



MÉMOIRE

PRÉSENTÉ À
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À CHICOUTIMI

COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

PAR
PHILIP MALTAIS, ING.

**DÉVELOPPEMENT D'UNE MÉTHODE DE PRÉDICTION DE LA
DURÉE DE VIE EN FATIGUE DE STRUCTURES TUBULAIRES
SOUDÉES EN ALUMINIUM**

SEPTEMBRE 2008



Mise en garde/Advice

Afin de rendre accessible au plus grand nombre le résultat des travaux de recherche menés par ses étudiants gradués et dans l'esprit des règles qui régissent le dépôt et la diffusion des mémoires et thèses produits dans cette Institution, **l'Université du Québec à Chicoutimi (UQAC)** est fière de rendre accessible une version complète et gratuite de cette œuvre.

Motivated by a desire to make the results of its graduate students' research accessible to all, and in accordance with the rules governing the acceptance and diffusion of dissertations and theses in this Institution, the **Université du Québec à Chicoutimi (UQAC)** is proud to make a complete version of this work available at no cost to the reader.

L'auteur conserve néanmoins la propriété du droit d'auteur qui protège ce mémoire ou cette thèse. Ni le mémoire ou la thèse ni des extraits substantiels de ceux-ci ne peuvent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

The author retains ownership of the copyright of this dissertation or thesis. Neither the dissertation or thesis, nor substantial extracts from it, may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVANT-PROPOS

Ce travail de recherche a été réalisé dans le cadre d'un projet de maîtrise à incidence industrielle en partenariat entre Cycles Devinci inc., l'Université du Québec à Chicoutimi et le Centre des technologies de l'aluminium (CTA) du Conseil national de recherches Canada (CNRC).

Le financement nécessaire à ce projet a été obtenu par l'entremise d'une bourse d'études supérieures à incidence industrielle (ESII) du Conseil de recherche en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG), incluant la participation financière de l'entreprise partenaire. Le programme de bourse PARU du Centre québécois de recherche et développement de l'aluminium (CQRDA) a également contribué au financement du projet.

Les équipements spécialisés nécessaires à la réalisation du projet ont été fournis par les trois partenaires. Cycles Devinci a fourni les échantillons et le montage expérimental, le Centre universitaire de recherche sur l'aluminium (CURAL) a fourni une station de calcul, tandis que les équipements nécessaires à l'étude métallurgique ont été prêtés par le CTA.

RÉSUMÉ

Ce travail de recherche a pour objectif de développer une méthode pratique de prédiction de la durée de vie en fatigue de structures d'aluminium tubulaires soudées à parois minces. Cette étude étant réalisée en partenariat avec Cycles Devinci inc., la méthode est appliquée spécifiquement au dimensionnement des cadres de vélo.

Une analyse métallurgique effectuée sur un échantillon de cadre de vélo fissuré en conditions réelles d'utilisation démontre qu'il s'agit bien d'un cas de fatigue amorcé dans la zone de concentration de contrainte située au pied du rayon de raccordement du cordon de soudure.

Un modèle de calcul des contraintes locales aux joints soudés par éléments finis est développé, puis appliqué à des essais de fatigue sur des structures soudées simples en forme de « T ». Une courbe S-N de contrainte locale est ainsi obtenue. La méthode de calcul des contraintes et la courbe de fatigue sont validées par des essais de fatigue à amplitude constante sur des structures en T plus complexes et des cadres de vélo. Les résultats démontrent la pertinence d'utiliser des structures simples et un modèle de calcul des contraintes locales pour le développement de la méthode.

La méthode est ensuite appliquée à l'estimation de la durée de vie en fatigue sous chargement d'amplitude variable. Les résultats montrent que la règle de Miner linéaire donne des estimations conservatrices de la durée de vie sous amplitude variable. La règle de Miner non-linéaire avec un exposant de 1,062 permet des prédictions plus précises.

Suite à son développement et à sa validation, la méthode en son ensemble est appliquée à l'estimation de durée de vie d'un cadre de vélo de route Devinci. Les résultats prouvent l'efficacité de la méthode proposée, mais également la nécessité de valider les calculs de durée de vie par des essais en laboratoire.

Finalement, des recommandations sont proposées afin d'optimiser la méthode et de faciliter son application à l'intérieur du processus de conception des cadres de vélo chez Cycles Devinci. Ainsi, la méthode développée au cours de ce projet permet d'estimer de façon pratique et plutôt précise la durée de vie en fatigue de structures d'aluminium tubulaires soudées sous chargement complètement alterné d'amplitude constante ou variable.

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier mon employeur, Cycles Devinci, qui m'a permis de compléter des études de maîtrise en me libérant de mon horaire de travail habituel au cours des deux dernières années, en plus de contribuer monétairement à ma bourse d'étude et de me laisser utiliser son laboratoire d'essais de fatigue. Je tiens à remercier spécialement mon supérieur immédiat, monsieur Bruno Gauthier, pour la patience et la compréhension dont il a fait preuve tout au long de ce projet et ce, malgré les difficultés qu'il a rencontré à cause de mon absence du bureau.

J'aimerais également remercier mon directeur de recherche, monsieur Daniel Marceau, ainsi que mon codirecteur, monsieur Laurent Bucher. Leurs judicieux conseils et leur expertise respective m'ont été très utiles tout au long de ce projet. Je tiens aussi à signaler ma plus grande gratitude envers monsieur Bucher pour avoir si bien su me transmettre son intérêt pour la métallurgie.

De plus, je me dois de souligner l'aide du Centre universitaire de recherche sur l'aluminium (CURAL) de l'UQAC pour m'avoir donné accès à un ordinateur de calcul. Je suis également très reconnaissant envers le Centre des technologies de l'aluminium qui m'a fourni un environnement de travail optimal et qui m'a laissé utiliser ses équipements de caractérisation métallurgique.

Je suis également très reconnaissant envers les organismes subventionnaires qui ont financé mes études de maