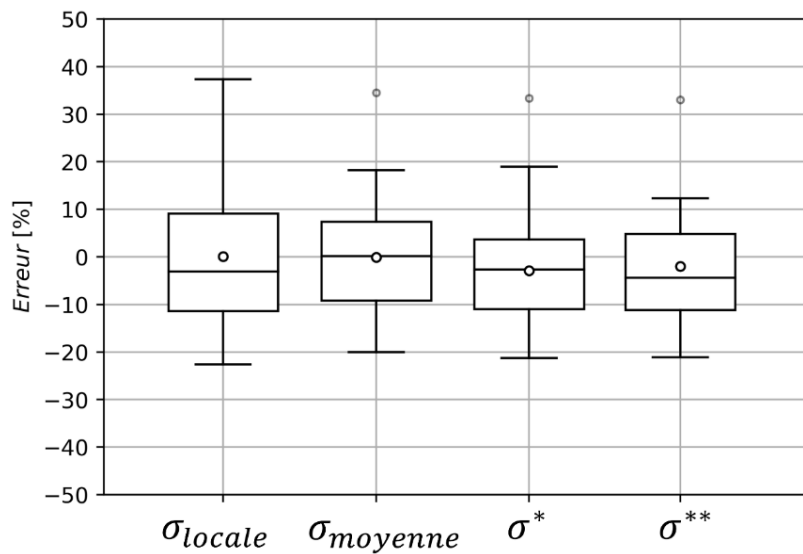


Figure V-8 : Erreurs commises par les critères de fatigue pour les 32 modèles des **géométries idéalisées** en comportement élastique pour les amorçages en racine. Les critères sont identifiés avec les paramètres du Tableau V-5.

V.4.1.4.1 Valeur locale de Crossland

Pour les modèles avec géométrie réaliste, la valeur locale a permis de situer le côté, A ou B, de l'amorçage de tous les modèles. En plus de cette capacité de localisation, une capacité de prédiction est aussi constatée. En effet, l'utilisation de la valeur locale engendre une erreur comprise entre -20% et +20%, au regard des précédentes considérations, cet intervalle est tout à fait honorable, ainsi, **la valeur locale a une capacité de prédiction**. Les valeurs de β_{cr} sont respectivement de 522 MPa et 572 MPa pour la zone avec et sans passe de lissage, elles reflètent la microstructure et les potentielles contraintes résiduelles du matériau. Or, précédemment (partie V.3), pour une éprouvette lisse de microstructure

lamellaire nous avons obtenu une valeur de β_{cr} de 547 MPa. Cette dernière est exactement au centre des deux valeurs de β_{cr} du joint soudé. Ainsi, une valeur obtenue dans la littérature aurait déjà pu permettre une bonne prédiction de la tenue en fatigue du joint soudé. L'erreur commise par le critère valeur locale avec $\beta_{cr}=547$ MPa est comprise entre -25% et +25%.

Pour les modèles à géométrie idéalisée, nous retrouvons cette capacité de localisation mais la capacité de prédiction est moindre que pour le modèle réaliste. En effet, l'étendue des erreurs est de -23% à +37%, soit une augmentation de la taille du domaine de 20% par rapport à la géométrie réaliste.

L'augmentation de l'erreur entre géométrie réaliste et idéalisée est probablement due à la perte d'information engendrée par l'utilisation de cette dernière. Nous constatons par ailleurs que parmi les erreurs les plus conséquentes, un certain nombre de valeurs d'erreurs positives élevées proviennent d'éprouvettes possédant des caniveaux. Les éprouvettes TWs2 et TW10_7 en sont deux exemples, elles possèdent des caniveaux de profondeur respectives de 8 μm et 11 μm et ont conduit à des erreurs de 25% et 37%.

V.4.1.4.2 Valeur moyenne

Les valeurs moyennes ont été obtenues pour des rayons d'intégration de 20 μm , 30 μm , 40 μm , 50 μm , 100 μm , 200 μm , 300 μm et 400 μm . On peut s'interroger sur le sens physique du déplacement du centre du cercle à partir d'une taille de 300 μm . Cela se traduit par une zone d'intégration non confondue avec la zone du site d'amorçage. Le scénario observé est le même que pour les éprouvettes entaillées, mais au lieu de se déplacer dans l'intérieur de l'éprouvette, le cercle se dirige vers la tête de l'éprouvette. Cet aspect non physique n'est pas préjudiciable dans cette étude car la valeur optimale du rayon d'intégration est de 30 μm , la zone couverte par le cercle est bien confondue avec celle du site d'amorçage. Ainsi, pour ce rayon, ce critère a une capacité de localisation.

L'erreur commise par le critère avec le modèle réaliste est de -15% à 20% soit une diminution de l'intervalle de 5% par rapport à une valeur locale, nous constatons aussi que ce critère permet une description globalement meilleure par rapport à la valeur locale. L'utilisation de la contrainte moyenne a pour objectif d'intégrer l'hétérogénéité des contraintes, or il s'avère que, bien qu'il y ait une réduction de l'erreur, elle n'est que marginale. Ainsi, **l'hétérogénéité du champ de contraintes n'est pas le facteur d'ordre premier pour la racine modélisée avec une géométrie réaliste.**

A l'inverse, l'utilisation de la moyenne sur le volume pour les modèles à géométrie idéalisée montre un intérêt. En effet, l'erreur est de -20% à 18% soit une diminution de 22% par rapport au critère de la valeur locale. Ainsi, **pour une géométrie idéalisée de racine, il est capital de considérer l'hétérogénéité du champ de contraintes.** A noter, les erreurs des éprouvettes TWs2 et TW10_7 bénéficient d'une diminution d'erreur d'un facteur supérieur à 2. Les erreurs commises pour des désalignements de 500 μm et 1000 μm en géométrie idéalisée sont non conservatives, or ce n'est pas le cas pour la géométrie réaliste. Les graphiques de la contrainte moyenne fonction du rayon d'intégration pour les deux types de géométrie (Figure V-9 et Figure V-10) mettent en évidence ce constat. Ainsi, **l'utilisation de la géométrie idéalisée pour les cas de forts désalignements engendre une perte d'information qui ne va pas dans le sens de la sécurité.**

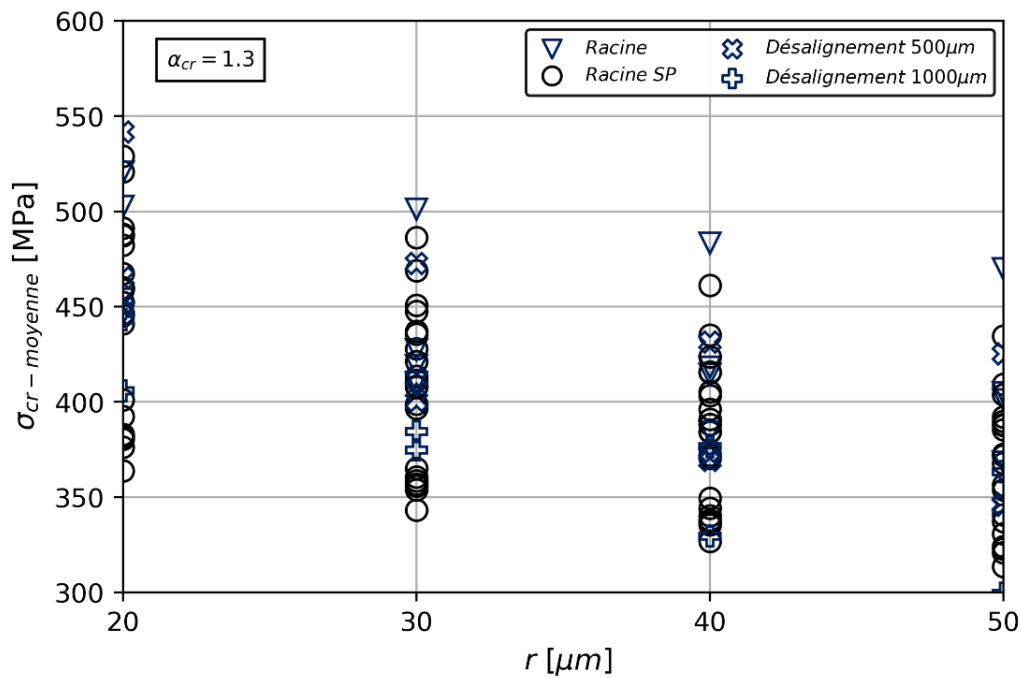


Figure V-9 : Contrainte de Crossland moyenne fonction du rayon d'intégration r , **géométrie réaliste** et modèle élastique. Le rayon de $30 \mu\text{m}$ est la valeur d'identification.

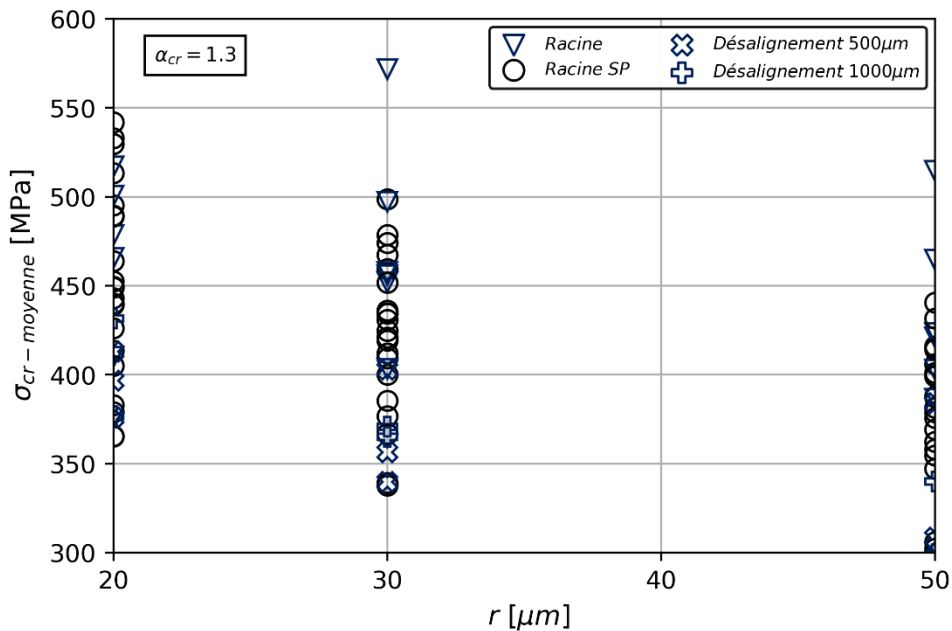


Figure V-10 : Contrainte de Crossland moyenne fonction du rayon d'intégration r , **géométrie idéalisée** et modèle élastique. Le rayon de $30 \mu\text{m}$ est la valeur d'identification.

V.4.1.4.3 σ^* et σ^{**}

Pour les critères de fatigue σ^* et σ^{**} , les rayons d'intégration testés sont $20 \mu\text{m}$, $30 \mu\text{m}$, $40 \mu\text{m}$, $50 \mu\text{m}$, $100 \mu\text{m}$, $200 \mu\text{m}$, $300 \mu\text{m}$ et $400 \mu\text{m}$. Il s'est avéré que la tendance linéaire entre $\sigma_{\text{cr-local}}$ et $\text{sd}(\sigma_{\text{cr-local}})$

(Figure V-11) ou $sd(J_{1,max})$ (Figure V-12) apparaît avec la meilleure corrélation pour un rayon d'intégration de 50 μm . Au-delà de ce rayon d'intégration, la tendance n'est plus linéaire et les points convergent vers une valeur d'écart-type proche. Comme nous l'avons indiqué dans la Partie IV.2.3.1, il est important de discuter de la validité de l'écart-type, la répartition de la contrainte de Crossland au sein de la zone d'intégration est analysée. Il s'avère que les trois premières règles de comparaison de l'écart-type - les séries ne doivent pas posséder de valeur aberrante, les moyennes des séries doivent être relativement proches et la distribution est unimodale - sont respectées. En revanche, la quatrième règle qui est : la distribution est symétrique, n'est pas pleinement respectée.

Pour le modèle à géométrie réaliste, nous observons deux types de distribution : des symétriques et des non symétriques. Les non symétriques possèdent toutes la même morphologie, la queue de distribution des valeurs de contrainte la plus faible est inexistante. Ainsi, la comparaison de la valeur d'écart-type n'est pas pleinement justifiée. L'erreur commise par le critère est de -18% et +17% soit le même écart de 35% que la valeur moyenne. Aussi, l'utilisation de l'écart type dans le critère σ^* ne semble pas avoir été préjudiciable. Pour le critère σ^{**} tous les constats précédemment évoqués pour σ^* sont valables, toutefois, l'erreur commise est plus importante : -17% et 21% soit un écart de 38%.

Pour le modèle idéalisé, il n'existe globalement qu'un unique type de distribution, elle est non symétrique car dépourvue de queue de distribution pour les valeurs de contraintes faibles. L'utilisation de l'écart-type n'est toujours pas pleinement justifiée, mais la comparaison en relatif de l'écart-type pour un même type de distribution est raisonnable. Ainsi, l'erreur pour σ^* est comprise entre -20% et +18%, soit le même écart de 38%, celui-ci est relativement proche de celui de la valeur moyenne. Pour une géométrie idéalisée, l'utilisation de l'écart type de $J_{1,max}$ est plus pertinente que celle de Crossland, le critère de fatigue σ^{**} permet une erreur comprise entre -21% et +12% soit un écart de 33%. Cet écart est le plus faible des quatre critères considérés, cela démontre la capacité de ce critère à capter l'hétérogénéité du champ de contraintes. L'aspect non conservatif de la géométrie idéalisée pour les cas de forts désalignements est aussi constaté (Figure V-13 et Figure V-14).

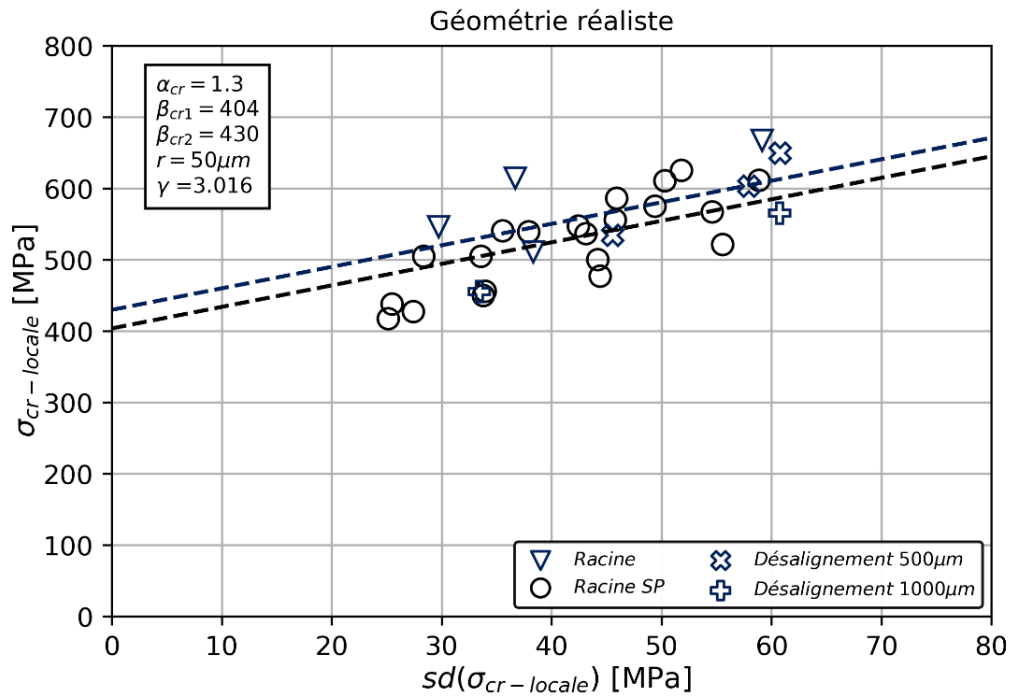


Figure V-11 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(\sigma_{cr-locale})$ pour le rayon d'intégration de $50\ \mu m$ pour une géométrie réaliste et modèle élastique. Les courbes noire et bleue représentent l'équation de σ^* pour le type de concentrateur racine avec passe de lissage et pour le type racine sans passe de lissage.

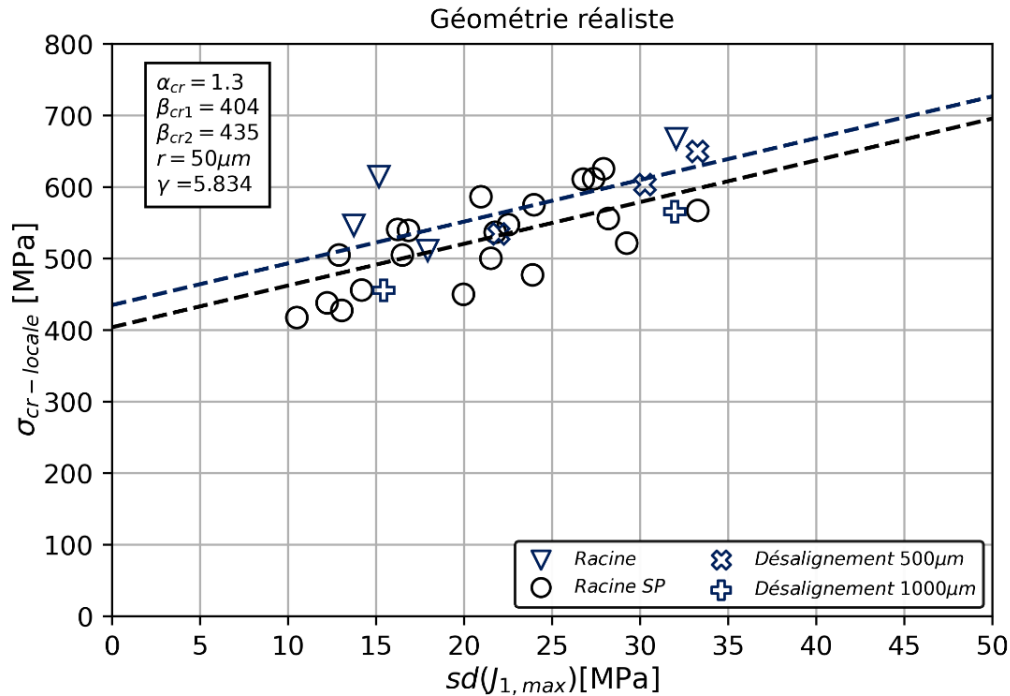


Figure V-12 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de $50\ \mu m$ pour une géométrie réaliste et modèle élastique. Les courbes noire et bleue représentent l'équation de σ^{**} pour le type de concentrateur racine avec passe de lissage et pour le type racine sans passe de lissage.

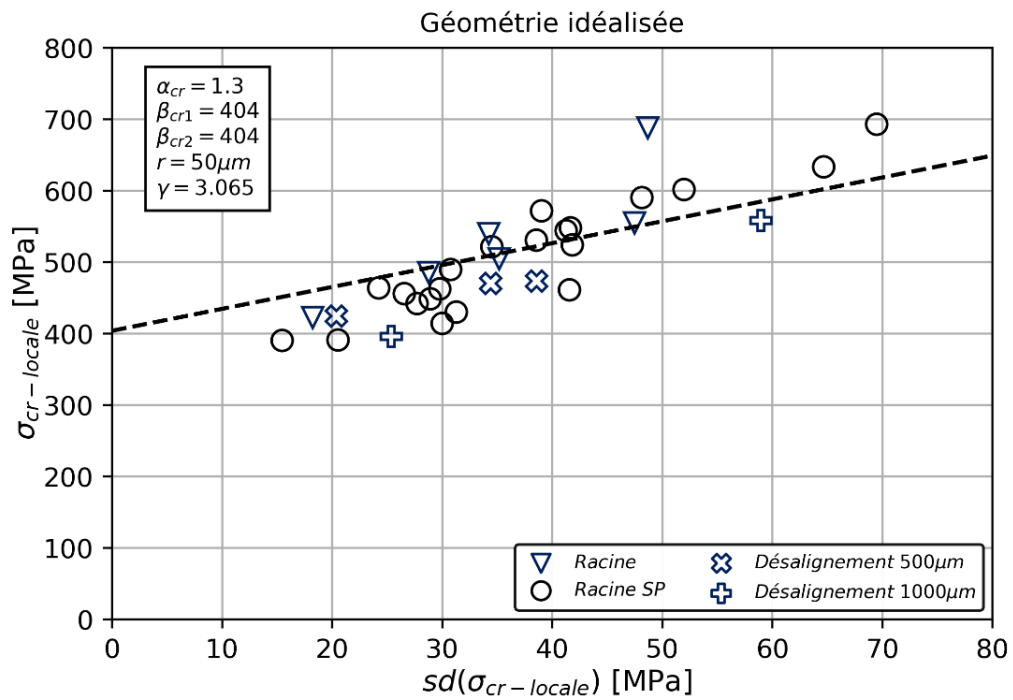


Figure V-13 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(\sigma_{cr-locale})$ pour le rayon d'intégration de $50\mu m$ pour une géométrie idéalisée et modèle élastique. La courbe noire représente l'équation de σ^* .

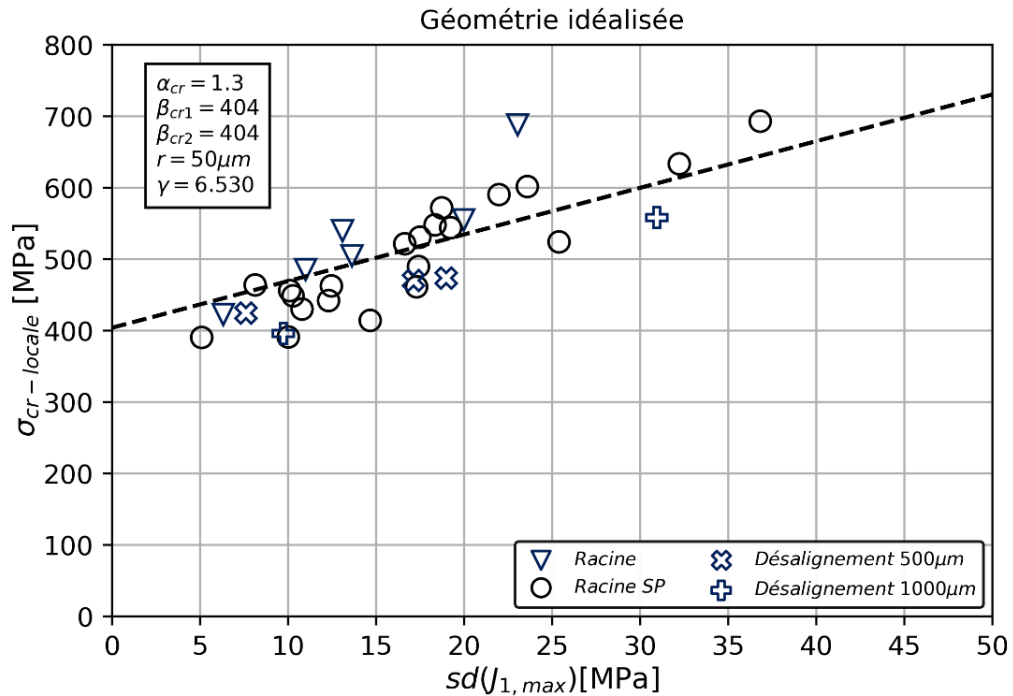


Figure V-14 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de $50\mu m$ pour une géométrie idéalisée et modèle élastique. La courbe noire représente l'équation de σ^{**} .

V.4.1.4.4 Discussion sur la plasticité

Nous avons mis en évidence que quatre modèles réalistes parmi les 34 sont susceptibles de plastifier au vu de la contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa. Celle-ci nous amène à nous demander : « Comment appréhender la question de la plasticité ? ».

La valeur locale des contraintes pour ces quatre modèles est surestimée du fait de l'utilisation de la loi de comportement élastique. Or cette valeur est utilisée dans les critères : $\sigma_{cr-locale}$, σ^* et σ^{**} , c'est pourquoi, ces trois critères ont une faible capacité de prédiction pour ces quatre points (Tableau V-7). Afin de les rendre pertinents, il semble inévitable d'utiliser une loi de comportement élasto-plastique, mais celle-ci réclame un temps de calcul plus onéreux. Cet élément démontre une limite des critères σ^* et σ^{**} .

Le critère $\sigma_{cr-moyenne}$ est moins dépendant de la contrainte locale. En effet, celle-ci n'a que peu de poids dans le calcul de la moyenne. Le schéma Figure V-15 met en évidence cet aspect, les nœuds du modèle élément fini sont représentés par les points noirs, ils correspondent aux valeurs de Mises inférieures à 1000 MPa, et ceux en rouge correspondent aux valeurs supérieures à 1000 MPa. Ainsi, les erreurs sont moindres avec l'utilisation de ce critère. L'utilisation de lois de comportement élasto-plastique n'a sans doute pas d'intérêt pour diminuer davantage l'erreur liée à ce critère, au regard de la taille de la zone dont les contraintes sont supérieures à 1000 MPa.

En général, l'utilisation d'une géométrie idéalisée a tendance à sous-estimer la valeur des contraintes locales de la zone de raccordement. Il y a donc moins de points avec une contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa et leur valeur est plus faible. TW3_4 et TW1_3s sont les deux seules éprouvettes avec une contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa. Nous constatons que l'utilisation de la valeur locale est plus appropriée pour une géométrie idéalisée, en effet, σ^* et σ^{**} sont plus pertinentes que pour le modèle réaliste (Tableau V-9).

Pour le modèle sous contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa, le choix du modèle, réaliste ou idéalisé, a une influence sur les capacités de prédiction. Pour les modèles réalistes, les critères valeur locale, σ^* et σ^{**} engendrent une erreur importante, mais elle est toutefois dans le sens de la sécurité. Afin d'être au plus proche de la réalité, il convient d'utiliser $\sigma_{cr-moyenne}$ en comportement élastique ou bien $\sigma_{cr-locale}$, σ^* ou σ^{**} mais en leur intégrant un comportement élasto-plastique, ce qui complique la mise en place.

Pour les modèles idéalisés, l'utilisation de $\sigma_{cr-locale}$, de σ^* ou de σ^{**} engendre une erreur faible, mais, afin de diminuer celle-ci, l'application d'un comportement élasto-plastique pourrait être envisagée.

Nom	σ_a [MPa]	R	Mises [MPa]	$\sigma_{cr-locale}$ [MPa]	$\sigma_{cr-moyenne}$ [MPa]	σ^* [MPa]	σ^{**} [MPa]
TW1_5	164	0,1	1143	831	489	619	606
TW6_5	185	0,1	1037	730	557	557	553
TW3_4	122	0,5	1046	643	486	473	442
TW1_3s	94	0,5	1269	783	484	529	476

Tableau V-6 : Valeur des contraintes en élasticité des quatre points géométrie réaliste possédant une contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa.

V Impact de la géométrie sur la tenue en fatigue : modélisation du joint soudé

Nom	$\sigma_{cr-locale}$ [%]	$\sigma_{cr-moyenne}$ [%]	σ^* [%]	σ^{**} [%]
TW1_5	45	16	44	39
TW6_5	28	32	30	27
TW3_4	23	20	17	9
TW1_3s	50	19	31	18

Tableau V-7 : Erreurs commises par les critères du Tableau V-6.

Nom	σ_a [MPa]	R	Mises [MPa]	$\sigma_{cr-locale}$ [MPa]	$\sigma_{cr-moyenne}$ [MPa]	σ^* [MPa]	σ^{**} [MPa]
TW3_4	122	0,5	1007	589	535	472	459
TW1_3s	94	0,5	1114	663	435	501	456

Tableau V-8 : Valeur des contraintes en élasticité des deux éprouvettes avec une géométrie idéalisée possédant une contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa.

Nom	$\sigma_{cr-locale}$ [%]	$\sigma_{cr-moyenne}$ [%]	σ^* [%]	σ^{**} [%]
TW3_4	17	27	17	14
TW1_3s	31	3	24	13

Tableau V-9 : Erreurs commises par les critères du Tableau V-8.

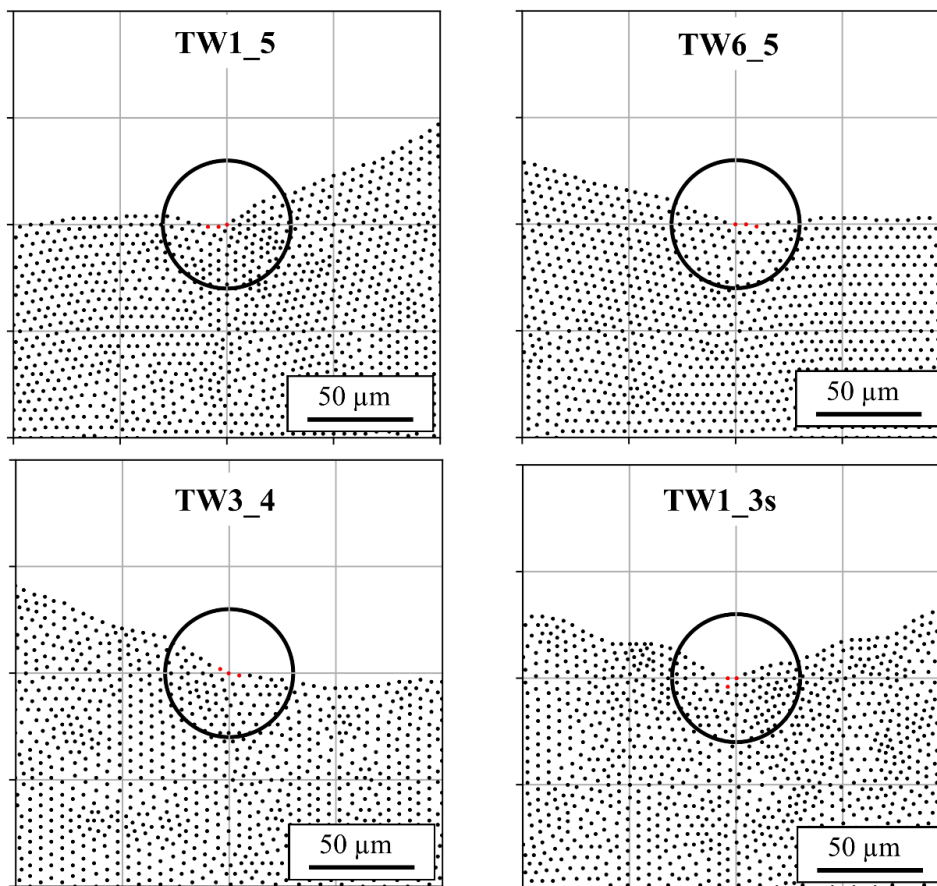


Figure V-15 : Les points représentent les nœuds du modèle. Rayon d'intégration de 30 μm , les points en rouge représentent une contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa.

V.4.2 Pied géométrie réaliste

Nous avons constaté 11 amorçages dans la zone de raccordement du pied, les limites de fatigue de ces derniers balayent un spectre de 130 MPa à 220 MPa à R=0,1 soit un écart de 90 MPa. Parmi les trois principaux sites de l'étude qui sont : racine (19 éprouvettes), porosités (11 éprouvettes) et pied (11 éprouvettes), c'est ce dernier qui a le plus de variabilité. Cette variabilité peut être expliquée par la variation de la taille du volume fortement sollicité. Elle est décrite dans les approches probabilistes, comme dans l'Équation V-1, où β_0 est le paramètre d'échelle, m le paramètre de forme de la fonction de répartition de Weibull, $V_{\omega 1}$ le volume représentatif d'un grain et V_{ω} le volume sollicité [Pessard et al, 2013]. Or, V_{ω} a une grande variabilité au pied de cordon car la longueur du raccordement est comprise entre 1500 μm et 3700 μm .

$$P(\sigma_{eq}) = 1 - \exp\left(-\frac{V_{\omega 1}}{V_{\omega}} \left(\frac{\sigma_{eq}}{\beta_0}\right)^m\right) \quad \text{Équation V-1}$$

Ces 11 éprouvettes ont été modélisées en géométrie réaliste, on constate que huit des modèles possèdent une contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa, soit 70% de l'effectif. Les sur-contraintes sont généralement induites par les petites variations géométriques que nous avons attribuées aux chevrons présents dans ces zones dans 7/8 cas (Figure V-16, a), mais aussi en l'absence de chevrons pour 1/8 cas (Figure V-16, b). Dans la suite de cette partie, nous avons fait le choix de réaliser deux types de modèles : géométrie réaliste en élasticité et géométrie réaliste en élasto-plasticité. Ainsi, nous pourrions répondre aux questions : « malgré la présence de contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa, l'utilisation du comportement élastique est-elle suffisante ? » et « quel est le gain obtenu par l'intégration de la plasticité ? ».

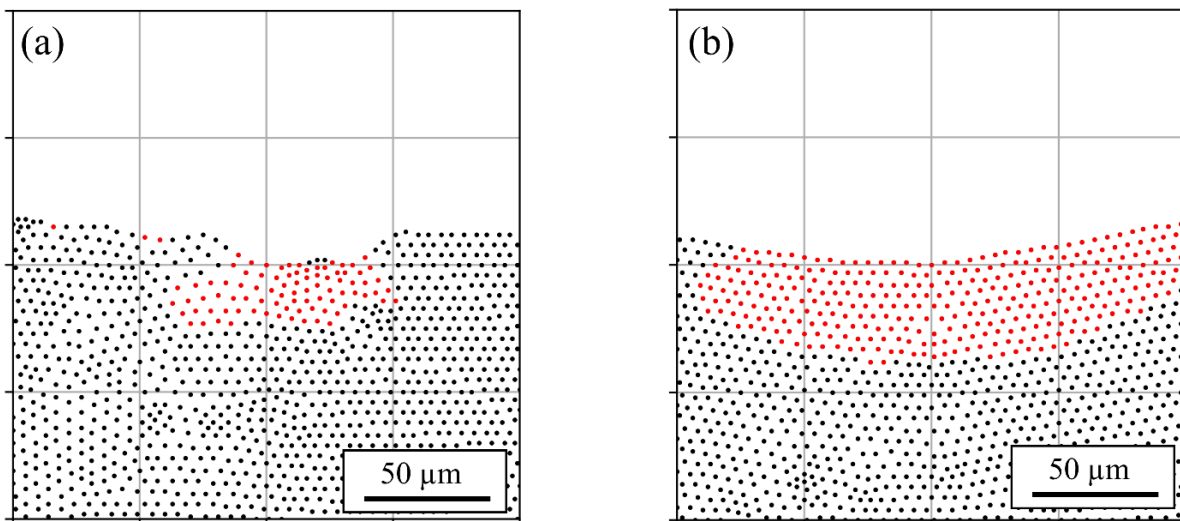


Figure V-16 : Zone de raccordement racine, sur-contrainte induite par un chevron et par le raccordement. Les points correspondent au nœud du modèle élément fini, la couleur rouge correspond à la contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa. (a) Éprouvette TWS3_5 ; (b) Éprouvette TW1_1s.

V.4.2.1 *Diagramme de Crossland, pied réaliste*

Les 11 modèles réalistes avec comportement élastique ont permis d'obtenir les grandeurs locales $\sqrt{J_{2,a}}$ et $J_{1,max}$ de chaque éprouvette, elles sont tracées dans un diagramme de Crossland en Figure V-17. En plus de ces points, les points des essais de fatigue réalisés sur métal de base sur des éprouvettes lisses par Lanning sont placés, notés BM Lanning.

Parmi les 11 éprouvettes, deux sont des petites éprouvettes, elles sont toutes sollicitées à $R=0,1$. Les points des grandes éprouvettes s'alignent à ceux des éprouvettes lisses, ainsi un groupe est à $R=0,1$. Il en est aussi de même pour les petites éprouvettes mais avec un léger décalage, en effet, afin de rendre compte de la rigidité latérale de la machine suivant la normale au coupon soudé, nous avons ajouté un angle de 0,5 deg en condition limite à celle-ci. Qualitativement, cet angle induit la traction de pied et se traduit quantitativement par une augmentation de $J_{1,max}$. C'est pourquoi, le groupe des petites éprouvettes est désaxé suivant $J_{1,max}$ par rapport aux grandes, qui ne possèdent pas cet angle en condition limite. A noter, le décalage est moins prononcé que celui rencontré entre les grandes et les petites éprouvettes pour les amorçages en racine.

Les modèles réalistes avec comportement élasto-plastique ont permis de réaliser le diagramme de Crossland (Figure V-18), il est à noter qu'une quarantaine de cycles permettent de stabiliser la variation des contraintes au cours des cycles de chargement dans le modèle numérique. Pour rappel, le détail de la loi de comportement d'érouissage cinématique non linéaire utilisée est présenté dans la Partie II.5.1. Nous constatons qu'il existe trois degrés de relaxation : pas de relaxation, relaxation uniquement de $J_{1,max}$ et relaxation de $\sqrt{J_{2,a}}$ et $J_{1,max}$, cela dépend de la contrainte locale initiale. Ainsi, il n'y a pas de relaxation si les contraintes sont trop faibles, une relaxation uniquement sur $J_{1,max}$ pour les contraintes qui induisent de la plasticité relativement faible, et une relaxation de $\sqrt{J_{2,a}}$ et $J_{1,max}$ pour les contraintes qui induisent de la plasticité relativement élevée. Il est à noter que les niveaux de contraintes locales ne conduisent pas à une relaxation totale de la contrainte moyenne.

Le diagramme de Crossland des modèles avec comportement élasto-plastique montre des caractéristiques similaires à celui en élasticité, en effet, nous retrouvons les zones des petites et grandes éprouvettes. Si nous comparons le diagramme de Crossland pied comportement élasto-plastique et le diagramme de Crossland racine comportement élastique, nous constatons que l'étendue est plus grande pour le premier, ainsi, le panel de tri-axialité du pied est plus important.

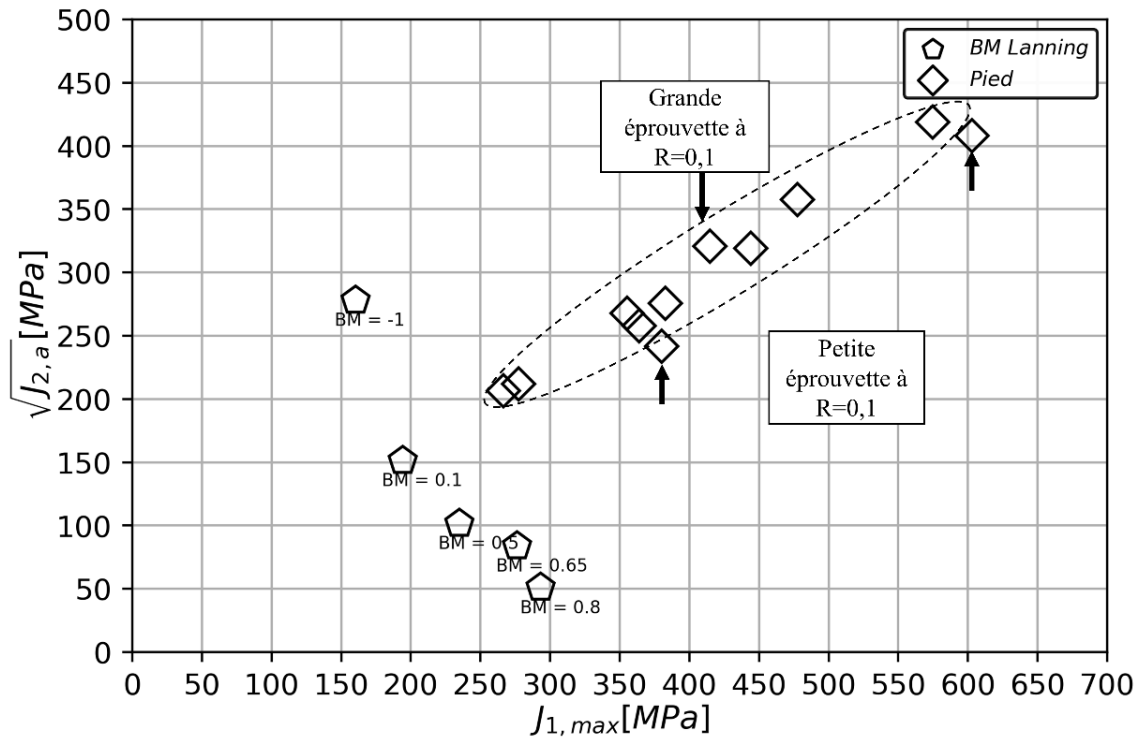


Figure V-17 : Diagramme de Crossland, géométrie réaliste et modèle élastique.

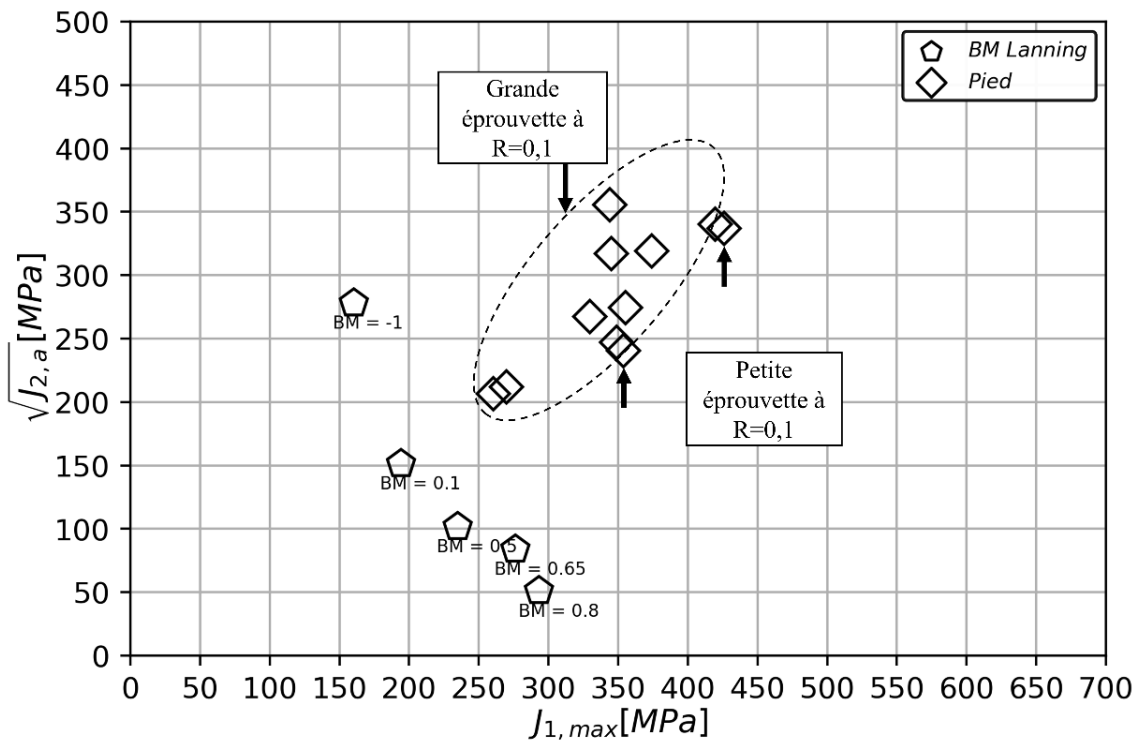


Figure V-18 : Diagramme de Crossland, géométrie réaliste et modèle élasto-plastique.

V.4.2.2 Identification, pied réaliste

Les critères de fatigue sont à identifier pour les modèles pied réaliste en comportement élastique et pied réaliste en comportement élasto-plastique (Tableau V-10). En effet, les différents choix de modélisation impactent le champ de contraintes local et donc l'identification des paramètres des critères de fatigue.

D'après notre stratégie d'identification (partie V.3), les paramètres non locaux des critères de fatigue utilisés pour les modèles pied réaliste en comportement élastique devaient être ceux obtenus sur la base de données de la Racine SP. Il devait uniquement y avoir une identification de β_{cr} afin de capter l'effet de la microstructure et des contraintes résiduelles. Il s'est avéré que les erreurs produites avec ces paramètres étaient très élevées, cela n'est pas dû à la stratégie d'identification mais à la présence de contraintes de Mises bien supérieures à 1000 MPa. Nous avons fait le choix de ne pas présenter les erreurs produites avec ce paramètre d'identification, mais plutôt de présenter l'erreur produite avec un jeu de paramètres le plus optimal. Les surélévations des contraintes induites par l'utilisation du comportement élastique seront donc intégrées dans les paramètres des critères qui seront finalement identifiés sur la base de données Pied comportant 11 éprouvettes

Pour le modèle du pied réaliste avec comportement élasto-plastique, l'intégralité des paramètres doit être ré-évaluée car aucune identification n'a été réalisée en élasto-plasticité.

Pied, géométrie réaliste	σ_{cr} -locale	σ_{cr} -moyenne		σ^*			σ^{**}		
	β_{cr} [MPa]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []
Comportement élastique	623	451	400	546	50	4,823	563	50	8,529
Comportement élasto- plastique	623	-	-	620	50	2,035	617	50	3,624

Tableau V-10 : Paramètres des critères de fatigue, pied géométrie réaliste.

V.4.2.3 Analyse des critères de fatigue, modèle élastique, pied réaliste

Une valeur locale n'a aucune capacité de prédiction de la tenue en fatigue du pied (Figure V-19). En effet, l'erreur commise par le critère est comprise entre -11% et 91% soit un écart de 102%. La valeur locale est aussi utilisée dans les critères σ^* et σ^{**} , c'est pourquoi, bien que nous ayons procédé à une identification spécifique, ces deux critères n'offrent aucune capacité de prédiction, les écarts respectifs sont de 68% et 72%.

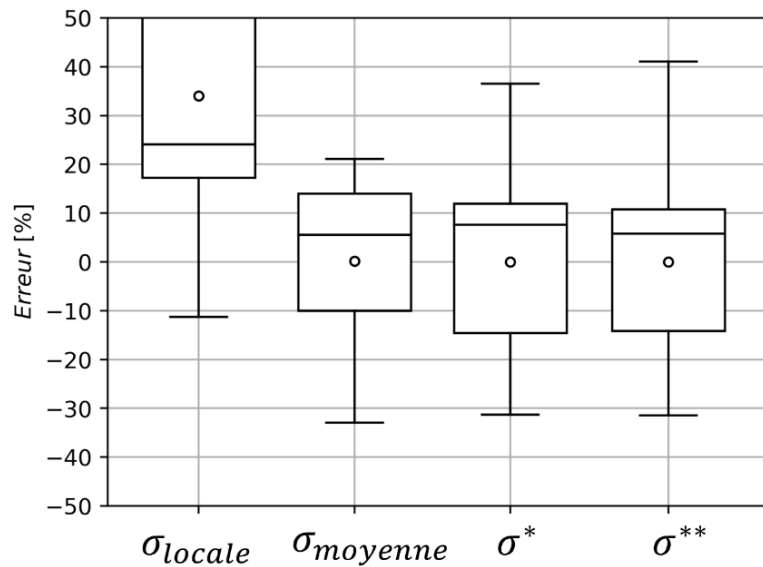


Figure V-19 : Erreurs commises par les 11 modèles des géométries réalistes du pied en comportement élastique.

La valeur moyenne sur un volume a été obtenue pour des rayons d'intégration de 20 μm , 30 μm , 40 μm , 50 μm , 100 μm , 200 μm , 300 μm et 400 μm . Pour la géométrie du pied, le déplacement du centre du cercle garde un sens physique avec ces rayons d'intégration, en effet, la zone couverte par le cercle est bien confondue avec celle du site d'amorçage. Le rayon d'intégration qui a permis d'obtenir les erreurs les plus faibles est celui de 400 μm , soit le plus grand utilisé. L'erreur est de -33% à +21%, soit un écart de 54%, ce qui est une diminution par deux par rapport à la valeur locale. Cette taille d'intégration est bien plus grande que les zones de sur-contrainte ou de sous contrainte engendrées par les chevrons. Elle pourrait indiquer que le gradient de contraintes à considérer est celui de la géométrie globale du joint et non de la géométrie locale du joint ; mais l'erreur de 54% reste importante, ce qui est dû à la formation de deux groupes pour un rayon d'intégration de 400 μm (Figure V-20). Le groupe inférieur est formé des éprouvettes TW3_9, TW10_9 et TW4_10. La valeur macroscopique des contraintes moyennes n'est pas en mesure d'expliquer leurs valeurs plus basses. Le comportement élastique semble être trop simplifié, en effet, une valeur locale n'a aucune capacité de prédiction et une **valeur moyenne**, bien qu'ayant une capacité de prédiction deux fois supérieure, **conduit à une perte d'information qui altère la capacité de prédiction de la tenue en fatigue.**

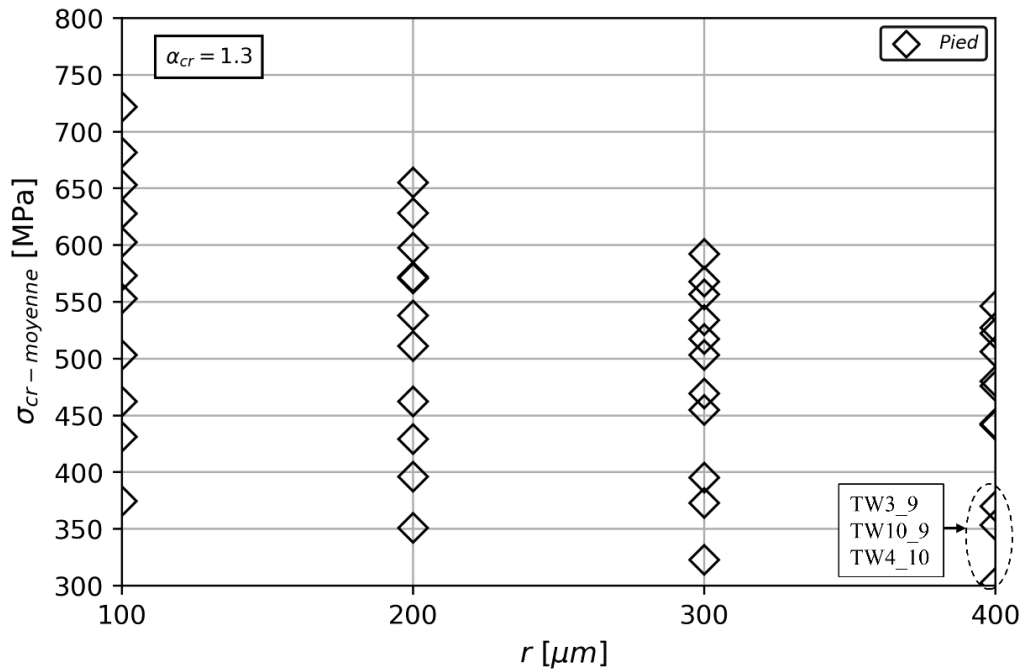


Figure V-20 : Crossland moyenne fonction du rayon d'intégration r , géométrie réaliste. Le rayon de $400 \mu\text{m}$ est la valeur d'identification.

V.4.2.4 Analyse des critères de fatigue, modèle élasto-plastique, pied réaliste

Le comportement élasto-plastique a permis de diminuer les erreurs commises par les critères. Ainsi, l'utilisation de la valeur locale de Crossland engendre une erreur comprise entre -12% et 43%, soit un écart de 55% (Figure V-21). Ce dernier est similaire à la meilleure prédiction obtenue en comportement élastique, pour rappel celle-ci avait été obtenue avec la moyenne sur le volume pour un rayon de $400 \mu\text{m}$.

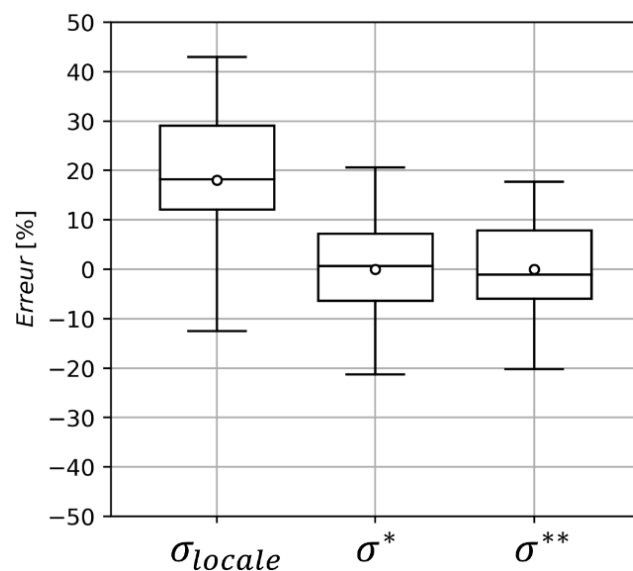


Figure V-21 : Erreurs commises par les 11 modèles des géométries réalistes du pied en comportement élasto-plastique.

Afin d'améliorer cette prédiction, nous avons considéré l'hétérogénéité des contraintes par les modèles σ^* et σ^{**} . L'utilisation de l'écart-type présent dans ces deux modèles est justifiée, en effet, les quatre règles sont respectées. La meilleure prédiction est obtenue avec un rayon d'intégration de 50 μm , les écarts entre les erreurs extremum sont de 42% pour σ^* et 38% pour σ^{**} , soit des réductions par rapport à la valeur locale de 13% et 17%. Ainsi, **pour un pied de cordon, avec un modèle réaliste en comportement élasto-plastique, il semble qu'il faille considérer l'hétérogénéité des contraintes locales.** L'écart des erreurs le plus faible est obtenu pour σ^{**} cette valeur est de 38%, pour la racine en géométrie réaliste le plus faible écart est de 35%, obtenu avec σ^* . Ces erreurs sont relativement proches, toutefois, les bases de données utilisées ne sont pas de la même taille, le pied comporte 11 éprouvettes et la racine 30 éprouvettes. Ainsi, au regard de cette information, la capacité des modèles à décrire la tenue en fatigue du pied est moins robuste que celle de la racine. De plus, bien que la plasticité et l'hétérogénéité des contraintes aient été considérées, elles ne permettent pas de regrouper les éprouvettes TW3_9, TW10_9 et TW4_10 avec les 8 autres (Figure V-22), (Figure V-23). **Il semble que nous n'arrivons pas à capter certaines particularités importantes vis-à-vis de la tenue en fatigue du pied de cordon (contraintes résiduelles, microstructure, micro-caniveaux, autre ...).**

Les chevrons situés dans la zone de raccordement du pied induisent une sur-contrainte et des sous contraintes. Il semble peu probable que les zones déchargées mécaniquement participent au mécanisme de formation des fissures de fatigue et pourtant elles sont considérées dans le calcul des grandeurs volumiques : moyenne et écart-type. Deux cas intéressants ont été trouvés dans cette étude, il s'agit des éprouvettes TWs3_5 et TW5_10 présentées en Figure V-24. Pour ces deux éprouvettes, la zone de sous contrainte n'a que peu de poids dans le calcul de l'écart-type, son utilisation n'est pas remise en question, mais pour les cas où elle sera d'une taille plus importante la question se posera. Une interrogation plus générale est à appréhender et sera explorée au long de l'étude : *« faut-il considérer l'intégralité des contraintes présentes dans le volume d'intégration ? »*.

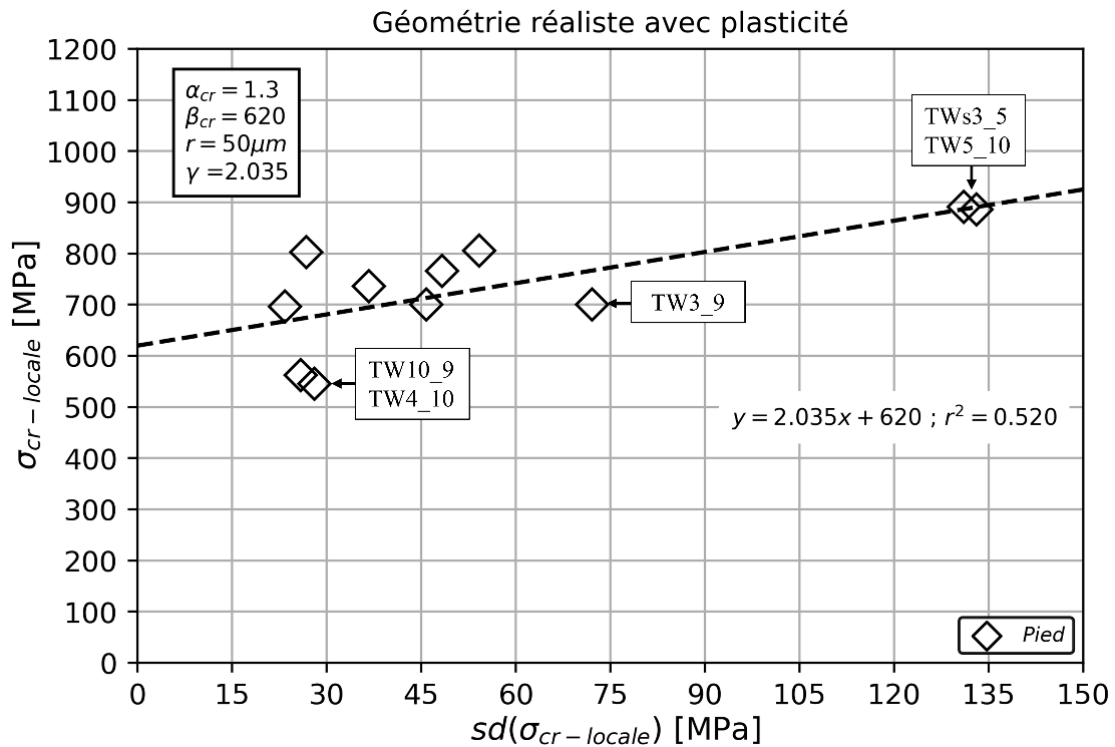


Figure V-22 : Diagramme $\sigma_{cr-local}$ fonction de $sd(\sigma_{cr-local})$ pour le rayon d'intégration de $50\mu\text{m}$ pour une géométrie réaliste avec un comportement élasto-plastique. La courbe noire représente l'équation de σ^* .

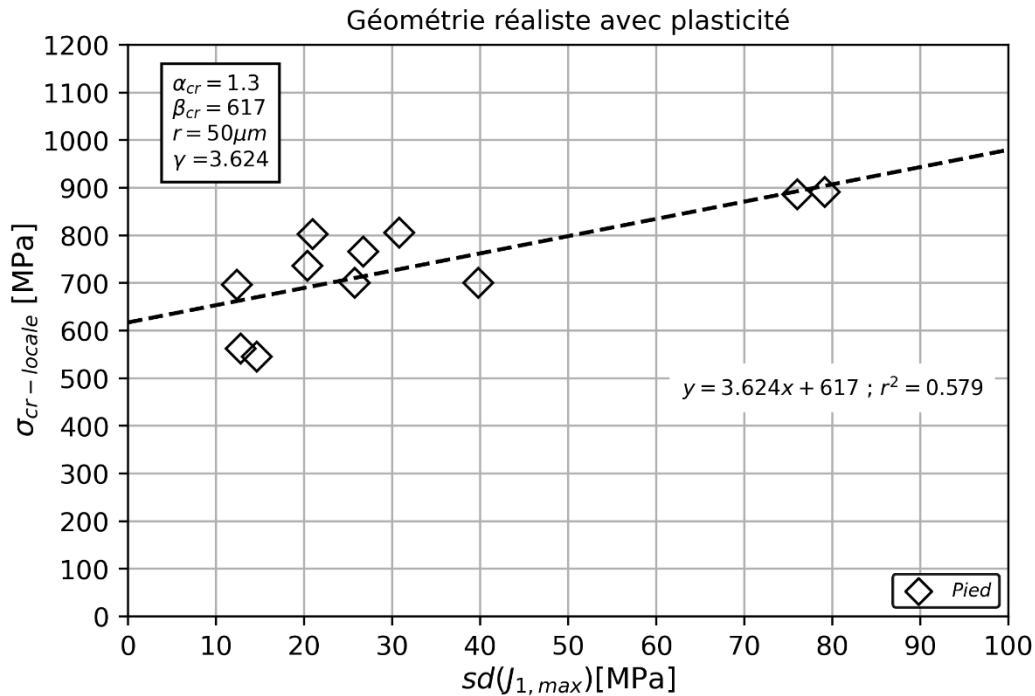


Figure V-23 : Diagramme $\sigma_{cr-local}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de $50\mu\text{m}$ pour une géométrie réaliste avec un comportement élasto-plastique. La courbe noire représente l'équation de σ^{**} .

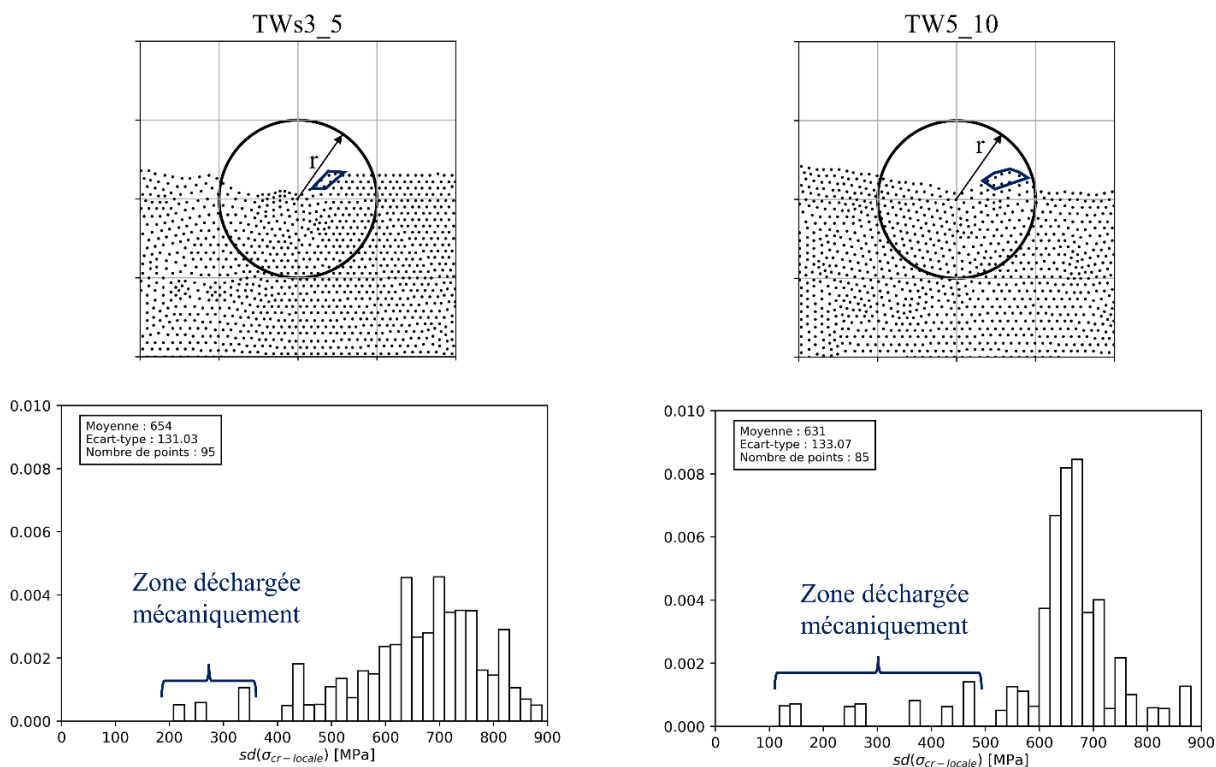


Figure V-24 : Zones déchargées mécaniquement intervenant dans le calcul de l'écart-type, comportement élasto-plastique rayon r de $50 \mu\text{m}$.

V.4.3 Pied géométrie idéalisée

La zone de raccordement du pied est étendue, sa longueur est d'environ $2000 \mu\text{m}$, de plus, cette zone possède des petits accidents géométriques liés à la présence des chevrons. Or, cette zone est caractérisée à l'aide de six paramètres géométriques, **il y a donc une perte d'information inévitable**. La comparaison des topologies des zones d'amorçage entre géométrie réaliste et idéalisée peut présenter de grandes différences, en effet, parmi les 11 géométries d'éprouvettes, quatre présentent des morphologies bien différentes (Figure V-25). La géométrie idéalisée du pied étant plus lisse, les contraintes locales sont moins élevées, seule une éprouvette parmi les 11 a une contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa , ainsi le comportement est globalement élastique. C'est pourquoi, le comportement matériau choisi pour le pied en géométrie idéalisée sera l'élasticité.

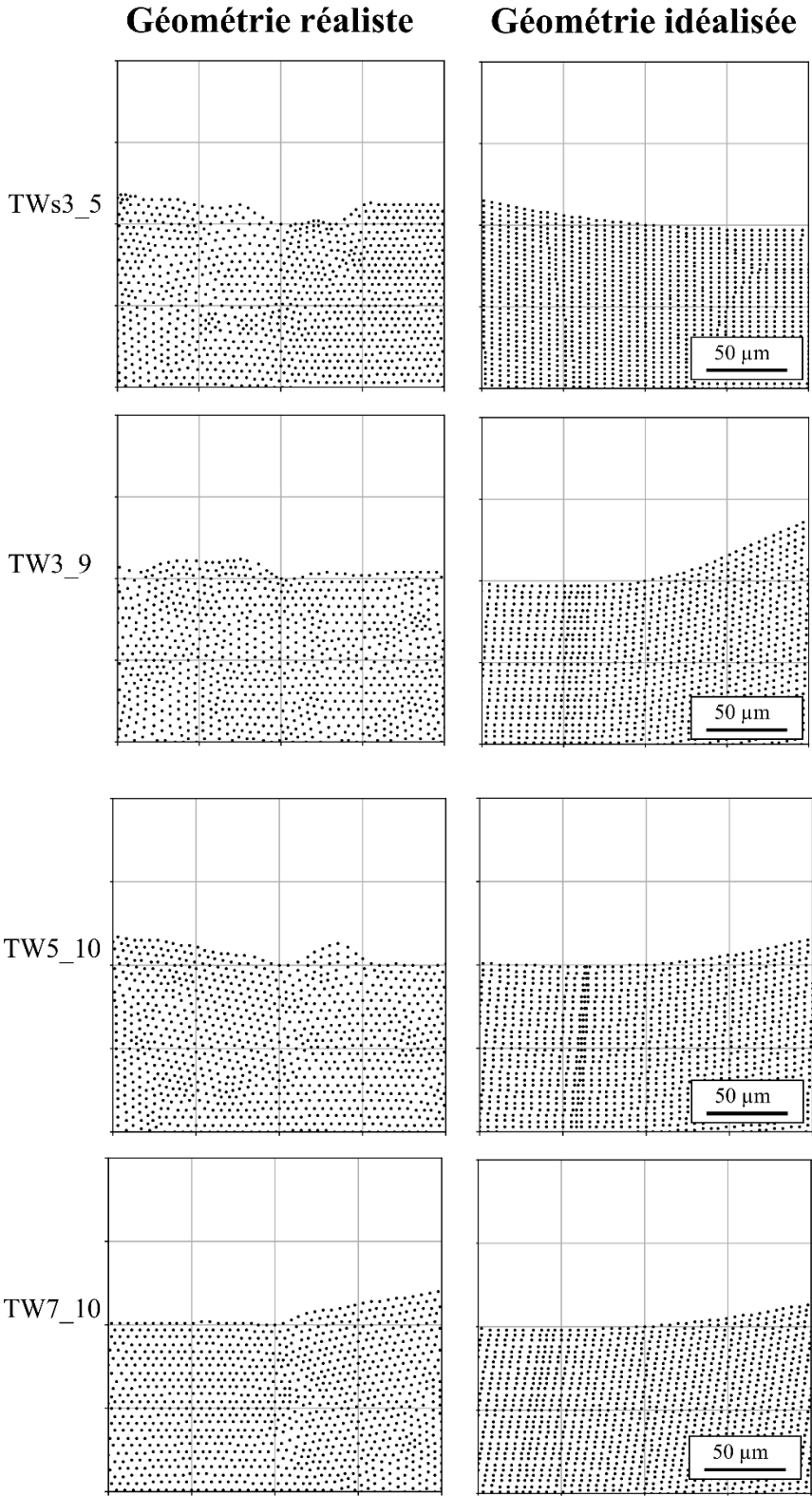


Figure V-25 : Comparaison de la géométrie réaliste et de la géométrie idéalisée en pied de cordon. Mise en évidence de la simplification géométrique, les points correspondent aux nœuds des modèles.

V.4.3.1 Diagramme de Crossland, pied idéalisé

Le diagramme de Crossland montre qu'il a peu de tri axialité pour le pied en géométrie idéalisée (Figure V-26). Parmi les 11 éprouvettes, deux sont des petites éprouvettes, c'est pourquoi elles sont désaxées suivant $J_{1,max}$ par rapport aux grandes éprouvettes, cela est dû aux conditions aux limites spécifiques. Pour plus de détail, cette analyse a été réalisée dans la partie V.4.2.1.

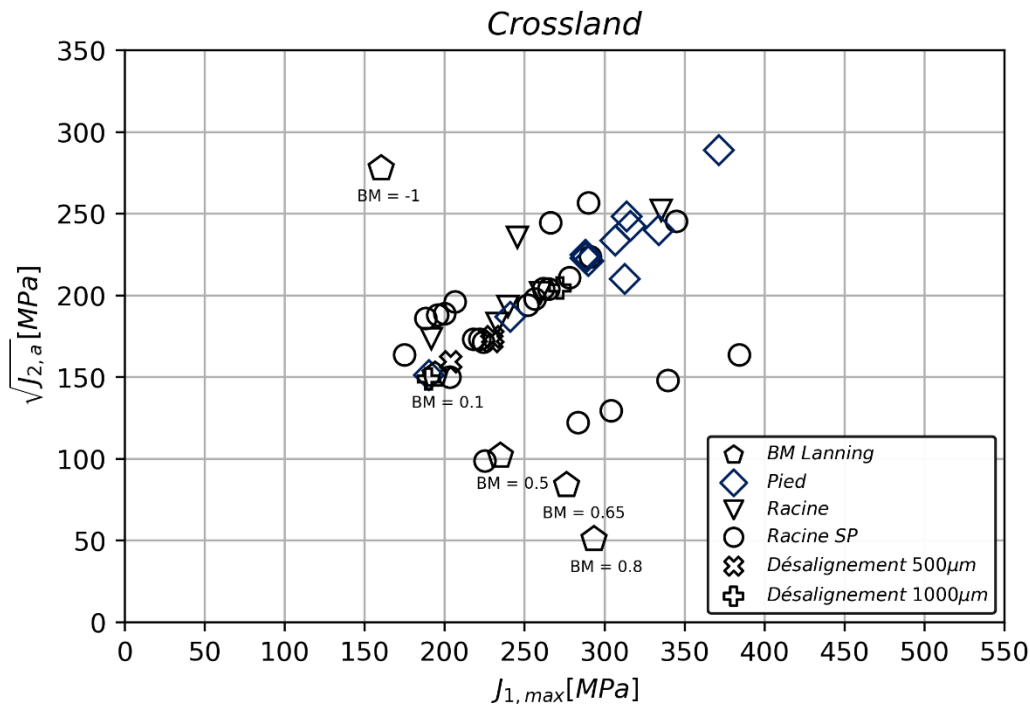


Figure V-26 : Diagramme de Crossland, géométrie idéalisée et modèle élastique.

V.4.3.2 Identification, pied idéalisé

La stratégie d'identification est celle présentée dans la partie V.4. D'après celle-ci, les paramètres non locaux des critères de fatigue sont ceux déterminés sur la base de données Racine SP en géométrie idéalisée et comportement élastique. Le paramètre β_{cr} , propre au type de concentrateur, est quant à lui réidentifié afin de capter l'effet de la microstructure et des contraintes résiduelles. Nous constatons que les valeurs de β_{cr} obtenues pour le pied sont significativement plus élevées (Tableau V-11). Cela signifie que le matériau en pied a une meilleure tenue en fatigue que la racine, qui peut être due à la microstructure ou aux contraintes résiduelles. Afin de quantifier l'impact de la microstructure sur la tenue en fatigue, nous avons choisi l'indicateur microstructural de la taille de lamelles de α , le détail est donné dans la Partie II.1.1.1. Les tailles de lamelles sont respectivement de $0,56 \mu\text{m}$; $0,73 \mu\text{m}$ et $0,60 \mu\text{m}$ pour les types de concentrateur Racine sans passe de lissage, Racine avec passe de lissage et Pied. **Le pied possède une taille de microstructure ne pouvant expliquer une augmentation de β_{cr} , ainsi, soit cet indicateur microstructural n'est pas le bon, soit c'est un autre facteur d'influence qui est mis en jeu.** Le facteur d'influence le plus probable est celui des contraintes résiduelles, mais celui-ci n'a pas fait l'objet de quantification.

Nous avons choisi d'identifier le paramètre β_{cr} des critères de fatigue uniquement sur les modèles dont la contrainte est inférieure à 1000 MPa, dans le but de s'affranchir des potentielles valeurs aberrantes

dans le modèle possédant une contrainte supérieure à 1000 MPa. Dans un premier temps, nous discuterons des éprouvettes dont la contrainte est inférieure à 1000 MPa et dans un second temps de l'éprouvette supérieure à cette valeur.

	$\sigma_{cr-locale}$	$\sigma_{cr-moyenne}$		σ^*			σ^{**}		
	β_{cr} [MPa]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []
Racine avec passe de lissage	505	422	30	404	50	3,065	404	50	6,530
Racine sans passe de lissage	501	425	30	404	50	3,065	404	50	6,530
Pied	592	573	30	538	50	3,065	548	50	6,530

Tableau V-11 : Paramètres des critères de fatigue, géométrie idéalisée en comportement élastique.

V.4.3.3 Analyse des critères de fatigue, pied idéalisé

Les quatre critères de fatigue : $\sigma_{cr-locale}$, $\sigma_{cr-moyenne}$, σ^* et σ^{**} confèrent respectivement une étendue de l'erreur de 47%, 47%, 48% et 47% (Figure V-27). Ces erreurs étant similaires, cela met en évidence que pour ce type de modélisation, en géométrie idéalisée, **la considération de l'hétérogénéité du champ de contraintes n'apporte pas plus de capacité de prédiction**. Nous avons attribué cela au fait que l'hétérogénéité des contraintes est très faible dans la zone de raccordement idéalisée. Cela se traduit par une variation du champ de contraintes (écart-type) faible dans la zone d'intégration (Figure V-29 et Figure V-30).

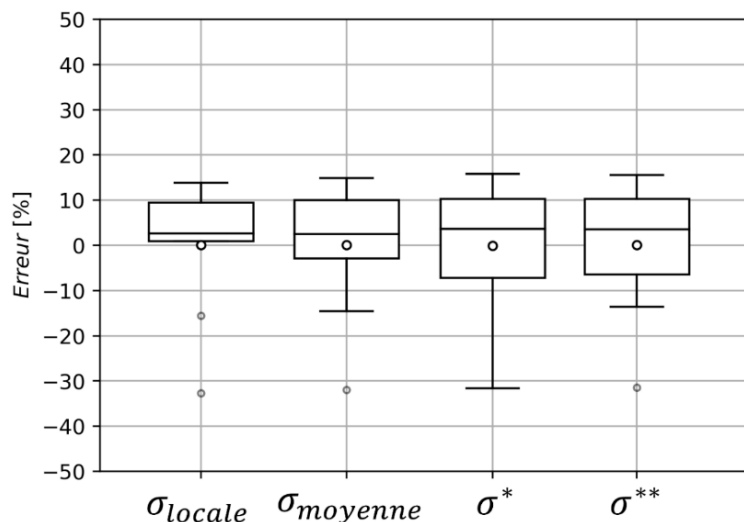


Figure V-27 : Erreurs commises par les critères de fatigue pour les 10 modèles des géométries pied idéalisé et comportement élastique. Les critères sont identifiés avec les paramètres du Tableau V-11.

L'utilisation de la géométrie idéalisée de la racine conduit à une perte d'information sans altération de la capacité de prédiction de la tenue en fatigue. En effet, les erreurs obtenues avec la géométrie réaliste sont comprises dans un intervalle de 35%, contre 33% obtenus pour la géométrie idéalisée. **Pour le pied,**

la perte d'information due à l'utilisation de la géométrie idéalisée conduit à une diminution de la capacité de prédiction. En effet, l'écart des erreurs minimales obtenues avec une géométrie réaliste est de 38% contre 47% pour la géométrie idéalisée, soit une augmentation de 10%.

Ce sont les mêmes éprouvettes : TW3_9, TW10_9 et TW4_10 qui avaient mis en défaut les critères de fatigue des modélisations de la géométrie réaliste (Figure V-28).

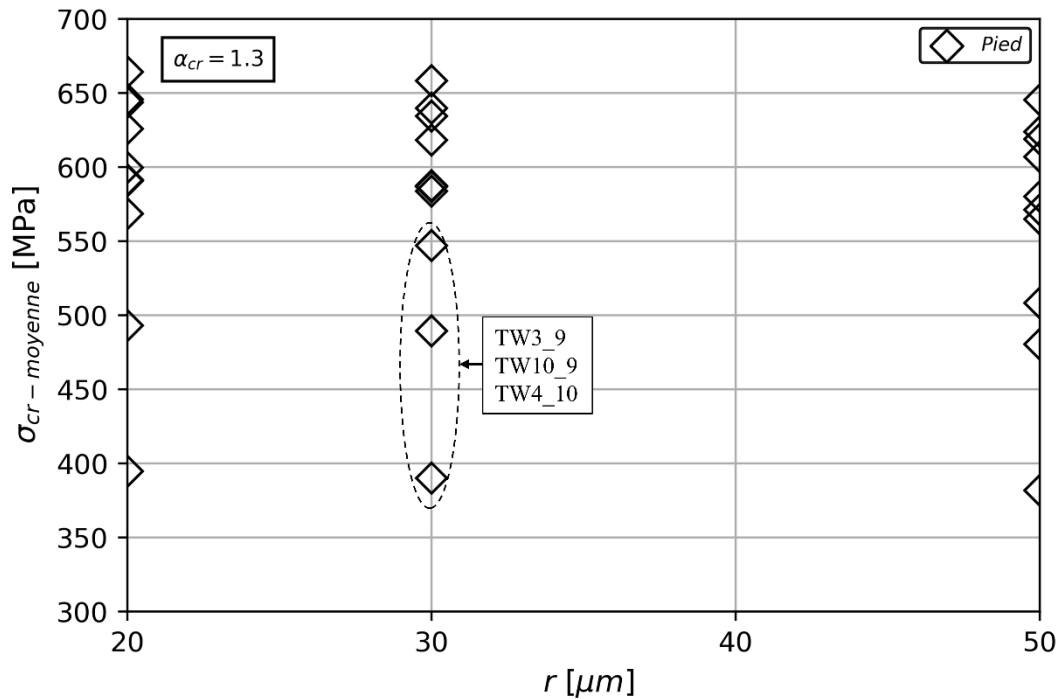


Figure V-28 : Contrainte de Crossland moyenne fonction du rayon d'intégration r , pied idéalisé en comportement élastique. Le rayon de $30 \mu\text{m}$ est la valeur d'identification.

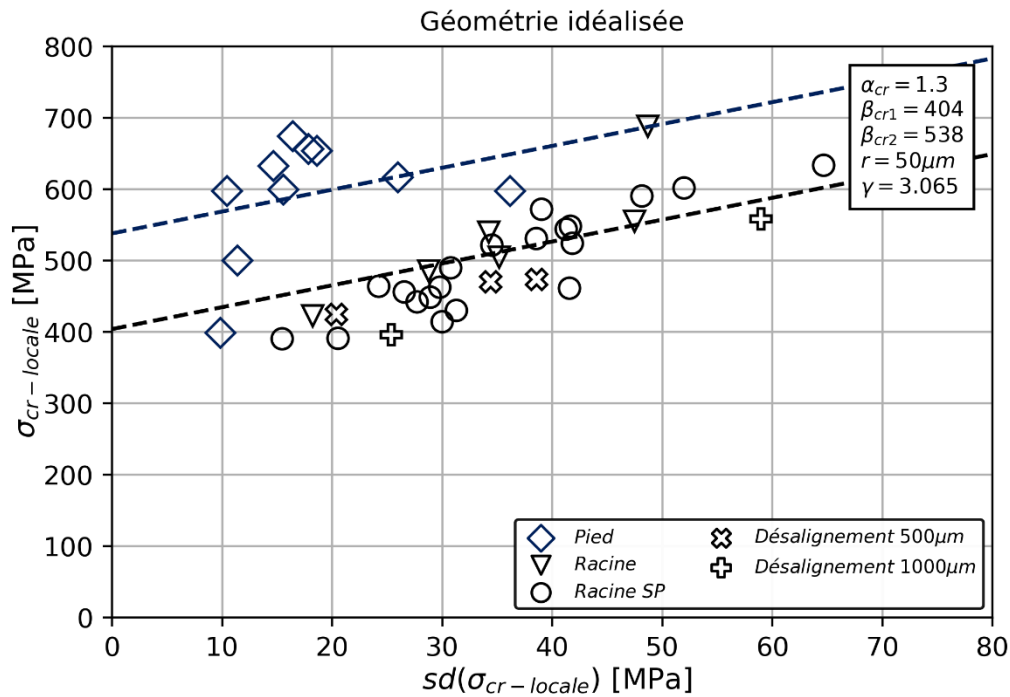


Figure V-29 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(\sigma_{cr-locale})$ pour le rayon d'intégration de 50 μ m pour une géométrie idéalisée. Les courbes noire et bleue représentent l'équation de σ^* pour la zone d'amorçage en racine avec et sans passe de lissage et pour la zone d'amorçage pied.

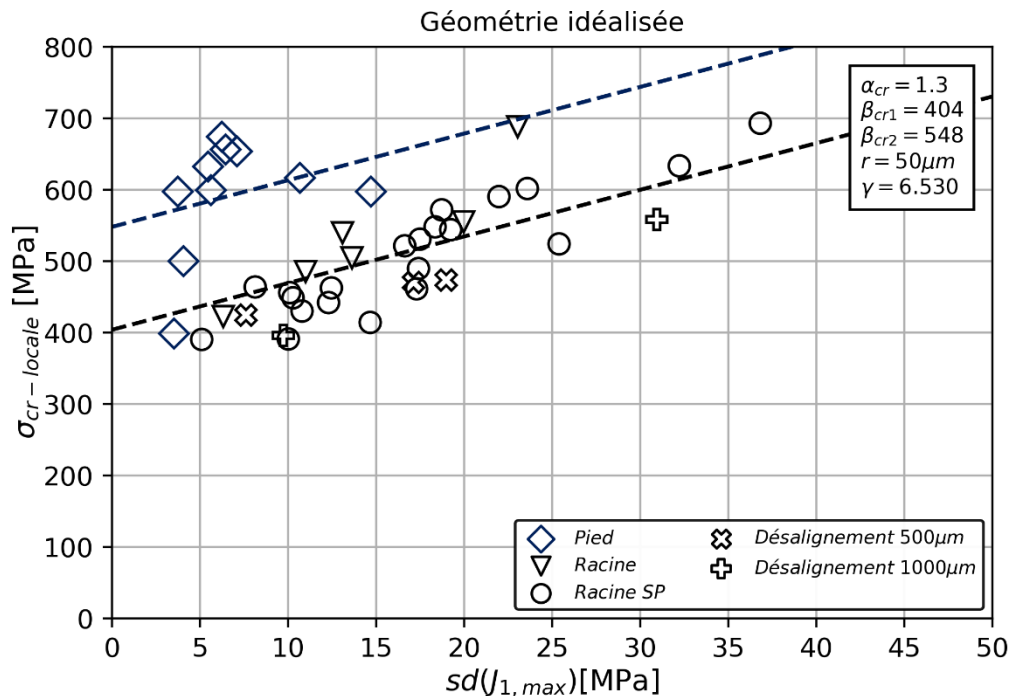


Figure V-30 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de 50 μ m pour une géométrie idéalisée. Les courbes noire et bleue représentent l'équation de σ^{**} pour la zone d'amorçage en racine avec et sans passe de lissage et pour la zone d'amorçage pied.

Pour l'éprouvette TW5_10 qui possède une contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa (Tableau V-12 et Tableau V-13), la capacité de prédiction pour les critères utilisant la valeur locale ($\sigma_{cr\text{-}locale}$, σ^* et σ^{**}) est faible et conservatrice. Cela est dû à l'utilisation d'un comportement élastique qui surévalue le champ de contraintes. L'utilisation de la contrainte moyenne ne permet pas de réduire l'erreur, celle-ci reste à environ 30%. En effet, la zone des contraintes supérieures à 1000 MPa a un poids important car elle est du même ordre de grandeur que la zone d'intégration. Ceci est dû à la faible variabilité du champ de contraintes. Pour le pied avec une géométrie idéalisée, l'utilisation d'un comportement élasto-plastique est inévitable afin de réduire les erreurs.

Nom	σ_a [MPa]	R	Mises [MPa]	$\sigma_{cr\text{-}locale}$ [MPa]	$\sigma_{cr\text{-}moyenne}$ [MPa]	σ^* [MPa]	σ^{**} [MPa]
TW5_10	202	0,1	1111	772	744	695	713

Tableau V-12 : Valeur des contraintes du point géométrie idéalisée possédant une contrainte équivalente de Mises supérieure à 1000 MPa.

Nom	$\sigma_{cr\text{-}locale$ [%]	$\sigma_{cr\text{-}moyenne$ [%]	σ^* [%]	σ^{**} [%]
TW5_10	30	30	29	30

Tableau V-13 : Erreurs commises par les critères du Tableau V-12.

V.5 Effet des paramètres géométriques sur la tenue en fatigue

Nous nous sommes appuyés sur des données expérimentales pour identifier et tester des critères. Confiant en la capacité de prédiction de σ^{**} pour traiter les géométries idéalisées de la racine, nous allons à présent l'utiliser pour connaître la sensibilité de l'éprouvette en fonction de différentes géométries. Le critère σ^{**} est identifié avec les paramètres présentés dans le Tableau V-14. A noter, pour les types de concentrateurs Racine avec et sans passe de lissage, l'identification des paramètres est similaire, comme nous l'avons développé en partie V.4.1.3. L'éprouvette choisie pour étudier l'effet des géométries est celle dite « grande éprouvette » (conditions aux limites et géométrie globale).

La démarche retenue pour connaître l'effet d'un paramètre géométrique consiste à utiliser une géométrie principale (Tableau V-15), où l'un des paramètres géométriques : ρ , α , e ou β est exacerbé. A noter, la géométrie principale correspond à la géométrie idéalisée moyenne obtenue pour les amorçages de l'étude (Partie III.2), dans le but d'être au plus proche du joint de l'étude.

Géométrie idéalisée	σ^{**}		
	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []
Racine avec passe de lissage	404	50	6,530
Racine sans passe de lissage	404	50	6,530

Tableau V-14 : Paramètres du critère de fatigue pour la réalisation de : Figure V-32 et Figure V-33.

Racine	Épaisseur [mm]	ρ [μm]	α [deg]	h [μm]	L [μm]	e [μm]	β [deg]
	5	150	30	450	2950	0	0

Tableau V-15 : Paramètres de la géométrie principale définis dans la Figure V-31.

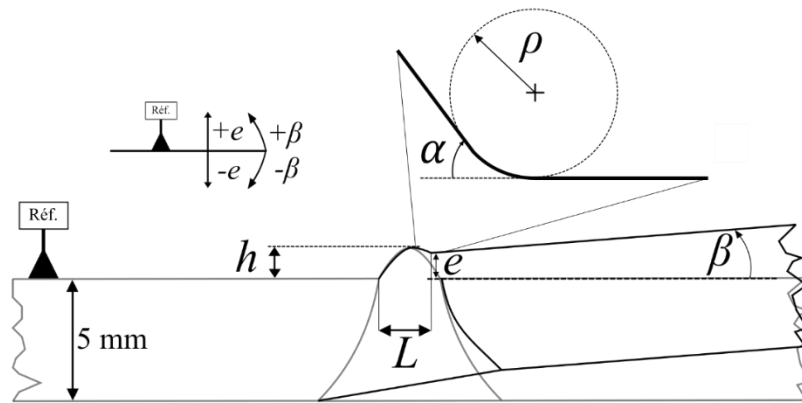


Figure V-31 : Paramètres géométriques utilisés dans la Figure V-32 et la Figure V-33.

V.5.1 Effet des paramètres géométriques ρ et α

Le rayon de raccordement ρ balaye une taille comprise entre 10 μm et 500 μm (Figure V-32, a), les valeurs obtenues numériquement correspondent au trait plein, elles sont encadrées par des pointillés à $\pm 15\%$, cet intervalle correspondant à la capacité de prédiction du critère σ^{**} . Entre le plus petit et le plus grand rayon, il existe un abattement d'un facteur 2, cela met en évidence l'importance capitale de ce paramètre sur la tenue en fatigue du joint soudé. Ce constat est usuel et largement retrouvé dans la littérature. A partir d'une taille de 100 μm , une saturation de l'effet du rayon de raccordement sur la limite de fatigue est constatée.

L'angle de raccordement α balayé est de 10 deg à 70 deg (Figure V-32, b). L'effet de ce paramètre est moins marqué que celui du rayon de raccordement, en effet, il existe un abattement entre le plus petit et le plus grand angle de 1,35. Nous constatons que l'effet de ce paramètre sur la fatigue atteint une saturation pour une taille de 30 deg.

Les paramètres ρ et α ont été exacerbés séparément, avec une géométrie principale bien définie (Tableau V-14). Nous tenons à rappeler que les constats : « le rayon de raccordement est d'ordre premier vis-à-vis de la fatigue » et « l'angle de raccordement est d'un ordre secondaire » sont fortement dépendants de la géométrie principale. Avec une autre géométrie principale, il est probable d'arriver à des conclusions différentes.

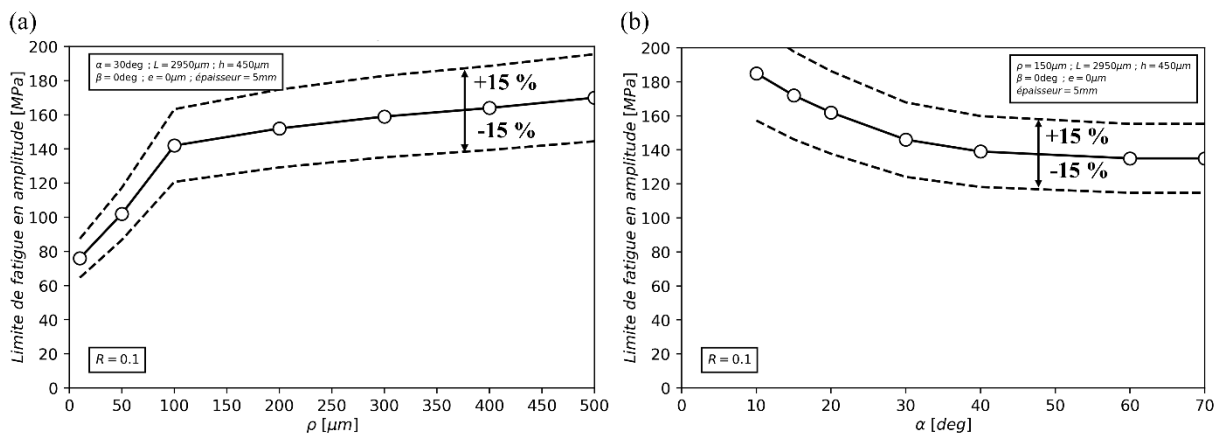


Figure V-32 : Effet des paramètres géométriques du joint : (a) Rayon de raccordement noté ρ ; (b) Angle de raccordement noté α .

V.5.2 Effet des paramètres de désalignement e et β

Le désalignement radial e a été simulé, pour des valeurs pouvant atteindre 1500 μm , la diminution de la limite de fatigue est présentée en Figure V-33, a. Entre une éprouvette dépourvue de désalignement et une avec un désalignement de 1500 μm , la diminution de la limite de fatigue est d'un facteur 1,9. Cet abattement montre l'importance capitale de ce paramètre, ce qui avait déjà été mis en avant par l'analyse expérimentale.

Le désalignement angulaire noté β a aussi fait l'objet d'une étude, elle est présentée en Figure V-33, b. Les valeurs des β positifs conduisent à un champ de contraintes en traction au niveau de la zone critique, tandis que les β négatifs conduisent à un champ de compression. Ainsi, comme le montre la Figure V-33, le paramètre du désalignement angulaire peut être bénéfique vis-à-vis de la fatigue. Des désalignements angulaires imposés sur des pièces de production pourraient donc permettre de diminuer la criticité du raccordement. Au regard de l'intervalle pris par la limite de fatigue, ce paramètre est d'une grande importance sur la fatigue du joint, pourtant, il est peu existant dans la littérature.

La sensibilité à la fatigue du joint bout à bout aux désalignements radial et angulaire est fortement dépendante de la condition limite appliquée au modèle numérique. Ainsi tous les abaques présentés avec désalignements sont vrais uniquement pour les grandes éprouvettes avec la machine d'essais de l'étude. Il est probable que les désalignements pour des structures plus élancées que les éprouvettes de fatigue aient un impact moins prononcé.

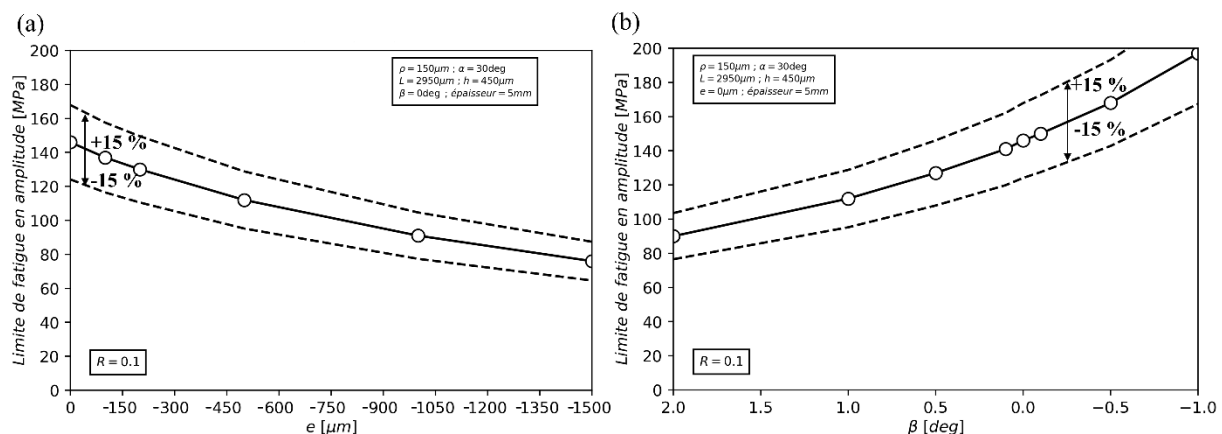


Figure V-33 : Effet des paramètres géométriques du joint : (a) Désalignement radial noté e ; (b) Désalignement angulaire β .

V.6 Analyse de la stratégie d'identification pied et racine

Dans la partie V.3, nous avons présenté notre stratégie d'identification, nous allons dès à présent en discuter. L'hypothèse phare de la stratégie est l'indépendance des paramètres de non-localité au type de concentrateur. Cela signifie que pour les trois types de concentrateurs : Racine sans passe de lissage, Racine avec passe de lissage et Pied, il existe un unique jeu de paramètres de non-localité. Pour cette discussion, une identification des paramètres de non-localité a été réalisée pour chaque type de concentrateur, en géométrie réaliste et idéalisée.

Pour la Racine avec et sans passe de lissage, les rayons d'intégration pour la moyenne sur le volume sont égaux, de même pour les rayons d'intégration des critères σ^* et σ^{**} . Les paramètres γ des

configurations Racine avec et sans passe de lissage sont également très proches, moins de 3% de différence.

Pour le Pied, l'analyse est plus délicate. En effet, en géométrie réaliste, l'intégration d'un comportement élasto-plastique est exigée, cela impacte le champ de contraintes locale et donc l'identification. Il n'y a par conséquent pas de raison d'avoir les mêmes paramètres non locaux. Pour le pied en géométrie idéalisée, les rayons d'intégration optimaux pour $\sigma_{cr-moyenne}$, σ^* et σ^{**} sont les mêmes que pour la Racine avec et sans passe de lissage. Toutefois les différences sur le paramètre γ sont importantes, mais cela impacte peu l'erreur finale. En effet, la variation du champ de contraintes au sein de la zone d'intégration est faible, cela se traduit par un écart-type faible, la partie non locale comportant γ n'a donc que peu de poids dans le calcul de σ^* et σ^{**} .

D'après cette analyse, **l'hypothèse de l'indépendance des paramètres de non-localité au type de concentrateur est correcte**, toutefois, quelques nuances sont à apporter. Les types de concentrateurs Racine avec et sans passe de lissage, bien que différents, restent proches, nous n'observons pas un grand impact sur la tenue en fatigue entre ces deux types de concentrateurs. Afin d'étayer cette hypothèse, il nous faut travailler avec des types de concentrateurs dont l'impact sur la fatigue est plus marqué. Ceci sera développé dans le Chapitre VII, qui porte sur les défauts.

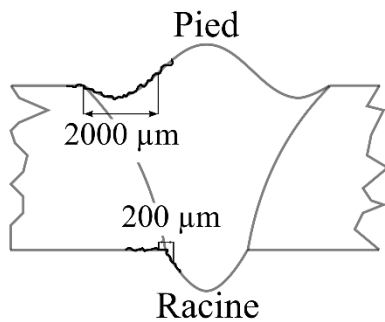
V.7 Synthèse

Conditions aux limites et morphologie d'éprouvette

Pour une éprouvette soudée bout à bout, la longueur et la rigidité de la machine d'essais impactent l'effet des désalignements radiaux et angulaires sur la tenue du joint. Or l'effet des désalignements est d'ordre premier vis-à-vis de la fatigue. C'est pourquoi, les conditions aux limites à appliquer au modèle numérique doivent permettre de reproduire fidèlement le champ de contraintes. Pour cela, des éprouvettes instrumentées et leur modèle numérique associé ont été réalisés, ils ont permis de mettre en évidence les aspects qui suivent. L'amplitude des contraintes est en grande partie dépendante de la géométrie, c'est-à-dire du désalignement radial et angulaire de l'éprouvette, tandis que la contrainte moyenne est fortement dépendante des conditions aux limites. Une mauvaise évaluation des conditions aux limites peut conduire à des erreurs de plus de 150% sur la moyenne des contraintes, cela montre clairement leur importance capitale.

La longueur de l'éprouvette joue sur l'effet de la machine. Ce dernier doit être minimisé afin d'avoir une tenue en fatigue de l'éprouvette soudée indépendante de la machine utilisée. Plus la longueur est petite, plus la rigidité de la machine a un impact, à l'inverse plus la longueur de l'éprouvette est grande moins la rigidité a un impact. La longueur d'éprouvette de six fois son épaisseur comme préconisé dans la norme ISO 14345 [PD ISO/TR 14345, 2013] permet de diminuer au maximum l'effet de la machine tout en gardant une longueur d'éprouvette faible.

	Racine		Pied	
	Réaliste	Idéalisée	Réaliste	Idéalisée
Élastique, valeur locale	40%	60%	120%	47%
Élastique, valeur non locale	35%	33%	54%	47%
Plastique, valeur locale	-	-	55%	-
Plastique, valeur non locale	-	-	38%	-



Perte d'information géométrique \neq
Perte de capacité de prédiction de la tenue en fatigue

Perte d'information géométrique =
Perte de capacité de prédiction de la tenue en fatigue

Figure V-34 : Écart de l'erreur produite par les différentes modélisations : comportement élastique/élasto-plastique ; avec et sans considération de l'hétérogénéité des contraintes.

Modélisation : Racine avec passe de lissage, Racine sans passe de lissage et Pied

Dans cette partie nous avons répondu à deux questions : « Quelle est la perte de la capacité de prédiction due à l'utilisation de la géométrie idéalisée ? » et « Quels sont les éléments à considérer pour traduire la tenue en fatigue du joint : pour le comportement matériau et l'hétérogénéité des contraintes ? » (Figure V-34). La racine et le pied possédant des caractéristiques géométriques différentes, la réponse à ces deux questions l'est aussi. En effet, la zone fortement sollicitée de la racine est d'une longueur de 200 µm contre 2000 µm pour le pied, de plus, pour le pied une multitude de petites singularités géométriques engendrées par les chevrons sont observées.

Ce chapitre présente des constats numériques permettant de répondre à ces précédentes questions, toutefois, il n'apporte pas d'éléments d'explication de l'effet de la géométrie sur la tenue en fatigue. Nous procéderons à une telle analyse en Chapitre VIII, lorsque tous les cas de modélisation auront été traités (défauts et entailles).

Racine

Pour la Racine avec et sans passe de lissage en géométrie réaliste, la zone fortement sollicitée reste globalement dans le domaine élastique et une valeur locale de contrainte a une très bonne capacité de prédiction, l'écart entre le min et le max est de 40%. L'intégration de l'effet de l'hétérogénéité des contraintes via les critères : $\sigma_{cr-moyenne}$, σ^* et σ^{**} , permet une diminution de 5% de l'erreur, ce qui est relativement faible. Ainsi, l'hétérogénéité des contraintes est d'ordre secondaire pour la géométrie réaliste.

Pour la Racine avec et sans passe de lissage en géométrie idéalisée, les contraintes de la zone de singularité restent dans le domaine élastique. Contrairement à la géométrie réaliste, la capacité de prédiction de la tenue en fatigue via une valeur locale des contraintes est moindre, l'écart entre le

min/max est de 60% d'erreur. Cette moins bonne capacité de prédiction de la valeur locale a été attribuée à la perte d'information produite par la simplification des géométries. Afin d'augmenter la capacité de prédiction, l'effet de l'hétérogénéité a été intégré. Ceci nous a permis d'obtenir un écart entre le min et le max de 33% d'erreur, ainsi, l'effet de l'hétérogénéité des contraintes n'est plus d'ordre secondaire. A noter, le rayon d'intégration du critère non local optimal est de 50 μm , l'hétérogénéité à considérer est donc très locale.

Au regard des erreurs produites par l'utilisation de la géométrie réaliste et idéalisée de la racine, l'emploi de la géométrie idéalisée n'amène pas de perte de prédiction de la tenue en fatigue. L'usage de ce type de géométrie dans une norme est donc justifié. De plus, les modèles numériques sont simples (2D et comportement élastique) et sont donc aisément utilisables dans l'industrie afin de créer le lien entre CND et fatigue. Si nous revenons à la technologie joint bout à bout soudé FE, nous avons mis en évidence que la racine est le point critique de la soudure. Ce point étant contrôlable, cette technologie est industriellement viable.

Pied

Pour le pied en géométrie réaliste, un comportement élastique conduit à des valeurs locales de Mises bien supérieures aux limites d'élasticité du matériau. C'est pourquoi, avec ce comportement, les quatre critères n'ont que peu de capacité de prédiction, l'écart entre le min et le max est de 54%. Afin d'augmenter la capacité de prédiction, le comportement élasto-plastique a dû être utilisé et l'hétérogénéité des contraintes considérée. L'erreur est alors de 38% contre 55% en valeur locale. Il semblerait que nous n'arrivions pas à capter certaines particularités importantes vis-à-vis de la tenue en fatigue du pied de cordon (contraintes résiduelles, microstructure, micro-caniveaux, autre ...).

Pour le pied en géométrie idéalisée, les contraintes de la zone de raccordement restent globalement dans le domaine élastique. Une valeur locale a une capacité de prédiction faible au regard du petit nombre d'éprouvettes, l'écart entre le min et le max est de 47%. Afin d'augmenter les capacités de prédiction, l'hétérogénéité des contraintes a été considérée, sans effet probant. Ainsi, l'hétérogénéité des contraintes est d'ordre secondaire pour la géométrie idéalisée du pied.

Au regard des erreurs produites par l'utilisation de la géométrie réaliste et idéalisée du pied, l'emploi de la géométrie idéalisée conduit à une perte de capacité de prédiction non négligeable. Cela est dû à la simplification importante de la géométrie, en effet, les petites variations liées à la présence de chevrons sont lissées. La représentation de ce type de géométrie dans une norme n'est donc pas justifiée. Les modèles numériques en géométrie réaliste doivent intégrer la plasticité ce qui complexifie le lien entre CND et fatigue. De plus, il semblerait que nous n'arrivions pas à capter certaines particularités du joint vis-à-vis de la fatigue. Le contrôle du pied est donc un problème, toutefois, celui-ci peut être résolu par l'application d'une passe de lissage. En effet, elle rend les raccords du pied insensibles à la fatigue, par conséquent, il n'a plus besoin d'être contrôlé.

Stratégie d'identification

Dans cette partie, une stratégie d'identification des paramètres des critères de fatigue a été proposée. L'hypothèse phare de la stratégie est l'indépendance des paramètres de non-localité au type de concentrateur. Celle-ci est globalement vérifiée dans cette partie, toutefois les types de concentrateurs - Racine sans passe de lissage, Racine avec passe de lissage et Pied - sont proches. Afin d'étayer cette

hypothèse, il nous faut travailler avec des types de concentrateurs dont l'impact sur la fatigue est plus marqué. Ceci sera développé dans le Chapitre VII qui porte sur les défauts.

Effet de la microstructure et des contraintes résiduelles dans les zones : Racine sans passe de lissage, Racine avec passe de lissage et Pied

Le paramètre β_{cr} possède l'information de la microstructure et des contraintes résiduelles. Cet indicateur nous permet de quantifier l'effet sur la fatigue. Entre la Racine avec et sans passe de lissage nous avons constaté expérimentalement une diminution de la limite de fatigue de 15% en moyenne. Cette diminution s'est retrouvée dans le paramètre β_{cr} , la passe de lissage a donc bel et bien un effet sur la tenue en fatigue de la racine. Pour le Pied, la valeur de β_{cr} est plus élevée que pour celle de la Racine avec et sans passe de lissage. Cela signifie que le matériau en pied a une meilleure tenue en fatigue que la racine. Afin de quantifier l'impact de la microstructure sur la tenue en fatigue, nous avons choisi l'indicateur microstructural de la taille de lamelles de α . Le pied possède une taille de microstructure ne pouvant expliquer une augmentation de β_{cr} , ainsi, soit cet indicateur microstructural n'est pas le bon, soit c'est un autre facteur d'influence qui est mis en jeu. Le facteur d'influence le plus probable est celui des contraintes résiduelles, mais il n'a pas fait l'objet de quantification.

Capacité des critères σ^* et σ^{**} à décrire la tenue en fatigue des zones de raccordement.

La capacité de prédiction des critères σ^* et σ^{**} est proche de celle de $\sigma_{cr-moyenne}$. Cela est vrai bien que la règle numéro 4 de l'utilisation de l'écart-type – « la distribution est symétrique » - n'ait pas toujours été respectée. Contrairement au critère de la moyenne sur le volume dont l'écriture est figée, σ^* et σ^{**} peuvent évoluer. Les évolutions potentielles seront proposées dans la Partie VIII.2.2, en effet ces propositions découleront de l'ensemble des résultats de la thèse et non de ce seul chapitre.

VI. Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

Les porosités engendrées par le procédé de soudage sont des sites susceptibles d'être la cause de la rupture de l'éprouvette, ce chapitre propose une analyse de ces sites d'amorçages. Dans un premier temps, les porosités causes de la rupture sont présentées et analysées, une hiérarchie des facteurs causes de la rupture en fatigue est ensuite développée.

À la suite de l'analyse des porosités naturelles, deux axes de travail ont été suivis afin d'apporter des éléments de compréhension spécifiques permettant de répondre aux questions scientifiques et industrielles. Des essais présentant des défauts artificiels ont été réalisés, une attention particulière a été portée sur la mise au point d'un défaut, afin d'être le plus représentatif possible d'une porosité naturelle.

Le premier axe de travail est une meilleure compréhension des clusters de défauts. Pour cela, des essais spécifiques ont été réalisés, il s'agit de deux défauts artificiels dont la taille de ligament varie. En plus de l'étude des clusters de porosités, ces essais permettront de mieux appréhender l'effet des ligaments sur la tenue en fatigue.

Le second axe de travail est de mieux comprendre la non-criticité des défauts internes, ce qui permettrait de diminuer le nombre de pièces rebutées en production. Pour cela, des essais particuliers ont été menés sous les environnements air et vide.

VI.1 Porosités naturelles

VI.1.1 Porosités rencontrées au sein du joint

Afin d'obtenir une partie des caractéristiques des défauts présents dans le joint, les coupons soudés ont été radiographiés ($5\mu\text{m}/\text{px}$). Cette méthode permet d'obtenir une image 2D où tous les défauts sont projetés sur un même plan, l'information est partielle et peut être altérée. C'est pourquoi, des analyses tomographiques ont été réalisées en complément. Les radiographies ont mis en évidence que l'intégralité des défauts étaient de morphologie sphérique, de diamètres compris entre $10\mu\text{m}$ et $500\mu\text{m}$. Les défauts sont isolés ou sous forme de clusters. A noter, pour les clusters de défauts cela n'est que supposition car nous ne connaissons pas la hauteur des défauts suivant l'épaisseur de la plaque. Toutefois, d'après les tomographies, l'analyse des faciès de rupture et les éléments de la littérature [Fomin, 2019], deux défauts proches sur un cliché RX le sont aussi souvent au sein du joint.

Quatre éprouvettes avec passe de lissage ont été tomographiées (Figure VI-1), celles-ci ont permis de positionner les défauts dans l'épaisseur. Parmi les 67 défauts rencontrés, de diamètres compris entre $10\mu\text{m}$ et $282\mu\text{m}$, les défauts sont internes ou proches de la surface (ligament inférieur au diamètre du défaut). La localisation des porosités au sein de l'épaisseur peut être segmentée en trois zones (Figure VI-1). Dans la première ($z=0\mu\text{m}$), les porosités ont les caractéristiques suivantes : elles sont proches de la surface et de taille conséquente par rapport aux autres. La deuxième est comprise entre $-100\mu\text{m}$ et $-1500\mu\text{m}$ et aucune porosité n'est à déplorer, à noter : cette zone a été refondue par la passe de lissage.

Pour finir, de $-1500 \mu\text{m}$ à $-5000 \mu\text{m}$, la troisième zone présente des porosités internes et n'est pas refondue par la passe de lissage.

A la question « *la passe de lissage a-t-elle eu un impact sur la position et la taille des porosités ?* », nous n'avons pas de réponse catégorique. Toutefois, nous avons constaté qu'il existe une zone refondue par la passe de lissage qui est dépourvue de porosités (zone 2) et une autre, juste au-dessus (zone 1), qui possède un grand nombre de porosités de tailles plus importantes. Cela peut laisser à penser qu'il y a eu un mouvement des porosités par gravité dans le bain de fusion liquide.

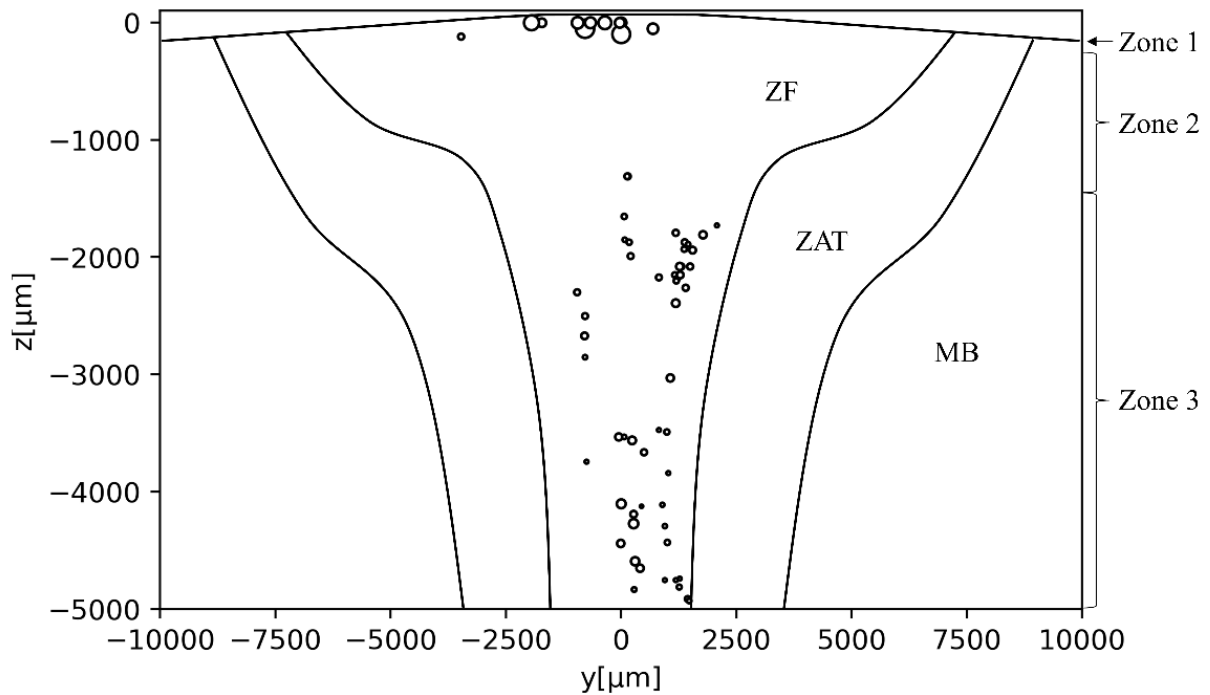


Figure VI-1 : Porosités au sein du joint détectées par tomographie pour quatre éprouvettes possédant une passe de lissage : TW9_3, TW6_3, TW1_3 et TWs4_1. Leur nombre est de 67, de diamètres compris entre $10 \mu\text{m}$ et $282 \mu\text{m}$, pour deux types de défauts : internes et proches de la surface.

VI.1.2 Porosités causes de la rupture

Nous allons à présent exposer les défauts causes de la rupture en fatigue. Bien que la présence de défauts soit constatée pour les configurations avec et sans passe de lissage et que les contraintes appliquées entre les deux configurations soient similaires, les amorçages ont eu lieu uniquement sur la configuration avec passe de lissage. Parmi les éprouvettes testées dans cette étude, 18 ruptures ont pour origine une porosité, les détails des essais sont présentés en Annexe B. Ce site d'amorçage étant moins critique que la racine, cette dernière a donc dû être ôtée afin d'exacerber les porosités. A noter, vis-à-vis de la fatigue, la porosité peut malgré tout entrer en compétition avec la racine. Les 18 faciès de rupture sont représentés en Figure VI-2, Figure VI-3 et Figure VI-4. Les types de défauts sont des porosités gazeuses, leur formation leur confère une morphologie sphérique et un état de surface lisse. Quelques petites irrégularités de surface sont toutefois visibles, il s'agit des joints de l'ex-grain β . Les porosités causes de la rupture ont toutes la même particularité : elles sont proches de la surface, et ce, bien qu'il existe des défauts internes. Les zones d'amorçage sont au nombre de trois : la surépaisseur, le champ et les coins des éprouvettes. Leur répartition est présentée dans le Tableau VI-1. A noter, dans la suite de

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

l'étude seules les porosités présentes dans la surépaisseur et le champ sont considérées car les porosités en coin présentent une grande complexité d'analyse (taille de défaut et contrainte vue par la porosité).

Surépaisseur	Champ	Coin
11	3	4

Tableau VI-1 : Zones d'amorçage des 18 éprouvettes.

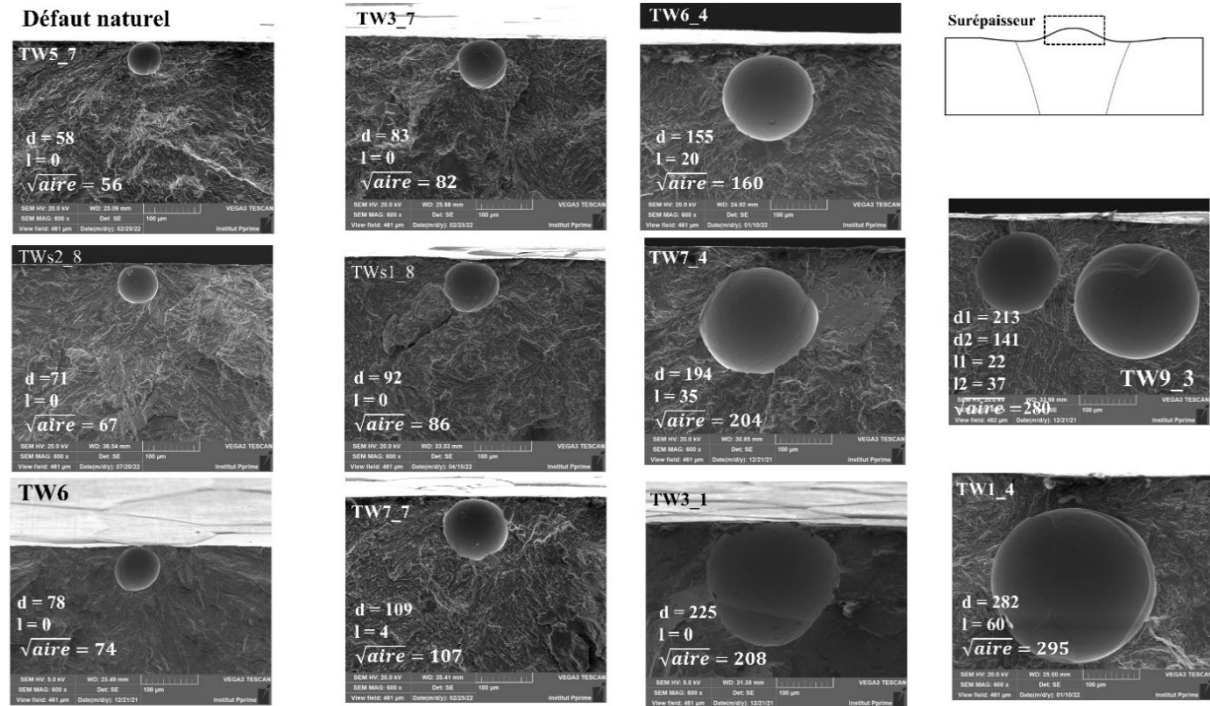


Figure VI-2 : Analyse MEB des 11 porosités : gazeuses, sphériques et proches de la surface, causes de la rupture de l'éprouvette. Elles sont retrouvées dans la surépaisseur du cordon.

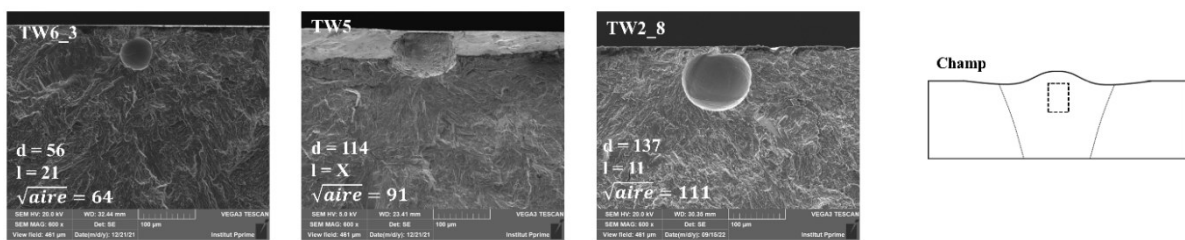


Figure VI-3 : Analyse MEB des 3 porosités : gazeuses, sphériques et proches de la surface, causes de la rupture de l'éprouvette. Elles sont retrouvées sur le champ de l'éprouvette.

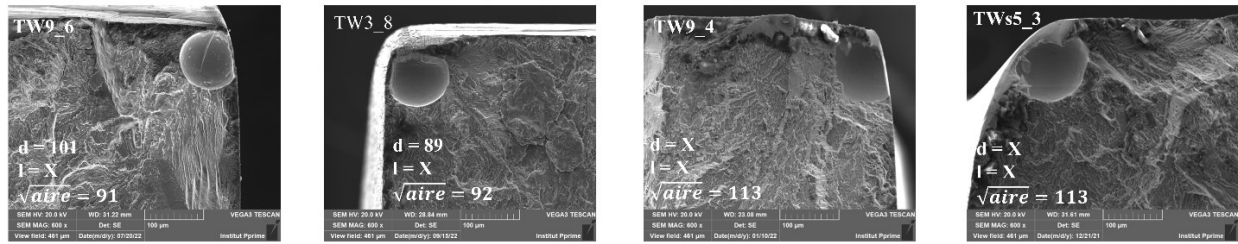


Figure VI-4 : Analyse MEB des 4 porosités : gazeuses, sphériques et proches de la surface, causes de la rupture de l'éprouvette. Elles sont retrouvées dans les coins de l'éprouvette.

VI.1.2.1 Effet de la surépaisseur du cordon

Un joint soudé a la particularité de posséder une surépaisseur, cette zone a la qualité d'être souvent déchargée mécaniquement. Or, un grand nombre de porosités causes de la rupture de l'éprouvette, 11 sur 14, sont situées dans la surépaisseur. Cette partie porte sur l'étude de la contrainte sollicitant la porosité dans cette zone particulière du joint (Figure VI-5). Pour cela, la modélisation de chaque éprouvette a été effectuée avec la méthode présentée dans la Partie V.2. La seule différence est le maillage plus fin de la zone du centre de gravité de la porosité. C'est la contrainte au centre de gravité qui est utilisée pour quantifier l'effet de la surépaisseur du cordon.

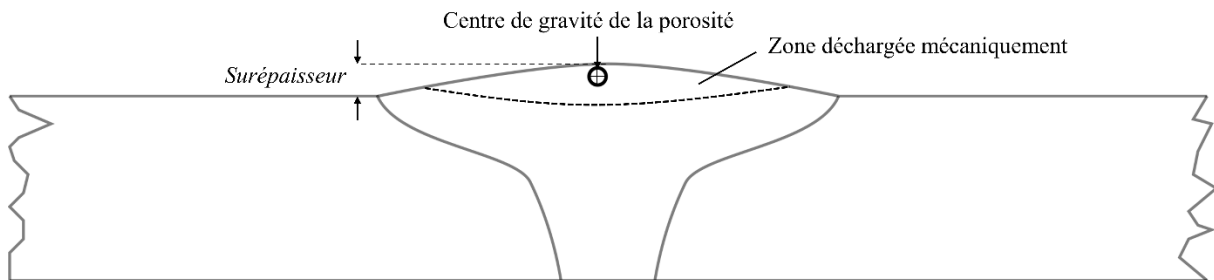


Figure VI-5 : Porosité dans une surépaisseur du cordon déchargée mécaniquement.

La contrainte obtenue au centre de gravité des porosités a été comparée à celle appliquée macroscopiquement aux extrémités de l'éprouvette, le diagramme en Figure VI-6, a, présente leur différence en pourcentage. En moyenne, la diminution est de 13% mais peut atteindre jusqu'à 28%, **l'effet de la surépaisseur du cordon n'est donc pas négligeable**. Dans la suite de cette partie, la contrainte utilisée est celle au centre de gravité de la porosité. Le diagramme de la limite de fatigue (macroscopique et au centre de gravité) en fonction du diamètre de la porosité est présenté en Figure VI-6, b. Les porosités de diamètres compris entre 50 μm et 150 μm possèdent des caractéristiques proches, en effet, leurs ligaments sont petits, entre 0 et 11 μm . Ainsi, le paramètre majeur qui varie est leur diamètre, son effet sur la limite de fatigue est constaté (Figure VI-6, b) et il est d'autant plus marqué avec l'utilisation de la contrainte au centre de gravité. Cette contrainte permet donc une meilleure comparaison des limites de fatigue.

Le soudage par faisceau d'électrons est un procédé sans ajout de matière, la surépaisseur est donc peu prononcée, environ 300 μm pour le cordon avec passe de lissage. Pour les procédés avec métal d'apport, les surépaisseurs sont plus marquées. Or la diminution du champ de contraintes est proportionnelle à la hauteur de la surépaisseur, ainsi l'effet de la surépaisseur doit être d'autant plus important pour les

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

procédés avec ajout de matière. Toutefois, pour des cas de dérogations spécifiques, il pourrait être pris en compte, d'autant plus que les procédés avec ajout de matière sont majoritairement utilisés.

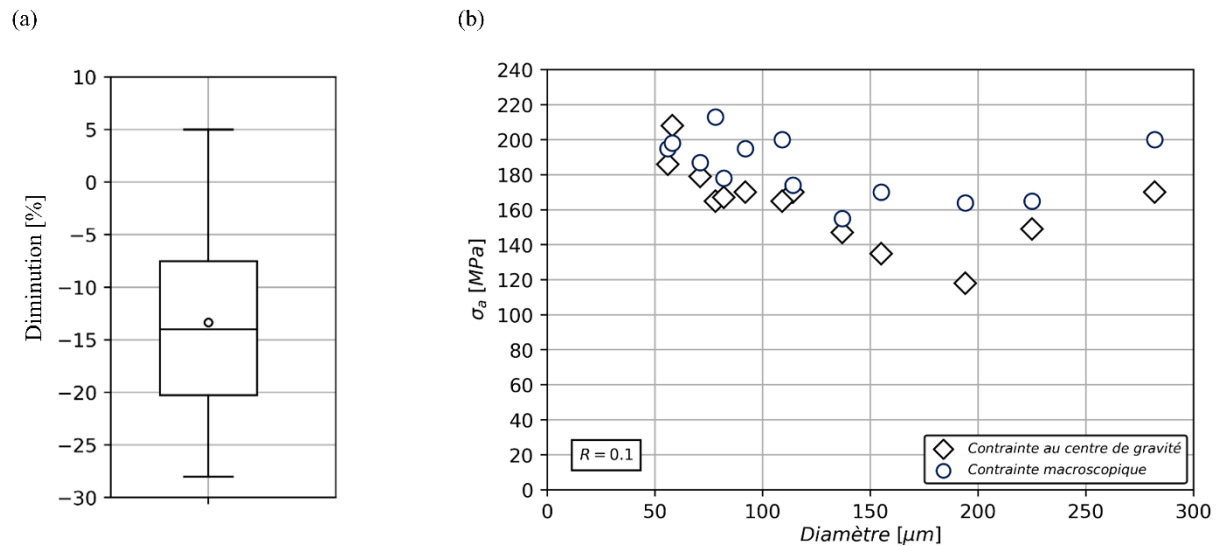


Figure VI-6 : (a) Diminution en pourcentage entre l'amplitude macroscopique des contraintes et la contrainte au centre de gravité des porosités ; (b) Diagramme de Kitagawa : limite de fatigue fonction du diamètre de la porosité.

VI.1.2.2 Effet de la taille du défaut

Les porosités causes de la rupture sont de diamètres compris entre 56 μm et 282 μm, or dans la Partie II.1.3.1 nous avons mis en évidence que le seuil de détection d'une radioscopie de production est de 300 μm pour un défaut isolé. Ainsi, aucune des porosités causes de la rupture n'est détectable par le contrôle de production.

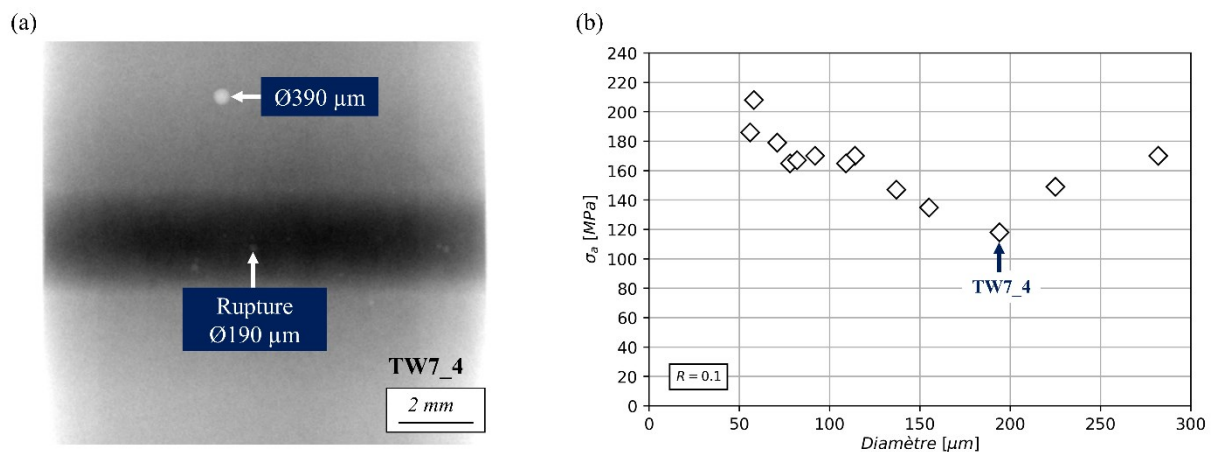


Figure VI-7 : (a) Image radioscopique de qualité 5μm/px de l'éprouvette TW7_4 : la taille du défaut n'est pas le seul facteur vis-à-vis de la fatigue ; (b) Diagramme de Kitagawa : limite de fatigue fonction du diamètre du défaut. Effet de taille sur l'intervalle des diamètres 50 μm à 150 μm.

Dans la partie VI.1.2.1, nous avons mis en évidence qu'il existait un effet de taille pour les défauts de diamètres compris entre 50 μm et 150 μm (Figure VI-7, b). Pour les défauts de diamètres supérieurs à 150 μm, la taille n'est pas le seul facteur sur la tenue en fatigue. En effet, aucune corrélation n'est

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

observée entre la limite de fatigue et le diamètre du défaut (Figure VI-7, b). De plus, parmi toutes les porosités sollicitées, nombre d'entre elles ont un diamètre proche de 500 μm sans pour autant conduire à la rupture des éprouvettes. Un exemple est donné avec l'éprouvette TW7_4 (Figure VI-7, a) où la porosité de diamètre 390 μm , détectée en production, ne s'est pas avérée être le site d'amorçage, la fissure a préféré s'initier sur une porosité de 190 μm , soit deux fois plus petite. Cet élément montre clairement que la taille du défaut n'est pas le seul facteur sur la tenue en fatigue.

VI.1.2.3 Effet des contraintes résiduelles

Un traitement thermique de détensionnement de 680°C /2h a été appliqué sur 6 éprouvettes parmi les 14. Ce traitement permet d'enlever les contraintes résiduelles sans modifier la microstructure, il a déjà été appliqué aux éprouvettes possédant une racine (Partie III.1.2). Le diagramme de la limite de fatigue en fonction du diamètre de la porosité en Figure VI-8 présente les amorçages avec et sans traitement thermique. Ces deux entités suivent une même tendance, **les contraintes résiduelles n'ont donc pas un effet marqué**. Ce dernier constat vient étayer celui de Fomin, pour du soudage laser sur TA6V : il montre par l'analyse de la courbe de fatigue, possédant plus de 20 points, l'absence d'effet des contraintes résiduelles [Fomin, 2019]. Ce constat est le même que pour la racine, ainsi, en présence de singularités géométriques, l'effet des contraintes résiduelles n'est pas un facteur d'ordre premier. Les traitements thermiques de détensionnement n'ont donc que peu ou pas d'effet bénéfique sur la tenue en fatigue des pièces soudées en TA6V. Toutefois, ils peuvent permettre de diminuer les potentielles distorsions apparues lors du soudage.

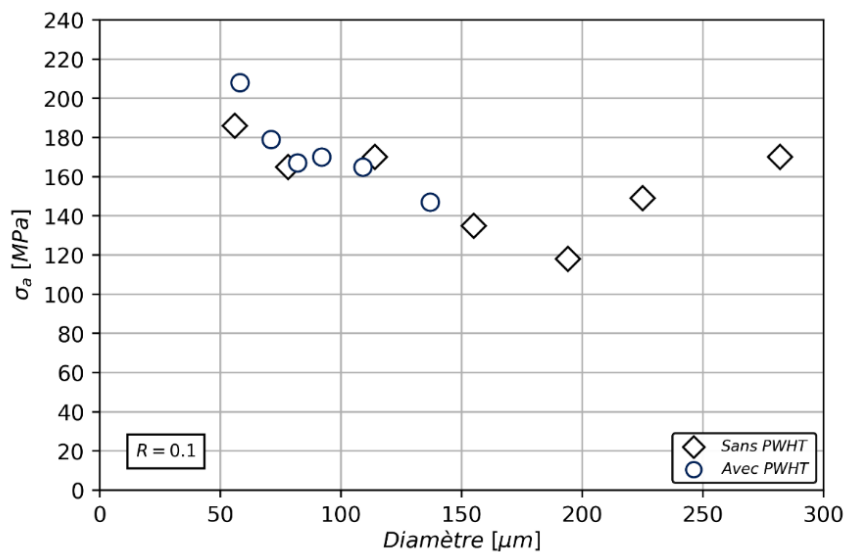


Figure VI-8 : Diagramme de Kitagawa : absence d'effet des contraintes résiduelles en présence de porosités.

VI.1.2.4 Effet de la position

Le cordon de soudure possède de grandes variations de microstructure et de contraintes résiduelles [Fomin, 2019]. Ainsi, chaque porosité présente autour d'elle des microstructures et contraintes différentes. Cela nous amène à nous poser la question : « la position de la porosité au sein du joint a-t-elle un impact sur la résistance en fatigue ? ».

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

Les porosités causes de la rupture en fatigue proviennent de deux zones : la surépaisseur et le champ (Figure VI-9), le nombre respectif d'amorçages dans ces zones est de 11 et 3. Or, les tenues en fatigue des trois amorçages dans le champ suivent la même tendance que ceux dans la surépaisseur (Figure VI-10), ainsi, **la position de la porosité n'a pas un effet marqué**. Ce constat est en accord avec deux de nos précédentes observations. La première qui est l'absence d'effet des contraintes résiduelles, faite dans la partie VI.1.2.3. La seconde, réalisée par l'étude de la littérature dans la Partie I.1.3.1, qui est un effet de la microstructure moindre en présence de concentrateur de contraintes. Ces deux éléments combinés ont pour conséquence que, quelle que soit la position de la porosité au sein du joint, l'effet des différences de microstructure et de contraintes résiduelles n'impacte que peu ou pas la tenue en fatigue.

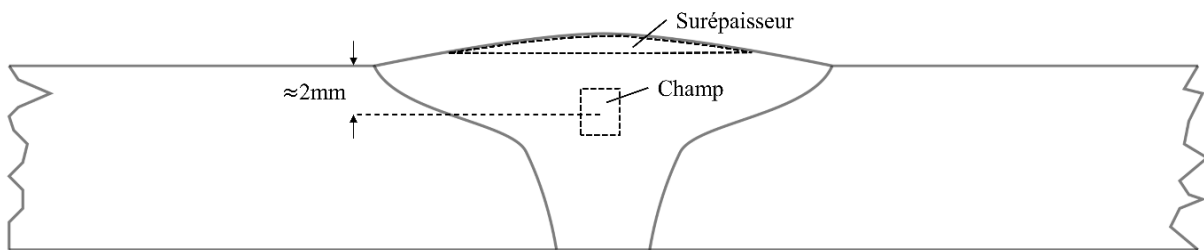


Figure VI-9 : Deux zones d'amorçage.

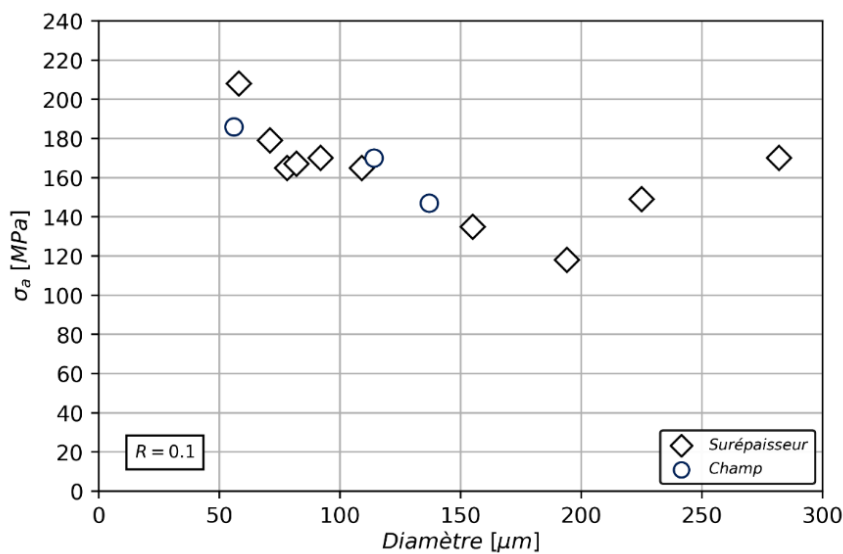


Figure VI-10 : Diagramme de Kitagawa : absence d'effet de la position de la porosité.

VI.1.2.5 Interaction défaut/microstructure

Le défaut présent dans le joint a un voisinage complexe : il s'agit d'ex-grains β présentant une phase α_{GB} , une phase α_{WGB} et des colonies de type « Feather like structure » (Partie II.1.1.1). Or, ces objets de la microstructure sont susceptibles de rendre le défaut d'autant plus sensible à la fatigue. Parmi les 18 amorçages en porosités, deux présentent sur le faciès de rupture des signes caractéristiques d'interaction entre la microstructure et le défaut. Les deux défauts mis en cause sont d'un diamètre d'environ $200\ \mu\text{m}$, or ce sont les deux seuls défauts de cette taille dans l'étude. Ainsi, il est probable que l'interaction entre défaut et microstructure se produise pour une plage de taille de défaut bien spécifique. A la question : « quel est l'élément de la microstructure mis en cause dans le phénomène d'interaction ? » nous n'avons

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

pas de réponse, car la seule analyse réalisée est celle des faciès de rupture. D'après nos connaissances de la littérature, cette question est ouverte, au même titre que celle de la taille de défaut spécifique.

Bien que ces deux défauts présentent des signes d'interaction, ils ont des caractéristiques différentes. L'éprouvette TW7_4 possède une facette qui débute dès la surface du défaut, d'une taille proche de celle de la porosité (Figure VI-11, a). L'effet de l'interaction se répercute sur la tenue en fatigue de l'éprouvette, en effet, celle-ci possède la plus basse limite de fatigue parmi 18 éprouvettes (Figure VI-12). Pour l'éprouvette TW3_1, la facette est située à une distance de plus $\frac{1}{2}$ fois le diamètre de la porosité (Figure VI-11, b), sa taille est beaucoup plus étendue que celle de la porosité. Les rivières de propagation laissent à penser que le défaut n'est pas le site d'amorçage de la fissure, elles semblent converger davantage vers la facette. Bien que cet élément soit détecté sur le faciès, la tenue en fatigue de l'éprouvette reste relativement élevée (Figure VI-12). Ces deux éprouvettes ont mis en évidence que l'effet d'un élément de la microstructure peut se combiner à l'effet du défaut, le rendant plus critique vis-à-vis de la fatigue, mais ceci n'est pas systématique. Or, il est impossible de connaître l'élément entourant le défaut par un procédé de contrôle de production. Afin de pallier ce manque d'information, des marges de sécurité sont à considérer.

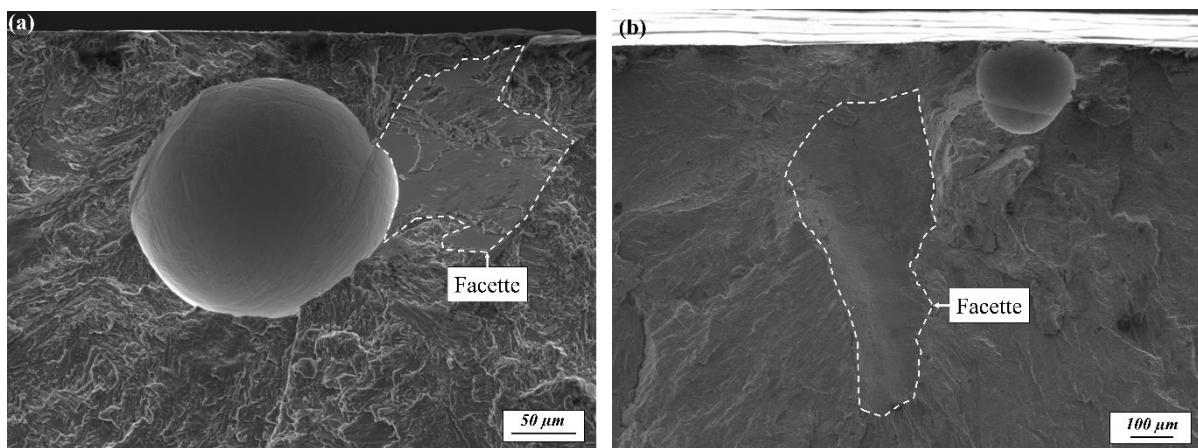


Figure VI-11 : Image MEB de faciès de rupture, mise en évidence de l'interaction entre le défaut et des éléments de microstructure (a) TW7_4 porosité de diamètre 194 µm ; (b) TW3_1 porosité de diamètre 225 µm.

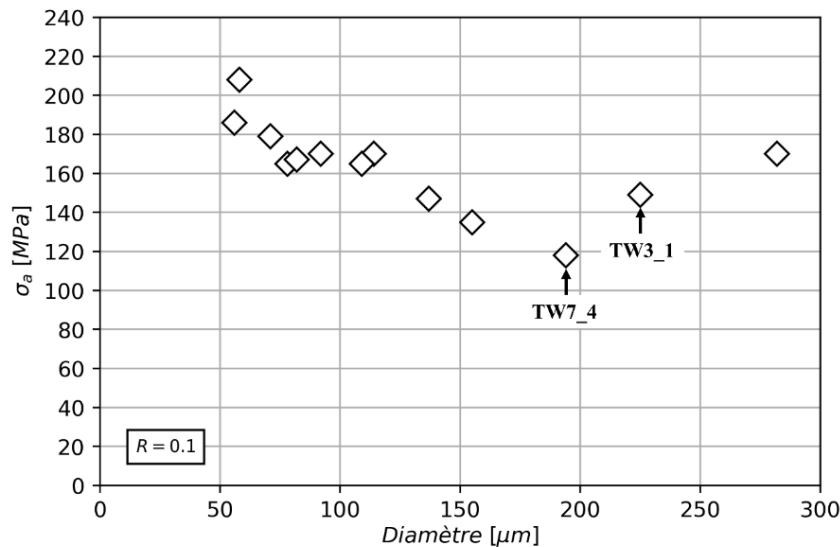


Figure VI-12 : Diagramme de Kitagawa : limite de fatigue en amplitude fonction du diamètre du défaut. Des signes d'interaction entre le défaut et l'élément de la microstructure sont constatés pour les éprouvettes TW7_4 et TW3_1.

VI.2 Défauts artificiels représentatifs de porosités naturelles

La réalisation des défauts artificiels a trois objectifs. Le premier est d'augmenter le spectre des tailles obtenues sur défauts naturels. En effet, ils sont de diamètres inférieurs à 300 μm . Le second objectif est la réalisation de clusters de défauts. En effet, une meilleure appréhension de leur impact vis-à-vis de la fatigue est requise pour le dimensionnement d'une structure soudée bout à bout. Le dernier objectif est d'augmenter notre compréhension de l'effet de l'environnement sur la tenue du défaut, in fine cela alimentera la réflexion sur la non-criticité des défauts internes.

La tenue en fatigue de la porosité naturelle dépend de sa sensibilité aux facteurs d'influence. Le défaut artificiel doit posséder une sensibilité à ces facteurs la plus proche possible de celle de la porosité naturelle, afin d'être représentatif. En effet, si un facteur est trop marqué, il peut rendre inexistant les autres et donc biaiser toute l'analyse. D'après les études de Léopold et Simon, le TA6V est sensible au type du concentrateur de contraintes [Léopold, 2011] [Simon 2018]. La réalisation d'un défaut artificiel représentatif du défaut naturel n'est donc selon eux pas aisée, c'est pourquoi, cette partie a pour objectif de choisir le défaut artificiel le plus représentatif de la porosité.

VI.2.1 Position et profondeur des défauts artificiels

Les porosités causes de la rupture en fatigue proviennent de la configuration avec passe de lissage, c'est pourquoi, les défauts artificiels sont réalisés sur le joint avec passe de lissage. Dans la partie VI.1.2.4, nous avons mis en évidence que la position de la porosité au sein du joint n'a que peu ou pas d'effet sur sa tenue en fatigue. Nous avons tout de même respecté un positionnement similaire pour tous les défauts artificiels (Figure VI-13), ils sont placés sur le champ, à une distance de 2 mm de la surface. Cette position a deux objectifs, elle permet de s'affranchir de la diminution des contraintes dans la zone de surépaisseur et d'avoir une longueur de zone fondue importante. Ceci permet aux défauts conséquents de rester dans la zone fondue. La contrainte vue par le défaut est moins élevée (diminution maximale de

15 MPa sur l'amplitude de contrainte), du fait de l'augmentation de la section travaillante. La contrainte utilisée dans la suite de cette étude est celle vue par la porosité et non celle de la section nominale.

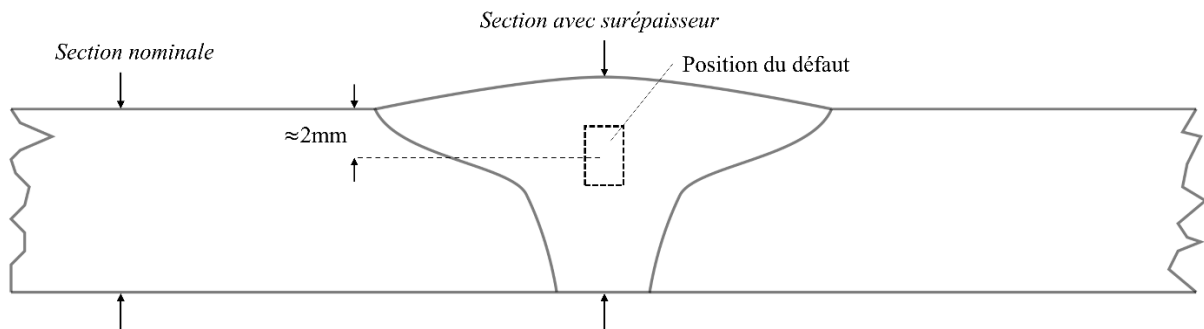


Figure VI-13 : Position du défaut artificiel.

Le diamètre du défaut étant fixé par le diamètre de l'outil, il reste à déterminer la profondeur du défaut. Le choix de cette dernière a été fait par un critère sur la taille projetée du défaut en $\sqrt{\text{aire}}$. Nous avons cherché à avoir une taille projetée suivant un axe de fabrication et sa perpendiculaire qui soient similaires (Figure VI-14). Pour cela une profondeur de $\frac{3}{4}$ du diamètre a été choisie, ainsi, pour un diamètre unitaire, la taille projetée suivant l'axe de fabrication est de 0,89 et pour l'axe perpendiculaire à l'axe de fabrication, il est de 0,80. Ce choix a été fait, au regard du contrôle non destructif par radioscopie où la taille de défaut est supposée indépendante de l'axe de projection. Ce choix impacte la morphologie du défaut qui est composée d'une partie supérieure cylindrique et d'une partie inférieure conique ou sphérique, en fonction du couple outil/vitesse. Ainsi, le coefficient de concentration de contraintes est qualitativement de 3 sur la partie supérieure et de 2 sur la partie inférieure.

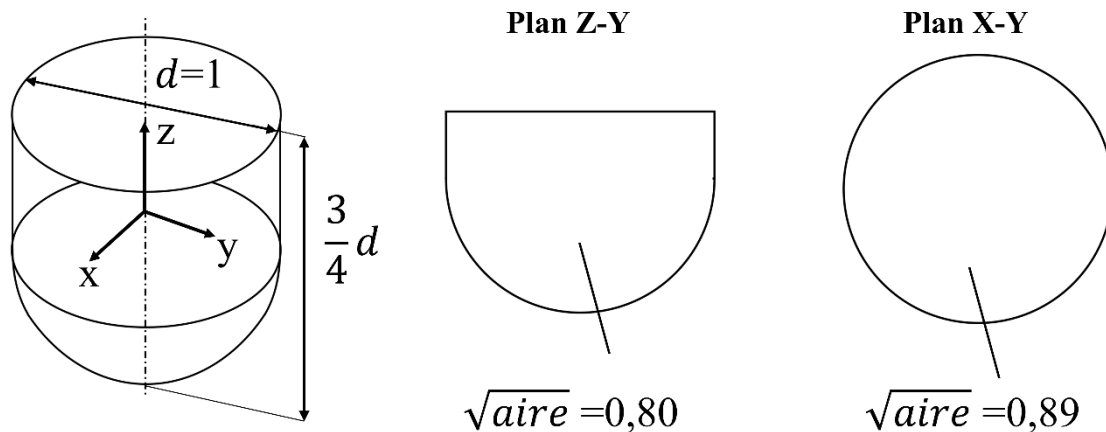


Figure VI-14 : Dimensions du défaut artificiel.

VI.2.2 Défauts fabriqués par fraisage et perçage

Pour la réalisation des défauts, deux types d'outils - foret et fraise - ont été utilisés, ainsi que deux vitesses d'usinage : vitesse lente et vitesse rapide. Le couple outil/vitesse engendre des caractéristiques de défauts différentes (morphologie, état de surface, contraintes résiduelles, microstructure...) qui impactent la tenue du défaut à la fatigue. De plus, les défauts ont subi deux types de traitements thermiques de détensionnement : $680^{\circ}\text{C}/2\text{h}$ et $670^{\circ}\text{C}/4\text{h}$, afin de minimiser les contraintes résiduelles engendrées par la fabrication. Cette partie a pour objectif de trouver une association outil/vitesse/traitement la plus représentative de la porosité naturelle.

VI.2.2.1 Effet du traitement thermique de détensionnement

Une première série de défauts a subi un traitement thermique de 680°C/2h. Ce traitement est celui utilisé pour réaliser le détensionnement des contraintes résiduelles engendrées par le procédé de soudage par FE (Partie III.1.2). L'application de celui-ci conduit à une diminution de 20% de la limite de fatigue, et cela pour les défauts usinés avec le foret et la boule (Tableau VI-2). Ainsi, **le procédé d'usinage engendre un champ de contraintes résiduelles**, ce dernier doit être impérativement enlevé afin d'avoir un défaut le plus représentatif de la porosité naturelle, qui ne possède pas ces contraintes.

	Sans PWHT [MPa]		Avec PWHT 680°C/2h [MPa]	
	Ø200 foret	TWs7_4	205	TWs3_3s
Ø400 fraise	TWs1_3s	225	TWs2_3s	173

Tableau VI-2 : Effet sur la limite de fatigue en amplitude à $R=0,1$ du traitement thermique (vitesse d'usinage : d'avance 0,00025mm/s ; vitesse de rotation 4900 tours/min).

Le traitement thermique 680°C/2h, initialement prévu pour enlever les contraintes résiduelles de la soudure, n'est pas le plus usuellement utilisé pour enlever l'intégralité des contraintes d'usinage. C'est pourquoi, un traitement thermique de 670°C/4h est appliqué car plus fréquemment employé pour enlever les contraintes résiduelles d'usinage [Pessard et al, 2021]. Le Tableau VI-3 présente les différences entre les deux traitements thermiques. Pour les défauts de diamètre 600 µm, l'application du traitement 670°C/4h engendre une diminution de 8% de la limite de fatigue, et pour ceux de diamètre 800 µm, cela engendre une augmentation de 5%. Ainsi, ces variations mettent en évidence que le traitement thermique de 670°C/4h n'a pas plus d'impact que celui de 680°C/2h sur la tenue en fatigue du défaut. Dans la suite de l'étude, les défauts usinés sont systématiquement détensionnés par le traitement thermique de 680°C/2h.

	680°C/2h [MPa]		670°C/4h [MPa]	
	Ø600 fraise, vitesse rapide	TWs5_8	197	TWs5_6
Ø800 fraise, vitesse rapide	TWs4_8	182	TWs3_6	191

Tableau VI-3 : Effet des deux traitements thermiques. Mise en évidence de la capacité du traitement thermique : 680°C/2h à enlever les contraintes résiduelles engendrées par l'usinage.

VI.2.2.2 Effet de la vitesse d'usinage

Deux vitesses d'usinage - lente et rapide - ont été utilisées dans cette étude (Tableau VI-4). La vitesse lente a été mise au point pour éviter toute rupture d'outil, aucune considération de l'état du défaut n'a été prise en compte (état de surface, contraintes résiduelles, microstructure ...). La vitesse rapide a été établie dans le but de minimiser l'effet de l'usinage. Pour cela, la vitesse d'usinage a été maximisée. La méthode retenue pour cette optimisation consiste à appliquer la vitesse de rotation maximale que peut offrir la machine, puis d'ajuster la vitesse de translation pour être à la limite de rupture du plus petit outil (diamètre de 200 µm). Le jeu vitesse de translation/rotation obtenu est utilisé pour toutes les tailles d'outils (de diamètres 200 µm à 2000 µm).

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

	Lente	Rapide
Vitesse de translation [mm/s]	0,001	0,05
Vitesse de rotation [tours/min]	4900	6720

Tableau VI-4 : Définition des vitesses d'usinage lente et rapide.

Les copeaux résultant de l'opération d'usinage permettent d'obtenir une indication sur sa qualité (Figure VI-15). Les copeaux obtenus par l'usinage lent sont courts et peu épais, cela est caractéristique des usinages par intermittence qui produisent des micro-vibrations. Or ces dernières sont à éviter pour deux raisons : la dégradation de l'état de surface usinée et la diminution de la durée d'utilisation de l'outil. Les copeaux obtenus avec l'usinage rapide sont longs et filandreux, cela est caractéristique d'une coupe plus optimale en l'absence de micro-vibrations. Ainsi, l'état de surface est plus propre et l'outil possède une plus grande longévité.

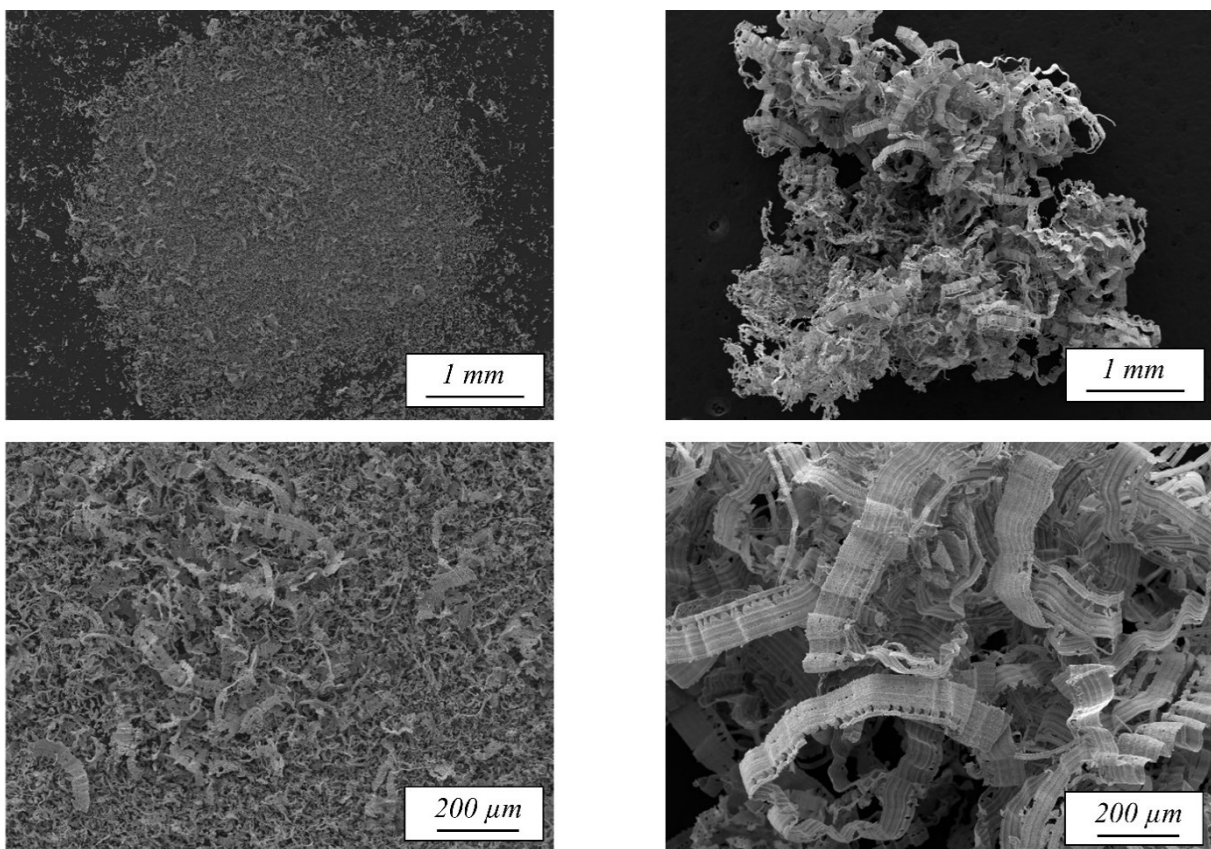


Figure VI-15 : Image MEB de copeaux obtenus avec une fraise de diamètre 800 µm (Gauche) Vitesse lente, copeaux très courts et peu épais ; (Droite) Vitesse rapide, copeaux longs et filandreux.

VI.2.2.2.1 Effet de la vitesse d'usinage avec la fraise

La vitesse d'usinage ne conduit pas à une modification de la morphologie du défaut, comme le montrent les faciès de rupture en Figure VI-16. Ces défauts possèdent une surface lisse avec présence de quelques stries d'usinage, ces dernières sont caractéristiques de l'usure de l'outil, cet aspect sera revu dans la partie VI.2.2.3. Pour les défauts de grande taille (diamètres de 1500 µm et 2000 µm), quelques marques hélicoïdales sont constatées. Bien que la morphologie soit similaire, la vitesse d'usinage a impacté la tenue en fatigue du défaut réalisé avec une fraise. En effet, comme le montre le Tableau VI-5, pour le défaut de diamètre 600 µm, la vitesse lente conduit à une augmentation de 20% de la limite de fatigue,

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

tandis que pour le défaut de diamètre 800 μm la vitesse lente conduit à une diminution de 10%. Il semblerait que la sensibilité à la taille du défaut entre un diamètre de 600 μm et 800 μm soit plus importante pour la vitesse lente, à ce constat nous n'avons pas d'explication.

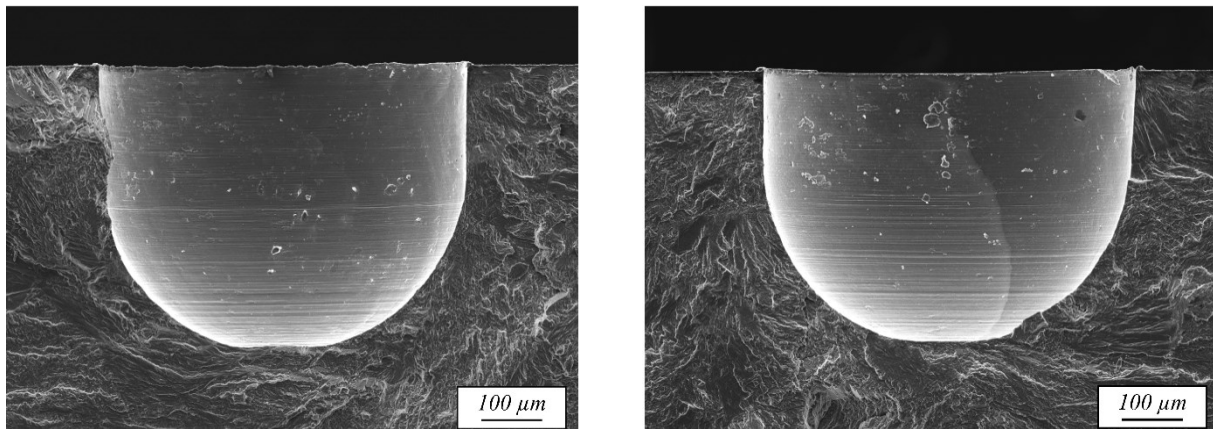


Figure VI-16 : Effet de la vitesse d'usinage sur la morphologie et sur l'état de surface du défaut, défauts usinés avec une fraise de 600 μm ; (Gauche) Éprouvette TWs1_2s, vitesse d'usinage lente ; (Droite) Éprouvette TWs5_8, vitesse d'usinage rapide.

	Lente [MPa]		Rapide [MPa]	
Ø600	TWs1_2s	230	TWs5_8, TWs5_6	197, 182
Ø800	TWs2_6	168	TWs4_8, TWs3_6	182, 191

Tableau VI-5 : Effet sur la limite de fatigue en amplitude à $R=0,1$ de la vitesse d'usinage de fraise, avec PWHT.

VI.2.2.2.2 Effet de la vitesse d'usinage avec le foret

Comme le montre la Figure VI-17, la vitesse d'usinage impacte la morphologie du défaut. En effet, pour une vitesse rapide, la marque laissée par la tête de foret est saillante, tandis que pour la vitesse lente, celle-ci est plus arrondie. Cette forme arrondie est probablement due aux micro-vibrations caractéristiques des vitesses lentes d'usinage qui donnent de l'amplitude aux mouvements du foret.

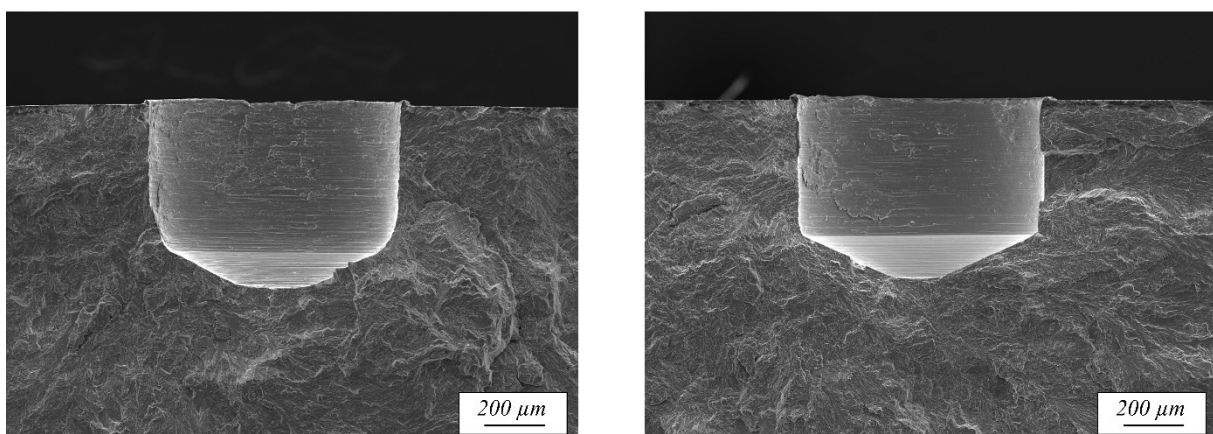


Figure VI-17 : Effet de la vitesse d'usinage sur la morphologie et sur l'état de surface du défaut, défauts usinés avec un foret de 800 μm ; (Gauche) Éprouvette TWs7_6, vitesse d'usinage lente ; (Droite) Éprouvette TWs6_8, vitesse d'usinage rapide.

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

La seconde modification engendrée par la vitesse est l'état de surface (Figure VI-17). En effet, des écailles sont retrouvées sur les défauts pour les deux vitesses, mais sont en plus grand nombre et de plus petite taille pour la configuration lente. Elles sont aussi probablement dues aux micro-vibrations. Les différences de morphologies et d'états de surface entre les deux vitesses impactent la tenue en fatigue du défaut (Tableau VI-6). En effet, la vitesse lente conduit à une augmentation de 19% de la limite de fatigue. A cela, deux explications peuvent être avancées. La première : la morphologie de défaut usiné en vitesse rapide ayant une plus grande acuité, les fissures ont pu s'initier dans ces zones. Au regard des rivières présentes sur le faciès de rupture, il semblerait que la fissure se soit plutôt initiée sur la partie cylindrique du défaut, cette explication paraît donc peu plausible. La seconde : la vitesse d'usinage étant lente, les matériaux présents en surface ont pu être modifiés, les rendant moins sensibles à la fatigue, cette deuxième explication paraît plus plausible.

Ø800	Lente [MPa]		Rapide [MPa]	
	TWs7_6	121	TWs6_8	102

Tableau VI-6 : Effet sur la limite de fatigue en amplitude à $R=0,1$ de la vitesse d'usinage du foret, avec PWHT.

A noter, la modification du matériau engendrée par les usinages lents et rapides est très locale. En effet, une coupe réalisée au centre du cylindre et normale à l'axe de rotation, a permis de mettre en évidence qu'il n'y avait pas de modifications de la microstructure proche du défaut (Figure VI-18).

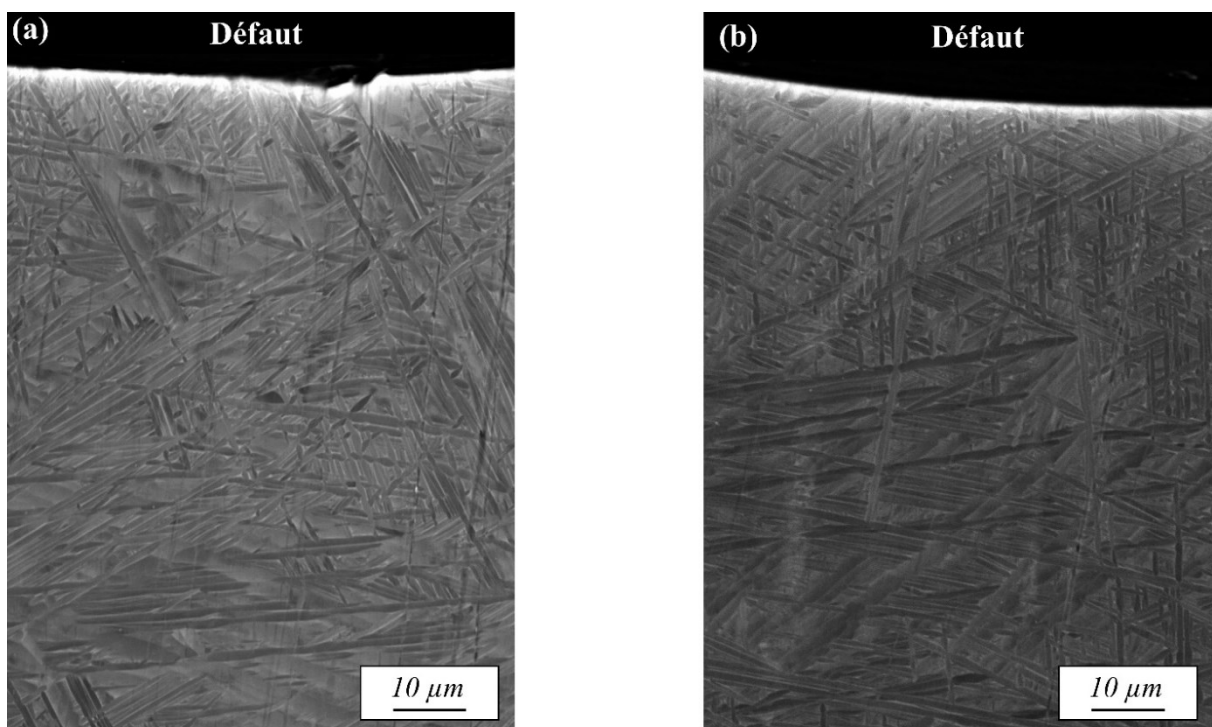


Figure VI-18 : Image BSE de la zone proche du défaut. Effet de la vitesse d'usinage sur la microstructure proche d'un défaut réalisé par une fraise boule de diamètre 800 µm, l'usinage ne conduit pas à une modification de la microstructure ; (a) Vitesse d'usinage lente ; (b) Vitesse d'usinage rapide.

VI.2.2.3 Usure de l'outil

Dans la partie VI.2.2.2.1, nous avons mis en évidence la présence de stries d'usinage sur la surface des défauts, celles-ci sont dues à la détérioration de la lèvre de coupe au fur et à mesure de l'utilisation de

l'outil. Pour garantir une répétabilité du défaut (morphologie, état de surface...), il est important de définir un nombre d'utilisations de l'outil. Pour cela, deux fraises de diamètres 200 μm (Figure VI-19) et 800 μm (Figure VI-20) ont fait l'objet d'une étude portant sur leur lèvre de coupe. Dans un premier temps, les outils sont contrôlés avant toute opération d'usinage (noté 0 utilisation sur l'image), nous constatons que les lèvres sont dépourvues de toute irrégularité. Dans un second temps, 11 défauts sont réalisés avec une vitesse d'usinage élevée ; une fois cette opération terminée, l'outil est observé. L'analyse des outils met en évidence que la fraise de diamètre 200 μm ne présente pas d'usure contrairement à celle de 800 μm , ainsi l'usure dépend du diamètre de l'outil. L'usure se traduit par une lèvre légèrement édentée avec des creux pouvant atteindre quelques microns. Dans la suite de l'étude, nous avons choisi d'utiliser au maximum 10 fois un même outil afin de garantir une usure modérée tout en réduisant le coût de fabrication de chaque défaut.

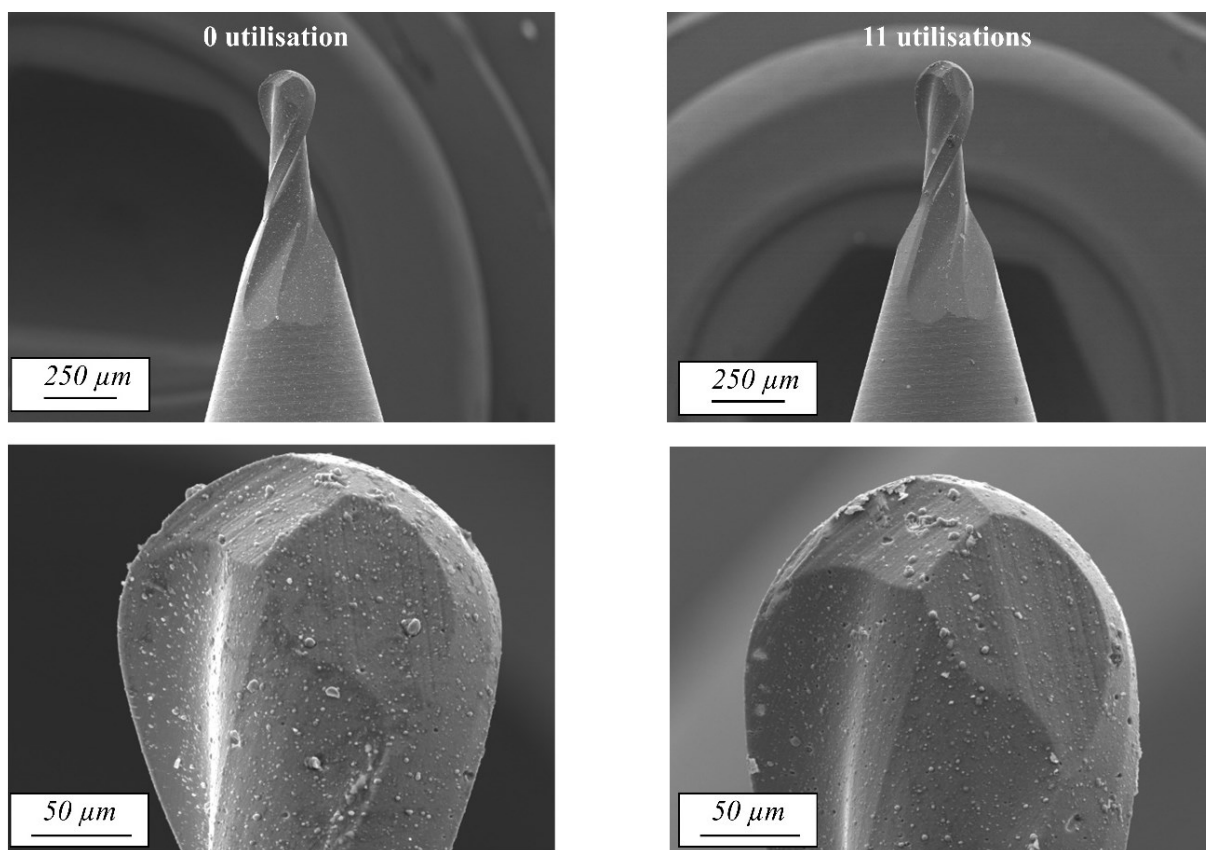


Figure VI-19 : Image MEB d'une fraise de diamètre 200 μm avant et après 11 utilisations (vitesse rapide). Mise en évidence de l'absence d'usure de l'arête de coupe.

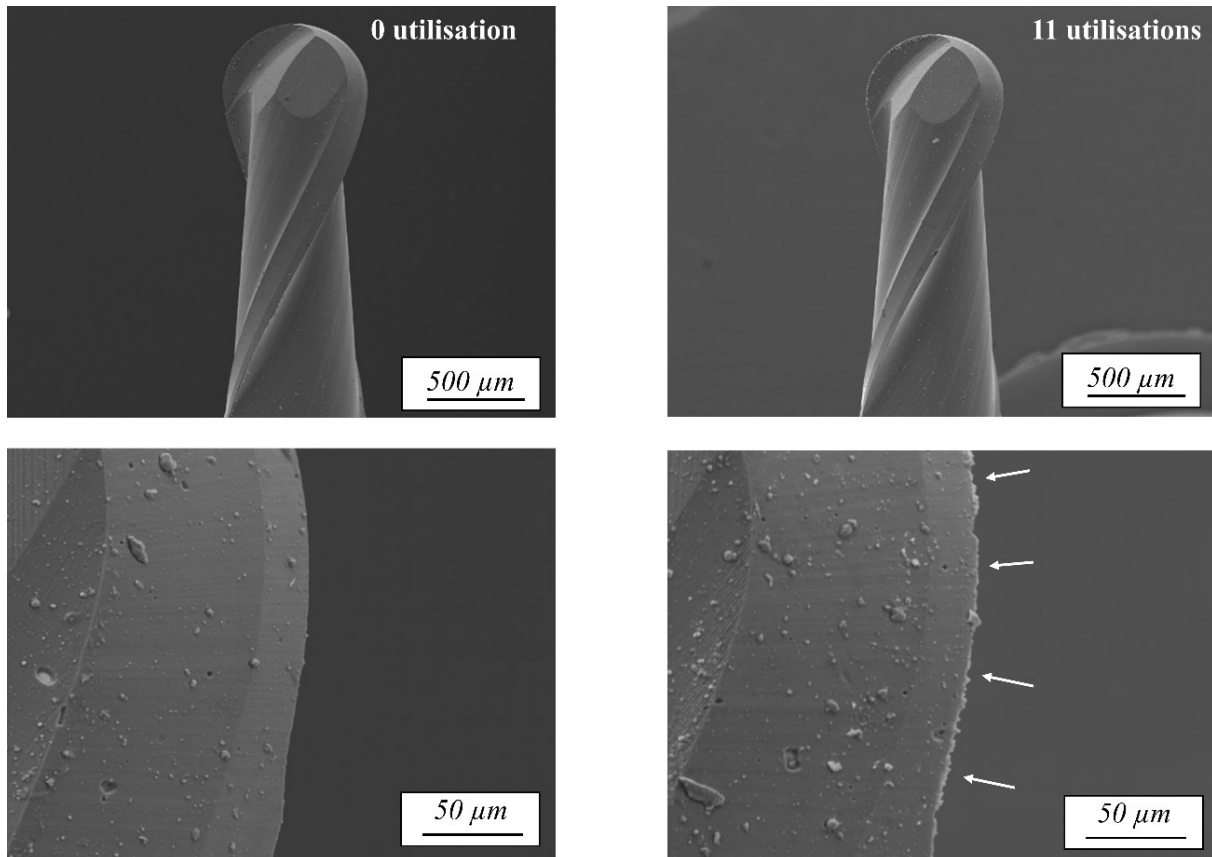


Figure VI-20 : Image MEB d'une fraise de diamètre 800 µm avant et après 11 utilisations (vitesse rapide). Mise en évidence d'usure de l'arête de coupe.

VI.2.3 Défauts fabriqués par électro érosion

Un procédé d'usinage par électro érosion par enfonçage a également été utilisé. Pour les défauts réalisés avec cette technique, les contraintes résiduelles induites n'ont pas été enlevées par PWHT, leur effet sur la tenue en fatigue n'a donc pas été quantifié. Les défauts réalisés par foret et fraise possèdent une morphologie qui est répétable, ce n'est pas le cas pour les défauts réalisés par électro érosion, et cela pour deux raisons. L'outil utilisé pour la réalisation de défauts est un filament en cuivre de taille comprise entre 100 µm et 2000 µm. Ce filament ne possède aucune rigidité, il est donc difficile de le positionner normal au plan de la surface à usiner, or, ce positionnement est impératif pour obtenir une morphologie répétable. De plus, le filament se consomme au fur et à mesure de l'usinage. La morphologie du défaut dépend de l'usure du filament, or celle-ci est totalement subie. Le positionnement et l'usure de l'outil conduisent à des morphologies de défauts différentes. La Figure VI-21 montre ces variations, à noter : ces défauts ont été obtenus avec une même consigne de profondeur donnée à la machine ($\frac{3}{4}$ du diamètre du filament). L'état de surface caractéristique engendré par le procédé est présenté en Figure VI-22. La topologie de surface est composée de petits cratères, ceux-ci sont dus aux micro-implosions provoquées par les décharges électriques, en plus de cela, des cavités sous la surface sont systématiquement observées.

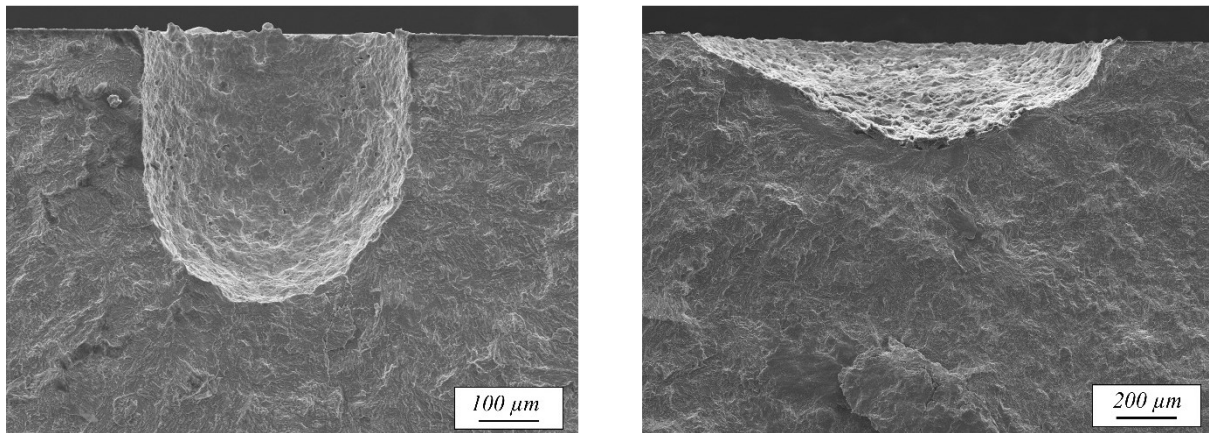


Figure VI-21 : Différence de morphologie entre deux défauts réalisés par électro érosion (Gauche) TWs1_3 ; (Droite) TWs2_3.

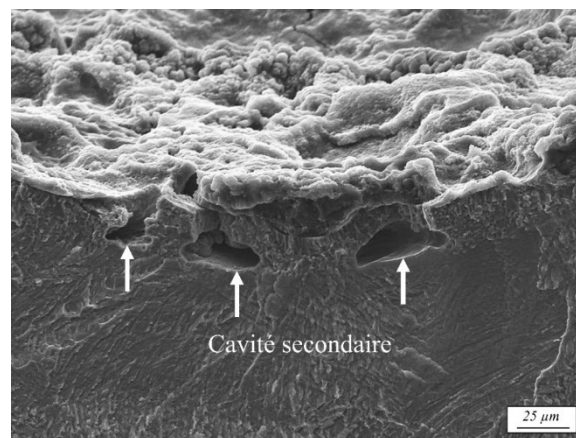


Figure VI-22 : Image MEB d'un faciès de rupture, cavités secondaires sur un défaut fabriqué par électroérosion.

VI.2.4 Comparaison entre défauts artificiels et porosités naturelles

Nous cherchons à comparer les limites de fatigue produites par des défauts naturels et artificiels de la manière la plus appropriée, dans le but de définir le défaut artificiel le plus représentatif d'une porosité naturelle. Pour cela, nous avons besoin d'utiliser une taille équivalente car les défauts ont des morphologies différentes. La taille équivalente \sqrt{aire} sera employée, pour rappel ce paramètre a fait l'objet d'une analyse dans la Partie I.3.

Pour les porosités naturelles, cette taille équivalente conduit à une considération indirecte de l'effet du ligament entre la porosité et la surface ; et de l'effet du ligament entre deux porosités. Pour illustrer notre propos, deux exemples du calcul de la taille équivalente sont donnés en Figure VI-23, les flèches représentant les ligaments. Jusqu'à présent, l'effet des porosités sur la fatigue était quantifié via leur diamètre (Figure VI-24, a). La Figure VI-24, b, présente l'effet du nouvel indicateur de taille \sqrt{aire} sur la limite de fatigue. La comparaison de ces deux indicateurs de taille met en évidence que \sqrt{aire} ne permet pas une meilleure description de la tenue en fatigue des défauts de diamètre supérieur à 150 µm (éprouvette TW7_4, TW3_1 et TW1_4). De plus, \sqrt{aire} ne permet pas de comprendre l'effet du cluster de défauts (TW9_3).

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

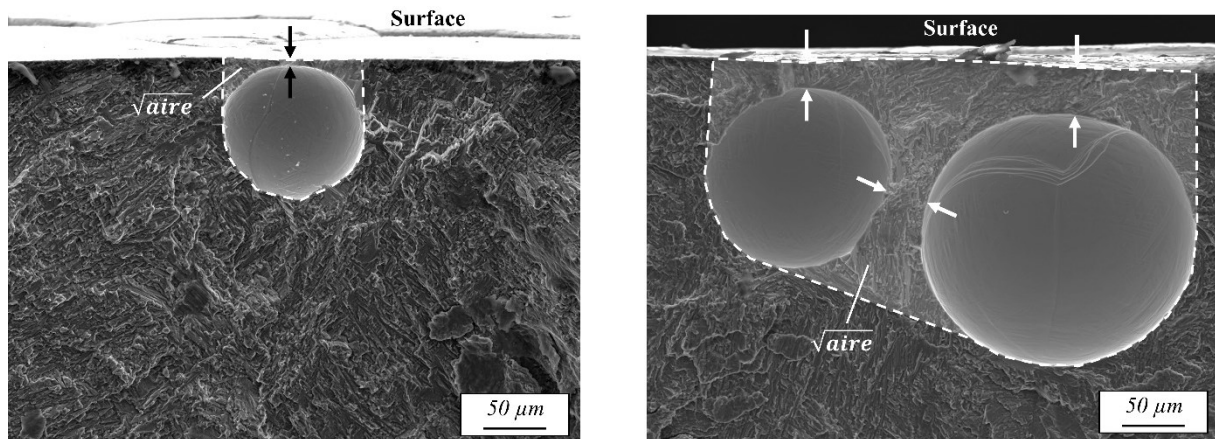


Figure VI-23 : Exemple de calcul de taille équivalente en \sqrt{aire} , les flèches représentent les ligaments (Gauche) Défaut isolé proche de la surface (éprouvette TW7_7) ; (Droit) Cluster de défauts (éprouvette TW9_3).

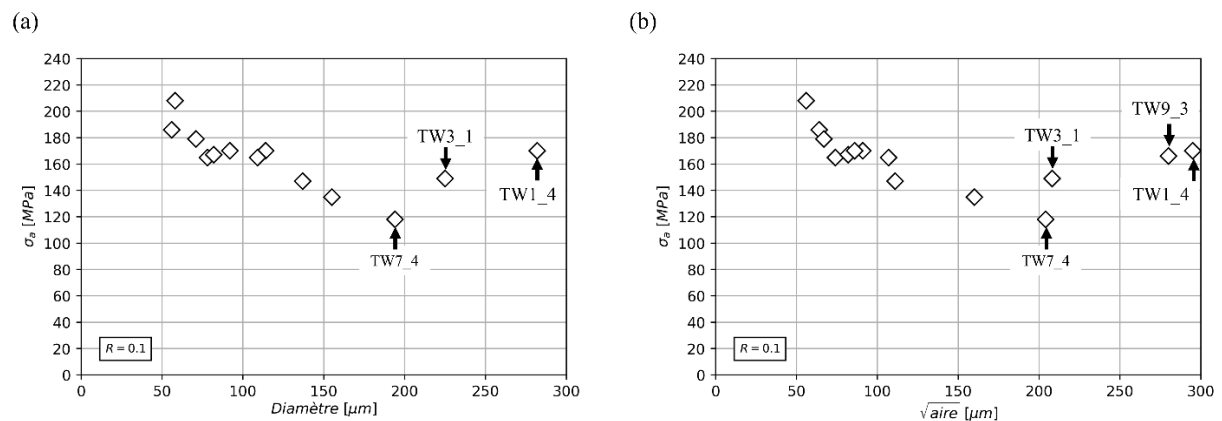


Figure VI-24 : Diagramme de Kitagawa des porosités naturelles (a) Limite de fatigue fonction du diamètre de la porosité ; (b) Limite de fatigue fonction de \sqrt{aire} .

Les types de défauts fabriqués sont au nombre de cinq, parmi eux, trois ont fait l'objet d'une étude plus poussée, conduisant à la réalisation d'une courbe limite de fatigue fonction de la taille de défaut présentée dans le diagramme de Kitagawa en Figure VI-25. Le nombre d'essais réalisés pour chaque type est présenté dans le Tableau VI-7.

Le premier type de défaut est celui réalisé avec la fraise en usinage rapide. Il a été retenu car il permet de créer une morphologie sphérique de la partie profonde du défaut, et la vitesse rapide permet, en théorie, de réduire au maximum les particularités engendrées par l'usinage (état de surface, microstructure...) (partie VI.2.2.2.1). Ainsi ce défaut artificiel a des caractéristiques lui permettant d'être au plus proche d'une porosité naturelle.

Le foret avec un usinage lent a également été retenu. Il a une morphologie plus aléatoire du fait de l'usinage lent qui engendre des micro-vibrations (partie VI.2.2.2.2). De plus ces micro-vibrations créent un état de surface écaillé. Ainsi, ces caractéristiques sont différentes d'une porosité naturelle. Ces défauts nous permettront de mieux appréhender l'effet du type de défaut sur la tenue en fatigue du TA6V.

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

Le dernier défaut étudié est celui réalisé par électro érosion. Il a aussi l'objectif de mieux appréhender l'effet du type de défaut sur la tenue en fatigue du TA6V. En effet, le procédé d'usinage par électro érosion engendre sur le défaut des particularités propres (partie VI.2.3).

	Porosité naturelle	Fraise Rapide	Foret Lente	Électro- érosion
PWHT (680°C/2h)	6/14	Avec	Avec	Sans
Nombre	14	9	5	5
Min \sqrt{aire} [μm]	56	134	176	94
Max \sqrt{aire} [μm]	295	1732	1233	599

Tableau VI-7 : Essais fatigue en présence de défauts artificiels et naturels.

Comparaison fraise vitesse rapide et foret vitesse lente

La taille en \sqrt{aire} couverte par les défauts réalisés par fraise est de 134 μm à 1732 μm ; celle pour les défauts réalisés par foret est de 176 μm à 1233 μm . L'effet de la taille pour le défaut réalisé par fraisage est présenté en Figure VI-25, nous constatons qu'entre une taille de 150 μm et 1500 μm , soit un facteur 10, la diminution est de 60 MPa. A partir d'une taille d'environ 1000 μm il y a une saturation de l'effet de taille. Pour les défauts réalisés avec un foret, le constat précédemment fait pour le défaut fraisé est similaire. De plus, la tendance de la courbe défaut fraisé est très proche de celle défaut percé, cette dernière est juste décalée vers le bas de 60 MPa.

Pour les défauts réalisés par fraise et foret, d'après l'analyse du faciès de rupture, la zone privilégiée pour l'initiation des fissures de fatigue semble être la partie cylindrique du défaut, ce qui est plausible au regard de la sur contrainte engendrée par la partie cylindrique. Ainsi ce qui différencie ces deux défauts serait plus leur type que la morphologie du cylindre. Le décalage entre les défauts fraise/foret de 60 MPa peut être expliqué uniquement par le type de défauts (état de surface, contraintes résiduelles, microstructure...). Au regard de cet abattement, **le type du défaut est donc d'ordre premier pour le TA6V**. Ce constat est en accord avec les travaux de Léopold et Simon [Léopold, 2011] [Simon, 2018]. **Le type du défaut ne change pas l'effet de taille**, en effet, comme nous venons de le voir, la pente des deux courbes est très proche.

Comparaison fraise vitesse rapide et foret vitesse lente avec électroérosion

La taille en \sqrt{aire} couverte par les défauts réalisés en électroérosion est de 94 μm à 599 μm , nous n'avons pas réussi à réaliser de défauts plus grands que 599 μm avec ce procédé de fabrication. Ainsi, nous n'allons pas jusqu'à saturation de l'effet de taille (Figure VI-25). A taille égale, un défaut réalisé en électroérosion est plus sensible à la fatigue, en effet, nous constatons une diminution de 60 MPa pour une taille de 600 μm par rapport au défaut réalisé par foret. Cela peut être expliqué par deux facteurs d'influence : le type du défaut ou la morphologie. Au vu de l'état de surface médiocre généré par le procédé, il est très probable que **le type du défaut soit le facteur d'ordre premier**.

La courbe électroérosion ne suit pas la même tendance que les deux autres, en effet, la sensibilité à la taille du défaut est plus prononcée. Entre 150 μm et 600 μm , la diminution est d'environ 60 MPa contre environ 40 MPa pour la courbe fraise/foret.

Comparaison porosités naturelles / défauts artificiels

Nous venons de mettre en évidence que le type du défaut a une influence de premier ordre sur la tenue en fatigue du défaut, or, une porosité naturelle et un défaut artificiel sont de types différents. Ainsi, pour le TA6V, il est utopique d'avoir un défaut artificiel pleinement représentatif d'une porosité naturelle. Le défaut fraisé a été retenu pour la suite de l'étude. En effet, le défaut créé par foret possède une surface écaillée, tandis que le défaut électroérosion possède une surface avec des cratères et des cavités de sous surface, ceci n'est pas représentatif de la porosité naturelle dont la surface est lisse. Pourtant, le diagramme de Kitagawa met en évidence que le défaut électroérosion et le défaut créé par foret coïncident mieux avec les porosités naturelles, nous pensons que cela est totalement fortuit. En revanche, le fait que le défaut fraisé soit moins sensible à la fatigue que la porosité naturelle dans le diagramme de Kitagawa peut être expliqué par la différence de type de défaut, mais aussi par la morphologie particulière de la porosité. En effet, toutes les porosités naturelles possèdent un ligament, en supposant que celui-ci soit néfaste pour la tenue en fatigue, il serait normal d'avoir des porosités naturelles à taille égale plus sensibles à la fatigue dans le diagramme de Kitagawa.

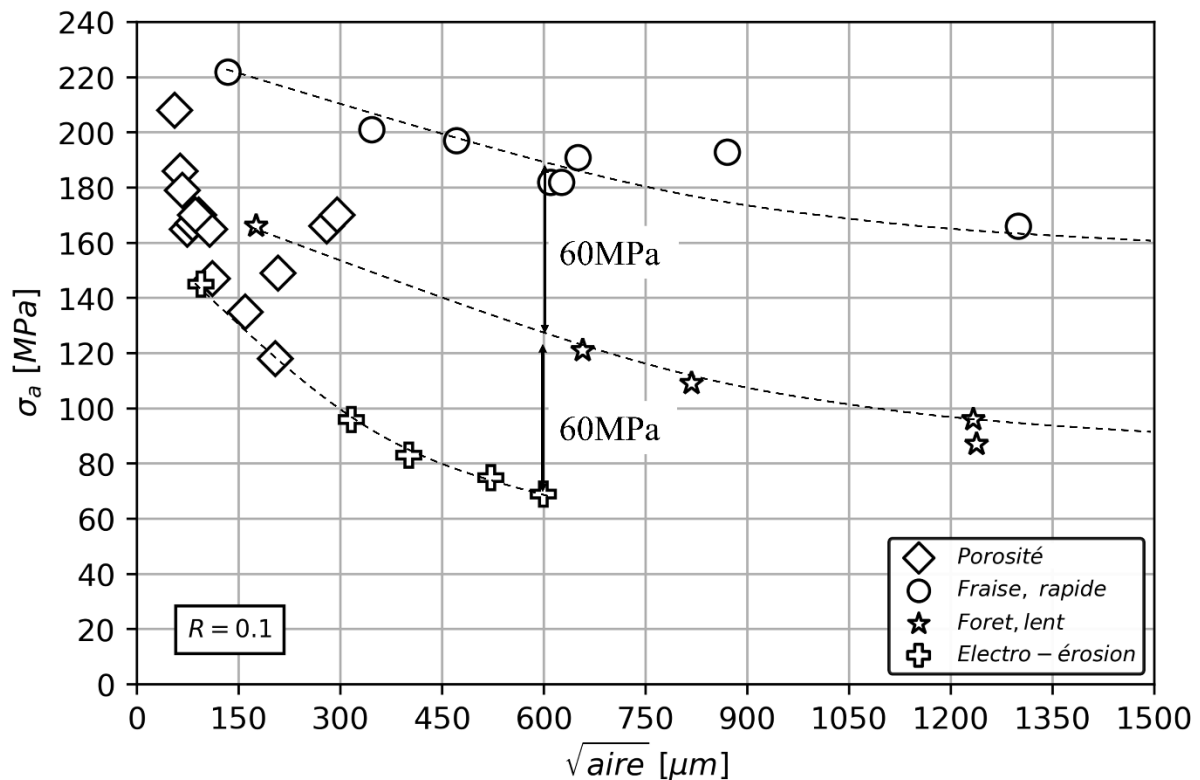


Figure VI-25 : Diagramme de Kitagawa : porosités naturelles et défauts artificiels (Tableau VI-7).

VI.3 Effet d'interaction entre deux défauts

Des défauts proches, en interaction, ont été réalisés pour répondre à deux objectifs. Le premier est une meilleure compréhension des clusters de défauts. Le second objectif est une réflexion plus fondamentale sur l'effet du ligament sur la tenue en fatigue, car il est présent dans les clusters, mais aussi, pour les défauts proches de la surface. Afin de répondre aux objectifs, quatre types d'interactions ont été effectuées, elles sont représentées en Figure VI-26. La nomenclature choisie dans la suite est la suivante : « d1:d2 », d1 et d2 sont les diamètres de fraises des deux défauts artificiels de profondeurs p respectives

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

$p1 = \frac{3}{4}d1$ et $p2 = \frac{3}{4}d2$. Dans un cluster de porosités naturelles, il est susceptible d'y avoir des tailles de défauts différentes, c'est pourquoi, les rapports de taille ($d2/d1$) sont multiples : 1, 1/2 et 1/5. Les tailles en $\sqrt{\text{aire}}$ des clusters de défauts sont comprises entre 700 μm et 1000 μm , le détail des essais réalisés est présenté dans le Tableau VI-8.

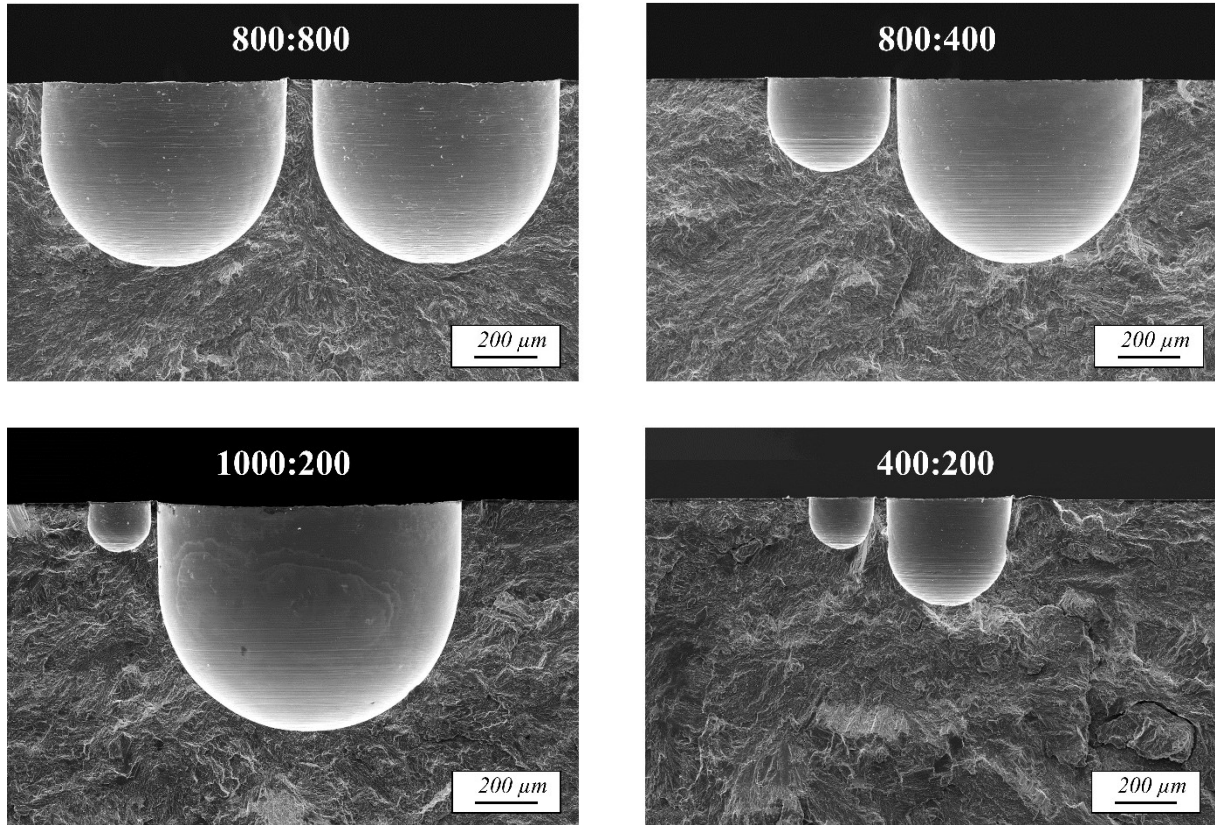


Figure VI-26 : Les quatre types d'interactions réalisées, faciès de rupture obtenus par MEB.

	Sans interaction	200:100	400:200	800:400	800:800	1000:200
Outil	Fraise	Foret	Fraise	Fraise	Fraise	Fraise
Vitesse d'usinage	Rapide	Lente	Rapide	Rapide	Rapide	Rapide
PWHT (680°C/2h)	Avec	Sans	Avec	Avec	Avec	Avec
Nombre	9	3	1	5	4	3

Tableau VI-8 : Interactions de défauts artificiels.

Un dernier type d'interaction a été réalisé (Figure VI-27), présent dans les diagrammes, mais il correspond à une phase de mise au point des paramètres et présente des caractéristiques différentes, susceptibles de biaiser l'analyse.

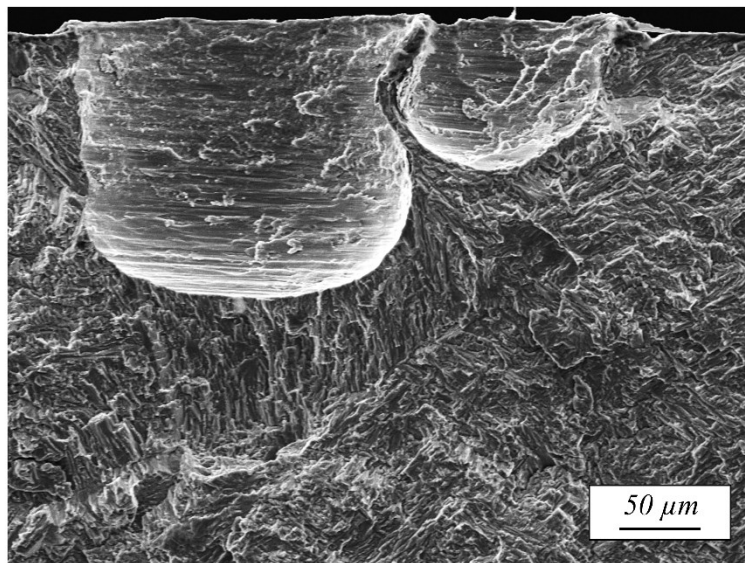


Figure VI-27 : Interaction 200:100.

VI.3.1 Distance d'interaction

L'analyse numérique de Murakami et Nemat-Nasser démontre que la distance d'interaction, distance à partir de laquelle deux défauts sont en interaction, est d'une fois le diamètre du plus petit défaut [Murakami, 2002]. Nous avons confronté ce résultat avec ceux obtenus dans cette étude expérimentale, ils sont présentés en Figure VI-28. Nous considérons qu'il n'y a plus d'interaction si la limite de fatigue est supérieure ou égale à 180 MPa, cette valeur correspond à la limite du défaut isolé. Quel que soit le type d'interaction, **la distance d'interaction expérimentale est inférieure à une fois le diamètre du plus petit défaut**, par exemple, pour 800:800, la distance d'interaction est de 0,2.dmin et pour 800:400, elle est de 0,7.dmin. Nous pouvons expliquer ce constat de plusieurs manières. L'étude numérique de Murakami est réalisée en valeur locale des contraintes, via l'indicateur $K_{I, \max}$, mais aucune considération du gradient de contrainte n'est effectuée. Or, pour un défaut présent dans du TA6V, une valeur locale est souvent conservatrice vis-à-vis de la fatigue, la distance d'interaction est donc surévaluée. La seconde explication peut être la suivante : l'étude numérique est réalisée avec des fissures et non des défauts. Ainsi, si le défaut ne se comporte pas comme une fissure vis à vis de la fatigue, l'étude est peu fiable. Par ailleurs, si le défaut est moins sensible à la fatigue que la fissure, alors la distance d'interaction est surévaluée.

L'utilisation du diamètre du plus grand défaut au lieu de plus petit, permet de minimiser l'intervalle pris par les distances d'interaction. En effet, comme le montre la Figure VI-29, la distance d'interaction est comprise entre 0,2 et 0,35 contre 0,2 et 0,7 avec l'utilisation du petit diamètre. Ainsi, la distance prévue entre deux porosités dans une norme doit être faite par rapport à la plus grosse des porosités et non la plus petite. Ces valeurs de **distance d'interaction comprises entre 0,20dmax et 0,35dmax mettent en évidence qu'il faut un ligament très petit avant d'avoir une interaction entre les deux défauts.** Ce constat vient étayer celui fait par Åman pour les matériaux possédant une dureté élevée [Åman et al. 2020]. Pour rappel, de la Partie I.3.3.4, cet auteur constate que la distance d'interaction dépend de la dureté du matériau : plus elle est élevée, plus la distance d'interaction est diminuée.

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

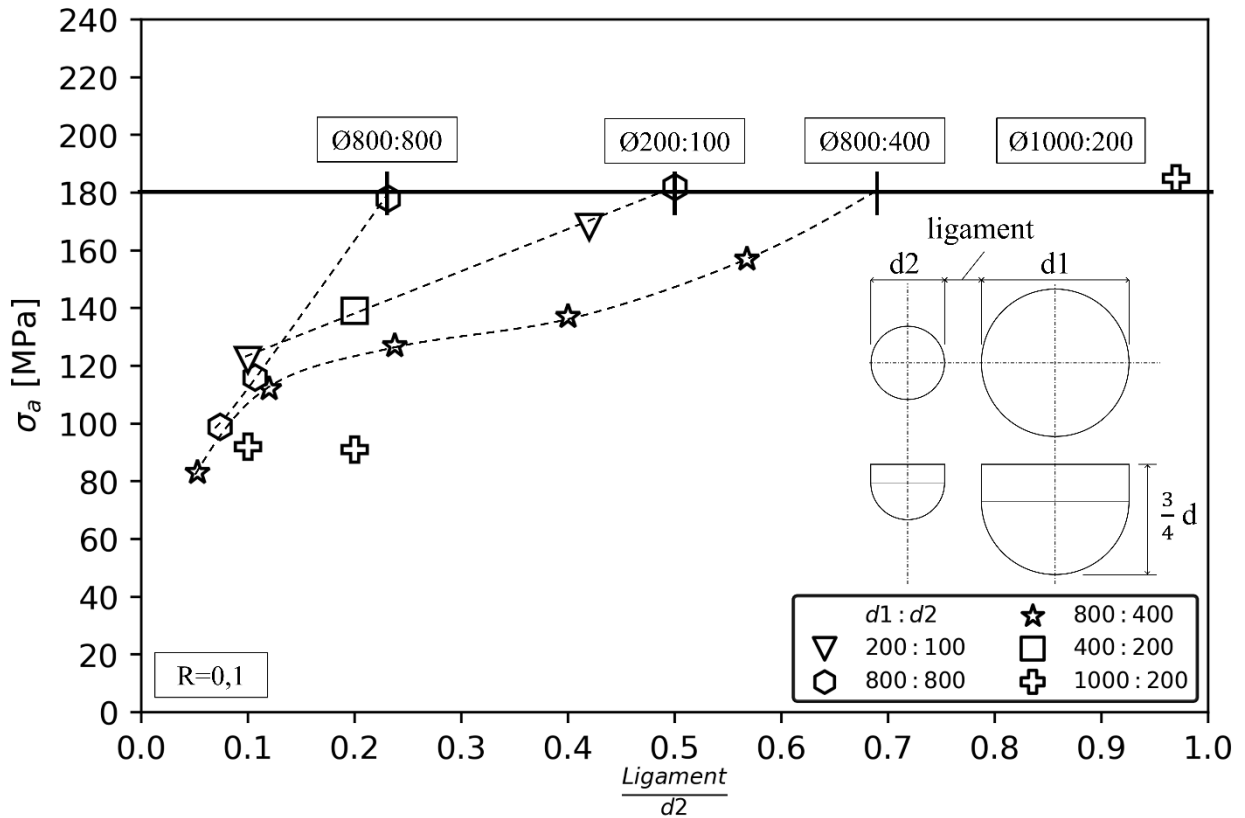


Figure VI-28 : Limite de fatigue en amplitude fonction de la taille de ligament (ligament/d2).

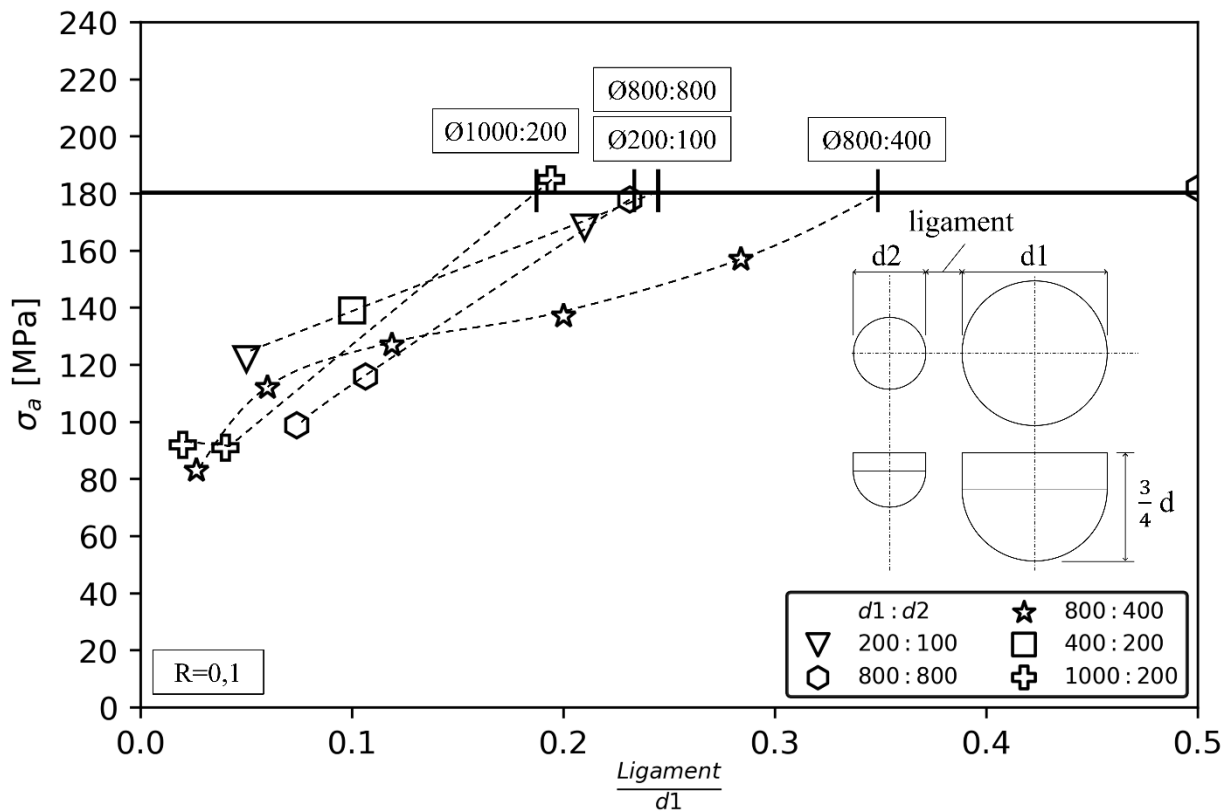


Figure VI-29 : Limite de fatigue en amplitude fonction de la taille de ligament (ligament/d1).

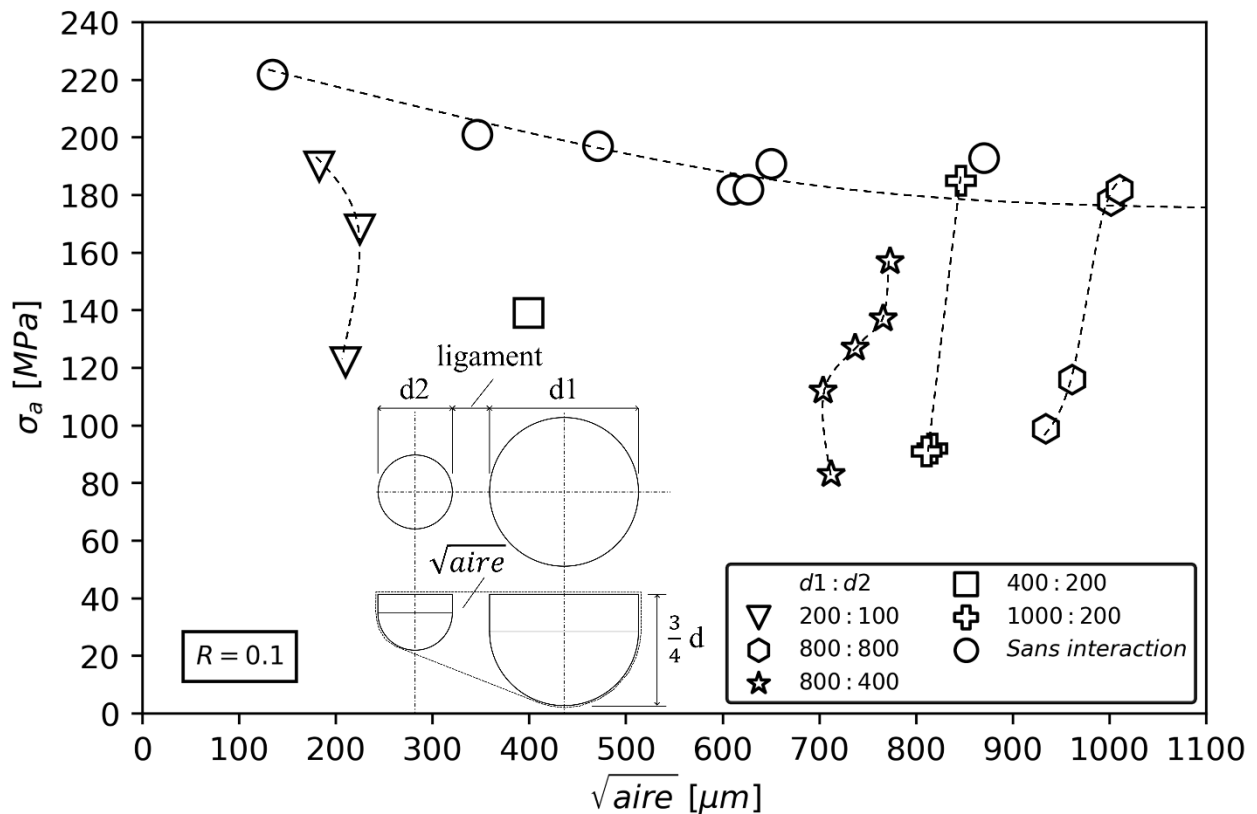


Figure VI-30 : Diagramme de Kitagawa : défauts isolés et défauts en interaction (Tableau VI-8).

VI.3.2 Paramètre racine de l'aire pour l'interaction entre deux défauts

La Figure VI-29 met en évidence que la limite de fatigue diminue qualitativement de façon linéaire en fonction de la taille du ligament (ligament/diamètre max). **La diminution attribuée à la présence du ligament est très prononcée**, par exemple pour le plus petit ligament, elle peut atteindre un abattement de 2,25 par rapport au défaut isolé. Afin de considérer ce type d'interaction, des mesures de tailles équivalentes peuvent être réalisées, celle-ci sont présentées dans la Partie I.3.2. La méthode consiste à considérer l'aire des deux défauts et celle de la zone entre ces derniers. Pour évaluer la capacité de cette méthode, la taille équivalente de chaque défaut en interaction a été obtenue puis tracée dans le diagramme de Kitagawa en Figure VI-30. Une référence nommée « sans interaction » est également placée, ces points correspondent au même type de défaut que ceux en interaction, c'est à dire, fraise en usinage rapide. Le diagramme de Kitagawa montre clairement que la mesure de la taille équivalente n'a aucune capacité de prédiction, en effet, si la mesure fonctionnait, alors tous les points suivraient la tendance de la courbe sans interaction, or ce n'est pas le cas.

La mesure de la taille équivalente est donc remise en cause, mais cela va plus loin, elle remet en question toute l'approche proposée par Murakami et Endo en 1983, pour le TA6V soudé dont l'équation fondamentale est Équation VI-1. Ces auteurs avaient déjà signalé les limites de leur étude par la conclusion 4 de leur article : « Lorsque le rayon de racine ρ à l'origine de la rupture d'un défaut est supérieur à la valeur critique ρ_0 , l'Équation VI-1 n'est plus valable (Figure VI-31). En effet, **elle n'est valable que pour les cas où la limite de fatigue est déterminée par la condition de non-propagation (seuil de propagation) des fissures issues des défauts**. La résistance à la fatigue dans d'autres cas doit être estimée en tenant compte de la concentration de contrainte et du gradient de contrainte »

[Murakami et Endo, 1983]. Or l'absence de toute fissure non propageante est constatée dans cette étude : par les répliques (Partie III.3.3) et les faciès de rupture (Partie III.2) ainsi que dans l'étude bibliographique réalisée par Åman sur la présence de fissures non propageantes sur défauts sollicités en fatigue. Il n'y a donc pas de seuil de non-propagation. Ainsi, dans notre cas de figure, **le TA6V soudé ne répond pas aux critères d'application de l'équation, l'approche de Murakami n'est donc pas adaptée. Du fait de l'absence de fissures non propageantes pour les matériaux de dureté élevée, nous pouvons étendre cette constatation à ce type de matériaux.**

$$\sigma_w^n \sqrt{\text{aire}} = C$$

Équation VI-1

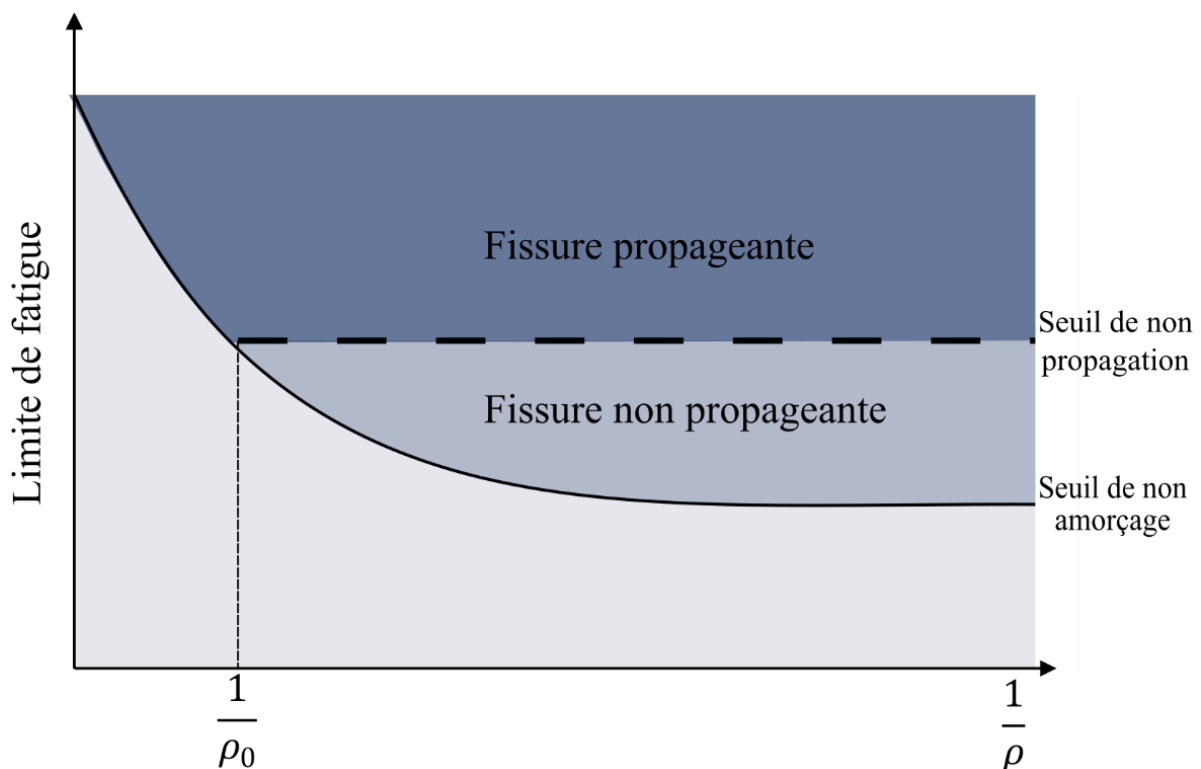


Figure VI-31 : Contrainte en fonction du rayon de fond d'entaille.

VI.4 Non criticité des défauts internes

Dans la partie VI.1, nous avons mis en évidence que l'intégralité des porosités causes de la rupture de l'éprouvette sont des porosités proches de la surface, cela malgré la présence de porosités internes de taille pouvant être importante. L'intérêt industriel nous amène à travailler à une compréhension sur le thème des défauts internes. La formation des porosités dans le bain de fusion leur confère un environnement qui n'est pas celui de l'air ambiant [Gouret, 2001], or celui-ci a un impact non négligeable sur la vitesse de propagation des fissures de fatigue, cet aspect a été traité dans la Partie I.3.5.2. La différence de tenue mécanique entre défaut proche de la surface et interne pourrait être expliquée par l'environnement. Il est probable que dès les premiers cycles de fatigue, le ligament entre la porosité et la surface libre se rompe, laissant l'air ambiant pénétrer à l'intérieur, rendant la porosité proche de la surface plus sensible à la fatigue. En effet, la présence de porosité ouverte sur la passe de lissage après sollicitation de l'éprouvette a été retrouvée à deux reprises dans l'étude (Figure VI-32).

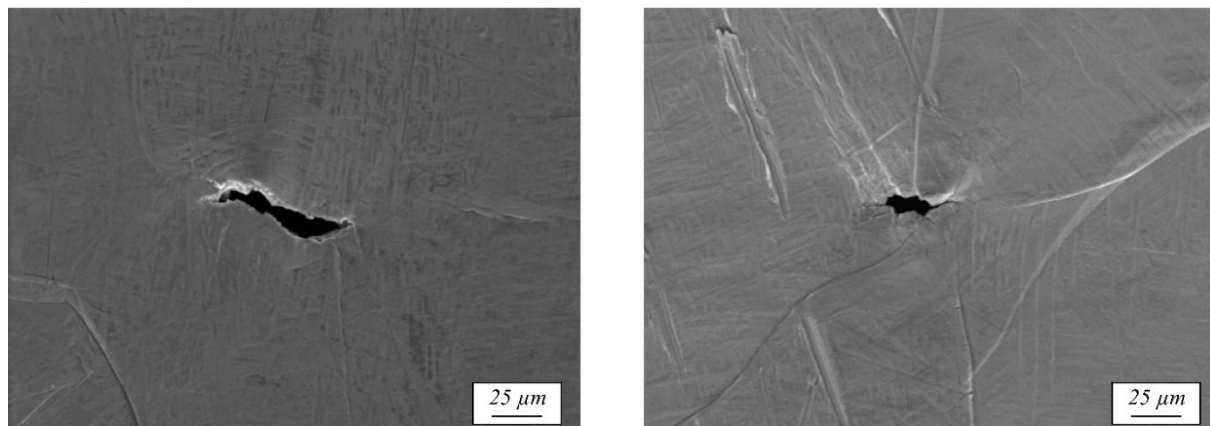


Figure VI-32 : Image MEB du pied avec passe de lissage après essais de fatigue, présence de porosité proche de la surface ouverte : (Gauche) Éprouvette TWs5_3 ; (Droite) Éprouvette TW7_7.

Des essais de fatigue en présence de défauts artificiels sous vide à 6.10^{-4} Pa ont été réalisés, dans le but d'apporter des éléments de compréhension sur l'effet de l'environnement. Leurs diamètres sont de 200 μm , 800 μm et 1500 μm , ils permettent de couvrir l'intégralité du diagramme de Kitagawa. Le dispositif expérimental (machine d'essais et enceinte) est présenté dans la Partie II.2.3. Contrairement à l'intégralité des essais qui sont menés au vibrofort (fréquence 90 Hz), ces essais sous vide sont effectués par une machine hydraulique (fréquence 35 Hz). Afin de s'affranchir des différences entre les machines, une nouvelle référence de défaut sous air est réalisée, les détails des essais pratiqués sont présentés dans le Tableau VI-9.

	Air	Air	Vide (6.10^{-4} Pa)
Outil	Fraise	Fraise	Fraise
Fréquence d'essai (Hz)	90	35	35
Vitesse d'usinage	Rapide	Rapide	Rapide
PWHT (680°C/2h)	Avec	Avec	Avec
Nombre	9	2	6

Tableau VI-9 : Essais réalisés pour mettre en évidence l'effet de l'environnement.

Le diagramme de Kitagawa en Figure VI-33, présente les résultats d'essais. Les essais réalisés sous air, à des fréquences de 90 Hz et 35 Hz, donnent des tenues en fatigue proches. L'effet de fréquence et celui de la machine d'essais semblent avoir peu d'impact. Ainsi, les points obtenus à une fréquence de 90 Hz peuvent servir de référence. Les points sous vide suivent la même tendance que les références sous air, **quels que soient les diamètres : 200 μm , 800 μm et 1500 μm , l'environnement de 6.10^{-4} Pa n'a pas ou peu d'effet.**

L'analyse des faciès de rupture de la zone proche de la zone d'amorçage a été effectuée pour les défauts sollicités sous air et sous vide, un exemple est donné en Figure VI-34, la différence entre les deux faciès réside dans les arêtes. Pour la propagation sous air, les arêtes sont vives, tandis que pour la propagation sous vide, elles sont arrondies. On parle dans la littérature de région granuleuse, signe typique d'une propagation sous vide, la Partie I.3.5.1 présente sa formation. Une analyse similaire du faciès de rupture a été faite sur une porosité naturelle, cela a pour objectif d'obtenir une indication sur l'environnement de la propagation de la fissure. La région granuleuse caractéristique de la propagation sous vide est

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

retrouvée sur le faciès (Figure VI-35). Cette région granuleuse, présente en porosité naturelle, met en évidence que la propagation a lieu sous un environnement (nature du gaz et pression) différent de l'air ambiant.

Ces essais ne permettent pas de répondre à la question : « *Pourquoi le défaut interne est-il moins sensible à la fatigue ?* ». Nous allons développer notre réflexion autour de trois pistes principales : l'environnement, le ligament et le nombre de cycles.

Environnement

Afin de comprendre pourquoi les défauts internes sont moins critiques vis-à-vis de la fatigue que les défauts proches de la surface, nous avons axé nos travaux sur l'effet de l'environnement. Des essais sur défauts de surface sous vide de 6.10^{-4} Pa ont donc été effectués. L'environnement n'avait que peu ou pas d'effet sur ces défauts. Le choix de l'essai, défauts de surface sous vide à 6.10^{-4} Pa, a pu nuire à la compréhension de l'effet de l'environnement, pour deux raisons. La première : dans la littérature, il est communément admis que l'environnement impacte la vitesse de propagation de fissure (Partie I.3.5.2). Or, entre un défaut de surface et un défaut interne la part d'amorçage/propagation est potentiellement différente. Pour les défauts internes, la part de propagation de fissure est selon Fomin et Junet prépondérante sur la durée de vie en fatigue (90%) [Fomin, 2019] [Junet, 2021]. Pour un défaut de surface aucune information n'a été trouvée, toutefois, les faciès de rupture de défauts de surface sont dépourvus de signes caractéristiques typiques d'une propagation lente, comme les Rough Area (RA). Il est donc très probable que l'effet de l'environnement soit beaucoup plus marqué pour un défaut interne. Junet vient étayer cette proposition, en effet, il réalise des défauts internes, avec et sans cheminée (suivant l'axe de sollicitation), afin de contrôler l'environnement et montrer son impact [Junet, 2021].

Le second élément pouvant nuire à la compréhension de l'effet de l'environnement est le niveau de vide auquel les essais ont été réalisés. En effet, Yoshinaka et son co-auteur ont estimé que la valeur de vide à laquelle se propage une fissure interne est de 10^{-6} Pa [Yoshinaka et al, 2016], cette valeur est plus faible que celle utilisée de 6.10^{-4} Pa. Or, il est probable que l'environnement gazeux soit encore trop dense à ce niveau de vide et impacte toujours la tenue du défaut. Cette proposition semble toutefois moins probable que la précédente. En effet, Oguma et ses co-auteurs constatent qu'un vide de $1,3.10^{-1}$ Pa, impacte les vitesses de propagation d'environ une décade [Oguma et Nakamura, 2013]. Ainsi, l'environnement des essais réalisés aurait dû impacter les tenues.

Ligament

L'une des grandes différences entre un défaut interne et un défaut proche de la surface est la présence d'un ligament. Or, dans la partie VI.3, nous avons constaté la prédominance vis-à-vis de la fatigue de ce dernier. Il est donc probable que la non-criticité de défaut interne soit due à la criticité plus grande des défauts de surface présentant un ligament. Cette proposition est toutefois à nuancer, en effet, l'une des éprouvettes notée TW5 est dépourvue de tout ligament, la porosité cause de la rupture est pourtant une porosité de surface qui a été privilégiée aux dépens des défauts internes.

Nombre de cycles de fatigue

Dans la Partie I.3.5, nous avons mis en évidence que les amorçages internes se produisent uniquement dans le domaine de la HCF à partir d'un nombre de cycles de 10^6 , et que, bien que ce phénomène soit constaté, il est encore mal compris. Les limites de fatigue utilisées dans cette étude ont été obtenues avec des paliers de 10^6 cycles, soit la limite du phénomène d'amorçage interne. La non-criticité des défauts internes dans cette étude est peut-être uniquement due à un nombre de cycles trop faible pour exacerber les défauts internes. Ce constat n'explique pas : « *Pourquoi les défauts internes sont-ils peu ou pas critiques pour ce nombre de cycles ?* »

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

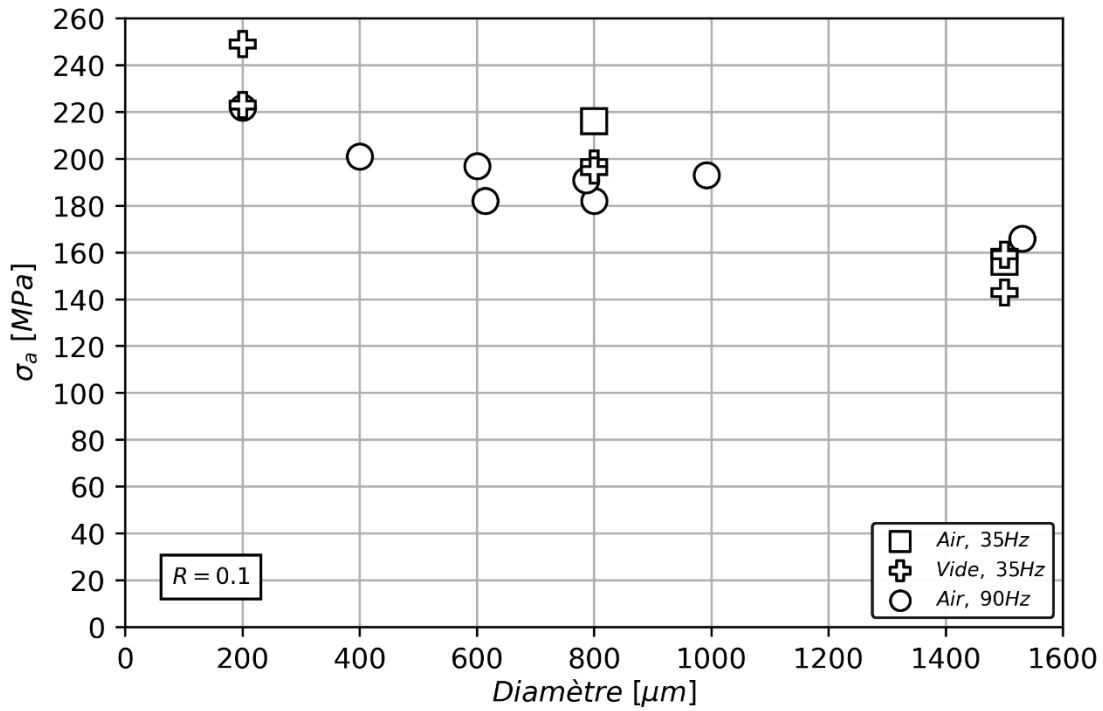


Figure VI-33 : Diagramme de Kitagawa : limite de fatigue en amplitude fonction du diamètre du défaut, vide à 6.10^{-4}Pa (Tableau VI-9).

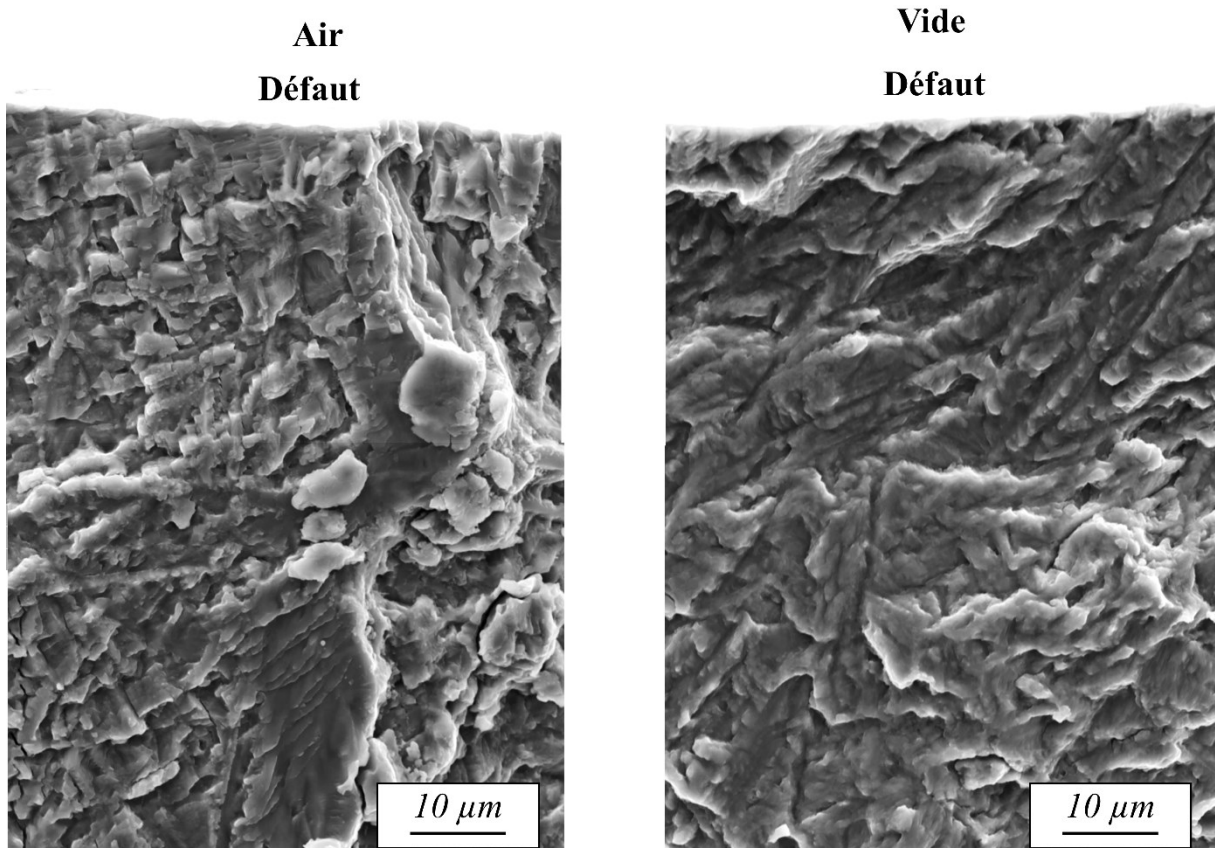


Figure VI-34 : Faciès de rupture MEB, proche de deux défauts artificiels (Gauche) Défaut sous vide à 6.10^{-4}Pa , arêtes arrondies, région « granuleuse » ; (Droite) Défaut sous air, arêtes vives.

VI Tenue en fatigue du joint en présence de porosités

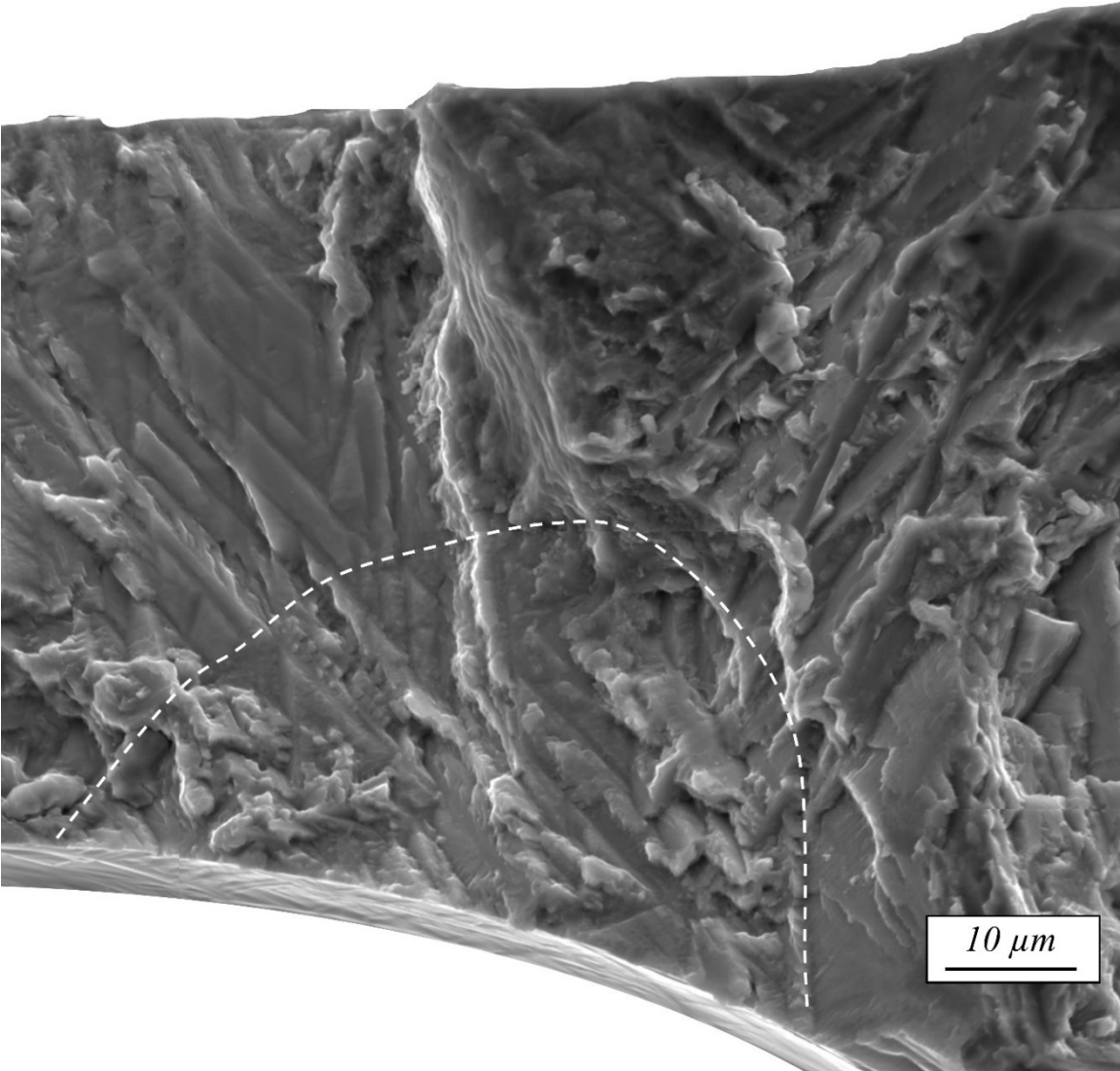
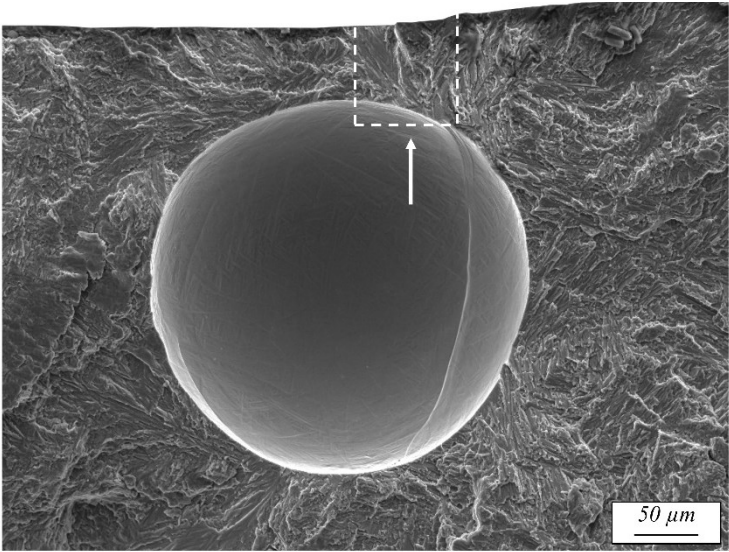


Figure VI-35 : Région « granuleuse » sur une porosité naturelle (Éprouvette TW1_4).

VI.5 Synthèse

Les défauts causes de la rupture en fatigue sont des porosités de type gazeuses, de morphologie sphérique. Le procédé de soudure engendre un cordon qui possède une surépaisseur, cette zone est déchargée mécaniquement. Or, une grande partie des porosités sont situées dans cette surépaisseur, ainsi, la contrainte vue par la porosité est moindre. En moyenne, la diminution des contraintes est de 13% mais peut atteindre 28%, la surépaisseur peut donc avoir un effet prononcé sur la tenue en fatigue du joint en présence de porosité. De par sa cinétique de refroidissement, le joint soudé possède des contraintes résiduelles ainsi qu'une microstructure non uniformes, pourtant, la tenue en fatigue du joint en présence de porosité ne semble pas ou peu impactée par ces variations. Nous avons attribué deux raisons à cela : l'absence d'effet des contraintes résiduelles et un effet de la microstructure moins marqué en présence d'un concentrateur de contraintes.

Plusieurs défauts artificiels ont été étudiés : électroérosion, fraise, foret avec différentes vitesses d'usinage ; mettant en évidence que le **TA6V soudé était extrêmement sensible au type de défaut**. Les porosités causes de la rupture sont proches de la surface, isolées ou sous forme de clusters, ainsi, un ligament est toujours présent dans la formation de la fissure cause de la rupture. Afin d'apporter des éléments de compréhension sur l'effet du ligament et des clusters de porosités, des interactions entre défauts artificiels ont été réalisées.

La distance d'interaction, distance à partir de laquelle deux défauts sont en interaction, est selon l'étude numérique de Murakami et Nemat-Nasser d'une fois la taille du plus petit défaut. Les expériences ont montré que cette distance était moindre pour le TA6V. De plus, elle doit être relative au plus grand diamètre et non au plus petit. La distance d'interaction est comprise entre $0,20d_{max}$ et $0,35d_{max}$, cela signifie que pour avoir deux défauts en interaction, ils doivent être très proches.

Si la distance entre les deux défauts est inférieure à la distance d'interaction, alors la tenue en fatigue diminue brutalement, ainsi, l'effet du ligament est très délétère. **La taille équivalente en \sqrt{aire} proposée par Murakami ne permet pas de traduire la tenue en fatigue de deux défauts en interaction**. Notre explication est la suivante : **pour le TA6V soudé, il n'y a pas de fissure non propageante**, donc pas de seuil de non propagation de fissure, ce qui va à l'encontre de la conclusion 4 de Murakami et Endo de 1983 portant sur les critères d'utilisation de l'approche \sqrt{aire} . La présence de fissure non propageante étant liée à la dureté du matériau, il est très probable que l'approche proposée par Murakami ne soit pas adaptée pour tous les matériaux possédant une dureté élevée.

Bien qu'il y ait des porosités internes dans le joint, aucune n'est à l'origine d'une rupture, il semble que les porosités internes soient moins critiques vis-à-vis de la fatigue. Pour expliquer cette non-criticité des défauts internes, nous considérons que trois pistes sont à explorer : l'environnement, le ligament et le nombre de cycles de fatigue. D'après les éléments de la littérature, l'effet de l'environnement impacte la tenue des défauts internes : nous avons mis en évidence par l'analyse des faciès de rupture que l'environnement d'une porosité n'est pas celui de l'air ambiant. L'absence de ligament sur le défaut interne peut aussi être un facteur explicatif : nous avons montré la grande criticité de cet élément. Pour finir, le nombre de cycles de fatigue a également une influence, en effet, l'analyse de la littérature met en évidence que des amorçages internes arrivent dans le domaine de la HCF ou de la VHCF. Or les essais ont été effectués à 10^6 cycles, à la limite probable du phénomène d'amorçage interne.

VII. Modélisation de la tenue en fatigue du joint en présence de porosités

Dans le Chapitre VI, les résultats expérimentaux des défauts sollicités en fatigue (interaction défaut/défaut, interaction défaut/surface et effet de taille de défaut) ont été exposés. Dans cette partie, ces résultats sont analysés via des critères de fatigue. Le critère de fatigue non local, associé à sa stratégie d'identification, sera étudié et discuté. Confiant en la capacité de prédiction du critère, il servira comme outil d'analyse afin d'apporter des éléments de compréhension plus fondamentaux sur la thématique de l'effet de l'hétérogénéité des contraintes.

Une fois les modélisations présentées, chaque type de défaut sera étudié sous trois axes : la valeur locale des contraintes, l'identification des critères de fatigue et leur analyse.

VII.1 Base de données

Comme nous l'avons vu dans la Partie VI.3.2, pour le TA6V soudé le seuil de non amorçage étant confondu avec le seuil de non propagation, l'hypothèse de Murakami et Endo n'est pas vérifiée [Murakami et Endo, 1983]. L'approche \sqrt{aire} n'est donc pas adaptée pour quantifier une interaction entre deux défauts pour ce matériau.

Pour tenter de quantifier l'interaction entre deux défauts (interaction défaut/défaut), mais aussi l'interaction entre un défaut et la surface libre (interaction défaut/surface), des critères de fatigue vont donc être employés. Dans cette partie, nous avons fait le choix de considérer l'hétérogénéité des contraintes uniquement avec le critère σ^{**} , en effet, il nous semble qu'il est le plus à même de décrire l'effet de l'hétérogénéité des contraintes sur la fatigue. Ainsi, les critères de fatigue sont : $\sigma_{cr-locale}$ et σ^{**} . En plus de la quantification : défaut/défaut et défaut/surface, nous cherchons à confronter la stratégie d'identification des paramètres du critère σ^{**} (Partie V.3), dont l'hypothèse phare est l'indépendance des paramètres de non-localité au type de concentrateur. Pour cela, quatre types de concentrateurs très différents sont étudiés : défaut artificiel par fraise en vitesse rapide, défaut artificiel par foret en vitesse lente, défaut artificiel par foret en vitesse rapide et porosité naturelle. Le détail des modèles réalisés est présenté dans le Tableau VII-1.

Type de concentrateur	Base de données	Effet : taille de défaut ou interaction	Nombre de modèles
Fraise artificiel <i>vitesse rapide</i>	Fraise	Taille de défaut	22 dont 9 fraises, 5 de 800:400, 4 de 800:800, 3 de 1000:200, 1 de 400:200
	800:400	Interaction défaut/défaut	
	800:800	Interaction défaut/défaut	
	1000:200	Interaction défaut/défaut	
	400:200	Interaction défaut/défaut	
Porosité naturelle	Porosité	Interaction défaut/surface	14
Foret artificiel <i>vitesse lente</i>	Foret, lente	Taille de défaut	4
Foret artificiel <i>vitesse rapide</i>	Foret, rapide	Taille de défaut	1

Tableau VII-1 : Répartition des cas étudiés par type de défauts.

VII.2 Modèle élément fini

Afin de simplifier l'étude, l'intégralité d'une éprouvette n'est pas modélisée. Nous avons fait le choix de placer les défauts causes de la rupture dans un volume rectangulaire. Afin de traduire l'effet qu'ont la surépaisseur du cordon et les désalignements sur le défaut, la contrainte appliquée aux extrémités du rectangle est celle du centre de gravité du défaut et non la contrainte macroscopique appliquée sur l'éprouvette. Un exemple de modélisation est présenté en Figure VII-1.

L'unique axe de symétrie du rectangle a été exploité afin de réduire la taille du modèle, il correspond au plan de normale x , passant au centre des défauts en Figure VII-1. Les dimensions du rectangle doivent permettre de traduire un « milieu infini » autour du défaut, c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'influence de la taille du volume sur le champ de contraintes proche du défaut. C'est pourquoi, suivant l'axe y , la taille du modèle est de $5d$; et suivant les axes x et z , de $2,5d$. Le paramètre d est le diamètre effectif du défaut, pour rappel, il correspond au diamètre de la sphère qui englobe les défauts. Ces grandeurs de $5d$ et $2,5d$ proviennent de règles utilisées dans le laboratoire afin de traduire un milieu infini, aucune vérification n'a été réalisée dans cette étude.

Le maillage du volume est effectué en élément triangle quadratique nommé C3D10 dans Abaqus. Afin d'obtenir un champ de contraintes de bonne qualité tout en réduisant la taille du modèle, trois zones de mailles ont été réalisées, elles sont représentées en Figure VII-1. La première zone correspond au ligament. Pour les défauts en interaction, la taille de maille choisie est de $5 \mu\text{m}$ soit environ 4 éléments dans l'épaisseur pour les plus petits ligaments. Pour les défauts en interaction avec la surface, la taille de ligament peut atteindre $1 \mu\text{m}$, c'est pourquoi, pour ces cas, la taille de maille dans la zone du ligament est de $0,5 \mu\text{m}$, soit 2 éléments dans la zone la plus fine. La seconde zone est un rectangle englobant les défauts, la taille de maille choisie est de $1/20$ du diamètre du plus petit des défauts. Cette règle de maillage permet d'avoir une bonne description tout en ayant un faible nombre d'éléments. Elle provient de règles utilisées dans le laboratoire. Pour finir, la troisième zone est composée d'un gradient de tailles de maille qui finit par atteindre aux extrémités une taille d'environ $0,5d$.

Les contraintes de Mises dans les zones ligamentaires étant élevées avec un comportement élastique, **nous avons choisi d'utiliser le comportement élasto-plastique pour tous les modèles de l'étude**. En effet, la modélisation avec un modèle élastique n'offre aucune capacité de prédiction au critère. Le

comportement élasto-plastique utilisé est présenté dans la Partie II.5.1. Afin de relaxer les contraintes dans les zones surchargées, un nombre de cycles minimum est requis. La stabilisation des contraintes se produit entre 10 et 100 cycles de chargement.

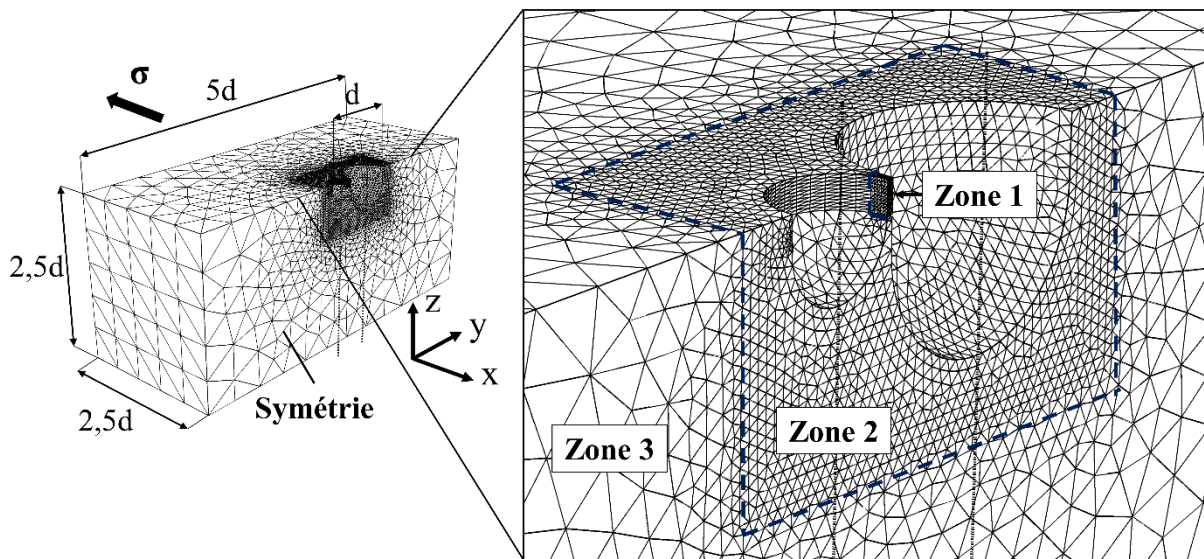


Figure VII-1 : Règles de modélisation (Éprouvette TWs4_6, composée de deux défauts de tailles 800 μm et 400 μm).

VII.3 Stratégie d'identification

Identification du paramètre α_{cr}

Le paramètre α_{cr} étant peu dépendant de la microstructure, sa valeur de 1,3 est inchangée, pour plus de détail sur son obtention, consulter la Partie V.3 .

Identification du paramètre β_{cr}

Pour les quatre types de défauts, une identification du paramètre β_{cr} est requise. Pour le type de porosité naturelle, nous supposons que la valeur susceptible d'être prise par β_{cr} est comprise entre 404 MPa et 623 MPa. Cet intervalle a été obtenu via un encadrement par le bas, par le métal de base ; et par le haut, par une microstructure martensitique (Partie V.3). A noter, l'encadrement a été uniquement réalisé sur un critère microstructural.

Pour les défauts artificiels, cet encadrement n'est pas adapté car la microstructure du joint n'est pas le seul facteur d'influence. En effet, dans la Partie VI.2, nous avons mis en évidence que le procédé d'usinage crée localement : un état de surface, des contraintes résiduelles et une microstructure, ces paramètres ayant un effet très marqué sur la sensibilité du défaut à la fatigue. Au regard de l'extrême complexité de ces facteurs, il nous est impossible de donner un encadrement de β_{cr} pour les défauts artificiels.

Stratégie d'identification

La stratégie d'identification établie dans la Partie V.3 est la suivante : dans un premier temps, les paramètres de non-localité sont déterminés, ils sont obtenus sur la base de données possédant le plus de « morphologies », pour un même type de concentrateur. Ce choix permet d'obtenir le paramètre de non-localité le plus fiable. Nous faisons l'hypothèse que ces paramètres sont indépendants du type de concentrateur, et donc applicables à tous types de concentrateurs. Dans un second temps, β_{cr} est identifié pour chaque type de concentrateur, il possède donc une grande partie de leur information.

La base de données possédant les morphologies les plus variées est le type fraise artificiel en vitesse rapide, en effet, elle est composée de 22 modélisations, dont 13 avec des défauts en interaction (Tableau VII-1). Les paramètres de non-localité seront donc identifiés sur cette base, ils seront ensuite utilisés pour les autres types de défauts.

Le choix de modélisation, c'est à dire le comportement du matériau utilisé - élastique ou élasto-plastique - et la géométrie - idéalisée ou réaliste - impacte le champ de contrainte locale, c'est pourquoi, une nouvelle identification est requise pour tout nouveau choix de modélisation. Dans cette partie, un unique choix de modélisation est fait : le comportement élasto-plastique du matériau avec géométrie idéalisée, il existe donc une seule identification des paramètres du critère. Toutefois pour les défauts réalisés par foret, nous avons été contraints de privilégier la géométrie réaliste, du fait des nombreuses irrégularités géométriques, tout en conservant les mêmes paramètres d'identification. Cette adaptation nous semble légitime car pour les porosités naturelles et les défauts fraisés, les deux types de géométries – idéalisée et réaliste - sont similaires.

VII.4 Défaut artificiel « fraise »

VII.4.1 Valeur locale des contraintes, fraise

La localisation de la valeur locale maximale de Crossland a été analysée pour les défauts isolés et les défauts en interaction : pour les défauts isolés, la contrainte maximale est située sur la partie basse du cylindre (Figure VII-2, b) ; pour les défauts en interaction, elle est située sur cette même zone et sur le plus petit des deux défauts (Figure VII-2, b).

Une analyse des faciès de rupture des 22 défauts a été réalisée, des exemples pour un défaut isolé et pour des défauts en interaction sont présentés respectivement en Figure VII-3 et Figure VII-4, cette analyse a permis de localiser les sites d'amorçage présumés des fissures. Nous avons mis en évidence que la valeur locale de Crossland permettait de localiser le site d'amorçage des défauts isolés et en interaction. Ce constat vient compléter ceux obtenus sur le raccordement de joint soudé.

Les points défauts isolés et en interaction sont présentés dans le diagramme de Crossland (Figure VII-2, a), en plus de ceux-ci, les points obtenus sur éprouvettes lisses en métal de base avec différents rapports de charge par Lanning sont affichés. La droite qui passe par l'origine, correspondant à la relation linéaire entre les grandeurs $\sqrt{J_{2,a}}$ et $J_{1,max}$ en contrainte nominale à $R=0,1$, est aussi tracée. Les points défauts isolés et en interaction étant confondus avec la droite, il y a donc peu de changement de tri axialité. Toutefois, un regroupement composé de quatre éprouvettes (TW10_8, TWs4_6, TWs9_8 et TW8_6) est désaxé par rapport à la droite. Il correspond à des configurations bien spécifiques en termes de rapports de taille ($d2/d1$) et de taille de ligament. En effet, parmi les trois rapports de taille : 1, 1/2 et

1/5, seuls les rapports différents de 1 sont représentés, et pour les ligaments, il s'agit des plus petits. La tri axialité des contraintes dépend donc du rapport de taille entre les défauts en interaction et la taille du ligament.

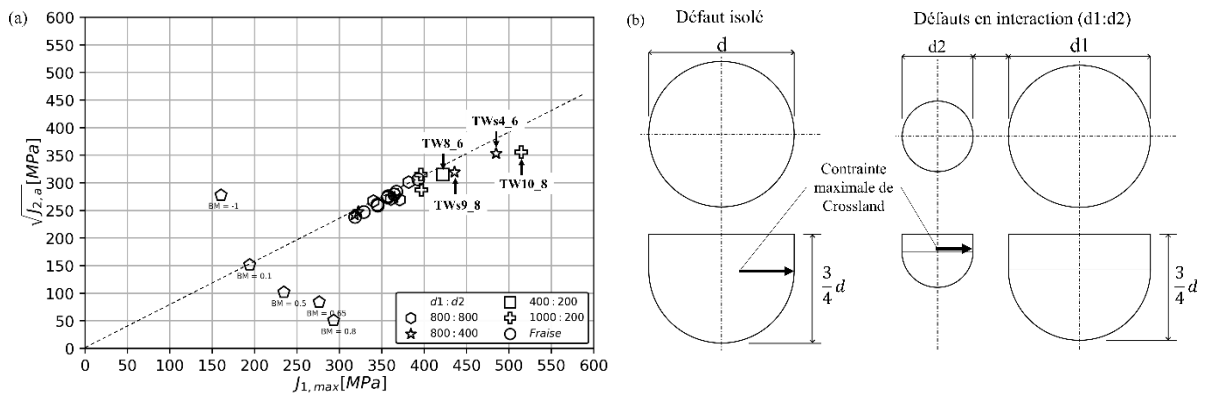


Figure VII-2 : (a) Diagramme de Crossland ; (b) Localisation de la contrainte maximale de Crossland : défaut isolé, défauts en interaction.

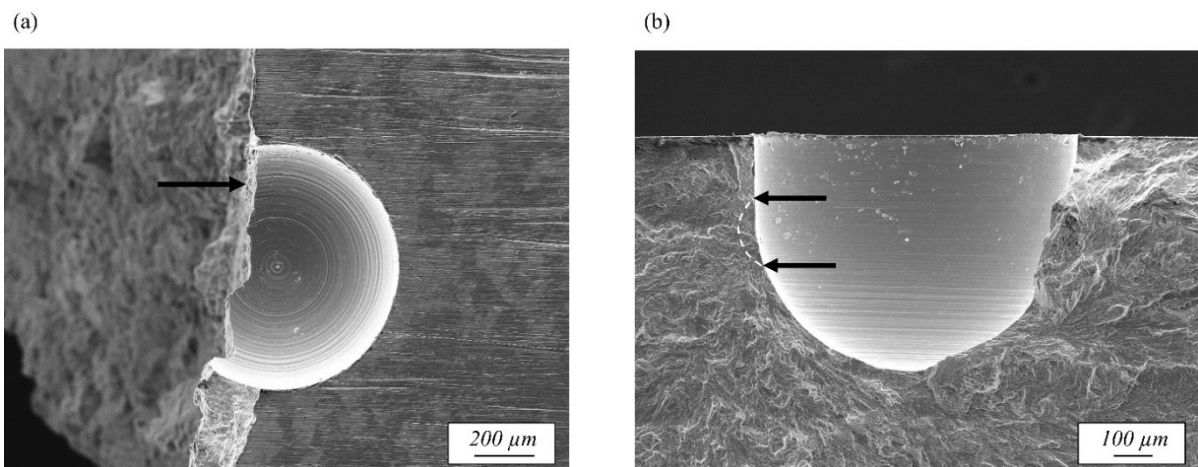


Figure VII-3 : Image MEB d'un défaut isolé de diamètre 800 µm (éprouvette TWs4_8) : (a) Vue de dessus ; (b) Vue de la zone d'amorçage.

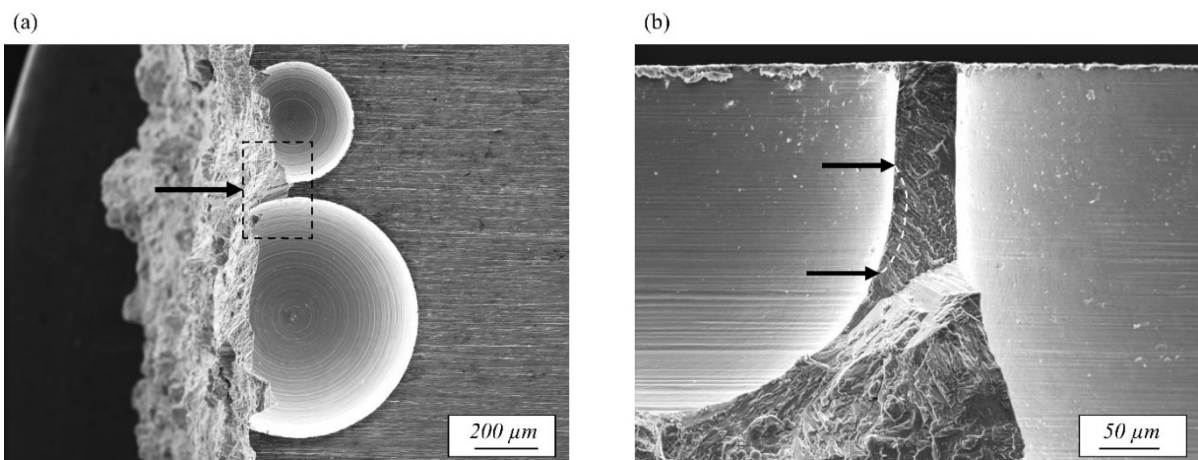


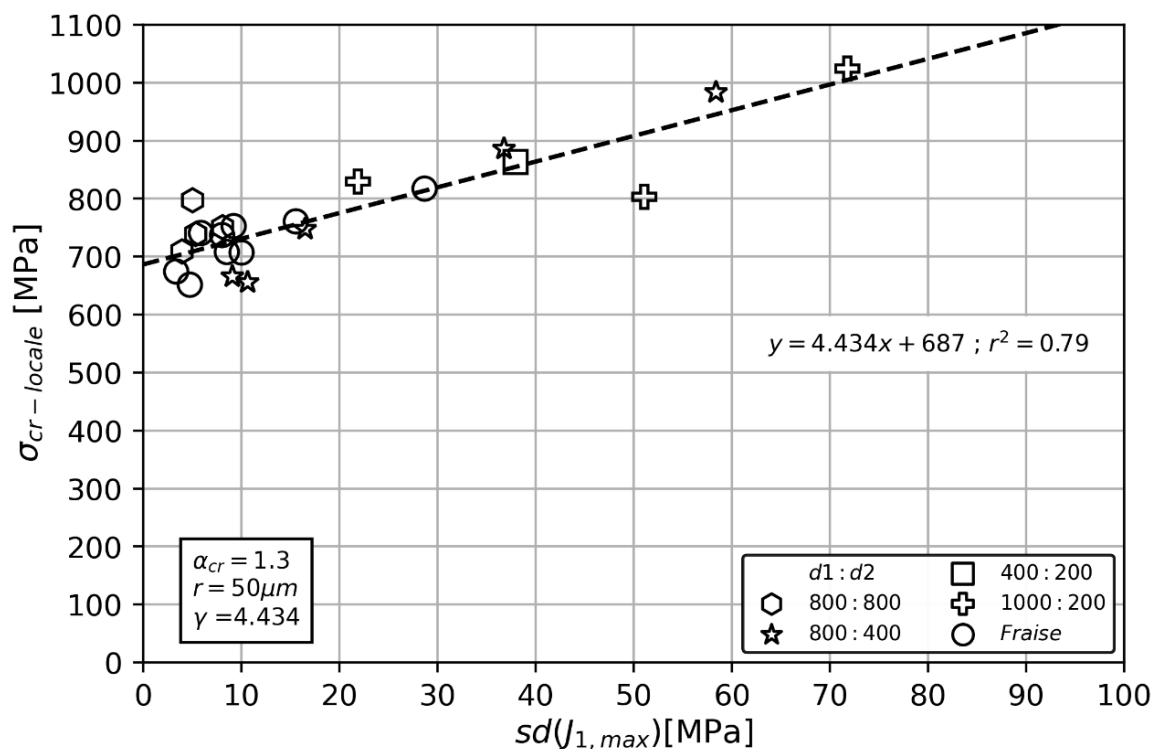
Figure VII-4 : Image MEB de défauts en interaction 800:400 taille de ligament 48 µm (éprouvette TWs9_8) : (a) Vue de dessus ; (b) Vue de la zone d'amorçage.

VII.4.2 Identification, fraise

L'identification des paramètres des critères de fatigue : $\sigma_{cr-locale}$ et σ^{**} a été obtenue sur la base de données « Fraise artificiel, *vitesse rapide* ». Pour la valeur locale, le paramètre β_{cr} est la moyenne des contraintes locales acquises sur l'intégralité des modèles. Pour le critère σ^{**} , la grandeur $sd(J_{1,max})$ est obtenue pour les rayons d'intégration de 30 μm , 40 μm , 50 μm et 100 μm ; pour chaque modèle. Pour chaque rayon, un diagramme : $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ est tracé, et une interpolation linéaire est réalisée. Le meilleur coefficient de corrélation est obtenu pour un rayon de 50 μm (Figure VII-5), les autres paramètres du critère sont calculés pour ce rayon, ils sont présentés dans le Tableau VII-2. Le rayon d'intégration optimal est de 50 μm , il met en évidence que l'hétérogénéité des contraintes à considérer afin de capter la sensibilité à la fatigue est très localisée. Ce constat vient appuyer le fait que les éléments pilotant la fatigue du TA6V soudé sont très localisés. Le choix d'utiliser le critère σ^{**} et non pas σ^* dans cette partie, vient de la meilleure corrélation de σ^{**} sur cette base de données. En effet, la corrélation pour σ^* est de 0,74 contre 0,79 pour σ^{**} .

Type de concentrateur	$\sigma_{cr-locale}$		σ^{**}	
	β_{cr} [MPa]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []
Fraise artificiel <i>vitesse rapide</i>	773	687	50	4,434

Tableau VII-2 : Identification, fraise.

Figure VII-5 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de 50 μm .

VII.4.3 Critère de fatigue, fraise

Afin d'utiliser le critère de fatigue σ^{**} , l'usage de l'écart-type doit au préalable être justifié, comme nous l'avons développé dans la Partie IV.2.3.1. Nous observons deux types de distributions des contraintes dans le domaine d'intégration : des symétriques et des non symétriques. Ainsi, la

comparaison de la valeur de l'écart-type n'est pas pleinement justifiée, mais cela ne semble pas être préjudiciable au regard des erreurs produites par le critère σ^{**} . En effet, l'intervalle de l'erreur commise par la valeur locale est de 49% tandis que pour le critère σ^{**} elle est de 29%, soit une réduction du domaine de 20% (Figure VII-6). Ainsi, **pour capturer l'effet de la taille du défaut et l'effet d'interaction entre deux défauts, l'hétérogénéité du champ de contraintes doit être considérée.**

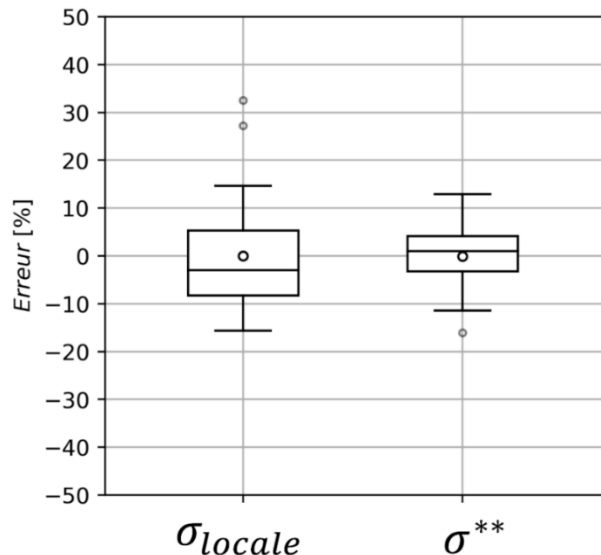


Figure VII-6 : Erreurs commises par les critères de fatigue pour les 22 modèles défaut fraisé. Les critères sont identifiés avec les paramètres du Tableau VII-2.

VII.4.3.1 Considération de l'hétérogénéité des contraintes pour l'interaction défaut/défaut et effet de taille de défaut

Nous allons analyser séparément les différentes entités, 800:400, 800:800, 1000:200 et défaut isolé, présentes dans cette base de données « Fraise ». Ceci a pour but de donner plus de précisions sur les configurations où l'hétérogénéité de contraintes est à considérer, c'est à dire les cas où la valeur locale de Crossland est un indicateur trop pauvre. Pour cela, le diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de 50 μm est utilisé comme outil d'analyse.

Interaction défaut/défaut

L'entité 800:400 possède cinq points expérimentaux couvrant un vaste panel de tailles de ligament : de 0,03dmax à 0,3dmax, soit un rapport entre les extremum d'un facteur 10. Les points expérimentaux de la limite de fatigue en fonction de la taille du ligament sont placés sur la Figure VII-7, a. Pour ces mêmes points, le diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ est tracé en Figure VII-7, b. Pour les éprouvettes possédant une petite taille de ligament - inférieure à 0,15dmax - les valeurs prises par $sd(J_{1,max})$ sont relativement élevées. A partir d'une taille de ligament supérieure à 0,15dmax, $sd(J_{1,max})$ atteint une saturation. A noter, la taille de ligament de 0,15dmax correspond à une taille très petite. Ainsi, pour l'entité 800:400, l'hétérogénéité des contraintes doit impérativement être considérée pour les petites tailles de ligament, inférieures à 0,15dmax.

VII Modélisation de la tenue en fatigue du joint en présence de porosités

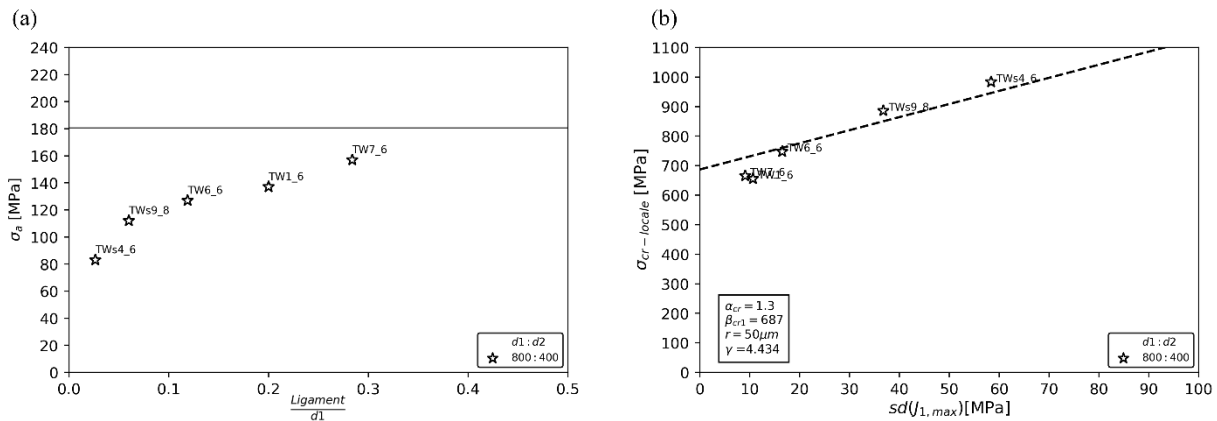


Figure VII-7 : Défauts en interaction 800:400, au nombre de cinq ; (a) Limite de fatigue expérimentale fonction de la taille du ligament ; (b) Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de 50 μm .

Afin de pouvoir analyser l'effet du rapport de taille, le petit défaut de 400 μm de l'entité 800:400, a été remplacé par un défaut de 800 μm , formant ainsi l'entité 800:800. Elle est composée de quatre points, de tailles de ligament comprises entre 0,07 d_{max} et 0,51 d_{max} (Figure VII-8, a). La Figure VII-8, b met en évidence que, quelle que soit la taille du ligament, même inférieure à 0,15 d_{max} précédemment obtenue, la grandeur $sd(J_{1,max})$ est quasiment inchangée. Il semblerait que, pour deux défauts de même taille, la contrainte dans la zone du ligament soit relativement homogène. Ainsi, pour l'entité 800:800, l'hétérogénéité des contraintes n'a pas besoin d'être considérée, et cela pour n'importe quelle taille de ligament.

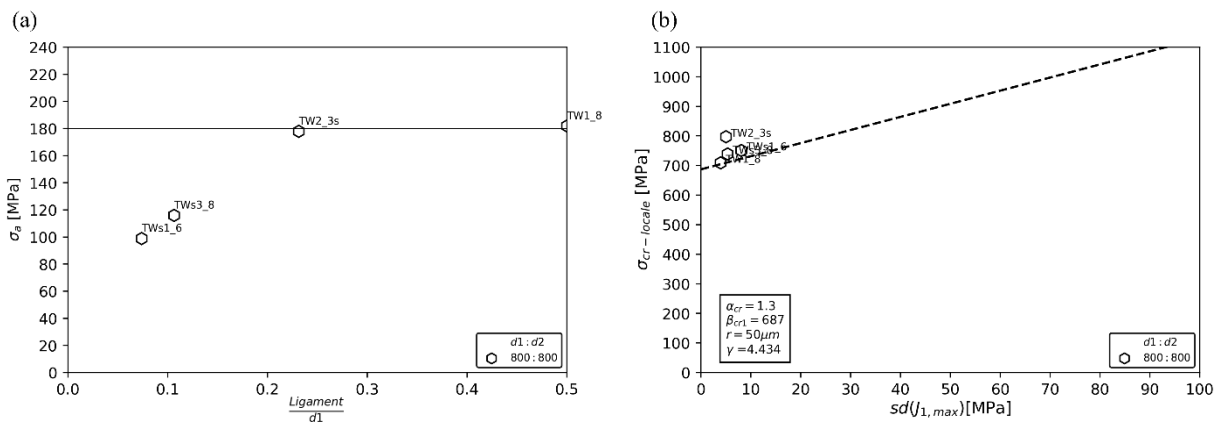


Figure VII-8 : Défauts en interaction 800:800, au nombre de quatre : (a) Limite de fatigue expérimentale fonction de la taille du ligament ; (b) Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de 50 μm .

L'effet de l'hétérogénéité du champ de contraintes semble être impacté par le rapport de taille des défauts mis en jeu dans l'interaction. C'est pourquoi, afin d'exacerber au maximum l'effet du rapport de taille, l'entité 1000:200 a été réalisée, le rapport est de 1/5. Cette base de données possède trois éprouvettes dont la taille de ligament est comprise entre 0,02 d_{max} et 0,2 d_{max} (Figure VII-9, a). Quelle que soit l'éprouvette considérée, le paramètre $sd(J_{1,max})$ est relativement élevé. Ainsi, pour l'entité 1000:200, l'hétérogénéité des contraintes a besoin d'être considérée, et cela quelle que soit la taille du ligament.

VII Modélisation de la tenue en fatigue du joint en présence de porosités

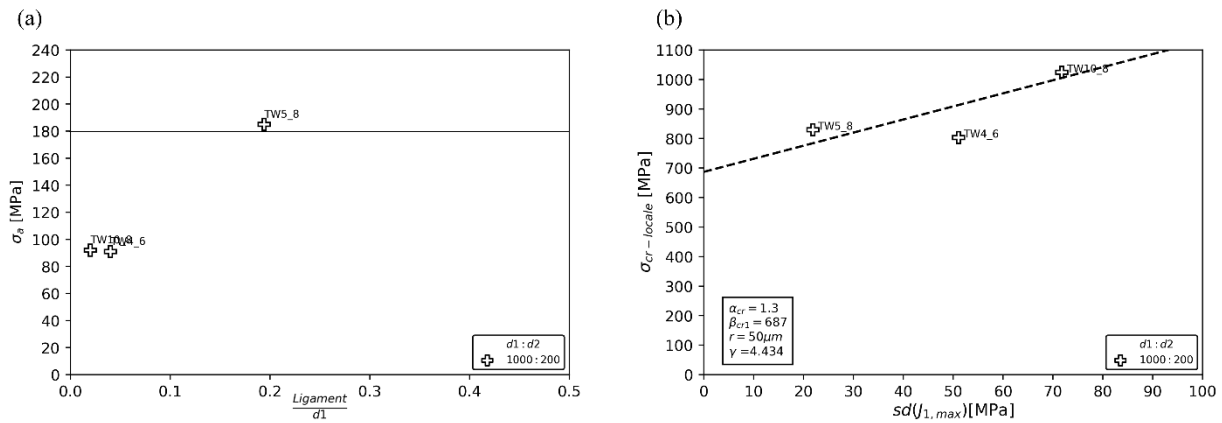


Figure VII-9 : Défauts en interaction 1000:200, au nombre de trois ; (a) Limite de fatigue expérimentale fonction de la taille du ligament ; (b) Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de 50 μm .

Une synthèse de ces trois types d'interactions peut être formulée : **plus le rapport de taille entre deux défauts est important, plus il est fondamental de capter l'hétérogénéité des contraintes dans un critère de fatigue.** Ainsi, pour le rapport de 1, quelle que soit la taille du ligament, l'hétérogénéité des contraintes n'a pas besoin d'être considérée ; pour le rapport 1/2, l'hétérogénéité des contraintes doit être prise en compte pour les petites valeurs de ligament ; et pour les rapports supérieurs à 1/2 l'hétérogénéité des contraintes doit être considérée pour n'importe quelle taille de ligament.

Effet de taille de défaut

Des défauts isolés, de diamètres compris entre 200 μm et 2000 μm , au nombre de neuf, ont fait l'objet d'une étude. Les limites de fatigue obtenues expérimentalement sont présentées dans la Figure VII-10, a. Pour ces mêmes points, le diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ est tracé en Figure VII-10, b. Ce dernier met en évidence que le paramètre $sd(J_{1,max})$ est relativement élevé pour les petits diamètres et atteint une saturation à partir du diamètre de 600 μm . Ainsi, **pour les petites tailles de défaut, l'hétérogénéité des contraintes a besoin d'être considérée.**

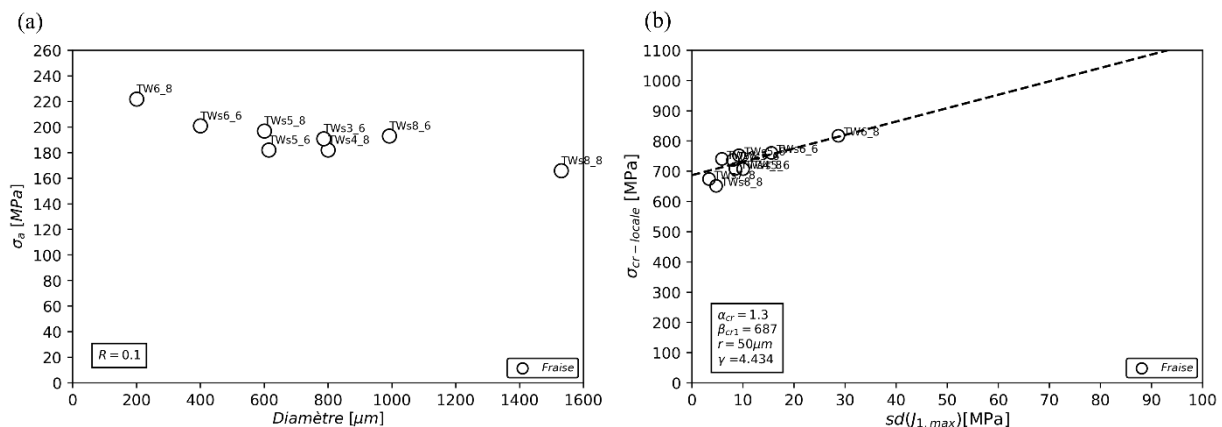


Figure VII-10 : Défauts sans interaction de diamètres compris entre 200 μm et 2000 μm , au nombre de neuf ; (a) Limite de fatigue expérimentale fonction de la taille du ligament ; (b) Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour un rayon d'intégration de 50 μm .

Le jeu de paramètres utilisé dans le critère σ^{**} est unique pour traiter les problématiques d'effet de taille de défaut et d'interaction défaut/défaut. A noter, l'effet de taille de défaut a largement été balayé car les diamètres sont compris entre 200 μm et 2000 μm . L'interaction défaut/défaut a elle aussi été exacerbée par des rapports de taille de : 1, 1/2 et 1/5. Or, ce jeu de paramètres unique permet d'obtenir des erreurs faibles et indépendantes de l'effet traité. **Cela laisse à penser que quel que soit le problème traité - effet de taille de défaut ou interaction défaut/défaut - l'hétérogénéité des contraintes est de même nature.**

VII.5 Porosité naturelle

Dans cette partie, 14 modèles de porosités naturelles ont été réalisés. Bien que l'origine de la rupture provienne d'une porosité, le voisinage vu par celle-ci peut être différent, cela impacte : la tri axialité des contraintes, la capacité de prédiction... Afin d'avoir une analyse et une discussion claires, quatre familles de modèles ont été considérées : Ligament nul, Ligament, Sans ligament et Cluster. Le détail est donné dans le Tableau VII-3.

Familles de modélisation	Caractéristique	Abréviation	Nombre de modèles
Ligament nul	Ligament =1 μm	LN	7
Ligament	Ligament >11 μm	L	5
Sans ligament	Sans ligament	SL	1
Cluster	Cluster de défauts	C	1

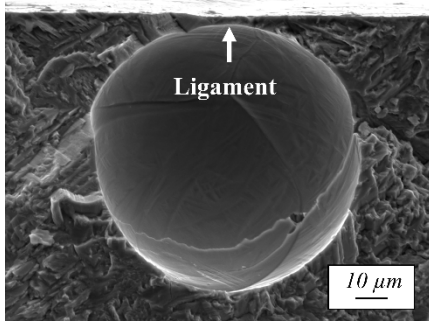
Tableau VII-3 : Familles de modèles.

La famille « Ligament nul », notée LN, possède 50% des modèles. Elle est composée des modélisations des éprouvettes dont la taille de ligament n'a pas pu être correctement quantifiée par le faciès de rupture, car trop petite. Un exemple est donné en Figure VII-11 sur un faciès de rupture. Nous avons fait le choix, pour cette famille d'imposer un ligament d'1 μm sur le modèle numérique. Dans cette famille, les porosités causes de la rupture en fatigue sont de diamètres compris entre 56 μm et 106 μm , ce qui est petit par rapport aux 14 autres porosités. L'éprouvette TW3_1 est toutefois une exception à cette famille, sa taille est de 225 μm .

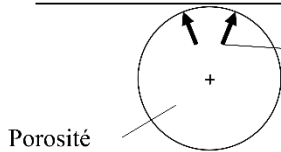
La seconde famille de modélisation est « Ligament », notée L, elle possède 35% des modèles. Elle est composée des modélisations des éprouvettes dont la taille de ligament a pu être correctement quantifiée, sur le faciès de rupture, un exemple est donné en Figure VII-11. La taille minimale d'un ligament est de 11 μm , ce qui est bien plus important que ceux de la famille Ligament nul.

Les deux dernières familles sont composées chacune d'une éprouvette, elles correspondent aux familles : « Sans ligament » (SL) et « Cluster » (C), dont les faciès de rupture sont présentés en Figure VII-11. Ces familles portent le nom de leur caractéristique.

Famille : Ligament nul (LN)

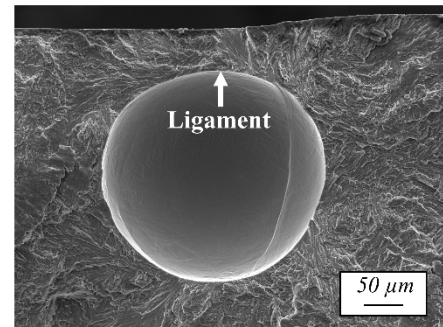


Surface libre

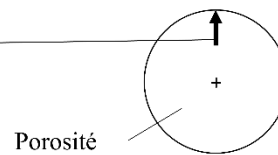


Contrainte maximale de Crossland

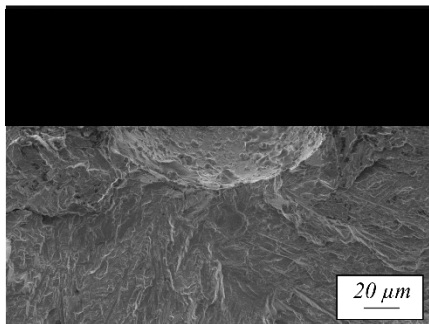
Famille : Ligament (L)



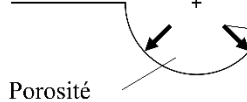
Surface libre



Famille : Sans ligament (SL)

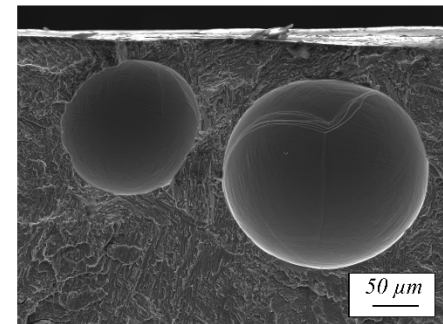


Surface libre



Contrainte maximale de Crossland

Famille : Cluster (C)



Surface libre

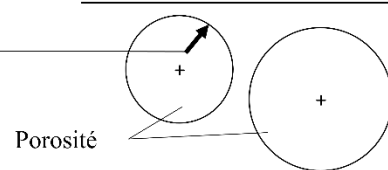


Figure VII-11 : Quatre familles de modèles : Ligament nul, Ligament, Sans ligament et Cluster.

VII.5.1 Valeur locale des contraintes, porosité

Le diagramme de Crossland en Figure VII-12, met en évidence qu'il existe deux groupes, un premier composé des familles L, SL, C et un second, plus haut dans le diagramme, composé de la famille LN. Ces deux groupes distincts ne peuvent pas être expliqués par la microstructure ou les contraintes résiduelles, comme nous l'avons montré dans la Partie VI.1. Ils mettent en évidence qu'une valeur locale des contraintes, en tant que critère de fatigue, est une information pauvre.

La formation du groupe LN, due à des contraintes locales plus importantes, est attribuée à la géométrie particulière de cette famille. En effet, pour ces modèles, la taille du ligament est très fine : 1 μm. A noter,

pour cette taille de ligament, la contrainte maximale de Crossland n'est pas située sur la partie la plus fine mais sur les extrémités proches, comme le montre la Figure VII-11. Cela est dû à l'utilisation d'un comportement élasto-plastique, relaxant les contraintes dans la zone du ligament. Au sein de ce groupe, il existe une grande différence de tri axialité entre l'éprouvette TW3_1 et le reste des éprouvettes. Cette éprouvette a un diamètre de porosité deux fois supérieur aux autres, ainsi, en présence de petit ligament (1 μm), la tri axialité semble être fortement impactée par le diamètre de la porosité.

Pour le regroupement inférieur, les familles SL et L possèdent une tri axialité des contraintes proche, et cela bien que la position de la zone de contrainte maximale de Crossland soit différente. En effet, pour la famille L, la contrainte maximale est située sur le ligament en sa zone la plus fine, tandis que pour la famille SL, elle est située sur les côtés du défaut (Figure VII-11). Bien qu'appartenant au regroupement inférieur, la famille C est désaxée par rapport aux autres, cela met en évidence que la tri axialité entre un défaut isolé ou un cluster de défauts est différente. A noter, la localisation de la contrainte maximale est également différente (Figure VII-11).

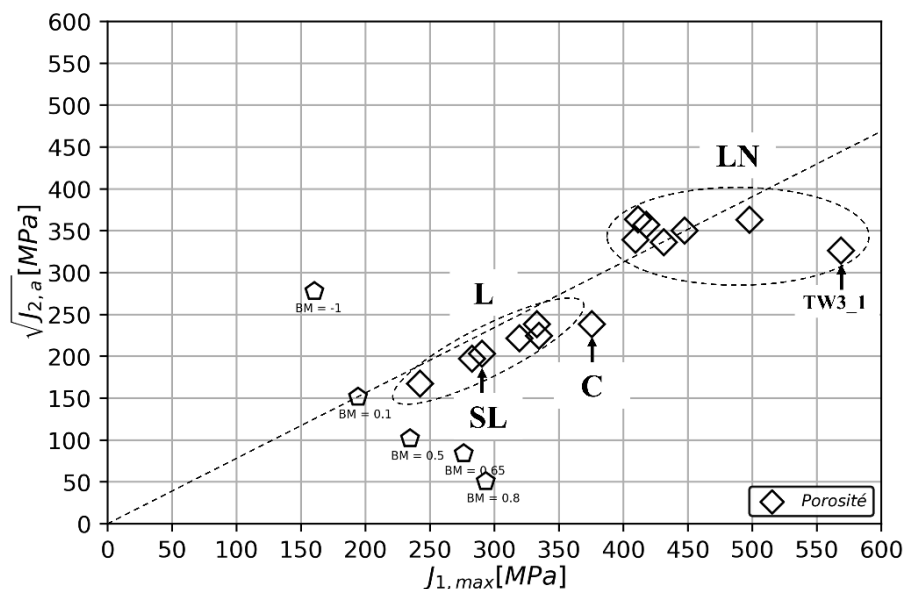


Figure VII-12 : Diagramme de Crossland, porosité naturelle.

VII.5.2 Identification, porosité

Pour la valeur locale de Crossland, l'unique paramètre à identifier est β_{cr} . Il est obtenu par la moyenne des contraintes des 14 éprouvettes. Or cette moyenne étant supérieure au seuil fixé de 623 MPa, ce dernier a été retenu.

Pour le critère σ^{**} , notre stratégie d'identification consiste à évaluer les paramètres de la partie non locale du critère de fatigue sur la base de données possédant les morphologies les plus riches (Partie VII.3). Cette base de données correspond aux défauts réalisés par fraisage. C'est pourquoi, les paramètres r et γ sont réutilisés, seul le paramètre β_{cr} est identifié afin de capter l'effet de la microstructure, des contraintes résiduelles et de l'état de surface de ce nouveau type de défaut (Tableau VII-4). La méthode permettant d'obtenir β_{cr} consiste à placer les 14 points dans le diagramme valeur locale de Crossland fonction de $sd(J_{1,max})$ pour un rayon d'intégration de 50 μm . Il faut ensuite interpoler

les points par une droite de coefficient directeur γ (Figure VII-13). L'ordonnée à l'origine correspond alors à β_{cr} .

Type de concentrateur	$\sigma_{cr-locale}$	σ^{**}		
	β_{cr} [MPa]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []
Fraise artificiel <i>vitesse rapide</i>	773	687	50	4,434
Porosité naturelle	623	494	50	4,434

Tableau VII-4 : Identification, porosité naturelle.

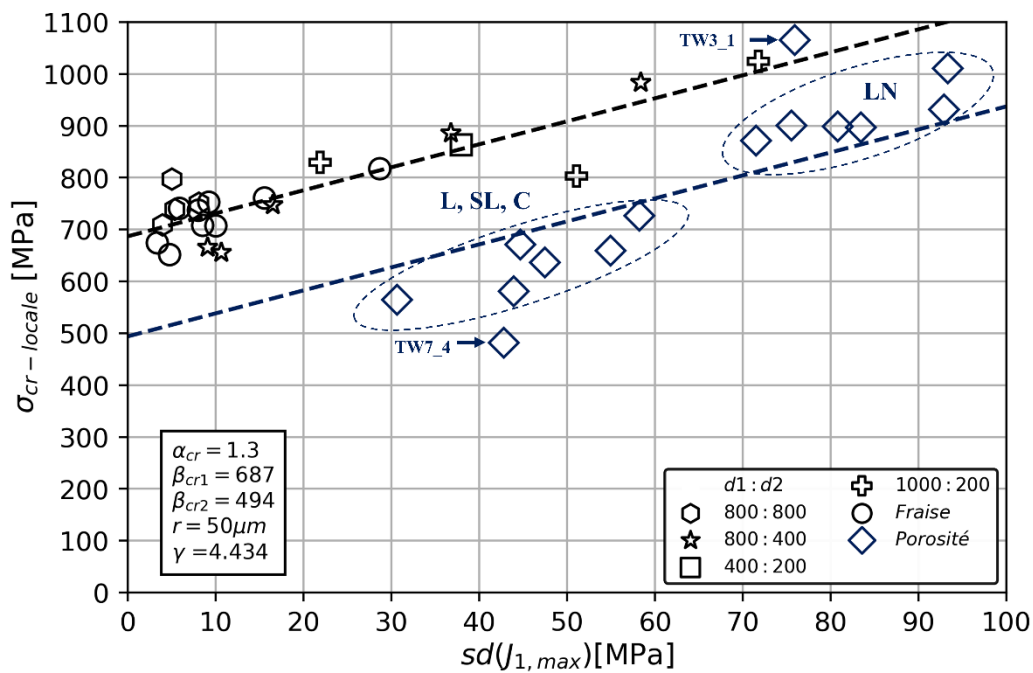


Figure VII-13 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de $50 \mu m$.

VII.5.3 Critère de fatigue, porosité

L'intervalle de l'erreur commise par la valeur locale est de 71%, cette valeur importante met en évidence qu'une valeur locale est trop pauvre pour décrire la tenue en fatigue des porosités naturelles. L'utilisation du critère σ^{**} permet de réduire cet intervalle de 28%, l'erreur σ^{**} est de 43% (Figure VII-14). La figure concerne les erreurs commises sans les éprouvettes TW3_1 et TW7_4 car elles présentent des traces d'interaction entre les défauts et la microstructure. Leurs résultats seront détaillés ultérieurement. Ainsi, **pour capter l'effet d'interaction entre un défaut et la surface, l'hétérogénéité du champ de contraintes doit être considérée**. A noter, l'utilisation de l'écart-type présent dans σ^{**} est pleinement justifiée au regard de la répartition des contraintes dans le volume d'intégration.

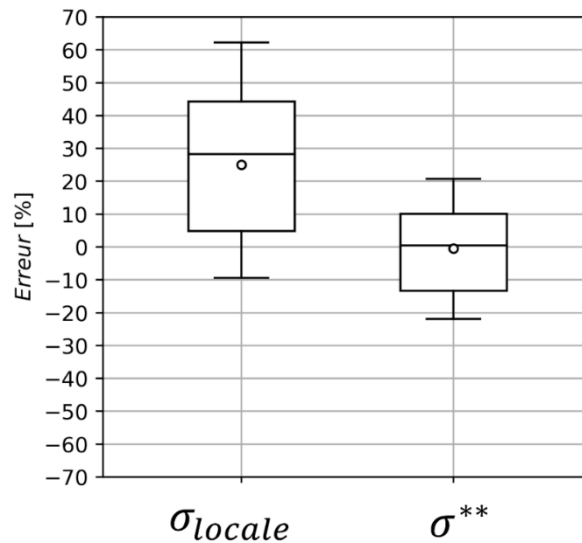


Figure VII-14 : Erreurs commises pour les éprouvettes amorçant en porosité naturelle, sans les éprouvettes TW3_1 et TW7_4.

Dans le diagramme de Crossland pour les porosités naturelles (Partie VII.5.1), nous avons mis en évidence qu'il existait deux groupes distincts, composés respectivement des familles L, SL et C ; et de la famille LN. Au regard de la diminution de l'intervalle des erreurs, due à l'utilisation de σ^{**} , l'utilisation de ce critère a permis de réunir les deux groupes. Cela signifie que l'origine de ces deux groupes provient de l'hétérogénéité des contraintes. Toutefois, nous constatons en Figure VII-13, que le groupe composé des familles L, SL et C est sous la courbe d'interpolation, et le groupe composé de la famille LN est au-dessus de la courbe. Ainsi, le critère de fatigue non local, permet certes une réunification mais celle-ci n'est que partielle, le signe de l'erreur commise par le critère σ^{**} dépend de la famille considérée. Cette limite pourrait avoir deux pistes d'explication : le critère de fatigue (écriture et identification) ou la modélisation Élément Fini (EF) (comportement matériau et géométrie), mais nous ne sommes pas en mesure de définir la voie d'interprétation à privilégier.

L'élément qui a permis d'augmenter la capacité de prédiction de la tenue en fatigue est lié à l'utilisation de $sd(J_{1,max})$. Il est obtenu sur la série des contraintes $J_{1,max}$ présentes dans le volume d'intégration. Un défaut est composé d'une zone mécaniquement chargée et d'autres zones déchargées, or comme la taille du défaut est relativement proche de la taille du domaine d'intégration, une partie des contraintes de la zone d'intégration est mécaniquement déchargée. Un exemple est donné en Figure VII-15, il met en évidence qu'une partie non négligeable des contraintes de la série est peu chargée. Ainsi, **il semblerait que ce soient les zones déchargées mécaniquement, présentes dans $sd(J_{1,max})$, qui aient permis d'augmenter la capacité de prédiction de la tenue en fatigue.** Ce constat vient compléter celui fait sur les éprouvettes entaillées qui mettait en évidence qu'une partie non négligeable des contraintes de la zone d'intégration était peu chargée. C'est pourtant bien avec ces zones déchargées que le critère arrive à décrire finement la tenue en fatigue en présence de singularités géométriques. Ces constats permettent de donner une piste de réflexion pour la question fondamentale : « *Les zones peu chargées mécaniquement participent-elles au mécanisme de fatigue ?* ». De manière contre-intuitive il semblerait que « oui », cette piste d'interprétation sera développée dans la Partie VIII.2.1.

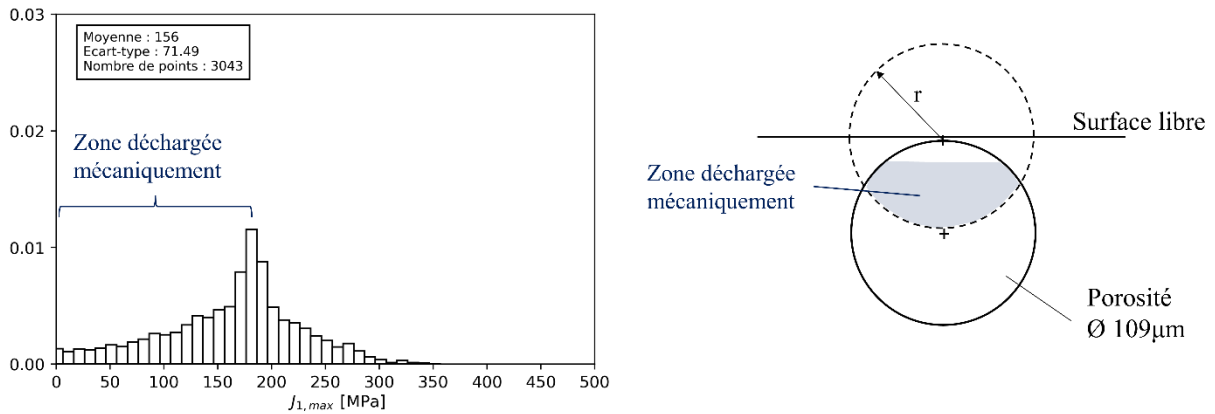


Figure VII-15 : Zone déchargée mécaniquement dans le calcul de l'écart-type (éprouvette TW7_7).

Dans la Partie VI.1.2.5, nous avons mis en évidence que deux éprouvettes nommées TW3_1 et TW7_4 possèdent des signes d'interaction entre les défauts et la microstructure. Nous allons discuter de la capacité de prédiction des critères pour ces deux éprouvettes. Pour l'éprouvette TW7_4, les deux critères sont non conservatifs (Tableau VII-5). La diminution de -41% pour le critère σ^{**} met en évidence qu'un élément de la microstructure peut clairement impacter la sensibilité du défaut à la fatigue. Comme la microstructure proche du défaut ne peut pas être connue, l'industriel doit considérer une marge de sécurité. L'éprouvette TW3_1, qui en plus de posséder des signes d'interaction, est composée d'une porosité d'un diamètre deux fois supérieur à ceux de sa famille, semble surévaluer les contraintes locales. La modélisation ne paraît pas adaptée pour ce type de défaut qui allie une porosité de grande taille avec un petit ligament.

Éprouvette	$\sigma_{cr-locale}$ [%]	σ^{**} [%]
TW3_1	71	48
TW7_4	-23	-41

Tableau VII-5 : Erreurs pour les éprouvettes possédant des signes d'interaction de la porosité avec la microstructure.

VII.6 Défaut artificiel « foret »

Dans cette partie, les défauts réalisés par foret sont étudiés à différentes vitesses d'usinage : rapide et lente. Pour rappel, la vitesse confère aux défauts une morphologie et un état de surface différents (microstructure, contraintes résiduelles ...), qui impactent la sensibilité du défaut à la fatigue (Partie VI.2.2.2.2).

Les objectifs de l'étude de ces deux types de défauts, foret à vitesse lente et foret à vitesse rapide, sont au nombre de deux. Le premier est de confronter la stratégie d'identification dont l'hypothèse phare est l'indépendance des paramètres de non-localité du critère au type de concentrateur. Pour cela, les paramètres de non-localité du critère σ^{**} , obtenus sur défauts fraisés, sont conservés et seul le paramètre β_{cr} est identifié pour chaque type de défaut. Les erreurs obtenues par cette stratégie et par une valeur locale de contraintes seront confrontées et discutées. Le second objectif est une analyse plus poussée permettant de répondre à la question « pourquoi la sensibilité à la fatigue des défauts fraisés et réalisés par foret est-elle différente ? », question à laquelle nous avons commencé à répondre dans la Partie VI.2.4.

Contrairement aux défauts réalisés par fraise possédant une morphologie dépourvue d'irrégularités, les défauts réalisés par foret ont des morphologies toutes différentes. Afin de bien séparer l'effet de la morphologie et l'effet du type du défaut, la morphologie de chaque défaut doit être considérée. C'est pourquoi, chaque éprouvette possède sa propre géométrie réaliste, deux exemples sont donnés en Figure VII-16, a et Figure VII-17, a. La méthode retenue pour obtenir un défaut réaliste est la suivante : une fois l'éprouvette rompue, le défaut cause de la rupture est scanné, puis un unique profil réaliste est extrait. Le modèle 3D représentatif est obtenu par la révolution de ce profil suivant l'axe d'usinage. Nous faisons donc l'hypothèse que le défaut possède une symétrie de révolution, ce qui est plausible pour un défaut obtenu par ce procédé de fabrication. La liste des éprouvettes étudiées est présentée dans le Tableau VII-6.

Type	Foret <i>Lente</i>	Foret <i>Rapide</i>
Diamètre min [μm]	200	800
Diamètre max [μm]	1500	800
Nombre	4	1

Tableau VII-6 : Modélisation 3D réaliste.

VII.6.1 Valeur locale des contraintes, foret

La morphologie du défaut est composée d'une partie supérieure cylindrique et d'une partie inférieure conique, plus ou moins saillante en fonction de la vitesse de coupe, des exemples en vitesse lente et rapide sont donnés respectivement en Figure VII-16 et Figure VII-17. L'étude de cinq modélisations nous a permis de constater que, quels que soient la vitesse d'usinage et le diamètre du foret, la valeur de la contrainte maximale de Crossland est située sur la partie cylindrique du défaut. Ainsi, la géométrie de la partie inférieure (conique ou sphérique) du défaut n'aurait pas d'impact sur la tenue de celui-ci. Ce constat est étayé par celui de la Partie VI.2.2.2.2, dans laquelle nous avons mis en évidence que les rivières de fatigue convergeaient sur la partie cylindrique et non conique ou sphérique du défaut. Ainsi, les différences de tenue mécanique constatées sur le diagramme de Kitagawa pour les trois types de défauts : fraise, foret vitesse lente et foret vitesse rapide (Figure VII-18, a) sont attribuables à la morphologie de la partie cylindrique et au type de défaut (contrainte résiduelle, microstructure et état de surface). A noter, la tri axialité des contraintes est relativement proche entre les différents types de défauts (Figure VII-18, b).

VII Modélisation de la tenue en fatigue du joint en présence de porosités

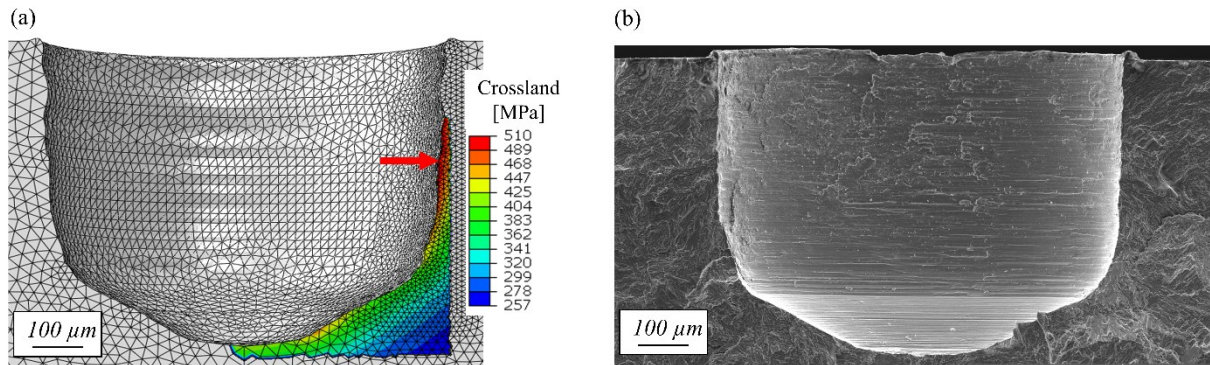


Figure VII-16 : Diamètre 800 μm réalisé par un foret avec usinage lent (éprouvette TWs7_6) : (a) Champ de la contrainte de Crossland ; (b) Faciès de rupture.

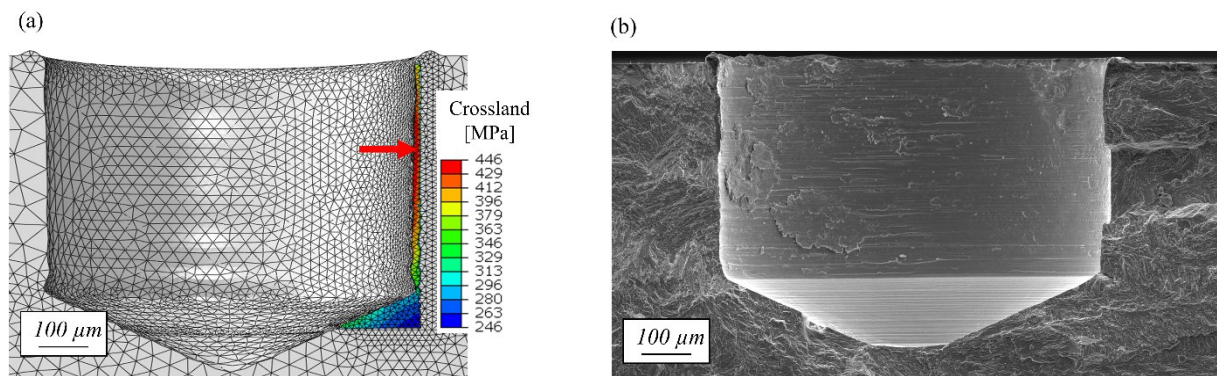


Figure VII-17 : Diamètre 800 μm réalisé par un foret avec usinage rapide (éprouvette TWs6_8) : (a) Champ de la contrainte de Crossland ; (b) Faciès de rupture.

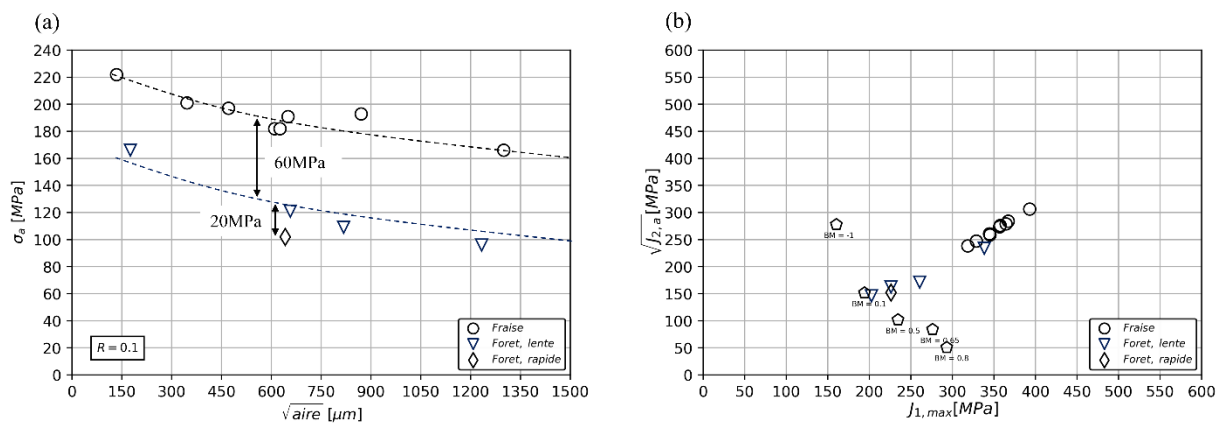


Figure VII-18 : Types de défauts : fraise, foret vitesse lente et foret vitesse rapide : (a) Diagramme de Kitagawa ; (b) Diagramme de Crossland.

VII.6.2 Identification, foret

Pour la valeur locale de Crossland, l'unique paramètre à identifier est β_{cr} . Il est obtenu par la moyenne des contraintes des quatre éprouvettes pour le type foret vitesse lente et une éprouvette pour le type foret vitesse rapide (Tableau VII-7).

Pour le critère σ^{**} , notre stratégie d'identification consiste à évaluer les paramètres de la partie non locale du critère de fatigue sur la base de données possédant les morphologies les plus riches (Partie

VII.3), Cette base de données correspond aux défauts réalisés par fraisage. C'est pourquoi, les paramètres r et γ sont réutilisés, seul le paramètre β_{cr} est identifié afin de capter l'effet de la microstructure, des contraintes résiduelles et de l'état de surface de ce nouveau type de défaut. La méthode permettant d'obtenir β_{cr} pour le foret vitesse lente, consiste à placer les quatre points dans le diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour un rayon d'intégration de $50 \mu m$, puis d'interpoler les points par une droite de coefficient directeur γ (Figure VII-19). Pour le type de défaut foret vitesse rapide, cette même méthode est retenue. L'ordonnée à l'origine correspond alors à β_{cr} .

Types de concentrateur	$\sigma_{cr-locale}$	σ^{**}		
	β_{cr} [MPa]	β_{cr} [MPa]	r [μm]	γ []
Fraise artificiel <i>vitesse rapide</i>	773	687	50	4,434
Foret artificiel <i>vitesse lente</i>	513	445	50	4,434
Foret artificiel <i>vitesse rapide</i>	446	397	50	4,434

Tableau VII-7 : Identification, foret.

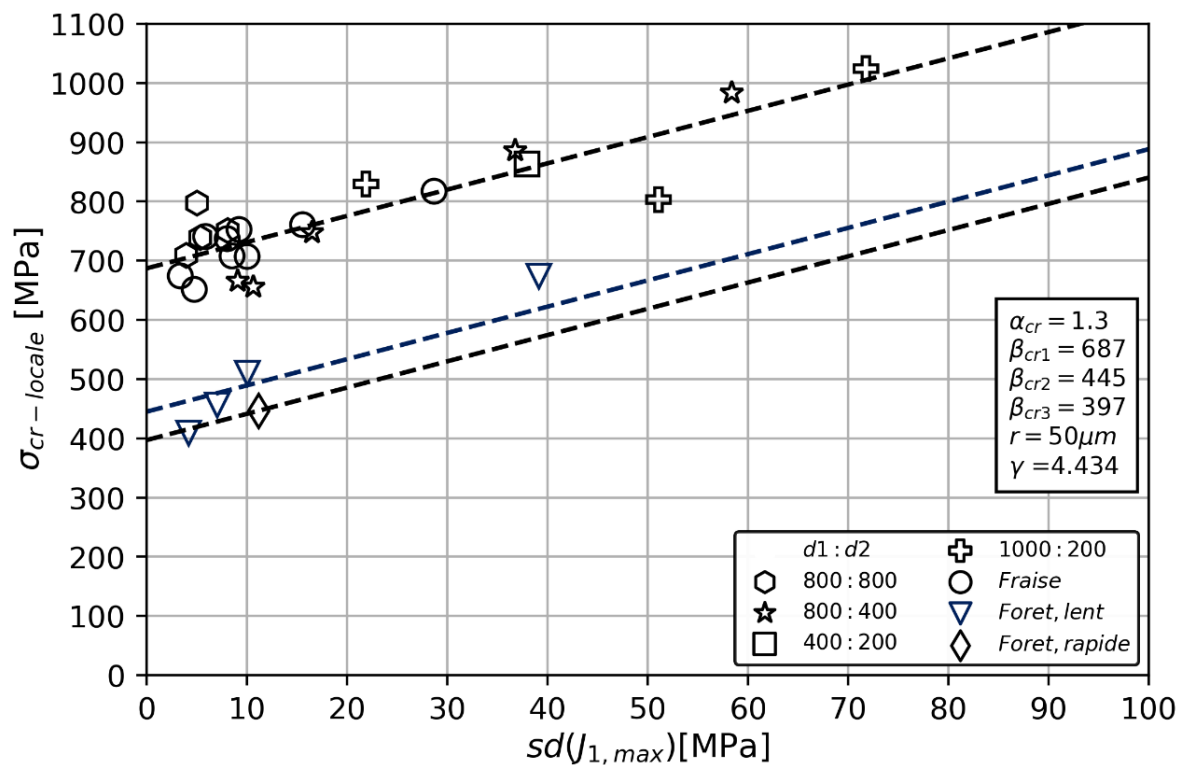


Figure VII-19 : Diagramme $\sigma_{cr-locale}$ fonction de $sd(J_{1,max})$ pour le rayon d'intégration de $50 \mu m$.

VII.6.3 Critère de fatigue, foret

Dans la partie VII.4, nous avons mis en évidence qu'afin de traduire l'effet de taille de défauts fraisés, l'hétérogénéité des contraintes devait être considérée. Il en est de même pour l'effet de taille de défauts forés, en effet, une valeur locale de contraintes permet d'obtenir un intervalle d'erreur de 51% contre 24% avec le critère σ^{**} ; la diminution de l'intervalle est donc de 27% (Figure VII-20). A noter,

l'utilisation de l'écart-type présent dans σ^{**} est pleinement justifié, au regard de la répartition des contraintes dans le volume d'intégration.

Le premier objectif de cette partie est de confronter la stratégie d'identification dont l'hypothèse phare est l'indépendance des paramètres de non-localité du critère au type de concentrateur. Les paramètres de non-localité du critère σ^{**} sont r et γ , où γ est le coefficient directeur des droites présentes dans le diagramme $\sigma_{cr-local}$ fonction de $sd(J_{1,max})$, en Figure VII-19. Pour le type foret à vitesse lente, de couleur bleue sur cette figure, les quatre points suivent qualitativement la droite de coefficient directeur γ et de tangente à l'origine 445 MPa. Ainsi, bien que r et γ soient obtenus pour les défauts fraisés, ils fonctionnent pour le type de défaut foret à vitesse lente, la précédente hypothèse est donc vérifiée pour ce cas.

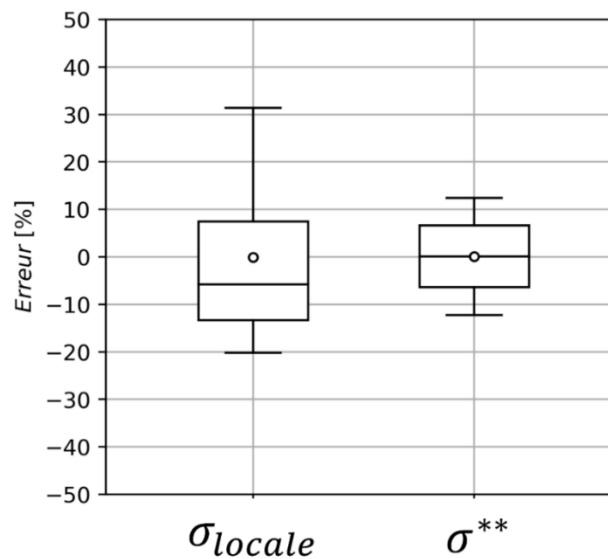


Figure VII-20 : Erreurs sur foret rapide.

Le critère de fatigue σ^{**} permet de capter l'effet de la morphologie et l'effet du type de défaut. Le paramètre β_{cr} possède plus particulièrement l'information du type de défaut, c'est à dire : les contraintes résiduelles, la microstructure et l'état de surface engendrés par le procédé d'usinage. Or, β_{cr} est différent pour chaque type de défauts. Ainsi, à la question de notre second objectif, « *pourquoi la sensibilité à la fatigue des défauts fraisés et réalisés par foret est-elle différente ?* » la réponse est : **à cause du type de défaut**. A noter, aucune expérimentation n'a été menée pour tenter de séparer l'effet des contraintes résiduelles, de la microstructure et de l'état de surface.

VII.7 Analyse de la stratégie d'identification

L'hypothèse phare de la stratégie d'identification est l'indépendance des paramètres de non-localité au type de concentrateur. Cela signifie que pour les quatre types de concentrateurs : Fraise, Porosité, Foret vitesse lente et Foret vitesse rapide, il existe un unique jeu de paramètres de non-localité. Nous allons discuter de cette hypothèse, qui a largement été éprouvée par : les types de défaut, les interactions et effets, et le nombre de modélisations. En effet, nous avons mis en évidence que les différences de tenue mécanique entre les quatre défauts étaient liées principalement à leur type : contraintes résiduelles, microstructure et état de surface générés par le procédé. Or l'information du type de défaut est

principalement contenue dans le paramètre β_{cr} . Le Tableau VII-8 met en évidence que les valeurs prises par β_{cr} varient quasiment du simple au double, ainsi, le type du défaut a largement été exacerbé. En plus du type, les interactions réalisées sont au nombre de trois : défaut /défaut, défaut/surface et effet de taille de défauts. Au total, le nombre de cas traités est de 41. **Comme les erreurs engendrées par le critère σ^{**} sont faibles, avec l'hypothèse de l'indépendance des paramètres de non-localité au type de concentrateur, cette hypothèse semble tout à fait valable.** Une tentative d'explication de cette indépendance est réalisée dans la Partie VIII.2.1.

Types de concentrateur	Nombre de modèles	β_{cr}	Interaction défaut/défaut	Interaction défaut/surface	Effet de taille de défauts
Fraise artificiel <i>vitesse rapide</i>	22	687	X		X
Porosité naturelle	14	494		X	
Foret artificiel <i>vitesse lente</i>	4	445			X
Foret artificiel <i>vitesse rapide</i>	1	397			X

Tableau VII-8 : Nombre de modèles, types de concentrateur et interaction de l'étude.

VII.8 Utilisation du critère de fatigue

Jusqu'alors, nous sommes partis de données expérimentales pour identifier et tester le critère. Confiants en sa capacité de prédiction, nous avons réalisé la démarche inverse. Nous avons utilisé le critère, avec ses paramètres obtenus pour le type de défaut porosités naturelles, dans le but de simuler des cas spécifiques : défauts sphériques isolés, défauts sphériques en interaction avec la surface et cluster de défauts internes.

VII.8.1 Non-criticité des défauts internes

Des défauts internes dans un milieu infini, de tailles comprises entre 50 μm et 1500 μm ont été simulés ; le diagramme de Kitagawa résultant de cette étude est présenté en Figure VII-21. Pour rappel, les contraintes en amplitude vues par le joint soudé avec passe de lissage atteignent souvent des contraintes comprises entre 160 MPa et 180 MPa (Partie VI.1.2.1). A ces niveaux de charge, le diagramme de Kitagawa met en évidence que les défauts internes de taille supérieure à 200 μm sont susceptibles d'être la cause d'une rupture en fatigue. Or, bien qu'il y ait la présence de porosités internes de tailles allant jusqu'à 500 μm , aucune n'est à l'origine d'une rupture en fatigue. Le critère de fatigue n'est donc pas en mesure d'expliquer pourquoi les défauts internes sont moins critiques. Or, comme le critère de fatigue, à paramètres d'identification fixés, est uniquement sensible à la géométrie, nous mettons en évidence que **la non-criticité des défauts internes ne peut pas être uniquement due à un aspect géométrique**, l'aspect géométrique étant une augmentation des contraintes due à une diminution de la taille de ligament. En effet, au regard de l'effet très prononcé du ligament constaté expérimentalement, nous aurions pu penser que le facteur géométrique pouvait à lui seul expliquer la non-criticité des défauts internes, or ce n'est pas le cas, les facteurs : environnement et nombre de cycles ont bel et bien une influence.

La présence de clusters de porosités internes a largement été constatée dans le joint soudé, pourtant aucun n'est à l'origine d'une rupture en fatigue. Afin d'évaluer par simulation l'effet de ces défauts sur la tenue en fatigue, deux défauts sphériques internes de diamètre égal à 800 μm dans un milieu infini ont été simulés. Le diagramme limite de fatigue fonction de la taille du ligament est présenté en Figure VII-22, l'effet de ce dernier est très prononcé. Là encore, le critère de fatigue n'est pas en mesure d'expliquer pourquoi les clusters de défauts internes sont moins critiques. Ainsi, pour les mêmes raisons que précédemment, le facteur géométrique n'est pas le seul à avoir un effet, les facteurs : environnement et nombre de cycles sont bel et bien présents.

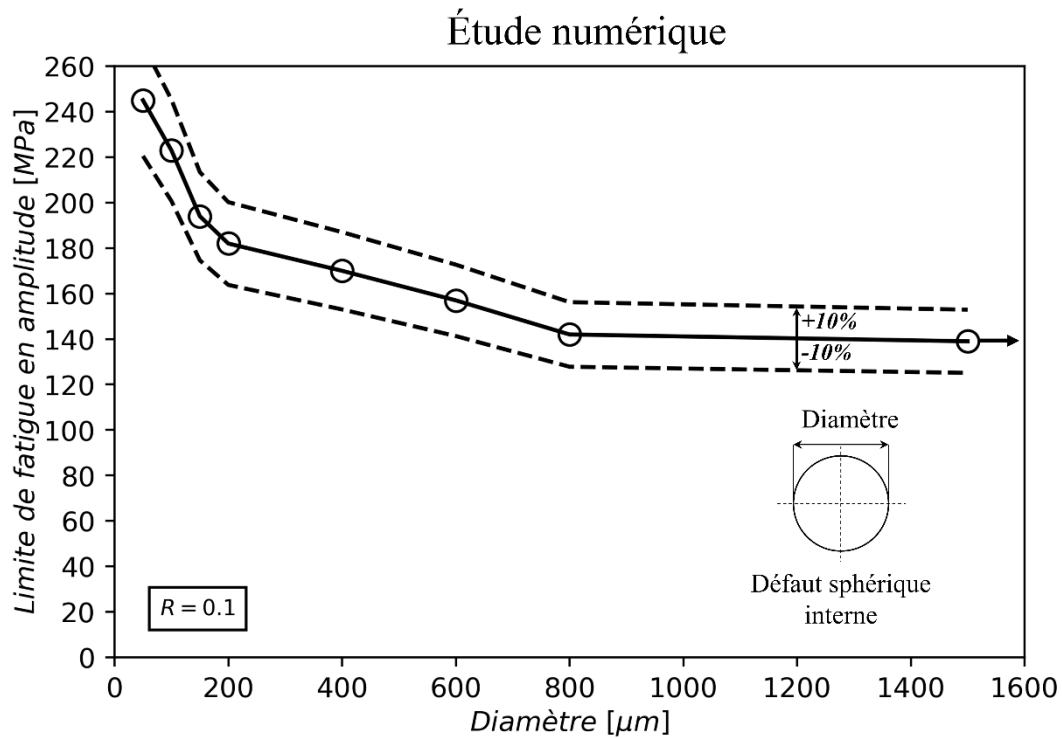


Figure VII-21 : Diagramme de Kitagawa pour un défaut sphérique interne. Les résultats sont obtenus numériquement à l'aide du critère σ^{**} avec le jeu de paramètres obtenu en porosité naturelle ($r=50 \mu\text{m}$, $\gamma=4,434$, $\beta_{cr}=494 \text{ MPa}$). Prévisions du critère à $\pm 10\%$.

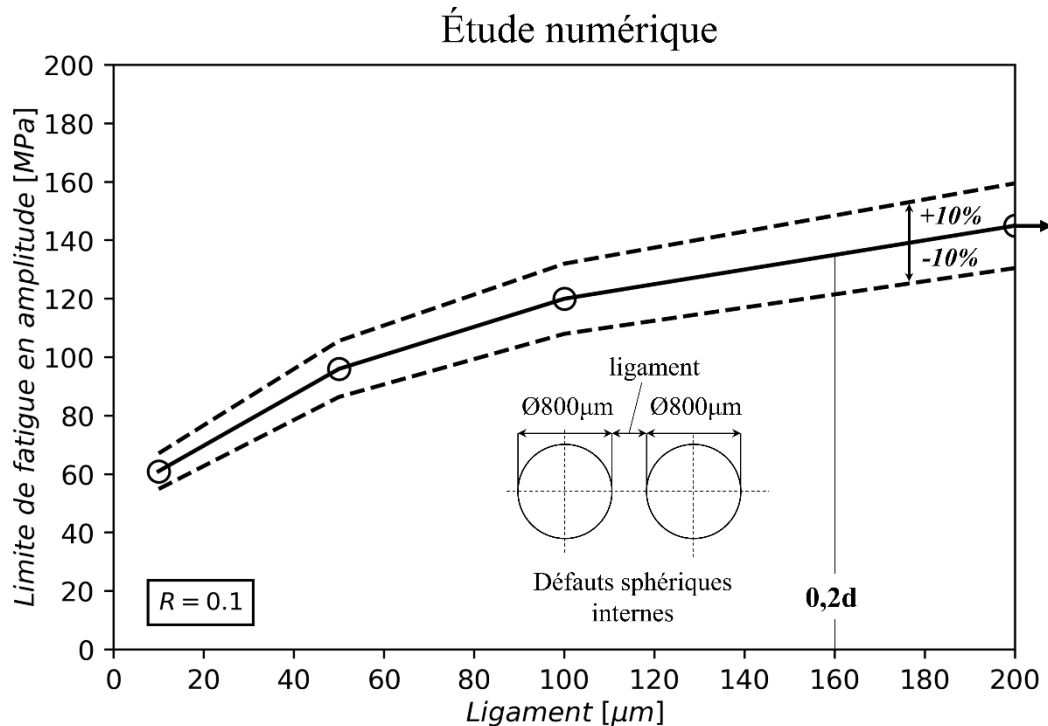


Figure VII-22 : Diagramme limite de fatigue en amplitude fonction de la taille de ligament, obtenu pour deux défauts sphériques internes de diamètre égal à $800 \mu\text{m}$. Les résultats sont obtenus numériquement à l'aide du critère σ^{**} avec le jeu de paramètres obtenu en porosité naturelle ($r=50 \mu\text{m}$, $\gamma=4,434$, $\beta_{cr}=494 \text{ MPa}$).

Prévisions du critère à $\pm 10\%$.

VII.8.2 Criticité des défauts de surface

Nous avons montré expérimentalement, dans la Partie VI.3.1, que la distance d'interaction, distance à partir de laquelle deux défauts sont en interaction, était comprise entre $0,2d_{\text{max}}$ et $0,35d_{\text{max}}$. Nous avons repris la notion de distance d'interaction pour la distance à partir de laquelle un défaut est en interaction avec la surface libre, nous l'appellerons : distance d'interaction défaut/surface. Comme nous n'avons pas les capacités de réaliser expérimentalement un défaut interne plus ou moins proche de la surface, des simulations ont été effectuées. Nous tenons à rappeler que le critère de fatigue, à paramètres d'identification fixés, est uniquement sensible à la géométrie ; les deux facteurs : environnement et nombre de cycles, d'importance pour les défauts internes, ne sont pas considérés ici.

Trois défauts sphériques de diamètre : $200 \mu\text{m}$, $800 \mu\text{m}$ et $1500 \mu\text{m}$ ont été rapprochés de la surface libre, l'abattement de la limite de fatigue a été évalué et présenté en Figure VII-23 et Figure VII-24. Pour le défaut de taille $200 \mu\text{m}$, la distance d'interaction défaut/surface est de $0,2d$, soit la limite basse de la distance d'interaction. Pour les défauts de diamètre $800 \mu\text{m}$ et $1500 \mu\text{m}$ cette distance est inférieure à $0,1d_{\text{max}}$. Ainsi, d'après la simulation, la distance à partir de laquelle le défaut est en interaction avec la surface libre est encore plus faible pour deux défauts en interaction. Cette notion fondamentale de la distance du défaut à la surface libre n'est à ce jour pas considérée dans les normes industrielles, elle est pourtant l'un des paramètres les plus importants pour quantifier l'effet d'un défaut sur la tenue en fatigue.

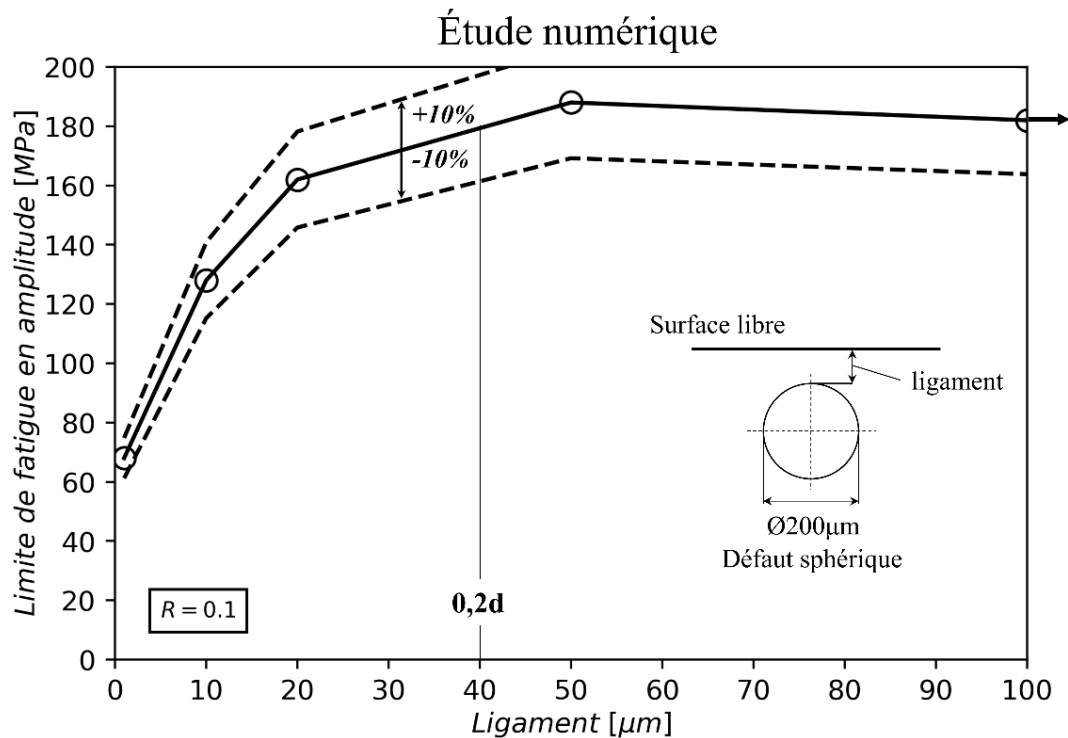


Figure VII-23 : Diagramme limite de fatigue en amplitude fonction de la taille du ligament, obtenu pour un défaut sphérique de diamètre 200 µm proche de la surface. Les résultats sont obtenus numériquement à l'aide du critère σ^{**} avec le jeu de paramètres obtenu en porosité naturelle ($r=50 \mu\text{m}$, $\gamma=4,434$, $\beta_{cr}=494 \text{ MPa}$).

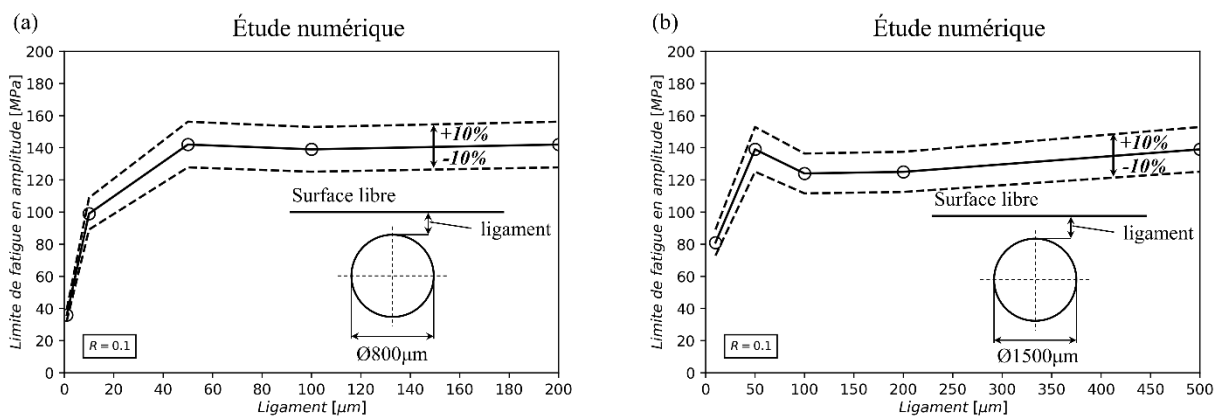


Figure VII-24 : Diagramme limite de fatigue en amplitude fonction de la taille du ligament : (a) Obtenu pour un défaut sphérique de diamètre 800 µm proche de la surface ; (b) Obtenu pour un défaut sphérique de diamètre 1500 µm proche de la surface. Les résultats sont obtenus numériquement à l'aide du critère σ^{**} avec le jeu de paramètres obtenu en porosité naturelle ($r=50 \mu\text{m}$, $\gamma=4,434$, $\beta_{cr}=494 \text{ MPa}$).

VII.8.3 Confrontation de l'approche racine de l'aire

Dans la Partie I.3.2.1, l'approche racine de l'aire pour quantifier l'effet d'un défaut proche de la surface a été présentée. Pour rappel, elle consiste à intégrer l'effet du ligament dans le paramètre racine de l'aire en utilisant une taille équivalente, comme présenté sur le schéma Figure VII-25. La taille équivalente du défaut est représentée par la courbe grise sur la Figure VII-25, cette approche a été confrontée avec les résultats de cette partie où l'allure qualitative de l'effet du défaut en interaction avec la surface est représentée par la courbe noire.

Nous avons mis en évidence expérimentalement et numériquement l'effet délétère des ligaments de petite taille, effet qui s'atténue rapidement pour un ligament de taille d'environ $0,2d_{max}$. Cette zone correspond à l'abscisse entre 0 et 0,2 sur la figure. Pour les tailles de ligament plus grandes, le défaut peut être considéré comme interne, l'aspect mécanique n'est plus le seul facteur, les facteurs : environnement et nombre de cycles interviennent. Pour ces défauts internes, nous ne sommes plus en mesure de positionner correctement la courbe sur la figure, c'est pourquoi, elle est représentée en pointillés. Toutefois, nous pouvons affirmer que le défaut interne (à 10^6 cycles) est moins critique qu'un défaut de surface à taille égale, cela se traduit par une valeur d'ordonnée inférieure à 1.

Cette figure permet une confrontation de l'approche racine de l'aire. Nous constatons qu'elle peut être conservatrice ou non en fonction de la taille du ligament, cet aspect met en lumière la limite de l'approche pour le matériau de l'étude. A noter, pour l'abscisse comprise entre -0,5 et 0 nous ne sommes pas en mesure de donner l'effet du défaut, cette configuration n'a pas été étudiée, c'est pourquoi le trait est en pointillé.

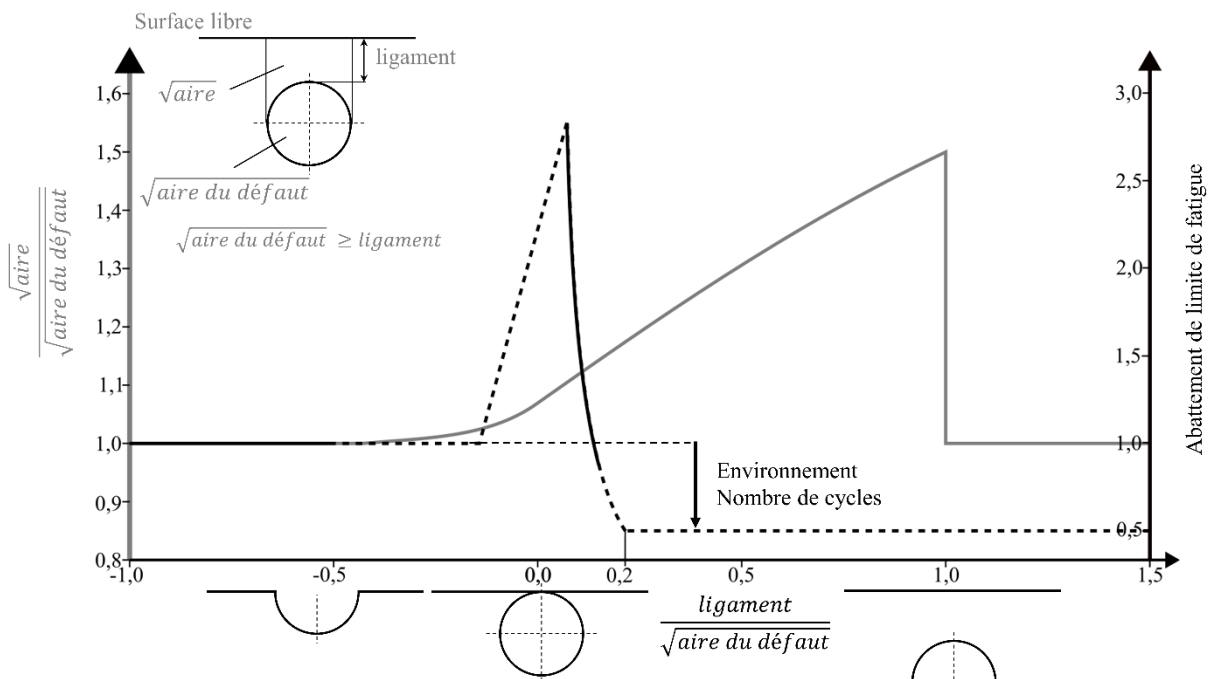


Figure VII-25 : Confrontation de l'approche racine de l'aire avec les résultats de ce chapitre pour évaluer la criticité d'un défaut proche de la surface.

VII.9 Synthèse

Critères de fatigue

Dans cette partie, des défauts ont été étudiés, les cas traités sont : interaction défaut/défaut, interaction défaut/surface et effet de taille de défaut, les modèles utilisés ont un comportement matériau en élasto-plasticité afin de relaxer les contraintes élevées dans les zones critiques comme les ligaments. Il s'est avéré qu'une valeur de contrainte locale de Crossland n'était pas en mesure de donner correctement la criticité des défauts vis-à-vis de la fatigue. Les cas où une valeur locale est trop pauvre ont été identifiés. Pour des défauts en interaction, ils dépendent de la taille du ligament et du rapport de taille entre les défauts. La valeur locale est une information insuffisante lorsque le rapport de taille s'éloigne de 1 et

que le ligament est petit. Pour l'effet de taille des défauts, plus le défaut est petit, moins la valeur locale est une information suffisante.

Une valeur locale étant trop pauvre, l'hétérogénéité des contraintes a été considérée, pour cela, le critère de fatigue non local, nommé σ^{**} , a été utilisé. Ce critère de fatigue permet une diminution de l'intervalle pris par les erreurs, par rapport à la valeur locale, comprise entre 20% et 30%. Cela met en évidence deux aspects : l'hétérogénéité des contraintes doit être considérée et le critère σ^{**} possède une réelle capacité de prédiction pour les cas bien distincts étudiés dans cette partie.

Les paramètres de la partie non locale du critère de fatigue σ^{**} sont inchangés pour tous les cas traités, seul le paramètre β_{cr} est modifié afin de capter l'effet du type de défaut. Ainsi, cela nous laisse à penser que quel que soit le problème traité - effet de taille de défaut, interaction défaut/défaut, interaction défaut/surface - la diminution de la limite de fatigue provient de l'hétérogénéité des contraintes, qui semble être de nature constante. L'une des caractéristiques de cette nature est son aspect très local car le volume d'intégration est de petite taille.

Pour les défauts en interaction avec la surface, nous avons mis en évidence qu'une partie non négligeable des contraintes de la zone d'intégration était peu chargée. Ainsi, il semblerait que ce soient les zones déchargées mécaniquement, présentes dans $sd(J_{1,max})$, qui aient permis d'augmenter la capacité de prédiction de la tenue en fatigue. Ce constat vient compléter celui fait sur les éprouvettes entaillées qui mettait en évidence qu'une partie non négligeable des contraintes de la zone d'intégration était peu chargée. C'est pourtant bien avec ces zones déchargées que le critère arrive à décrire finement la tenue en fatigue en présence de singularités géométriques. Ces constats permettent de donner une piste de réflexion sur la question fondamentale : « *les zones peu chargées mécaniquement participent-elles au mécanisme de fatigue ?* ». De manière contre-intuitive il semblerait que « oui », cette piste d'interprétation sera développée dans la Partie VIII.2.1.

Types de défauts

Quatre types de concentrateurs ont été considérés : Fraise, Porosité naturelle, Foret vitesse lente et Foret vitesse rapide. A taille de défaut égale, la sensibilité du défaut à la fatigue est différente, les raisons peuvent être les suivantes : la morphologie du défaut et le type de défaut. Le critère de fatigue σ^{**} a été utilisé dans le but de bien différencier ces deux espèces. Il s'est avéré que les valeurs prises par le β_{cr} du critère variaient du simple au double. Or, c'est ce paramètre qui intègre l'effet du type de défaut (microstructure, contraintes résiduelles et état de surface générés par le procédé de fabrication). Ainsi, le TA6V soudé est extrêmement sensible au type de défaut, à noter, cette conclusion avait déjà été formulée dans la Partie VI.2.4, l'apport supplémentaire dans cette partie est une quantification du type de défaut via le paramètre β_{cr} .

Stratégie d'identification

L'hypothèse phare de la stratégie d'identification est l'indépendance des paramètres de non-localité au type de concentrateur. Or, les différents types de concentrateurs, au nombre de quatre, ont largement mis à l'épreuve cette hypothèse, et il s'est avéré que cela était tout à fait robuste. Une piste d'interprétation sera présentée dans la Partie VIII.2.1.

Investigation sur la non-criticité des défauts internes

Les facteurs expliquant la non-criticité des défauts internes sont au nombre de trois : l'environnement, le ligament (géométrie) et le nombre de cycles de fatigue. Nous avons mis en évidence par la simulation, que la non-criticité des défauts internes ne peut pas être uniquement due à un aspect géométrique, donc mécanique. En effet, au regard de l'extrême sensibilité du TA6V soudé au ligament, nous aurions plutôt pu penser que ce facteur pouvait prédominer voire supprimer les autres.

VIII. Discussion

Dans cette partie, nous allons discuter de deux aspects fondamentaux propres à la problématique de la tenue en fatigue en présence de concentrateur de contraintes. Le premier aspect est la description géométrique du problème, en effet, l'un des éléments clefs est de définir la juste échelle de travail qui peut être micrométrique, millimétrique, centimétrique... Une échelle trop fine engendre un coût de traitement : acquisition des géométries et temps de calcul démesurés. A l'inverse, une information géométrique trop faible conduirait à une diminution de la capacité de prédiction de la tenue en fatigue. Le second aspect porte sur l'hétérogénéité du champ de contraintes, inévitablement retrouvée en présence d'un concentrateur de contraintes. Nous allons discuter de la notion de volume structurel et l'enrichir ; in fine, elle nous permettra de donner des pistes d'amélioration pour la considération de l'hétérogénéité des contraintes.

VIII.1 Géométrie et capacité de prédiction

Nous avons constaté dans la Partie V.4.1.4 que pour la racine, l'utilisation de la géométrie idéalisée au lieu d'une géométrie réaliste ne conduit pas à une perte de capacité de prédiction de la tenue en fatigue. En effet, pour les modèles réalistes l'erreur est de 35% contre 33% pour la géométrie idéalisée. Bien qu'il n'y ait pas de perte de prédiction, il y a une perte d'information entre ces deux modélisations, la géométrie idéalisée est caractérisée par 8 paramètres géométriques alors que la géométrie réaliste est décrite par une multitude de points (1,4point/10 μm). Il semble que l'utilisation du critère non local permette de compenser la perte d'information engendrée par l'utilisation de la géométrie idéalisée, en effet, ce dernier est plus riche car il comporte deux paramètres de plus que la valeur locale (Figure VIII-1).

Pour le pied, l'utilisation de la géométrie idéalisée au lieu d'une géométrie réaliste conduit à une perte de capacité de prédiction, en effet, l'erreur passe de 38% à 47%. Cette fois ci, l'information plus riche contenue dans le critère non local ne permet pas de compenser la perte d'information due à l'utilisation d'une géométrie idéalisée. La particularité du pied (zone 10 fois plus étendue que la racine) en est la principale raison (Figure VIII-1).

Ainsi, **la perte d'information géométrique peut engendrer ou non une diminution de la capacité de prédiction**, cela nous amène à une question plus fondamentale : « *quelle doit être la précision de la géométrie pour ne pas diminuer la capacité de prédiction des modèles de fatigue ?* ». Nous supposons qu'à partir d'une certaine précision de la géométrie, notée point critique sur la Figure VIII-1, il y a une diminution de la capacité de prédiction de la tenue en fatigue. **Plusieurs éléments de notre étude laissent à penser que le point critique pour le TA6V soudé de l'étude est bas, de l'ordre de 10 μm , pour les raisons suivantes :**

- Les sites d'amorçage choisis par la fissure de fatigue sont systématiquement les chevrons, ils sont des petites variations géométriques sous forme de vagues espacées d'environ 25 μm .
- Pour une géométrie réaliste de racine, la capacité de prédiction d'une valeur locale est compétitive.
- Les rayons d'intégration des critères non locaux sont tous égaux à 50 μm .

- La géométrie idéalisée du pied n'offre que peu de capacité de prédiction car elle est trop grossière.

A noter, il existe des géométries très fines, de l'ordre de quelques microns, inférieures à la qualité de notre géométrie réaliste, elles peuvent également impacter la tenue en fatigue. Ces dernières sont indirectement prises en considération dans le paramètre β_{cr} .

D'après la littérature, il semble que le point critique dépende du matériau étudié, deux exemples peuvent être donnés. Rotella met en évidence que l'aluminium moulé A357-T6 est peu sensible aux petites variations géométriques [Rotella, 2017]. En effet, il réalise des défauts artificiels par électroérosion de taille en $\sqrt{\text{aire}}$ de 1200 μm , possédant sur leur surface des petits défauts de 50 μm effectués au *Focused Ion Beam* (FIB). Il montre que la tenue en fatigue avec et sans le petit défaut est similaire, ainsi, il met en évidence qu'une variation de 50 μm n'a pas d'impact pour ce matériau. Pour un TA6V de fonderie, Léopold montre qu'il existe une différence de sensibilité à la fatigue entre un défaut réalisé par électroérosion et un défaut réalisé par électroérosion avec un usinage chimique des surfaces pour une même géométrie macroscopique [Léopold, 2011]. Cela pourrait laisser à penser que l'effet des petites variations géométriques impacte ce matériau. Toutefois, l'augmentation de la tenue pourrait être induite également par une modification des contraintes résiduelles ou de la microstructure liée à l'usinage chimique.

Ce dernier aspect met en évidence la grande difficulté à isoler l'effet de la géométrie qui est différent selon les matériaux. Il est donc difficile mais indispensable de cibler le point critique pour choisir la bonne échelle de description de la géométrie.

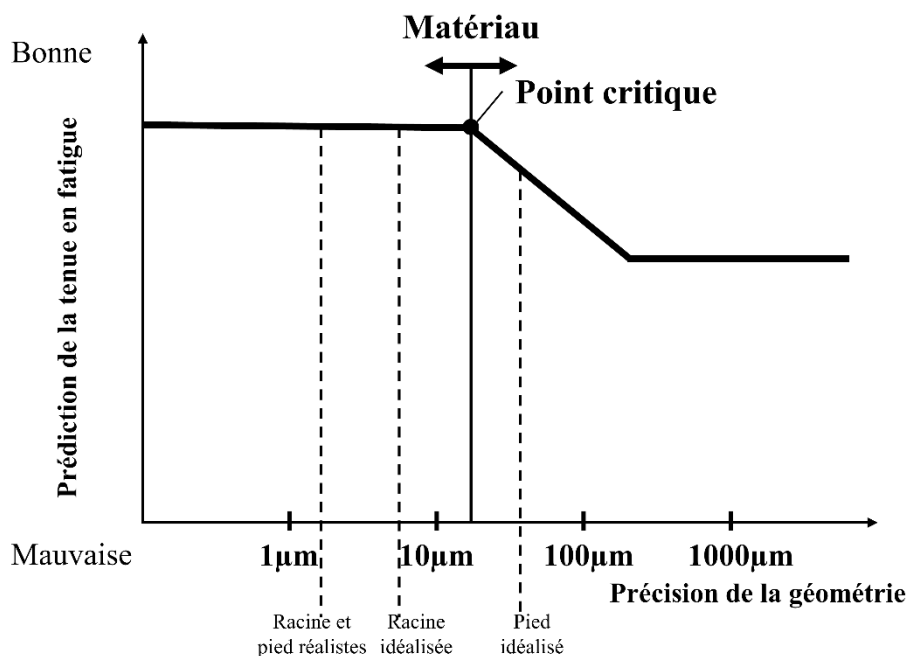


Figure VIII-1 : Précision géométrique et prédiction de la tenue en fatigue.

VIII.2 Hétérogénéité des contraintes

VIII.2.1 Volume structurel

Dans cette étude, un axe de travail a été d'explorer la variation des contraintes dans un domaine d'intégration afin de quantifier l'hétérogénéité des contraintes. L'indicateur de variation choisi a été l'écart-type du champ de la contrainte équivalente. Il s'est avéré qu'intégrer la variation des contraintes dans un critère permettait une bonne capacité de prédiction. En effet, pour le cas des éprouvettes entaillées (Partie IV.2.4.3), cette intégration a permis une capacité de description sans équivalent avec les modèles de la littérature. De plus, nous avons obtenu des résultats pour de nombreux cas différents traités : entaille, défaut isolé, interaction défaut/défaut et interaction défaut/surface. Ces constats étant totalement empiriques, nous cherchons à mieux les appréhender.

Susmel en 2008, introduit la notion de « volume structurel » pour essayer d'expliquer pourquoi la théorie de la distance critique est efficace. A notre connaissance, c'est la tentative d'explication la plus riche de la littérature, car elle permet de comprendre pourquoi les méthodes de description de la tenue en fatigue, bien que basées sur des concepts totalement différents, possèdent une capacité de prédiction. Selon lui : *« tous les processus physiques aboutissant à la formation de fissures de fatigue sont confinés dans un volume fini. La taille de ce volume est supposée constante (mais différente selon les matériaux) et elle ne dépend ni de la caractéristique géométrique ni du degré de multiaxialité du champ de contraintes endommageant »* [Susmel, 2008].

Les propriétés proposées par l'auteur sont présentées dans le Tableau VIII-1. La notion de volume structurel et ses quatre propriétés proposées par Susmel sont en cohérence avec nos observations du modèle. En effet, pour un même type de concentrateur, on cherche à obtenir la tenue en fatigue pour plusieurs géométries, or le volume d'intégration et le poids donné à ce volume sont inchangés bien que les géométries soient différentes. Ainsi, les deux propriétés du volume structurel : « volume fini » et « taille indépendante de la géométrie », nous semblent tout à fait plausibles.

Dans cette étude deux matériaux bien distincts ont été étudiés : TA6V en métal de base et TA6V soudé. Le TA6V en métal de base est utilisé pour les éprouvettes entaillées et le TA6V soudé est utilisé dans le reste de l'étude. Les volumes d'intégration optimaux entre les deux matériaux sont différents. Ainsi, la propriété du volume structurel : « taille dépendante du matériau », nous semble là aussi, tout à fait plausible.

La dernière propriété proposée par l'auteur : « taille indépendante du champ de contraintes », signifie que le volume structurel peut posséder des zones mécaniquement surchargées mais aussi déchargées. En fonction de l'acuité de la géométrie, la contrainte présente dans le volume structurel sera d'autant plus dispersée. Cette **propriété du volume structurel proposée par Susmel, permet d'expliquer l'existence des zones déchargées mécaniquement dans les zones d'intégration de taille optimale.** En effet, nous avons mis en évidence, pour les éprouvettes entaillées et pour celles avec porosités naturelles, que la part prise par les zones déchargées mécaniquement n'était pas négligeable. C'est pourtant grâce à ces zones déchargées que le critère arrive à décrire finement la tenue en fatigue en présence de singularités géométriques.

Propriétés proposées par Susmel [Susmel, 2008]	Propriétés supplémentaires proposées dans cette étude
Volume fini	Volume proche d'une sphère
Taille indépendante du champ de contraintes	
Taille indépendante de la géométrie	Taille indépendante du type de concentrateur
Taille dépendante du matériau	

Tableau VIII-1 : Propriétés du volume structurel, (Figure VIII-2).

Les quatre propriétés proposées par Susmel au volume structurel sont en cohérence avec nos observations du modèle et permettent de donner des pistes d'explication plausibles sur des questions fondamentales. Ainsi, **nous sommes confiants quant à la notion de volume structurel et ses propriétés**. Nous allons à présent réaliser le processus inverse : partir des observations du modèle pour en déduire de nouvelles propriétés du volume structurel.

La première des propriétés que nous souhaitons étudier est la morphologie du volume structurel. Dans cette étude, le volume d'intégration est une sphère, or, cette morphologie a permis de traiter des géométries bien différentes. Ainsi, il est probable que le volume structurel soit qualitativement de cette morphologie.

En plus du modèle, une stratégie d'identification est proposée. Son hypothèse phare est l'indépendance des paramètres de non-localité au type de concentrateur, paramètres qui définissent la taille de la zone d'intégration et le poids donné aux variations des contraintes présentes dans cette zone. Cette stratégie a largement été éprouvée par les différents types de raccordement du joint et pour les différents types de défauts. Or, si le volume structurel est insensible au type de concentrateur, alors le constat totalement empirique suivant serait expliqué : la taille du domaine d'intégration et son poids sont indépendants du type de concentrateur.

Le volume structurel a des propriétés en cohérence avec celles du modèle, et permet d'expliquer des aspects du critère jusqu'alors seulement constatés (zones déchargées mécaniquement) (Figure VIII-2). Le critère quant à lui semble justifié car il permet de bien caractériser le volume structurel, notamment sa morphologie et sa relation d'indépendance au type de concentrateur. Notre critère démontre une bonne faculté à appréhender les propriétés du volume structurel, pour améliorer ses capacités il faut donc continuer à être en harmonie avec les caractéristiques du volume structurel.

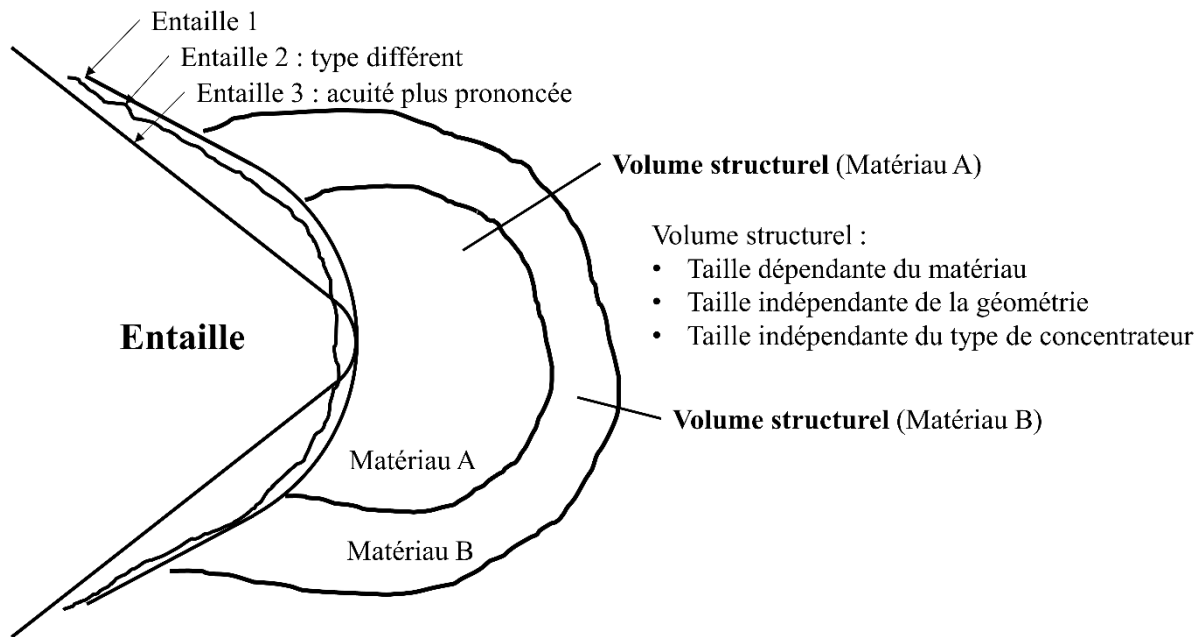


Figure VIII-2 : Volume structurel.

VIII.2.2 Pistes d'amélioration de la capacité de prédiction

Nous pensons que l'amélioration de la capacité de prédiction des modèles passe par une bonne appréciation des propriétés du volume structurel présentées dans la partie VIII.1. Ainsi, il semble tout à fait adéquat de continuer à utiliser une zone d'intégration finie, pour respecter la notion fondamentale du volume fini. La morphologie de la zone d'intégration peut rester sphérique, car il semble que la forme du volume structurel ait cette qualité. Comme le volume structurel est d'une taille indépendante des champs de contraintes, des zones déchargées mécaniquement sont susceptibles d'être retrouvées. Bien qu'elles soient peut chargées, nous pensons qu'elles interviennent dans les mécanismes de fatigue en présence d'un concentrateur de contraintes, ces zones déchargées doivent être intégrées dans le calcul de l'hétérogénéité. Les pistes d'amélioration que nous allons proposer respectent deux principes : un volume d'intégration fini sphérique et la considération de toutes les contraintes du domaine d'intégration, au nombre de trois.

La première piste est d'utiliser un indicateur de dispersion autre que celui de l'écart-type. En effet, le problème systématiquement rencontré est que la distribution des contraintes dans le domaine d'intégration, n'est pas forcément symétrique. Ainsi, l'utilisation de l'écart-type n'est pas pleinement justifiée. Il faudrait utiliser une loi de densité de probabilité permettant de traduire la distribution des contraintes dans le volume d'intégration, puis utiliser l'un des paramètres de cette loi comme indicateur de dispersion.

La seconde piste est de donner un poids différent selon la valeur prise par l'indicateur de dispersion, cette méthode est couramment utilisée dans la littérature. Un exemple est donné par l'Équation VIII-1, où un nouveau paramètre n est placé en indice. Ainsi, l'effet du gradient n'est donc plus linéaire, ce critère non linéaire ayant pour but de donner une saturation à l'effet de gradient. Pour le matériau de l'étude,

cette nouvelle formulation ne permet pas d'augmenter sensiblement la capacité de prédiction. En effet, la relation entre la valeur locale et l'indicateur de dispersion est linéaire.

$$\sigma_{cr-locale} - \gamma \cdot (sd(\sigma_{cr-locale}))^n \leq \beta_{cr} \quad \text{Équation VIII-1}$$

La troisième piste est la réalisation d'une double intégration, l'idée étant de capter l'effet de l'hétérogénéité sur deux échelles : une échelle macroscopique ($sd_1(\sigma_{cr-locale})$) et une autre plus locale ($sd_2(\sigma_{cr-locale})$) (Équation VIII-2). Cette idée a été déployée dans notre étude sur les raccordements de joint soudé, il s'est avéré qu'elle ne permettait pas d'augmenter la capacité de prédiction pour le matériau de l'étude. En effet, c'est la partie locale qui pilote la tenue en fatigue et non la partie macroscopique. Toutefois, pour des matériaux sensibles aux gradients macroscopique et local, cette méthode pourrait être appropriée, comme ce pourrait être le cas pour des structures soudées en acier [Heyraud, 2021].

$$\sigma_{cr-locale} - \gamma_1 \cdot sd_1(\sigma_{cr-locale}) - \gamma_2 \cdot sd_2(\sigma_{cr-locale}) \leq \beta_{cr} \quad \text{Équation VIII-2}$$

L'utilisation des propriétés du volume structurel pour apporter des axes d'amélioration aux critères est toutefois à nuancer. En effet, l'existence de ce volume et de ses propriétés est une hypothèse. Un exemple totalement à l'encontre de ses principes peut être donné avec la théorie du volume fortement sollicité V90. En effet, dans V90 la morphologie et la taille du volume d'intégration dépendent de la géométrie et du champ de contraintes, ce qui n'est pas en accord avec les propriétés du volume structurel. Pourtant, d'après la littérature, cette méthode semble posséder une certaine capacité de prédiction.

IX. Conclusions et perspectives

La question à laquelle l'industriel souhaite avoir des réponses était : « *Les technologies de soudage bout-à-bout par faisceau d'électrons as-welded et avec passe de lissage sont-elles viables ?* ». Pour qu'une technologie soit viable il faut au minimum qu'elle possède une capacité mécanique (tenue en fatigue) et soit contrôlable via un contrôle non destructif de production. Cette étude met en évidence que ces deux aspects sont respectés, ainsi la technologie est viable d'un point de vue technique. Les points critiques vis-à-vis de la fatigue à $R=0,1$ à 10^6 cycles sont les raccords (racine et pied) et les porosités.

Racine

La racine est l'élément le plus faible du joint, cette faiblesse est exacerbée par des désalignements sur le plan radial et angulaire. L'effet des désalignements sur la criticité de la racine semble dépendre fortement de la rigidité de la structure proche. Nous recommandons de spécifier dans une norme les deux paramètres de désalignements, angulaire et radial. L'utilisation d'une géométrie idéalisée de la racine conduit inévitablement à une perte d'information par rapport à une géométrie réaliste permettant de capter une partie de la rugosité. Nous avons mis en évidence que cette perte d'information n'entraîne pas de réduction de la capacité de prédiction sur la tenue en fatigue. Ainsi, l'utilisation des paramètres géométriques idéalisés dans une norme est justifiée.

Pied

Le pied est globalement moins critique que la racine, toutefois ces deux sites sont susceptibles de rentrer en compétition, le pied doit par conséquent être contrôlé. Le pied est une région plus complexe que la racine, sa zone de raccordement est en moyenne 10 fois plus étendue et se compose de petites vagues de solidification (ou chevrons) à l'échelle microscopique ; et de la géométrie du cordon à l'échelle macroscopique. L'utilisation d'une géométrie idéalisée conduit à une perte d'information par rapport à une géométrie réaliste, nous avons mis en évidence que cette perte d'information entraîne une diminution de la capacité de prédiction de la tenue en fatigue, cela est dû à la géométrie particulière du pied. L'utilisation des paramètres géométriques idéalisés dans une norme n'est donc ici pas justifiée. En plus de cela, pour une géométrie réaliste, il semblerait que nous n'arrivions pas à capter certaines particularités importantes vis-à-vis de la tenue en fatigue du pied de cordon (contraintes résiduelles, microstructure, micro-caniveaux, autre...). Une solution à ces difficultés de contrôle est la passe de lissage, en effet, cette seconde passe du faisceau d'électrons permet de refusionner la partie supérieure du cordon et d'en lisser les singularités géométriques, rendant les raccords du pied insensibles à la fatigue. Le pied n'étant plus une zone critique, il n'a plus besoin d'être contrôlé. La passe de lissage a toutefois un impact sur la microstructure et les contraintes résiduelles en racine, ce qui diminue légèrement la tenue en fatigue de cette zone.

Porosités

Les porosités rencontrées au sein du joint sont de type gazeuses, de morphologie sphérique. Dans cette étude, elles sont globalement moins critiques que la racine vis-à-vis de la fatigue, toutefois, une compétition entre la porosité et la racine n'est pas à exclure, les porosités doivent donc être contrôlées. Les porosités causes de la rupture ont toutes la particularité d'être proches de la surface et cela malgré la présence de porosités dans toute la zone fondue, ainsi, les porosités internes sont moins critiques en fatigue. La criticité moindre des porosités internes peut être due à trois facteurs : l'environnement, le ligament et le nombre de cycles de fatigue, nous avons mis en évidence que bien que l'effet du ligament soit très délétère en fatigue, il ne peut pas expliquer à lui seul cette non criticité. Aujourd'hui, la non criticité des porosités internes n'est pas considérée dans les normes de la littérature, sa prise en compte permettrait pourtant une meilleure caractérisation des défauts. Toutefois, les porosités internes peuvent se révéler critiques pour les grandes durées de vie en fatigue.

Un joint soudé possède la particularité d'avoir une surépaisseur, cette zone est bien souvent moins chargée mécaniquement, ainsi la contrainte vue par la porosité est moins élevée, cette réduction des contraintes n'est pas négligeable dans notre étude. Pour les procédés de soudage avec ajout de matière, dont la surépaisseur est plus prononcée, cette diminution des contraintes est encore plus marquée. L'effet de la surépaisseur est à ce jour un élément non considéré pour évaluer la criticité d'un défaut, sa prise en compte permettrait une caractérisation plus fine de l'effet du défaut.

Une investigation expérimentale a été menée sur des clusters. Il s'est avéré que la distance d'interaction, distance à partir de laquelle deux défauts sont en interaction, est beaucoup plus faible que celle couramment utilisée dans les normes et la littérature. De plus, l'effet des ligaments de petite taille est très prononcé. L'approche de la taille équivalente en \sqrt{aire} proposée par Murakami afin de quantifier l'interaction entre deux défauts n'est pas adaptée en raison de l'absence de fissure non propageante pour le matériau de l'étude. Du fait du constat selon lequel le seuil de non propagation est confondu avec le seuil de non amorçage, les conditions stipulées par Murakami ne sont pas respectées.

Lien entre le CND et la fatigue

Le lien entre le CND et la fatigue a été fait par l'intermédiaire d'un critère de fatigue multiaxial et non local. La partie non locale a pour objectif de capter l'effet de l'hétérogénéité des contraintes, inévitablement présent autour d'une singularité géométrique. Un axe de travail a été dédié à une meilleure considération de l'hétérogénéité des contraintes et a abouti à la formulation d'un critère intégrant : la valeur locale des contraintes et une grandeur de dispersion des contraintes dans le volume proche l'entourant : l'écart-type. Ce critère est inspiré des travaux de Vincent et de l'intuition de Heyraud. Il a été déployé sur des entailles (éprouvettes cylindriques entaillées, racine et pied de cordon) et des défauts (effet de taille de défaut, interaction défaut/défaut, interaction défaut/surface) et montre sa pertinence pour ce vaste panel d'applications.

En plus du critère, une stratégie d'identification est proposée. Elle consiste à identifier les paramètres de la partie non locale du critère, avec un même type de concentrateur. Le seuil du critère (β_{cr}) est identifié pour chaque type de concentrateur et en possède donc les informations (état de surface, contraintes résiduelles, microstructure...). L'hypothèse phare de la stratégie d'identification est

l'indépendance des paramètres de non-localité au type de concentrateur. Cette hypothèse a largement été éprouvée durant cette étude par la réalisation d'un panel de différents types de concentrateurs bien distincts, le TA6V de l'étude y étant extrêmement sensible.

La pertinence du critère proposé (écriture et identification) provient de : son applicabilité à n'importe quelle géométrie, sa facilité d'identification et sa capacité de description de la tenue en fatigue. Ainsi, ce critère est la clef permettant à l'industriel de faire le lien entre le CND et la fatigue. Confiants dans la capacité du critère, nous avons pu réaliser des abaques permettant de faire le lien entre la géométrie, les défauts et la fatigue.

Perspectives

Susmel introduit la notion de *volume structurel*, selon lui, les processus physiques aboutissant à la formation de fissures de fatigue sont confinés dans un volume fini [Susmel, 2008], au regard des résultats de notre étude, nous pensons que ce volume existe. Les pistes d'amélioration afin de mieux appréhender l'effet de l'hétérogénéité des contraintes sont envisageables uniquement si l'effet du volume structurel est correctement capté. Ainsi, il semble tout à fait adéquat de continuer à utiliser une zone d'intégration finie, pour respecter la notion fondamentale du volume fini. La morphologie de la zone d'intégration peut rester sphérique, car il semble que la forme du volume structurel ait cette qualité. Comme le volume structurel est d'une taille indépendante du champ de contraintes, des zones déchargées mécaniquement sont susceptibles d'être retrouvées. Bien qu'elles soient peut chargées, nous pensons qu'elles interviennent dans les mécanismes de fatigue en présence d'un concentrateur de contraintes, ces zones déchargées doivent être intégrées dans le calcul de l'hétérogénéité. En plus de cela, nous proposons trois pistes pour améliorer l'écriture du critère : la première piste est d'utiliser un indicateur de dispersion autre que celui de l'écart-type. La deuxième piste est de donner un poids différent selon la valeur prise par l'indicateur de dispersion, cette méthode est couramment utilisée dans la littérature. La troisième piste est la réalisation d'une double intégration, l'idée étant de capter l'effet de l'hétérogénéité sur deux échelles : une échelle macroscopique et une autre plus locale. Nous pensons que la réalisation de manipulations spécifiques permettrait de quantifier l'impact des zones faiblement chargées et, in fine, d'aboutir à une meilleure capacité de description de la tenue en fatigue.

Références bibliographiques

- Åman, M., K. Wada, H. Matsunaga, H. Remes, et G. Marquis. 2020. « The Influence of Interacting Small Defects on the Fatigue Limits of a Pure Iron and a Bearing Steel ». *International Journal of Fatigue* 135 (juin): 105560. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2020.105560>.
- ASTM B265. 2006. « Standard Specification for Titanium and Titanium Alloy Strip, Sheet, and Plate. »
- Babalola, O. T., et S. Berge. 2002. « Fatigue of Titanium Welds : Models for Assessment of Defect Sensitivity ». In *21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 485-91. Oslo, Norway: ASMEDC. <https://doi.org/10.1115/OMAE2002-28578>.
- Baerslack, W.A., J.R. Davis, et C.E. Cross. 1993. « Selection and weldability of conventional titanium alloys ». *Welding, Brazing, and Soldering*, 507-23.
- BEA. 2020. « RAPPORT D'ENQUÊTE, Accident de l'avion AIRBUS A380-861 équipé de moteurs Engine Alliance GP7270 immatriculé F-HPJE exploité par Air France survenu le 30 septembre 2017 en croisière au-dessus du Groenland (Danemark) ». BEA2017-0568.
- Beachem, C. D. 1972. « A New Model for Hydrogen-Assisted Cracking (Hydrogen "Embrittlement") ». *Metallurgical and Materials Transactions B* 3 (2): 437-51. <https://doi.org/10.1007/BF02642048>.
- Bellows, R., S. Muju, et T. Nicholas. 1999. « Validation of the Step Test Method for Generating Haigh Diagrams for Ti-6Al-4V ». *International Journal of Fatigue* 21 (7): 687-97. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(99\)00032-8](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(99)00032-8).
- Berge, S. 1999. « Titanium Risers for Offshore Oil and Gas Production - Fatigue Considerations ». *SCIENCE AND TECHNOLOGY*, 1064-72.
- Birnbaum, H.K., et P. Sofronis. 1994. « Hydrogen-Enhanced Localized Plasticity—a Mechanism for Hydrogen-Related Fracture ». *Materials Science and Engineering* 176 (1-2): 191-202. [https://doi.org/10.1016/0921-5093\(94\)90975-X](https://doi.org/10.1016/0921-5093(94)90975-X).
- Bonnand, V., J.L. Chaboche, P. Gomez, P. Kanouté, et D. Pacou. 2011. « Investigation of Multiaxial Fatigue in the Context of Turboengine Disc Applications ». *International Journal of Fatigue* 33 (8): 1006-16. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2010.12.018>.
- BS 7608. 2014. « Guide to fatigue design and assessment of steel products ».
- BS 7910. 2005. « Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures ».
- Carrion, P.E., N. Shamsaei, S.R. Daniewicz, et R.D. Moser. 2017. « Fatigue Behavior of Ti-6Al-4V ELI Including Mean Stress Effects ». *International Journal of Fatigue* 99 (juin): 87-100. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2017.02.013>.
- Casavola, C., C. Pappalettere, et G. Pluvinage. 2010. « Safety Factors Associated with Fatigue Resistance of Titanium Hybrid Welded Joints ». In *New Trends in Fatigue and Fracture*, 11:83-88. Metz.
- Casavola, C., C. Pappalettere, et F. Tattoli. 2009. « Experimental and Numerical Study of Static and Fatigue Properties of Titanium Alloy Welded Joints ». *Mechanics of Materials* 41 (3): 231-43. <https://doi.org/10.1016/j.mechmat.2008.10.015>.
- Chaboche, J.L., P. Kanouté, et F. Azzouz. 2012. « Cyclic Inelastic Constitutive Equations and Their Impact on the Fatigue Life Predictions ». *International Journal of Plasticity* 35 (août): 44-66. <https://doi.org/10.1016/j.ijplas.2012.01.010>.
- Crossland, B. 1956. « Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel ». In *Proc. Int. Conf. on Fatigue of Metals*, 138:12-12. London.
- Dal Cero Coelho, F. 2015. « Maîtrise de la tenue en fatigue des cordons de soudure ». Thèse de doctorat, ISAE-ENSMA de Poitiers.

- Dang Van, K. 1973. « Sur la résistance à la fatigue des métaux ». *Sciences et Technique de l'Armement* 47: 647-722.
- Dannessa, A.T. 1966. « Characteristic redistribution of solute in fusion welding ». *WELD J* 45 (12): 569.
- Dinsdale, W.O., et M.H. Scott. 1972. « Some Fatigue Properties of Welds in Two Titanium Sheet Alloys ». In *Titanium Science and Technology*, 615-23. Springer.
- El Haddad, M.H., T.H. Topper, et K.N. Smith. 1979. « Prediction of Non Propagating Cracks ». *Engineering Fracture Mechanics* 11 (3): 573-84. [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(79\)90081-X](https://doi.org/10.1016/0013-7944(79)90081-X).
- El May, M., N. Saintier, T. Palin-Luc, et O. Devos. 2015. « Non-Local High Cycle Fatigue Strength Criterion for Metallic Materials with Corrosion Defects ». *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 38 (9): 1017-25. <https://doi.org/10.1111/ffe.12329>.
- Elber, W. 1971. « The significance of fatigue crack closure. Damage tolerance in aircraft structures ». *ASTM STP* 486: 230-42.
- EN 6072. 2012. « Série aérospatiale, Matériaux métalliques, Méthodes d'essai - Essai de fatigue à amplitude constante ».
- Eurocode 3. 2009. « Eurocode 3 ».
- Fayard, J.L. 1996. « Dimensionnement a la fatigue polycyclique de structures soudées ». Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique.
- Fomin, F. 2019. « On the fatigue behaviour and modelling of fatigue life for laser-welded Ti-6Al-4V ». Thèse de doctorat, Technischen Universität Hamburg.
- Freudenthal, A.M. 1968. « Combinaison des théories de l'élasticité, de la plasticité et de la viscosité dans l'étude de la sécurité des structures ». <Text/html,application/pdf,text/html>. <https://doi.org/10.5169/SEALS-8690>.
- Gadouini, H. 2007. « Influence des défauts sur la tenue en fatigue des métaux soumis à des sollicitations cycliques multiaxiales : Application à des éléments de liaison au sol ». Thèse de doctorat, ISAE-ENSMA de Poitiers.
- Gouret, N. 2001. « Contribution a l'étude de l'origine des porosités dans les zones soudées par faisceau d'électrons en TA6V ». Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris.
- Härkegård, G., et G. Halleraker. 2010. « Assessment of Methods for Prediction of Notch and Size Effects at the Fatigue Limit Based on Test Data by Böhm and Magin ». *International Journal of Fatigue* 32 (10): 1701-9. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2010.03.011>.
- Heinz, S., F. Balle, G. Wagner, et D. Eifler. 2013. « Analysis of Fatigue Properties and Failure Mechanisms of Ti6Al4V in the Very High Cycle Fatigue Regime Using Ultrasonic Technology and 3D Laser Scanning Vibrometry ». *Ultrasonics* 53 (8): 1433-40. <https://doi.org/10.1016/j.ultras.2013.03.002>.
- Hénaff, G., et F. Morel. 2005. *Fatigue des structures: endurance, critères de dimensionnement, propagation des fissures, rupture*. Ellipses. Paris (France).
- Hénaff, G, G Odemer, et A Tonneau-Morel. 2007. « Environmentally-Assisted Fatigue Crack Growth Mechanisms in Advanced Materials for Aerospace Applications ». *International Journal of Fatigue* 29 (9-11): 1927-40. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2007.03.014>.
- Heyraud, H. 2021. « Caractérisation expérimentale et modélisation du comportement en fatigue à grand nombre de cycles des structures soudées : application aux engins de manutention ». Thèse de doctorat, Arts et Métiers Sciences et Technologies, France.

- Hobbacher, A. F. 2016. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*. IIW Collection. Cham: Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-23757-2>.
- Hong, Y., X. Liu, Z. Lei, et C. Sun. 2016. « The Formation Mechanism of Characteristic Region at Crack Initiation for Very-High-Cycle Fatigue of High-Strength Steels ». *International Journal of Fatigue* 89 (août): 108-18. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.11.029>.
- Iben Houria, M. 2015. « Etude expérimentale et modélisation de la durée de vie en fatigue d'un alliage d'aluminium de fonderie A356-T6 sous chargement multiaxial ». Thèse de doctorat, ISAE-ENSMA de Poitiers.
- Junet, A. 2021. « Étude tridimensionnelle de la propagation en fatigue de fissures internes dans les matériaux métalliques ». Thèse de doctorat, INSA de Lyon.
- Junet, A., A. Messenger, A. Weck, Y. Nadot, X. Boulnat, et J.Y. Buffiere. 2023. « Internal Fatigue Crack Propagation in a Ti-6Al-4V Alloy: An in Situ Study ». *International Journal of Fatigue* 168 (mars): 107450. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2022.107450>.
- Kaffenberger, M., et M. Vormwald. 2012. « Considering Size Effects in the Notch Stress Concept for Fatigue Assessment of Welded Joints ». *Computational Materials Science* 64 (novembre): 71-78. <https://doi.org/10.1016/j.commatsci.2012.02.047>.
- Kallmeyer, A.R., A. Krgo, et P. Kurath. 2002. « Evaluation of Multiaxial Fatigue Life Prediction Methodologies for Ti-6Al-4V ». *Journal of Engineering Materials and Technology* 124 (2): 229-37. <https://doi.org/10.1115/1.1446075>.
- Kaufmann, H., et D.B. Wolters. 2002. « Zyklische Beanspruchbarkeit dickwandiger Bauteile aus ferritischem Gusseisen mit Kugelgraphit ». *Konstruieren Und Giessen* 27 (1): 4-27.
- Kitagawa, H., et S. Takahashi. 1976. « Applicability of fracture mechanics to very small crack or the cracks in the early early stage ». In *Behavior of Materials*. Boston.
- Klinger, C., et D. Bettge. 2013. « Axle Fracture of an ICE3 High Speed Train ». *Engineering Failure Analysis* 35 (décembre): 66-81. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2012.11.008>.
- Kobayashi, K. 1977. « Doc IIS-XIII ». 828.
- Kuguel, R. 1961. « A relation between theoretical stress concentration factor and fatigue notch factor deduced from the concept of highly stressed volume ». In *proc. ASTM*, 61:732-48.
- Lacourt, L. 2020. « Étude numérique de la nocivité des défauts dans les soudures ». Thèse de doctorat, MINES ParisTech.
- Lanning, D., T. Nicholas, et G. Haritos. 2005. « On the Use of Critical Distance Theories for the Prediction of the High Cycle Fatigue Limit Stress in Notched Ti-6Al-4V ». *International Journal of Fatigue* 27 (1): 45-57. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2004.06.002>.
- Lanning, D., T. Nicholas, et A. Palazotto. 2003. « HCF Notch Predictions Based on Weakest-Link Failure Models ». *International Journal of Fatigue* 25 (9-11): 835-41. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(03\)00156-7](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(03)00156-7).
- Lebaillif, David. 2006. « Fissuration en fatigue des structures mécano-soudées soumises à un environnement mécanique complexe ». Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lille.
- Lemaître, J., et J.L. Chaboche. 1990. *Mechanics of Solid Materials*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Léopold, G. 2011. « Influence des défauts de fonderie sur la tenue en fatigue d'un alliage de titane moule ». Thèse de doctorat, ISAE-ENSMA de Poitiers.
- Léopold, G., Y. Nadot, T. Billaudeau, et J. Mendez. 2015. « Influence of Artificial and Casting Defects on Fatigue Strength of Moulded Components in Ti-6Al-4V Alloy ». *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 38 (9): 1026-41. <https://doi.org/10.1111/ffe.12326>.

- Leuders, S., T. Lieneke, S. Lammers, T. Tröster, et T. Niendorf. 2014. « On the Fatigue Properties of Metals Manufactured by Selective Laser Melting – The Role of Ductility ». *Journal of Materials Research* 29 (17): 1911-19. <https://doi.org/10.1557/jmr.2014.157>.
- Li, P., P.D. Lee, D.M. Maijer, et T.C. Lindley. 2009. « Quantification of the Interaction within Defect Populations on Fatigue Behavior in an Aluminum Alloy ». *Acta Materialia* 57 (12): 3539-48. <https://doi.org/10.1016/j.actamat.2009.04.008>.
- Lieurade, H. P., et I. Huther. 2000. « Introduction aux méthodes de dimensionnement à la fatigue des composants soudés. » *Mécanique & industries* 1 (5): 465-75.
- Lieurade, H.P., A. Bignonnet, et M. Wyseur. 1990. « Pratique des essais de fatigue sur éléments soudés ». IRSID 90316.
- Lindh, D. V., et G.M. Peshak. 1969. « The Influence of Weld Defects on Performance ». *Weld. J. (N. Y.)*, n° 48: 45-56.
- Lütjering, G. 1998. « Influence of processing on microstructure and mechanical properties of (α + β) titanium alloys ». *Materials Science and Engineering A243*: 32-45.
- Lütjering, G., et J.C. Williams. 2007. *Titanium*. 2nd edition. Springer.
- Lynch, S.P. 1988. « Environmentally assisted cracking: Overview of evidence for an adsorption-induced localised-slip process ». *Acta Metallurgica* 36 (10): 2639-61.
- Matsunaga, H., Y. Murakami, M. Kubota, et J.H. Lee. 2003. « Fatigue Strength of Ti-6Al-4V Alloys Containing Small Artificial Defects ». *Materials Science Research International* 52 (12Appendix): 263-69. https://doi.org/10.2472/jsms.52.12Appendix_263.
- Maxwell, D.C., et T. Nicholas. 1999. « A rapid method for generation of a Haigh diagram for high cycle fatigue ». In *Fatigue and Fracture Mechanics: 29th Volume*, 29:626-41. ASTM International.
- Mughrabi, H. 2002. « On ‘Multi-Stage’ Fatigue Life Diagrams and the Relevant Life-Controlling Mechanisms in Ultrahigh-Cycle Fatigue ». *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 25 (8-9): 755-64. <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2002.00550.x>.
- Murakami, Y. 2002. *Metal Fatigue: Effects of Small Defects and Nonmetallic Inclusions*. Elsevier.
- Murakami, Y., et M. Endo. 1983. « Quantitative Evaluation of Fatigue Strength of Metals Containing Various Small Defects or Cracks ». *Engineering Fracture Mechanics* 17 (1): 1-15. [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(83\)90018-8](https://doi.org/10.1016/0013-7944(83)90018-8).
- Murakami, Y., et S. Nemat-Nasser. 1982. « Interacting Dissimilar Semi-Elliptical Surface Flaws under Tension and Bending ». *Engineering Fracture Mechanics* 16 (3): 373-86. [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(82\)90115-1](https://doi.org/10.1016/0013-7944(82)90115-1).
- Murakami, Y. 1983. « Growth and Stability of Interacting Surface Flaws of Arbitrary Shape ». *Engineering Fracture Mechanics* 17 (3): 193-210. [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(83\)90027-9](https://doi.org/10.1016/0013-7944(83)90027-9).
- Nadot, Y. 2022. « Fatigue from Defect: Influence of Size, Type, Position, Morphology and Loading ». *International Journal of Fatigue* 154 (janvier): 106531. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2021.106531>.
- Nadot, Y., et T. Billaudeau. 2006. « Multiaxial Fatigue Limit Criterion for Defective Materials ». *Engineering Fracture Mechanics* 73 (1): 112-33. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2005.06.005>.
- Neuber, H. 1958. « Theory of notch stresses: principles for exact calculation of strength with reference to structural form and material ». Berlin: Springer Verlag.
- Nisitani, H. 1968. « Effects of Size on the Fatigue Limit and the Branch Point in Rotary Bending Tests of Carbon Steel Specimens ». *Bulletin of JSME* 11: 947-57.

- Nitschke-Pagel, T., et J. Hensel. 2021. « An Enhancement of the Current Design Concepts for the Improved Consideration of Residual Stresses in Fatigue-Loaded Welds ». *Welding in the World* 65 (4): 643-51. <https://doi.org/10.1007/s40194-021-01065-8>.
- Oguma, H., et T. Nakamura. 2013. « Fatigue Crack Propagation Properties of Ti–6Al–4V in Vacuum Environments ». *International Journal of Fatigue* 50 (mai): 89-93. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2012.02.012>.
- Palin-Luc, T., et S. Lassarre. 1998. « An energy based criterion for high cycle multiaxial fatigue ». *European Journal of Mechanics* 17 (2): 237-51.
- Papadopoulos, I.V., et V.P. Panoskaltis. 1996. « Invariant Formulation of a Gradient Dependent Multiaxial High-Cycle Fatigue Criterion ». *Engineering Fracture Mechanics* 55 (4): 513-28. [https://doi.org/10.1016/S0013-7944\(96\)00047-1](https://doi.org/10.1016/S0013-7944(96)00047-1).
- PD ISO/TR 14345. 2013. *Fatigue - Fatigue Testing of Welded Components - Guidance*. Definitive.
- Pengfei, F., M. Zhiyong, Z. Congjin, W. Yajun, et W. Chunming. 2013. « Microstructures and fatigue properties of electron beam welds with beam oscillation for heavy section TC4-DT alloy ». *Chinese Journal of Aeronautics* 27 (4): 1015-21.
- Pessard, E., D. Bellett, F. Morel, et I. Koutiri. 2013. « A Mechanistic Approach to the Kitagawa–Takahashi Diagram Using a Multiaxial Probabilistic Framework ». *Engineering Fracture Mechanics* 109 (septembre): 89-104. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2013.06.001>.
- Pessard, E., M. Lavialle, P. Laheurte, P. Didier, et M. Brochu. 2021. « High-Cycle Fatigue Behavior of a Laser Powder Bed Fusion Additive Manufactured Ti-6Al-4V Titanium: Effect of Pores and Tested Volume Size ». *International Journal of Fatigue* 149 (août): 106206. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2021.106206>.
- Radenkovic, D. 1981. « Analyse des contraintes dans les joints tubulaires ». *Institut de recherche de la sidérurgie française*.
- Redchits, V.V. 1981. « Influence du degré de dégazage du bain fondu sur la formation de pores au cours du soudage de matériaux actifs ». *Svarka*, n° 6: 41-44.
- Rhodes, C. G., et N. E. Paton. 1979. « Formation Characteristics of the α/β Interface Phase in Ti-6Al-4V ». *Metallurgical Transactions A* 10: 209-16.
- Rotella, A. 2017. « Fatigue d'un alliage d'aluminium moulé A357-T6: rôle de la morphologie, de la position des défauts et application à une structure pour le calcul de la durée de vie en fatigue ». Thèse de doctorat, ISAE-ENSMA de Poitiers.
- Schork, B., P. Kucharczyk, M. Madia, U. Zerbst, J. Hensel, J. Bernhard, D. Tchuindjang, M. Kaffenberger, et M. Oechsner. 2018. « The Effect of the Local and Global Weld Geometry as Well as Material Defects on Crack Initiation and Fatigue Strength ». *Engineering Fracture Mechanics* 198 (juillet): 103-22. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2017.07.001>.
- Shamir, M., A.K. Syed, V. Janik, R. Biswal, et X. Zhang. 2020. « The Role of Microstructure and Local Crystallographic Orientation near Porosity Defects on the High Cycle Fatigue Life of an Additive Manufactured Ti-6Al-4V ». *Materials Characterization* 169 (novembre): 110576. <https://doi.org/10.1016/j.matchar.2020.110576>.
- Simon, J. 2018. « Influence de micro-entailles sur le comportement en fatigue à grand nombre de cycles d'un alliage de TA6V : Comparaison avec le fretting-fatigue ». Thèse de doctorat, ISAE-ENSMA de Poitiers.
- Sines, G. 1959. « Behaviour of metals under complex static and alternating stresses ». *Metal fatigue* 1: 145-69.
- Sonsino, C.M., H. Kaufmann, et V. Grubišić. 1997. « Transferability of Material Data for the Example of a Randomly Loaded Forged Truck Stub Axle ». In , 970708. <https://doi.org/10.4271/970708>.

- Susmel, L. 2008. « The Theory of Critical Distances: A Review of Its Applications in Fatigue ». *Engineering Fracture Mechanics* 75 (7): 1706-24. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2006.12.004>.
- Tammas-Williams, S., P. J. Withers, I. Todd, et P. B. Prangnell. 2017. « The Influence of Porosity on Fatigue Crack Initiation in Additively Manufactured Titanium Components ». *Scientific Reports* 7 (1): 7308. <https://doi.org/10.1038/s41598-017-06504-5>.
- Taylor, D. 1999. « Geometrical Effects in Fatigue: A Unifying Theoretical Model ». *International Journal of Fatigue* 21 (5): 413-20. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(99\)00007-9](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(99)00007-9).
- Turlier, D., P. Klein, et F. Bérard. 2014. « FEA Shell Element Model for Enhanced Structural Stress Analysis of Seam Welds ». *Welding in the World* 58 (4): 511-28. <https://doi.org/10.1007/s40194-014-0134-y>.
- Vayssette, B. 2020. « Comportement en fatigue de pièces de Ti-6Al-4V obtenues par SLM et EBM: effet de la rugosité ». Thèse de doctorat, Arts et Métiers Sciences et Technologies, France.
- Vincent, M. 2018. « Interaction entre défaut de surface et taille de grain en fatigue à grand nombre de cycles : approche expérimentale et numérique sur un fer pur Armco ». Thèse de doctorat, ISAE-ENSMA de Poitiers.
- Wei, R.P., et G.W. Simmons. 1981. « Recent Progress in Understanding Environment Assisted Fatigue Crack Growth ». *International Journal of Fracture* 17 (2): 235-47. <https://doi.org/10.1007/BF00053522>.
- Weibull, W. 1939. « A statistical theory of the strength of materials ». *IVB-Handl.*, 151.
- Wu, G.Q. 2013. « Effect of microstructure on the fatigue properties of Ti-6Al-4V titanium alloys ». *Materials and Design* 46: 668-74. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2012.10.059>.
- Yoshinaka, F., T. Nakamura, S. Nakayama, D. Shiozawa, Y. Nakai, et K. Uesugi. 2016. « Non-Destructive Observation of Internal Fatigue Crack Growth in Ti-6Al-4V by Using Synchrotron Radiation μ CT Imaging ». *International Journal of Fatigue* 93 (décembre): 397-405. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.05.028>.
- Yoshinaka, F., T. Nakamura, A. Takeuchi, M. Uesugi, et K. Uesugi. 2019. « Initiation and Growth Behaviour of Small Internal Fatigue Cracks in Ti-6Al-4V via Synchrotron Radiation Microcomputed Tomography ». *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* 42 (9): 2093-2105. <https://doi.org/10.1111/ffe.13085>.
- Zerbst, U., M. Madia, B. Schork, J. Hensel, D. Kucharczyk, D. Ngoula, D. Tchuindjang, J. Bernhard, et C. Beckmann. 2019. *Fatigue and Fracture of Weldments: The IBESS Approach for the Determination of the Fatigue Life and Strength of Weldments by Fracture Mechanics Analysis*. Springer.
- Zhu, C., J. He, J. Peng, Y. Ren, X. Lin, et M. Zhu. 2019. « Failure Mechanism Analysis on Railway Wheel Shaft of Power Locomotive ». *Engineering Failure Analysis* 104 (octobre): 25-38. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.05.013>.

Annexe A

Type de concentrateur	Nom	Côté	R	σ_a [MPa]	PWHT 680°C/2h
Racine sans passe de lissage	TW1_5	A	0,1	164	Non
	TW6_5	B	0,1	185	Non
	TWs2_5	A	0,1	155	Non
	TW3_1s	B	0,1	167	Non
	TWs2_1s	B	0,1	176	Non
	TW9_10	B	0,1	152	Non
	TW1_6s	B	0,1	123	Non
	TW3_6s	B	0,1	83	Non
	TW4_6s	B	0,1	87	Non
	TW1_7s	B	0,1	82	Non
	TW3_7s	B	0,1	57	Non
	TW4_7s	B	0,1	58	Non
Racine avec passe de lissage	TW1_1	A	0,1	151	Oui
	TW2_1	B	0,1	135	Non
	TW4_1	B	0,1	143	Oui
	TW5_1	B	0,1	134	Non
	TWs2_1	B	0,1	173	Non
	TWs3_1	B	0,1	144	Non
	TWs5_1	B	0,1	153	Non
	TW1	B	0,1	134	Non
	TW2	B	0,1	144	Non
	TWs2	B	0,1	160	Non
	TWs3	A	0,1	131	Non
	TWs4	A	0,1	142	Non
	TW4_3	B	0,1	154	Oui
	TW8_3	B	0,1	156	Non
	TW3_4	B	0,5	122	Non
	TW2_4	B	0,1	152	Oui
	TW4_4	B	0,5	103	Non
	TW5_4	A	0,1	133	Non
	TW8_4	A	0,1	146	Oui
	TWs1_4	B	0,1	145	Non
	TWs2_4	B	0,1	119	Non
	TW1_3s	A	0,5	94	Non
	TW3_3s	A	0,5	87	Non
	TW4_3s	B	0,5	114	Non
TW8_7	A	0,1	125	Non	
TW10_7	A	0,1	112	Non	
Pied	TW3_5	B	0,1	204	Non
	TWs3_5	B	0,1	222	Non
	TW1_1s	B	0,1	183	Non
	TWs1_1s	B	0,1	172	Non
	TW3_9	B	0,1	155	Non
	TW4_9	B	0,1	205	Non
	TW10_9	B	0,1	132	Non
	TW1_10	B	0,1	206	Non
	TW4_10	B	0,1	152	Non
	TW5_10	B	0,1	202	Non
	TW7_10	B	0,1	192	Non

Tableau A-1 : Limite de fatigue pour les amorçages dans les zones de raccordement pied et racine.

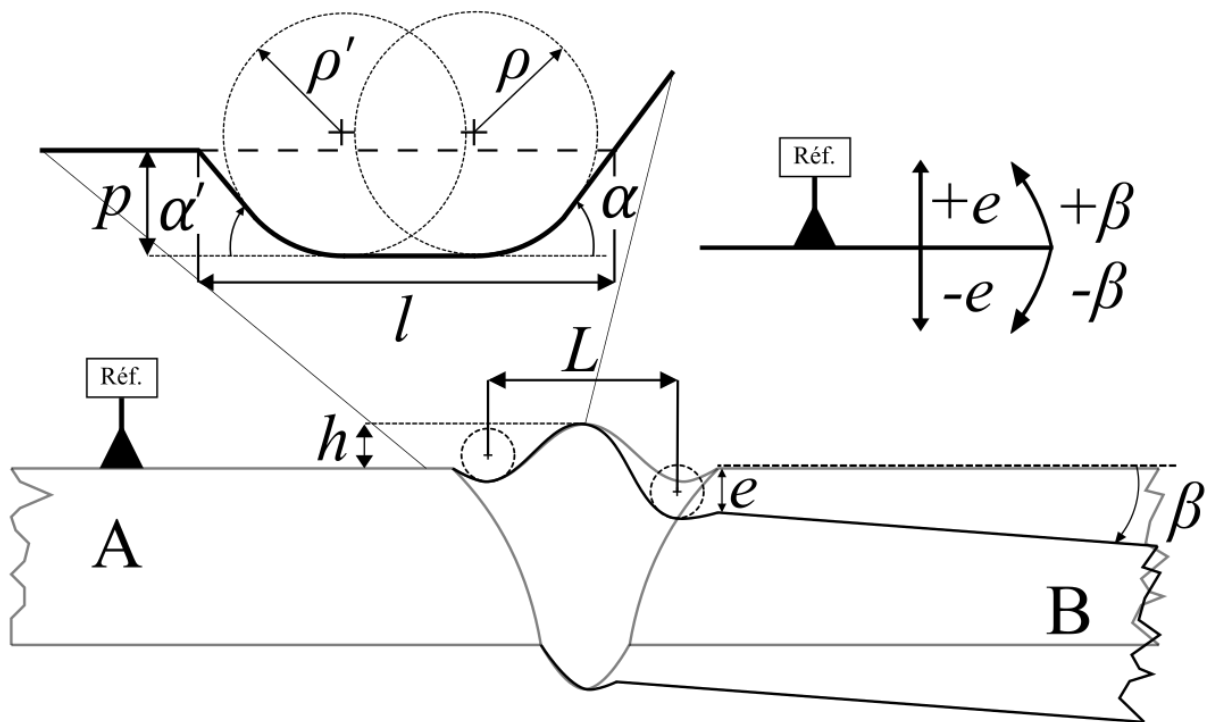


Figure A-IX-1 : Côtés A et B.

Nom	Côté	pa [μm]	αa [deg]	pb [μm]	αb [deg]	L [μm]	h [μm]	β [deg]	e [μm]	pa [μm]	la [μm]	α'a [deg]	ρ'a [μm]	pb [μm]	lb [μm]	α'b [deg]	ρ'b [μm]
TW1_5	A	251	30,42	286	37,65	2983	515	-0,240	39	-	-	-	-	-	-	-	-
TW6_5	B	298	14,15	94	23,46	2936	380	0,270	2	-	-	-	-	-	-	-	-
TWs2_5	A	405	24,6	355	25,7	3066	543	0,070	172	-	-	-	-	-	-	-	-
TW3_1s	B	448	29,65	182	37,89	2787	336	-0,600	-129	-	-	-	-	-	-	-	-
TWs2_1s	B	275	37,29	91	33,31	2726	363	-0,620	-117	-	-	-	-	-	-	-	-
TW9_10	B	495	22,67	225	40,27	3113	504	-0,060	-152	-	-	-	-	-	-	-	-
TW1_6s	B	1463	20,54	352	29,22	3259	449	-0,138	-443	-	-	-	-	-	-	-	-
TW3_6s	B	613	26,02	53	30,03	2983	436	-0,107	-586	-	-	-	-	-	-	-	-
TW4_6s	B	1303	28,72	32	25,63	3268	476	-0,080	-506	-	-	-	-	7	57	15,70	34
TW1_7s	B	608	23,46	218	31,98	2702	144	-0,220	-977	84	885	10,28	1471	-	-	-	-
TW3_7s	B	1206	15,43	33	42,95	2894	247	-0,192	-1109	113	830	45,48	84	6	47	14,80	41
TW1_1	A	61	19,61	936	21,63	3053	580	-0,243	70	8	87	23,65	24	-	-	-	-
TW2_1	B	91	40,74	277	27,61	2896	459	-0,280	-170	10	80	19,01	-	-	-	-	-
TW4_1	B	314	25,21	257	35,57	2948	385	-0,352	-225	-	-	-	-	-	-	-	-
TW5_1	B	377	30,19	90	37,36	2977	430	-0,160	-218	-	-	-	-	-	-	-	-
TWs2_1	B	546	28,02	311	37,32	3013	276	-0,480	-233	-	-	-	-	-	-	-	-
TWs3_1	B	56	19,25	40	19,76	2872	80	-0,510	-258	-	-	-	-	-	-	-	-
TWs5_1	B	620	27,98	479	31,21	3071	390	-0,160	-193	-	-	-	-	-	-	-	-
TW1	B	579	27,40	190	25,82	3117	441	0,080	-103	-	-	-	-	-	-	-	-
TW2	B	153	21,85	74	21,55	2895	442	0,000	-224	-	-	-	-	-	-	-	-
TWs2	B	507	19,91	57	21,02	3002	414	-0,300	-254	-	-	-	-	8	65	17,90	53
TWs3	A	49	30,19	28	26,91	2679	635	-0,040	274	-	-	-	-	-	-	-	-
TWs4	A	215	29,39	188	18,65	2850	626	-0,180	289	-	-	-	-	-	-	-	-
TW4_3	B	584	35,46	50	20,6	2997	537	-0,270	-61	-	-	-	-	-	-	-	-
TW8_3	B	64	31,21	58	31,17	2896	484	0,326	-130	-	-	-	-	-	-	-	-
TW3_4	B	191	22,21	173	29,54	2949	515	-0,353	-125	-	-	-	-	-	-	-	-
TW2_4	B	409	24,86	91	27,41	2901	502	-0,311	-104	-	-	-	-	-	-	-	-
TW4_4	B	521	24,91	60	16,14	3043	512	-0,225	-130	-	-	-	-	4	50	15,60	60
TW5_4	A	77	54,43	90	29,27	2906	567	-0,267	19	47	202	45,17	44	18	77	35,40	18
TW8_4	A	131	29,79	418	24,26	2996	600	-0,034	109	-	-	-	-	-	-	-	-
TWs1_4	B	222	34,01	175	42,15	2925	471	-0,467	-100	-	-	-	-	-	-	-	-
TWs2_4	B	178	20,92	12	21,6	2868	496	-0,290	-100	-	-	-	-	13	64	34,30	11
TW1_3s	A	22	14,99	576	22,01	2724	540	-0,285	110	28	177	17,00	41	-	-	-	-
TW3_3s	A	258	33,17	136	26,68	2822	623	-0,314	100	-	-	-	-	-	-	-	-
TW4_3s	B	290	21,21	108	20,22	2842	346	-0,257	38	11	148	19,34	80	-	-	-	-
TW8_7	A	49	12,90	468	33,26	2967	421	0,330	-137	10	114	16,21	92	-	-	-	-
TW10_7	A	35	24,79	707	29,53	3073	536	0,613	101	11	71	22,40	63	-	-	-	-
TW3_5	B	2681	13,64	689	20,13	4374	234	-0,370	-103	83	1195	12,31	2453	278	1549	40,88	1738
TWs3_5	B	2681	13,64	855	22,74	4404	281	-0,480	-50	85	2800	-	-	245	1569	25	1315
TW1_1s	B	1017	12,90	1161	11,01	4089	177	0,470	59	159	1350	20,09	987	386	3718	49,48	957
TWs1_1s	B	1948	18,48	409	22,08	4171	357	0,470	41	99	1174	37,65	1278	133	1476	33,39	302
TW3_9	B	2567	17,80	1995	15,61	4682	373	0,208	165	116	1289	21,15	1121	222	1593	24,54	205
TW4_9	B	2082	14,12	1282	17,71	4707	364	0,146	126	90	1000	20,72	1249	241	1652	30,73	1282
TW10_9	B	1600	8,56	880	10,26	4589	95	-0,317	-101	138	1868	30,43	1427	259	1841	23,49	805
TW1_10	B	2232	7,79	1187	9,577	4524	292	0,265	178	111	1186	13,07	939	297	1997	12,53	653
TW4_10	B	1618	17,38	910	21,12	4566	383	0,069	136	75	1085	15,02	792	306	1863	22,48	992
TW5_10	B	2473	14,54	879	19,80	4455	294	-0,008	56	137	1443	14,60	1235	352	1843	21,08	534
TW7_10	B	2218	12,81	1076	12,98	4661	338	-0,060	171	110	237	9,75	1947	303	1906	31,36	760

Tableau A-2 : Géométrie idéalisée représentative de l'amorçage. Paramètres du côté A notés en indice « a » :
paramètres du côté B notés en indice « b ».

Annexe B

Nom	Contrainte macroscopique		Contrainte au centre de gravité		PWHT 680°C/2h	Ligament [μm]	Diamètre [μm]	$\sqrt{\text{aire}}$ [μm]
	σ_a [MPa]	R	σ_a [MPa]	R				
TW3_1	165	0,1	149	0,11	Non	0	225	208
TW5	174	0,1	170	0,1	Non	-	114	91
TW6	213	0,1	165	0,08	Non	0	78	74
TW6_3	195	0,1	185	0,1	Non	21	56	64
TW9_3	207	0,1	166	0,1	Non	22	213/141	280
TWs5_3	195	0,1	-	-	Non	-	-	113
TW1_4	200	0,1	170	0,09	Non	60	282	295
TW6_4	170	0,1	135	0,1	Non	20	155	160
TW7_4	164	0,1	118	0,09	Non	35	194	204
TW9_4	171	0,1	158	0,09	Non	-	-	113
TW9_6	144	0,1	-	0,1	Non	-	101	91
TW3_7	178	0,1	167	0,1	Oui	0	83	82
TW5_7	198	0,1	208	0,11	Oui	0	58	56
TW7_7	200	0,1	165	0,09	Oui	4	109	107
TW2_8	155	0,1	147	0,1	Oui	11	137	111
TW3_8	192	0,1	-	-	Oui	-	89	92
TWs1_8	195	0,1	170	0,2	Oui	0	92	86
TWs2_8	187	0,1	179	0,2	Oui	0	71	67

Tableau B-1 : Contraintes et caractéristiques des 18 porosités naturelles causes de la rupture.

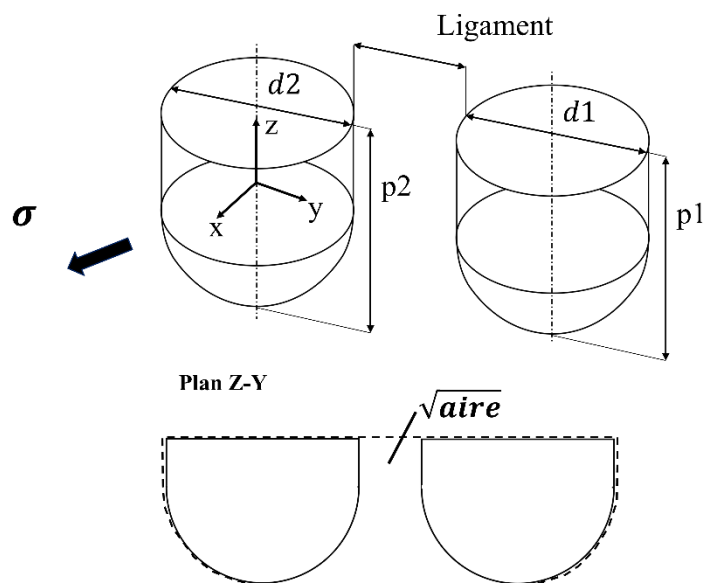


Figure B-1 : Définition des paramètres d_1 , p_1 , d_2 , p_2 et $\sqrt{\text{aire}}$ pour des défauts en interaction : 800:400 ; 800:800 ; 1000:200 ; 200:100.

	Nom	Contrainte macroscopique		Contrainte au centre de gravité		d1 [μm]	p1 [μm]	d2 [μm]	p2 [μm]	Ligament [μm]	√aire [μm]
		σ _a [MPa]	R	σ _a [MPa]	R						
Fraise	TW6_8	233	0,1	222	0,1	200	150	-	-	-	134
	TWs6_6	207	0,1	201	0,1	400	302	-	-	-	346
	TWs5_8	210	0,1	197	0,1	600	450	-	-	-	471
	TWs5_6	193	0,1	182	0,1	614	436	-	-	-	610
	TWs4_8	192	0,1	182	0,1	800	589	-	-	-	626
	TWs3_6	203	0,1	191	0,1	786	585	-	-	-	650
	TWs8_6	195	0,1	193	0,1	992	764	-	-	-	870
	TWs8_8	175	0,1	166	0,1	1530	1141	-	-	-	1299
	TWs7_8	182	0,1	172	0,1	2000	1500	-	-	-	1732
800:400	TWs4_6	89	0,1	83	0,1	784	600	382	300	21	712
	TWs9_8	116	0,1	112	0,1	800	600	400	300	48	704
	TW6_6	133	0,1	127	0,1	800	600	400	300	95	737
	TW1_6	144	0,1	137	0,1	800	634	400	304	160	766
	TW7_6	163	0,1	157	0,1	800	613	400	307	227	773
800:800	TWs1_6	105	0,1	99	0,1	738	595	740	607	59	934
	TWs3_8	124	0,1	116	0,1	802	602	802	600	85	961
	TW2_3s	184	0,1	178	0,1	780	596	780	600	185	1001
	TW1_8	193	0,1	182	0,1	794	598	794	591	408	1010
1000:200	TW10_8	97	0,1	92	0,1	1000	760	200	165	20	817
	TW4_6	97	0,1	91	0,1	1000	765	200	165	40	811
	TW5_8	196	0,1	185	0,1	1000	750	200	150	194	846
400:200	TW8_6	144	0,1	139	0,1	400	346	200	165	40	399
200:100	TWs3_4	129	0,1	122	0,1	214	174	108	89	10	210
	TWs8_4	177	0,1	168	0,1	224	170	120	80	42	225
	TWs4_4	202	0,1	190	0,1	216	178	120	83	198	183
Foret, lente	TWs3_3s	170	0,1	166	0,1	200	150	-	-	-	176
	TWs7_6	124	0,1	121	0,1	800	600	-	-	-	657
	TWs3_7	117	0,1	109	0,1	1000	750	-	-	-	818
	TWs1_7	92	0,1	87	0,1	1500	1125	-	-	-	1238
	TWs2_7	104	0,1	96	0,1	1500	1125	-	-	-	1233
Foret, rapide	TWs6_8	107	0,1	102	0,1	808	597	-	-	-	642
Électroérosion	TWs6_3	154	0,1	145	0,1	-	-	-	-	-	94
	TWs8_3	103	0,1	96	0,1	-	-	-	-	-	316
	TWs1_3	87	0,1	83	0,1	-	-	-	-	-	401
	TWs2_3	80	0,1	75	0,1	-	-	-	-	-	522
	TWs7_3	74	0,1	69	0,1	-	-	-	-	-	599

Tableau B-2 : Caractéristiques des essais réalisés sur défauts artificiels.

	Nom	Contrainte macroscopique		Contrainte au centre de gravité		d [μm]	p [μm]	$\sqrt{\text{aire}}$ [μm]
		σ_a [MPa]	R	σ_a [MPa]	R			
Essais sous vide (6.10^{-4}Pa)	TWs5_4s	261	0,1	249	0,1	200	150	162
	TWs3_5s	224	0,1	223	0,1	200	150	162
	TWs3_4s	199	0,1	198	0,1	800	600	609
	TWs4_5s	197	0,1	195	0,1	800	600	621
	TWs4_8s	167	0,1	159	0,1	1500	1125	1300
	TWs5_8s	148	0,1	143	0,1	1500	1125	1300
Essais air	TWs4_4s	216	0,1	216	0,1	800	600	597
	TWs1_8s	162	0,1	156	0,1	1500	1125	1300

Tableau B-3 : Caractéristiques d'essais spécifiques avec défauts artificiels réalisés sur machine hydraulique munie d'une enceinte.

Annexe C

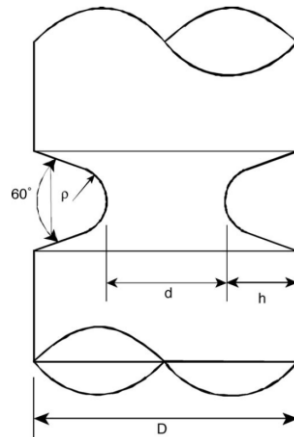


Figure C-1 : Éprouvette entaillée de Lanning, réalisée par low-stress grinding, polissage et traitement thermique de détensionnement [Lanning, 2005]

Nom	R	ρ [μm]	α [deg]	D [mm]	d [mm]
lan_197_01	0,1	330	60	5,720	5,520
lan_230_01	0,1	330	60	5,720	5,310
lan_258_01	0,1	330	60	5,720	4,960
lan_272_01	0,1	330	60	5,720	4,260
lan_285_01	0,1	127	60	5,720	5,470
lan_286_01	0,1	203	60	5,720	5,210
lan_351_01	0,1	127	60	5,720	5,160
lan_407_01	0,1	127	60	5,720	4,450
lan_197_05	0,5	330	60	5,720	5,520
lan_230_05	0,5	330	60	5,720	5,310
lan_258_05	0,5	330	60	5,720	4,960
lan_272_05	0,5	330	60	5,720	4,260
lan_285_05	0,5	127	60	5,720	5,470
lan_286_05	0,5	203	60	5,720	5,210
lan_351_05	0,5	127	60	5,720	5,160
lan_407_05	0,5	127	60	5,720	4,450
lan_272_-1	-1	330	60	5,720	4,260
lan_272_065	0,65	330	60	5,720	4,260
lan_197_08	0,8	330	60	5,720	5,520
lan_272_08	0,8	330	60	5,720	4,260
lan_285_08	0,8	127	60	5,720	5,470
lan_407_08	0,8	127	60	5,720	4,450
lan_100_-1	-1	0	0	5,700	5,700
lan_100_01	0,1	0	0	5,700	5,700
lan_100_05	0,5	0	0	5,700	5,700
lan_100_065	0,65	0	0	5,700	5,700
lan_100_08	0,8	0	0	5,700	5,700

Tableau C-1 : Nomenclature et caractéristiques géométriques des éprouvettes de Lanning.

Nom	R	Nombre d'essais	Limite de fatigue en amplitude « Net section stress » [MPa]					
			Essai 1	Essai 2	Essai 3	Essai 4	Moyenne	$\frac{\text{Max} - \text{Min}}{\text{Moy}} * 100$
lan_197_01	0,1	3	172	184	187	-	181	8
lan_230_01	0,1	2	154	165	-	-	160	7
lan_258_01	0,1	2	148	156	-	-	152	5
lan_272_01	0,1	1	123	-	-	-	123	0
lan_285_01	0,1	4	120	126	136	145	132	19
lan_286_01	0,1	2	131	143	-	-	137	9
lan_351_01	0,1	2	92	110	-	-	101	18
lan_407_01	0,1	4	85	92	96	98	93	14
lan_197_05	0,5	4	126	129	133	135	131	7
lan_230_05	0,5	3	99	101	113	-	104	13
lan_258_05	0,5	3	79	87	94	-	87	17
lan_272_05	0,5	2	77	79	-	-	78	3
lan_285_05	0,5	3	102	99	91	-	97	11
lan_286_05	0,5	2	82	87	-	-	85	6
lan_351_05	0,5	4	73	74	80	82	77	12
lan_407_05	0,5	4	61	62	66	68	64	11
lan_272_-1	-1	3	166	179	188	-	178	12
lan_272_065	0,65	3	82	83	89	-	85	8
lan_197_08	0,8	2	87	89	-	-	88	2
lan_272_08	0,8	1	64	-	-	-	64	0
lan_285_08	0,8	2	80	86	-	-	83	7
lan_407_08	0,8	3	45	46	54	-	48	19
lan_100_-1	-1	2	468	494	-	-	481	5
lan_100_01	0,1	2	254	270	-	-	262	6
lan_100_05	0,5	2	171	181	-	-	176	6
lan_100_065	0,65	2	143	147	-	-	145	3
lan_100_08	0,8	2	89	87	-	-	88	2

Tableau C-2 : Limites de fatigue obtenues pour les essais réalisés par Lanning.

Annexe D : Conditions aux limites appliquées aux grandes éprouvettes

L'éprouvette soudée possède des désalignements radiaux et angulaires. Une fois l'éprouvette bridée dans la machine d'essais, ces désalignements sont plus ou moins annulés en fonction de la rigidité de la machine, cela engendre une contrainte qui se répercute sur la tenue en fatigue du joint. Nous cherchons à prendre en considération la rigidité de la machine sur nos modèles numériques dans le but d'estimer au mieux le champ de contraintes vu dans la zone de raccordement (Figure D-1).

Pour cela, la méthodologie choisie consiste à instrumenter des éprouvettes à l'aide de jauges de déformation afin de connaître les contraintes subies par l'éprouvette. Par la suite, le modèle numérique de ces mêmes éprouvettes est réalisé et les conditions aux limites sont recherchées pour permettre de reproduire au mieux le champ de contraintes obtenu expérimentalement.

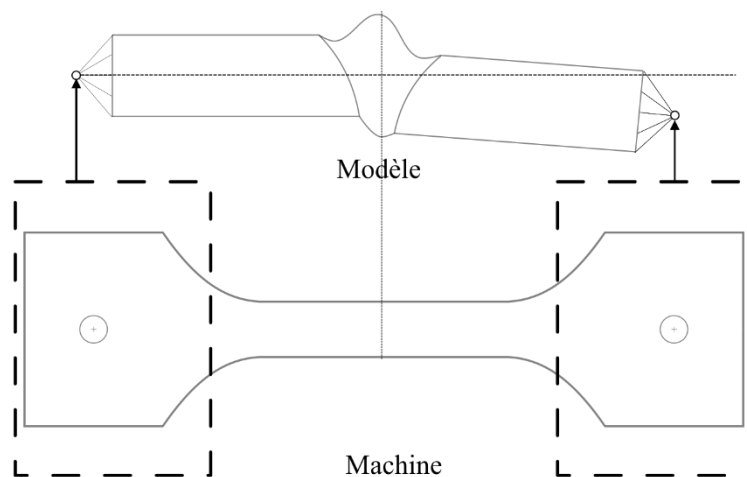


Figure D-1 : Modèle numérique représentatif de l'éprouvette montée dans la machine d'essai.

D.1 Partie expérimentale

D.1.1 Présentation des grandes éprouvettes

Les éprouvettes sont instrumentées à l'aide de quatre jauges placées de part et d'autre (Figure D-, b). Leur taille est de 5×10 soit une surface de 50 mm^2 , ainsi, la valeur de déformation obtenue est la moyenne des déformations dans cette zone. La jauge est positionnée sur une surface où la section travaillante de l'éprouvette ne varie pas et où l'état de surface est le plus lisse possible. Afin de respecter ces deux conditions, la jauge est placée à une distance de 20 mm du centre de l'éprouvette. La machine d'essais possède une rigidité latérale suivant la normale au coupon soudé.

Trois éprouvettes soudées ont été instrumentées, elles ont été choisies au regard de leur caractéristique géométrique (désalignement) afin d'exacerber la rigidité de la machine (Tableau D-1). Ainsi, TW2_6s possédant un désalignement radial de $-545 \text{ }\mu\text{m}$ a été retenue pour favoriser l'effet de ce désalignement, tandis que TW4_7 a été retenue pour favoriser l'effet du désalignement angulaire sur la rigidité de la machine, car elle possède un désalignement de $-0,212 \text{ deg}$. Quant à l'éprouvette TW6_4, elle a été retenue aléatoirement parmi les lots d'éprouvettes. Nous avons placé ces trois éprouvettes sur la

répartition statistique des désalignements radiaux et angulaires des critères d'amorçage de l'étude, soit 39 sites (Figure D-2). Ceci met en évidence que les désalignements radiaux des trois éprouvettes couvrent l'intégralité du spectre, ce qui n'est pas le cas pour le désalignement angulaire qui couvre uniquement la partie inférieure. Ainsi, nous serons plus nuancés sur l'effet du désalignement angulaire sur la rigidité de la machine. Une dernière éprouvette en métal de base dépourvue de désalignement, notée BM, a aussi été instrumentée. Elle a pour but de connaître les éventuelles sur-contraintes induites par un mauvais alignement de la machine.

Nom	e [μm]	β [deg]
TW4_7	-6	-0,212
TW6_7	-134	-0,078
TW2_6s	-545	-0,098
BM	0	0

Tableau D-1 : Désalignement des grandes éprouvettes instrumentées.

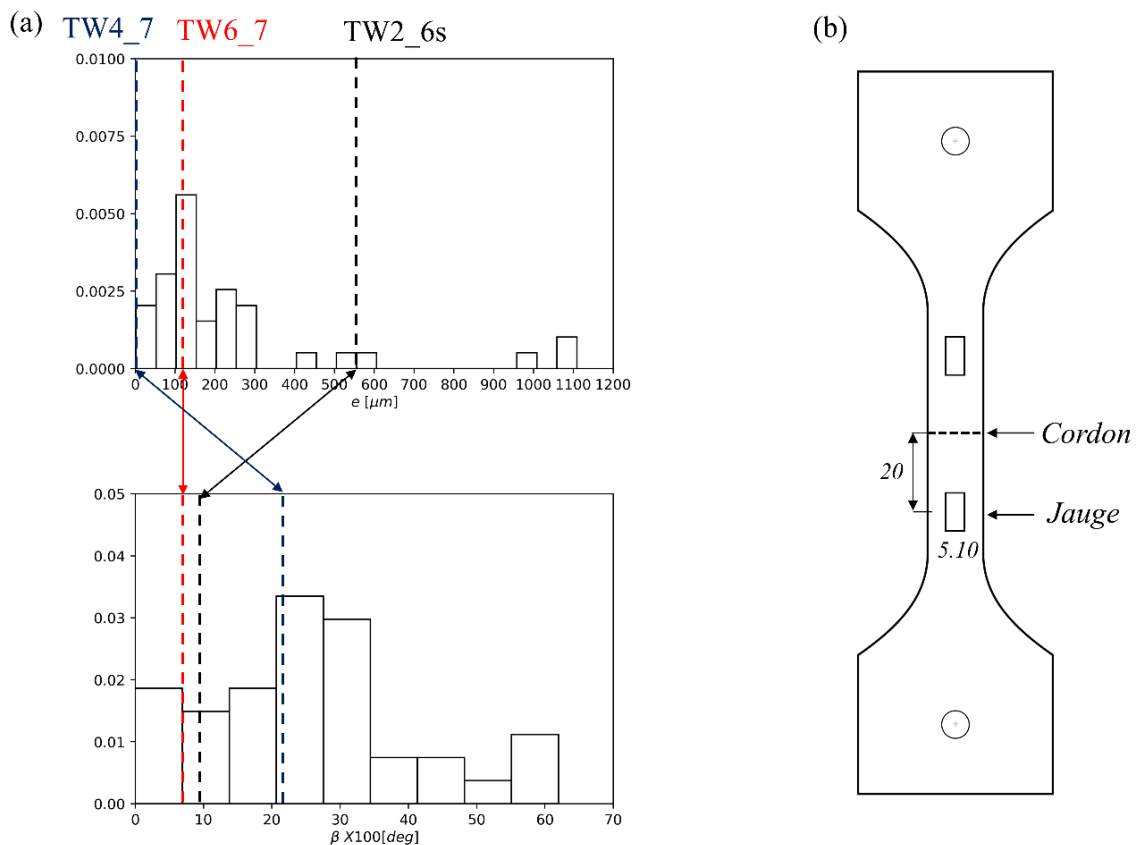


Figure D-2 : (a) Distribution statistique des désalignements radiaux (e) et angulaires (β) obtenue sur les 39 sites d'amorçage de l'étude. Les désalignements des éprouvettes instrumentées : TW4_7 (bleu), TW6_7 (rouge), TW2_6s (noire) sont placés sur ces distributions. (b) Position des jauges de déformation sur les grandes éprouvettes.

D.1.2 Acquisition des données

Les éprouvettes de fatigue sont sollicitées en dynamique, or nous avons fait le choix dans cette partie de travailler principalement en statique, cela a pour but de simplifier les acquisitions de déformation.

Toutefois, afin de comparer les déformations obtenues pour les chargements statique et dynamique, des acquisitions spécifiques ont été réalisées.

Les étapes de montage de l'éprouvette et d'acquisition des déformations sont les suivantes :

1. Remise à 0 des valeurs de déformation, l'éprouvette est libre de toute sollicitation.
2. Pré-charge statique réalisée par la machine de 5000 N.
3. Serrage des vis de contact.
4. Retour à une force de 0 N.
5. Acquisition (phase de charge) : 0 N, 3666 N, 7333 N, 8000 N, 9000 N, 10000 N, 11000 N, 12000 N et 13333 N.
6. Acquisition (phase de décharge) : 7333 N et 0 N.
7. Acquisition de la « déformation résiduelle » après libération de l'éprouvette.

Les éprouvettes instrumentées suivent la même procédure de positionnement dans la machine que celles permettant la réalisation des essais fatigue (étape 2), cela a pour but d'être au plus proche des essais de l'étude. Les efforts appliqués ont également été choisis pour la même raison. Ainsi, pour les grandes éprouvettes, une force de 13333 N correspond à une contrainte de 222 MPa, soit la contrainte maximale obtenue en dynamique pour un chargement de contrainte d'amplitude de 100 MPa à R=0,1. Cette contrainte permet de garantir la non-rupture de l'éprouvette tout en étant au plus proche de la limite de fatigue de celle-ci. L'acquisition des déformations de la phase de chargement (étape 5) est complétée par des acquisitions en phase de déchargement (étape 6), ces dernières ont pour but de vérifier que les déformations obtenues à l'aller sont les mêmes qu'au retour et donc que la déformation est correcte. De plus, une fois la phase de déchargement effectuée, l'éprouvette est retirée de la machine, nous vérifions alors que la déformation est bien proche de 0µm/m (étape 7). Nous sommes confiants quant à la qualité des mesures de déformation, en effet, les déformations en phase de chargement et déchargement sont proches ; et la déformation est quasiment nulle pour les éprouvettes libres après les différentes phases. Nous avons voulu connaître la répétabilité des phases de mise et maintien en position de l'éprouvette dans la machine. C'est pourquoi des opérations successives de montage, acquisition et démontage ont été réalisées, leur nombre est donné dans le Tableau D-2.

Nom	Montage/démontage
TW4_7	3
TW6_7	3
TW2_6s	6
BM	4

Tableau D-2 : Nombre d'opérations de montages et démontages successifs, l'objectif est de quantifier la répétabilité de la procédure de mise et maintien en position des éprouvettes.

D.1.3 Mise et maintien en position des éprouvettes

Les éprouvettes sont montées dans la machine en respectant un sens : inférieur/supérieur et endroit/envers de la machine (Figure D-3). La partie A est accrochée avec le mors inférieur tandis que la partie B est accrochée sur le mors supérieur. Le pied de cordon (TOP) est positionné sur l'endroit de la machine tandis que la racine (BOTTOM) est positionnée sur l'envers. Les quatre jauges A TOP, A BOTTOM, B TOP et B BOTTOM, respectent un code couleur : vert, rouge, bleu et noir.

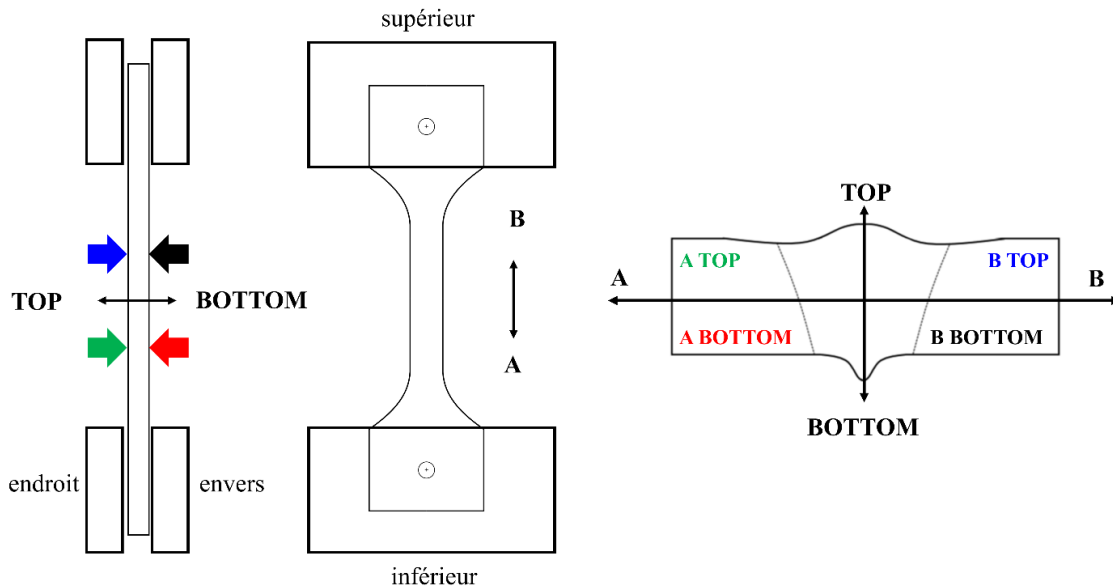


Figure D-3 : Code couleur.

D.1.4 Éprouvette métal de base

L'éprouvette en métal de base a pour objectif de quantifier l'effet de la machine en l'absence de tout désalignement. En effet, si les lignes inférieure et supérieure ne sont pas bien coaxiales alors il peut y avoir des différences de déformation entre les jauges, celles-ci doivent être quantifiées. Il s'est avéré que les déformations des jauges sont proches, l'écart entre les extremums est de moins de 10% (Figure D-4). Ainsi, les potentiels manques de co-axialité n'ont que peu ou pas d'effet. De plus, les opérations de montages/démontages successifs, au nombre de quatre, ont mis en évidence la répétabilité de cette opération. La réponse des jauges à la force appliquée est linéaire. On suppose un état de contraintes uni axial en surface de chaque éprouvette. En effet, la force est trop faible pour induire de la plasticité locale, et les déformations sont petites, il n'y a donc pas de non-linéarité. Le module d'élasticité macroscopique de surface a été obtenu via la pente de la courbe (Figure D-4), sa valeur est de $E=121231$ MPa. Cette valeur est en accord avec les données de la littérature bien que légèrement plus élevée, d'environ 10%. Cela peut être expliqué car les jauges donnent une information de surface, or celle-ci est usinée (non polie). Dans la suite de cette partie, nous avons fait le choix de travailler uniquement en contrainte et non en déformation, en effet, cela nous est plus familier. Pour faire le lien entre ces deux grandeurs, le module d'élasticité précédemment obtenu a été utilisé.

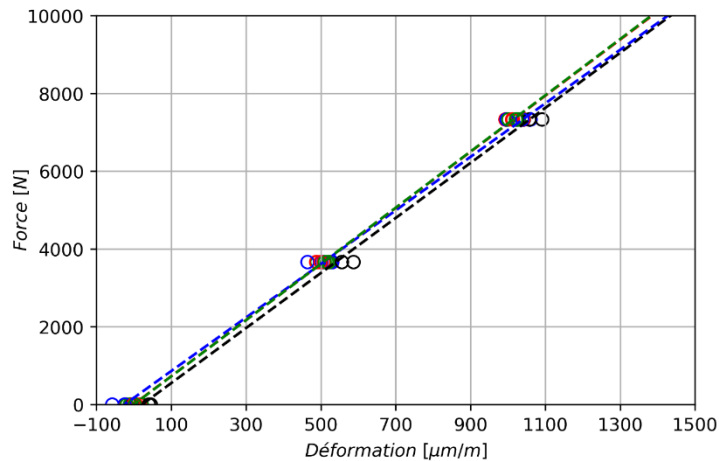


Figure D-4 : Force appliquée par la machine d'essais fonction des déformations aux jauges pour quatre montages/démontages successifs. Mise en évidence de la tendance linéaire, de la répétabilité des montages/démontages et du bon alignement de la machine d'essais.

D.1.5 Éprouvettes soudées

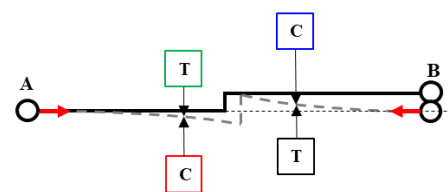
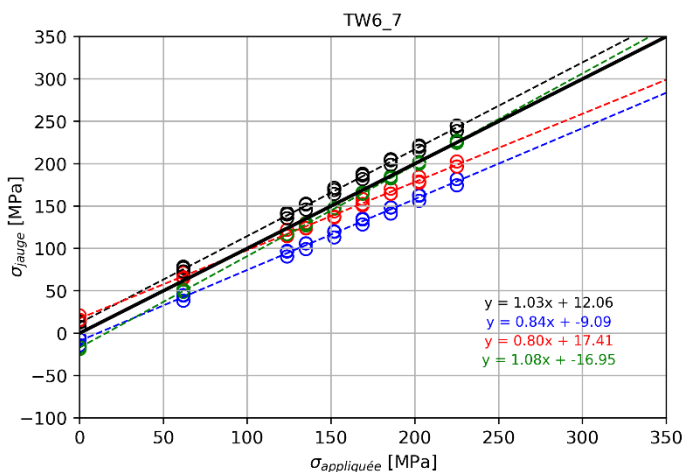
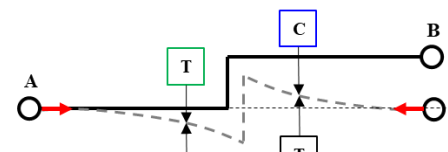
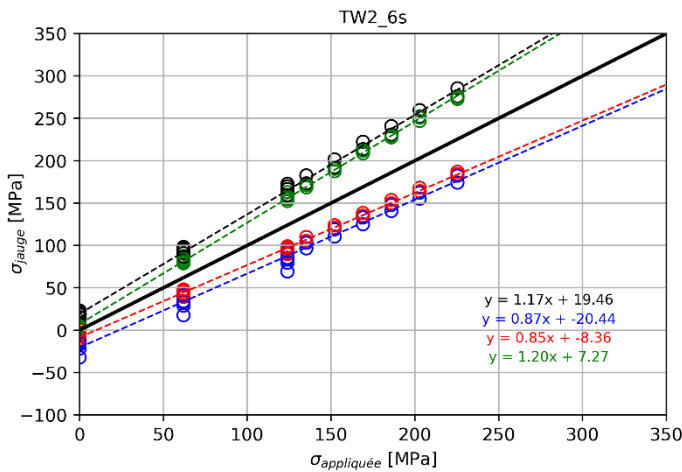
Les trois grandes éprouvettes soudées ont été sollicitées en contrainte statique de 0 MPa à 222 MPa. Neuf acquisitions ont été réalisées dans la phase de chargement comme le décrit la procédure. De plus, des opérations de montages/démontages successifs de l'éprouvette ont été menées. Les points sont affichés dans un diagramme représentant la contrainte aux jauges en fonction de la contrainte appliquée (Figure D-5).

Les opérations successives de montages/démontages de l'éprouvette ne modifient pas la réponse des jauges, ainsi, cette opération est répétable. Afin de suivre l'évolution de la contrainte aux jauges par rapport à la contrainte appliquée, des courbes d'interpolation linéaires sont tracées (courbes en pointillés). Dans ce diagramme, la courbe noire en traits pleins passe par l'origine et est de coefficient directeur 1, elle correspond à la réponse des éprouvettes sans désalignement et servira de référence. Nous allons dès à présent détailler la réponse au chargement de chaque éprouvette.

Comme nous l'attendions, l'éprouvette TW2_6s qui possède le plus grand désalignement radial (545 µm) a les contraintes aux jauges les plus éloignées de la référence. Par exemple, pour une contrainte appliquée de 250 MPa, les contraintes aux jauges sont de 300 MPa et 200 MPa, soit +/- 20% de la contrainte appliquée. Cela met en évidence que la qualité des conditions aux limites à appliquer au modèle numérique est d'autant plus importante pour les éprouvettes possédant des forts désalignements. Le diagramme de contrainte aux jauges fonction de la contrainte appliquée, montre que la contrainte aux jauges A TOP et B BOTTOM est au-dessus de la courbe de référence et que B TOP et A BOTTOM sont en dessous. Cela signifie que le désalignement radial induit un déchargement ou un surchargement mécanique suivant les diagonales de l'éprouvette. Afin de mieux appréhender ce résultat, un schéma montrant l'allure de l'éprouvette avant (traits pleins) et après (pointillés de couleur grise) bridage est représenté (Figure D-4). L'hypothèse pour la réalisation de la déformée après bridage est d'attribuer à la machine d'essais une rigidité infinie. Cela signifie que les points aux extrémités A et B sont sur une même ligne horizontale et que la déformée est tangente en ces points. Le schéma permet de comprendre qualitativement quels sont les côtés chargés ou déchargés.

Pour l'éprouvette TW6_7 le désalignement radial est moins prononcé (134 μm) cela se répercute sur les écarts moins importants entre les contraintes aux jauges et la référence. Nous retrouvons la même tendance que celle de l'éprouvette TW2_6s. Après les montages successifs, nous avons constaté que les jauges A BOTTOM (rouge) et B TOP (bleu) étaient légèrement décollées, cela était d'autant plus marqué sur B TOP. Ceci est dû aux manipulations durant les montages et démontages de l'éprouvette, les données associées à ces deux jauges sont à considérer avec nuance.

L'éprouvette TW4_7 a été choisie car elle possède un désalignement radial presque nul, mais un désalignement angulaire de $-0,212$ deg. Les contraintes aux jauges montrent que la partie TOP est sur-contrainte tandis que la partie BOTTOM est sous-contrainte. Ce résultat est en accord avec le schéma de la déformée. Nous constatons que les écarts entre la contrainte aux jauges et la référence sont faibles. Pour expliquer cela, nous avons deux hypothèses : le désalignement angulaire est peu réduit par la rigidité de la machine ou le désalignement angulaire de l'éprouvette est trop faible pour avoir un effet.



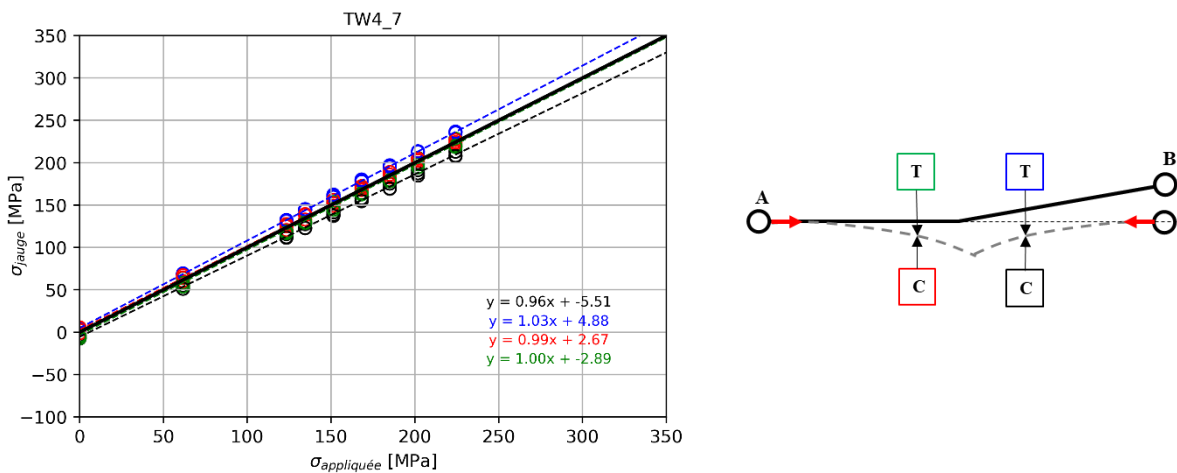


Figure D-5 : Réponse des jauges à des contraintes statiques de 0 MPa à 222 MPa, obtenue pour des montages/démontages successifs. Représentation de l'allure de la déformée.

D.1.6 Comparaison statique/dynamique

Afin de valider l'utilisation des contraintes statiques, une comparaison statique/dynamique a été menée. Pour cela, l'éprouvette TW2_6s a été retenue car elle possède les contraintes aux jauges les plus éloignées de la référence. L'éprouvette a été sollicitée avec une contrainte d'amplitude de 100 MPa et $R=0,1$. Par la suite, les résultats statiques et dynamiques ont été comparés avec les indicateurs : contrainte moyenne et contrainte d'amplitude. Le choix de comparer la moyenne et l'amplitude des contraintes est dû au fait que le bridage de l'éprouvette exerce sur elles une influence différente, cet aspect sera revu dans la suite. Bien qu'il existe des erreurs, celles-ci sont faibles, moins de 10%, ce qui justifie l'utilisation de la contrainte statique.

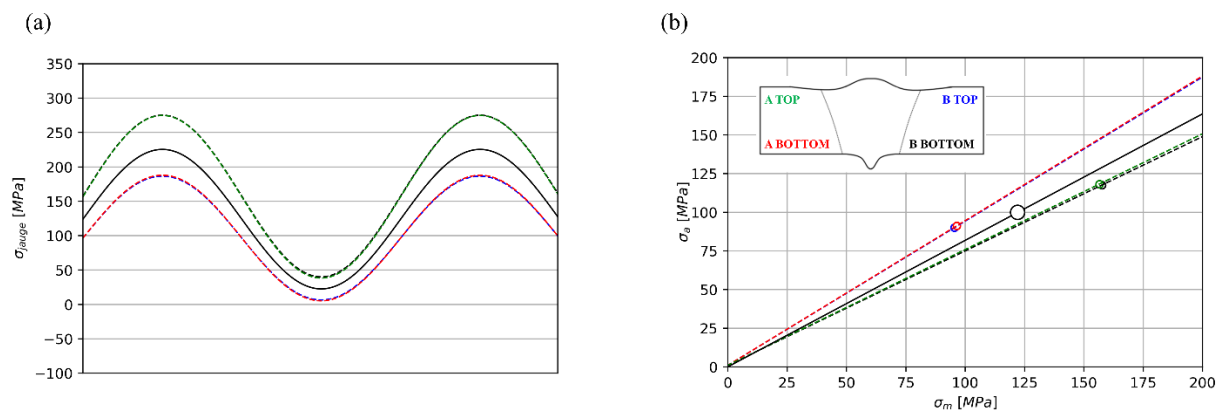


Figure D-6 : (a) Réponse dynamique des jauges à la sollicitation sinusoïdale de la machine d'amplitude 100 MPa à $R=0,1$; (b) Diagramme de Haigh pour la réponse des jauges. Éprouvette TW2_6s.

D.1.1.4 Réponse des jauges à une contrainte appliquée

La partie D.1.5, a mis en évidence que les réponses des jauges aux bridages et aux chargements de l'éprouvette étaient similaires. Dans un premier temps, le bridage induit une contrainte, bien qu'aucune force ne soit appliquée par la machine. Cette charge statique est appelée $\sigma_{montage}$, elle est due au réalignement de l'éprouvette par la machine. Dans un second temps, la contrainte appliquée par la

machine notée $\sigma_{appliquee}$ n'est plus nulle. Or les désalignements radiaux et angulaires induisent la flexion de l'éprouvette, c'est pourquoi, la contrainte subie par les jauges n'est pas $\sigma_{appliquee}$ mais $K_m * \sigma_{appliquee}$, avec K_m le coefficient d'augmentation de contrainte dû aux désalignements. Les deux contraintes : bridage et chargement, se superposent formant ainsi l'Équation D-1 schématisée en Figure D-7.

$$\sigma_{jauge} = \sigma_{appliquee} * K_m + \sigma_{montage} \quad \text{Équation D-1}$$

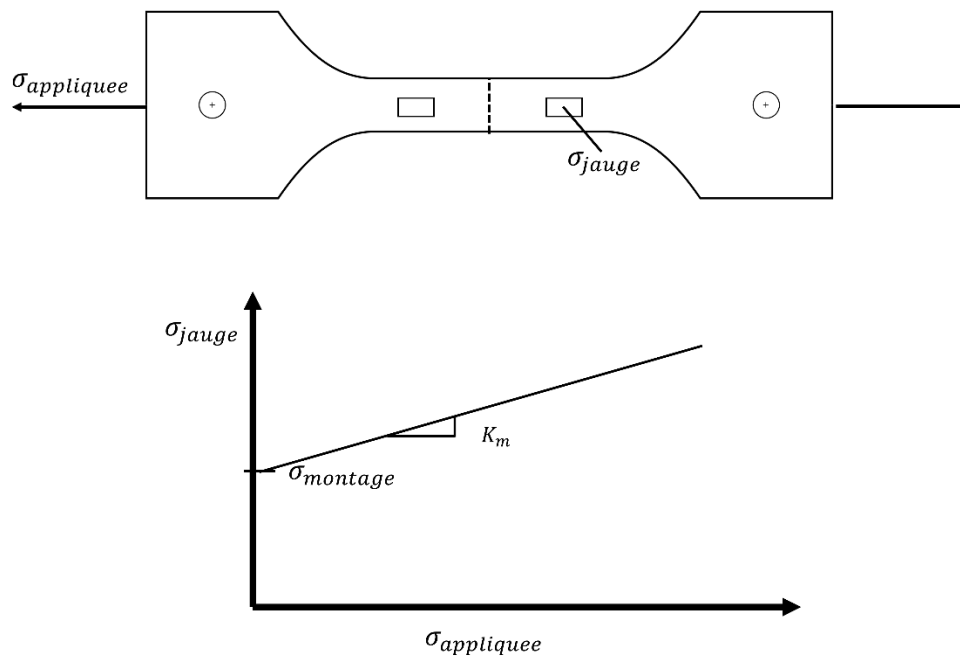


Figure D-7 : Réponse de la jauge à la contrainte appliquée.

Le coefficient d'augmentation de contrainte dû aux désalignements K_m est couramment utilisé dans la littérature. La British Standard 7910 donne les équations analytiques permettant de l'obtenir [BS 7910, 2019]. Les équations montrent qu'il dépend des paramètres géométriques : désalignement radial et angulaire, mais aussi de la rigidité de l'ensemble : condition de bridage et longueur de l'éprouvette. A noter, les paramètres géométriques semblent être plus importants.

Les grandeurs K_m et $\sigma_{montage}$ obtenues pour chaque jauge et chaque éprouvette sont présentées dans le Tableau D-3. Nous constatons que la contrainte $\sigma_{montage}$ est au maximum de 20 MPa, ainsi, la contrainte induite par le montage est relativement faible par rapport aux contraintes appliquées.

	TW2_6s		TW6_7		TW4_7	
	K_m	$\sigma_{montage}$ [MPa]	K_m	$\sigma_{montage}$ [MPa]	K_m	$\sigma_{montage}$ [MPa]
B BOTTOM	1,17	19,46	1,03	12,06	0,96	-5,51
B TOP	0,87	-20,44	0,84	-9,09	1,03	4,88
A BOTTOM	0,85	-8,36	0,80	17,41	0,99	2,67
A TOP	1,20	7,27	1,08	-16,95	1,00	-2,89

Tableau D-3 : Identification de K_m et $\sigma_{montage}$ pour chaque jauge.

Le critère de fatigue utilisé fait une distinction entre la contrainte d'amplitude (dynamique) et la contrainte moyenne (statique). Or, K_m et $\sigma_{montage}$ ont un impact différent sur ces deux contraintes. La contrainte d'amplitude aux jauges notée $\sigma_{a\ jauge}$ est uniquement dépendante de K_m (Équation D-2). Tandis que la contrainte moyenne aux jauges notée $\sigma_{moy\ jauge}$ est dépendante de K_m et $\sigma_{montage}$ (Équation D-3). Nous verrons par la suite que l'indépendance de $\sigma_{a\ jauge}$ à $\sigma_{montage}$ rend l'amplitude des contraintes relativement peu dépendante des conditions aux limites.

$$\sigma_{moy\ jauge} = \frac{1}{2} \cdot K_m \cdot (\sigma_{max\ app} + \sigma_{min\ app}) + \sigma_{montage}$$

Équation D-2

$$\sigma_{a\ jauge} = \frac{1}{2} \cdot K_m \cdot (\sigma_{max\ app} - \sigma_{min\ app})$$

Équation D-3

D.2 Partie numérique

Les données expérimentales employées sont les grandeurs K_m et $\sigma_{montage}$ présentées dans le Tableau D-3. Elles serviront à obtenir les contraintes aux jauges : $\sigma_{a\ jauge}$ et $\sigma_{moy\ jauge}$ pour un chargement appliqué de contrainte d'amplitude de 100 MPa et $R=0,1$. Pour ce même chargement, la contrainte aux jauges obtenue numériquement par la modélisation des éprouvettes permet de confronter l'expérimental au numérique. Comme la dépendance de la contrainte d'amplitude et de la contrainte moyenne aux grandeurs K_m et $\sigma_{montage}$ est différente, deux calculs d'erreur seront effectués et discutés. Il s'agit de l'erreur sur l'amplitude donnée en Équation D-4 et de l'erreur sur la moyenne exprimée par l'Équation D-5. Nous chercherons les conditions aux limites permettant de les réduire au maximum.

$$erreur\ sur\ \sigma_a = \left(\frac{\sigma_{a\ num} - \sigma_{a\ exp}}{\sigma_{a\ exp}} \right) * 100$$

Équation D-4

$$erreur\ sur\ \sigma_{moy} = \left(\frac{\sigma_{moy\ num} - \sigma_{moy\ exp}}{\sigma_{moy\ exp}} \right) * 100$$

Équation D-5

D.2.1 Mise en place du modèle numérique

Nous cherchons les conditions aux limites les plus adéquates à appliquer sur les modèles EF des éprouvettes de fatigue, c'est pourquoi, le modèle EF de cette partie reprend les mêmes caractéristiques. Quelques modifications sont toutefois réalisées : le pied et la racine sont représentés simultanément, le maillage des zones de raccordement n'est pas raffiné, la géométrie réaliste n'est pas la même. Il ne s'agit pas de la géométrie représentative du site d'amorçage mais de la moyenne des profils géométriques sur la zone couvrant la largeur de l'éprouvette. L'objectif de ces trois modifications est d'avoir une bonne description du champ de contraintes aux jauges. La zone couverte par la jauge est d'une longueur de 10 mm, l'information de la contrainte est donc moyennée sur cette zone. Afin de reproduire au mieux cela sur le modèle, 10 éléments équidistants ont été positionnés sur la zone de jauge, une moyenne des 11 nœuds couvrant la zone est alors réalisée (Figure D-8). Cette moyenne est la contrainte vue par la jauge.

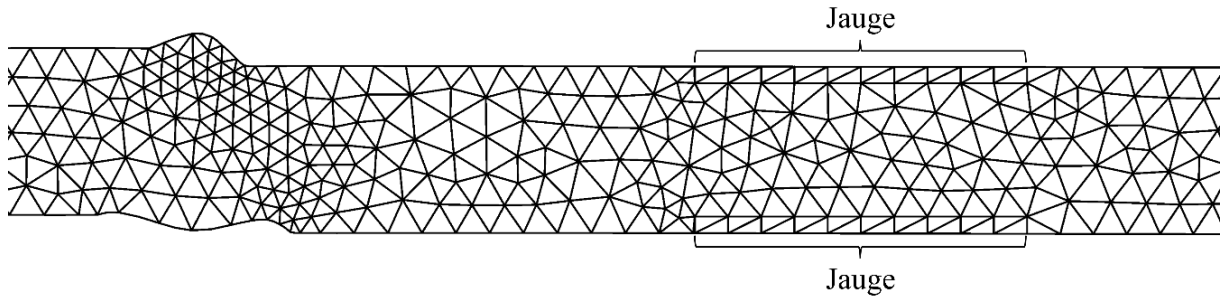


Figure D-8 : Maillage de l'éprouvette TW2_6s.

D.2.2 Rigidité

Afin de traduire la rigidité de la machine d'essais sur le modèle, trois paramètres ont été utilisés : ξ , u et ω (Figure D-9). Ils sont respectivement, la longueur du modèle, le taux de redressement de η et le taux de redressement de β . Un taux de redressement de 1 correspond à une annulation totale du déplacement ou de la rotation, cela signifie que la machine est infiniment rigide. A l'inverse, un taux de redressement de 0 signifie qu'aucun déplacement ou rotation n'est annulé, la machine est infiniment souple.

Parmi ces trois paramètres, il s'est avéré que ξ était le plus impactant, c'est pourquoi, nous chercherons à le fixer puis dans un second temps nous fixerons u et ω .

Comme les déplacements peuvent être relativement importants, un calcul non linéaire géométrique a été effectué. Le modèle choisi est celui de TW2_6s, car il est le plus susceptible de présenter de grands déplacements, la longueur du modèle est de 100 mm et $u=\omega=0,5$. La différence entre un modèle avec et sans non-linéarité géométrique conduit à une erreur d'au maximum 4%. Ainsi, la non-linéarité géométrique est négligeable et impacte peu les résultats.

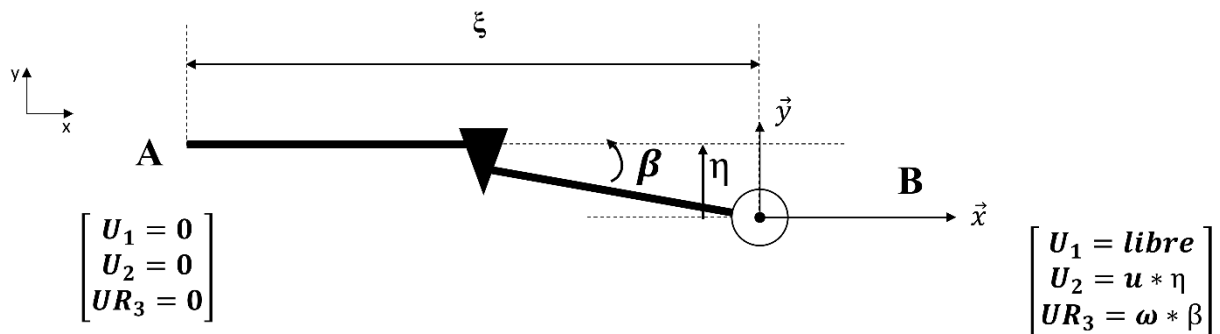


Figure D-9 : Paramètres de rigidité.

D.2.2.1 Longueur de modèle ξ

Les longueurs étudiées sont au nombre de trois : 60 mm, 90 mm et 100 mm. Elles ne sont pas choisies au hasard, la plus petite est la longueur de la partie travaillante, la plus grande taille est celle de la distance tête à tête. Dans un premier temps, nous avons considéré que $u=\omega=1$ ce qui signifie que les bridages annulent les déplacements η et β . Les erreurs commises sont représentées en Figure D-10.

Nous constatons que l'erreur sur l'amplitude est indépendante de la longueur ξ . Or comme nous l'avons montré, l'amplitude est uniquement dépendante de K_m . Ainsi, il semblerait que ce paramètre soit peu dépendant des conditions aux limites, comme nous le laissait penser la norme BS7910 [BS 7910, 2019].

L'amplitude des contraintes, et donc le coefficient Km, sont principalement dépendants de la géométrie : désalignement radial et angulaire.

Il n'en est pas de même pour la contrainte moyenne, l'erreur dépend de ξ . En effet, la contrainte moyenne dépend de Km et de σ_{montage} , or, ce dernier est fortement dépendant des conditions aux limites et donc de ξ . Les erreurs les plus faibles sont obtenues pour la longueur $\xi = 100$ mm et cela pour toutes les éprouvettes. Les erreurs les plus élevées sont obtenues pour $\xi = 60$ mm. Par exemple, pour l'éprouvette TW2_6s l'erreur atteint 150%, mettant ainsi en avant l'importance capitale d'une bonne considération des conditions aux limites.

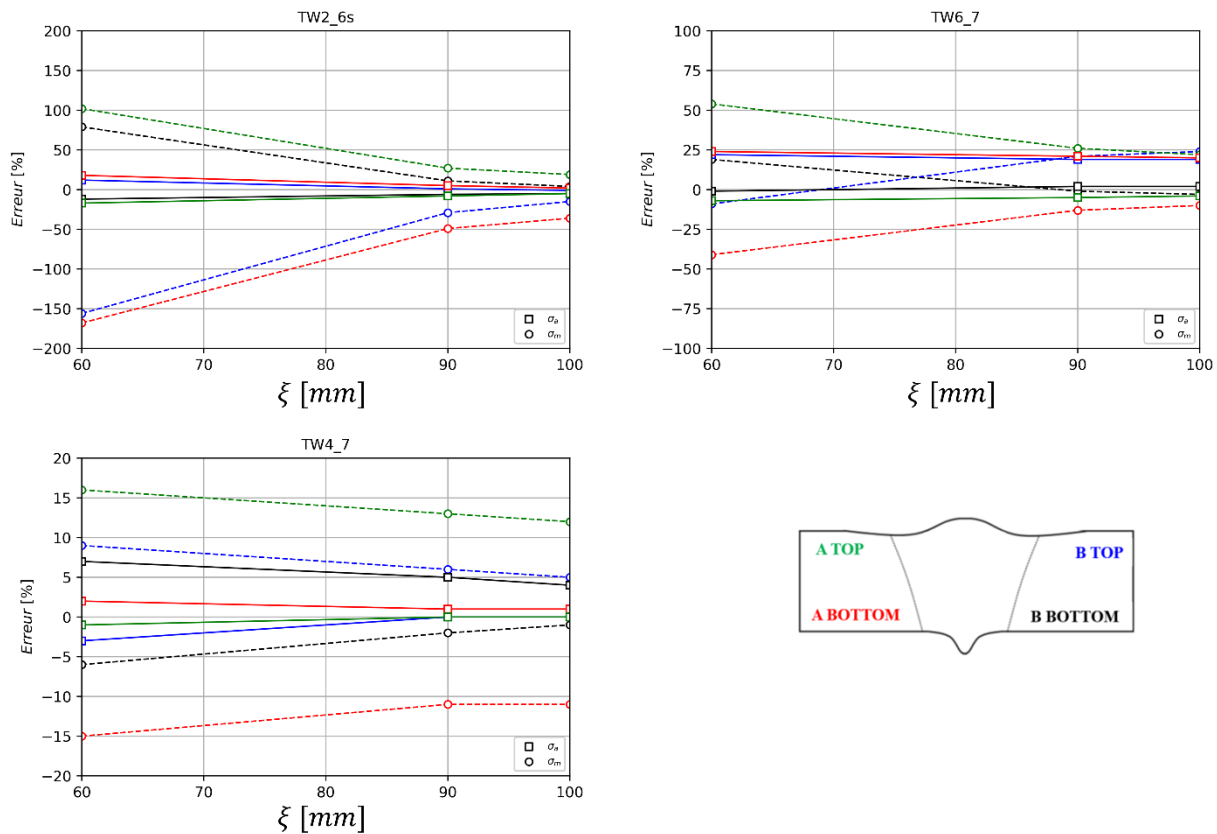


Figure D-10 : Effet de la longueur ξ sur l'erreur de l'amplitude et de la moyenne, $u=\omega=1$.

D.2.2.1 Effet des taux de redressement à $\xi=100$ mm

Nous avons supposé que les taux de redressement étaient égaux : $u=\omega$, cela signifie que le redressement radial et le redressement angulaire sont similaires, la longueur du modèle était de 100 mm. Les erreurs sont présentées en Figure D-11, elles montrent que les paramètres u et ω sont d'ordre secondaire par rapport à ξ . Nous constatons sans surprise que l'amplitude des erreurs est indépendante de u et ω , en effet, comme nous avons vu dans la partie précédente, cette erreur est peu dépendante des conditions aux limites.

L'éprouvette TW2_6s possède les variations les plus importantes de l'erreur, car elle a le plus fort désalignement radial. Pour cette éprouvette, l'erreur minimale est obtenue pour $u=\omega=0,5$ soit des conditions ni infiniment souples ni infiniment rigides. Pour les éprouvettes TW6_7 et TW4_7, il y a peu de variation de l'erreur, cela est probablement lié à des désalignements trop faibles pour induire un impact.

L'éprouvette TW2_6s a été choisie pour exacerber l'effet du désalignement radial de la machine d'essais mais pas le désalignement angulaire, c'est l'éprouvette TW4_7 qui a cet objectif. C'est pourquoi, dans le but d'évaluer ω , l'erreur commise pour TW4_7 à $u=0,5$ a été obtenue (Figure D-12). Il s'avère que pour ω compris entre 0,25 et 0,75 les erreurs sont proches et faibles, le paramètre $\omega=0,5$ est donc adéquat. A noter, l'éprouvette TW4_7 n'est pas celle présentant les plus grands désalignements obtenus dans les essais.

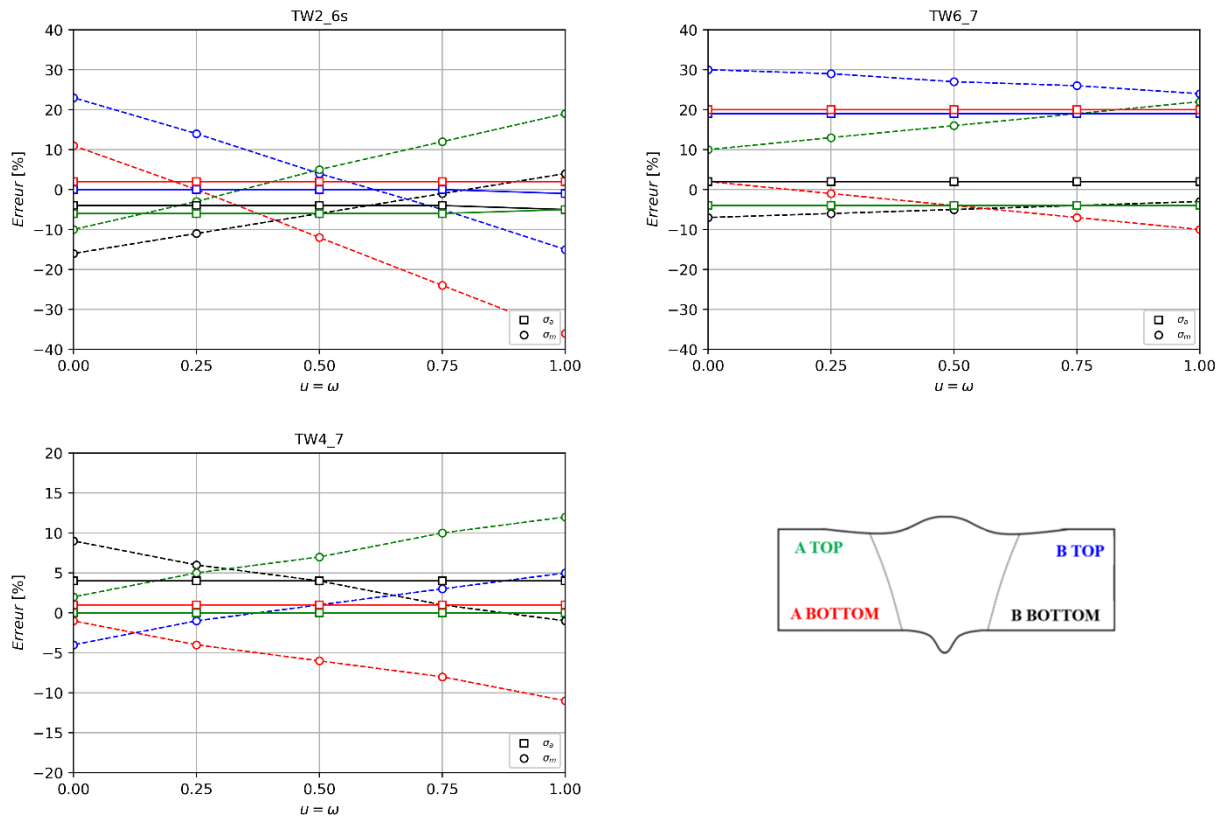


Figure D-11 : Erreur de l'amplitude et de la moyenne à $\zeta = 100$ mm et $u = \omega$.

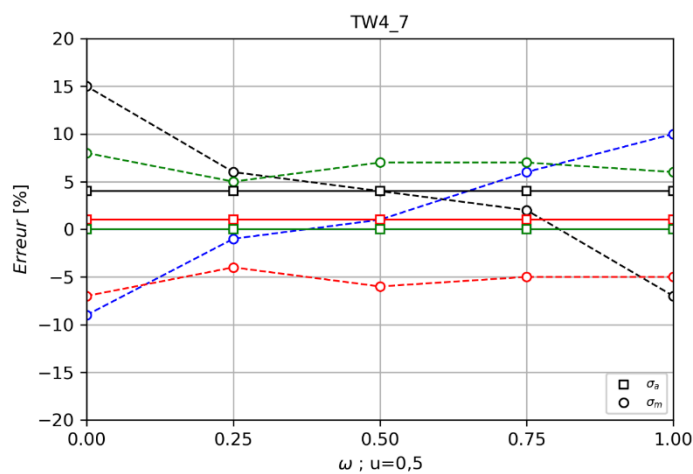


Figure D-12 : Effet du redressement angulaire ω , pour TW4_7 avec $\zeta = 100$ mm et $u = 0,5$.

Étude expérimentale et numérique de singularités géométriques sur la tenue en fatigue de joints soudés bout à bout en Ti-6Al-4V

Résumé : Cette thèse de doctorat présente l'étude expérimentale et numérique de la tenue en fatigue d'un joint soudé bout à bout par faisceau d'électrons en Ti-6Al-4V, d'épaisseur 5 mm. Les configurations étudiées sont : « as-welded » et avec passe de lissage, sollicitées à la limite de fatigue par la méthode des paliers, à 10^6 cycles à $R=0,1$. L'objectif de l'étude est de faire le lien entre le CND de production et la fatigue. Les singularités géométriques : pied de cordon, racine de cordon et porosités gazeuses à morphologie sphérique sont les sites d'amorçages. Une décorrélation de l'effet de la géométrie, des contraintes résiduelles et de la microstructure induites par le procédé est réalisée. Des essais avec désalignements et caniveaux ont permis d'exacerber les raccordements, dont les géométries réalistes et idéalisées sont confrontées au moyen des critères de fatigue. Des défauts artificiels de type électroérosion, fraise et foret sont usinés, ils sont employés pour la fabrication de clusters de défauts (interaction défaut/défaut), de défauts isolés (effet de taille de défaut) et viennent compléter l'analyse des porosités (interaction défaut/surface). L'effet du ligament est étudié et la taille de défaut équivalente proposée par Murakami fait l'objet d'une discussion. Des essais sous vide avec défauts sont menés afin d'apporter des éléments de compréhension à la criticité moindre des défauts internes. L'étude aboutit à la formulation d'un critère de fatigue multiaxial et non local intégrant une valeur locale de contraintes et une grandeur de dispersion (écart-type) caractérisant l'hétérogénéité des contraintes présentes dans le volume d'intégration, une stratégie d'identification est proposée. Le critère (écriture et identification) est éprouvé par les singularités précédentes ainsi que par des éprouvettes cylindriques entaillées. Il montre sa pertinence par rapport aux approches par gradient et moyenne sur le volume. Il permet in fine, une réflexion plus fondamentale sur l'origine de l'hétérogénéité des contraintes faisant intervenir la notion de volume structurel.

Mots clés : Effet d'entaille ; Soudures--Défauts ; Soudures--Fatigue ; Soudures--Fissuration ; Critère multiaxial ; Écart type ; Ti-6Al-4V

Experimental and numerical study of geometric singularities on the fatigue life of joints welded butt joint in Ti-6Al-4V

Abstract : This doctoral thesis presents the experimental and numerical study of the fatigue strength of a butt joint by electron beam welding in Ti-6Al-4V, thickness 5 mm. The configurations studied are: as-welded and with smoothing pass, stressed at the fatigue limit by the step method, at 10^6 cycles and $R = 0.1$. The objective of the study is to make the link between non destructive test production and fatigue. Geometric singularities: toe, root and gaseous porosities with spherical morphology are the initiation sites. A decorrelation of the effect of geometry, residual stresses and microstructure induced by the process is achieved. Tests with misalignments and undercuts have exacerbated the connections, whose realistic and idealized geometries are confronted by fatigue criteria. Artificial defects such as electrical discharge machining, mill and drill are machined, they are used for the manufacture of defect clusters (defect/defect interaction), isolated defects (defect size effect) and complete the analysis of porosities (defect/surface interaction). The effect of the ligament is studied and the equivalent defect size proposed by Murakami is discussed. Vacuum tests with defects are conducted in order to provide elements of understanding to the low criticality of internal defects. The study leads to the formulation of a multiaxial and non-local fatigue criterion integrating a local stress value and a dispersion value (standard deviation) of the stresses present in the integration volume, an identification strategy is proposed. The criterion (writing and identification) is tested by the previous singularities as well as notched cylindrical specimens. It shows its relevance to gradient, nonlinear gradient and volume mean approaches. It also allows a more fundamental reflection on the origin of the stress gradient involving the notion of structural volume.

Keywords: Notch effect ; Welded joint--Defects ; Welded joint--Fatigue ; Welded joint--Cracking ; Multiaxial criterion ; Standard deviation ; Ti-6Al-4V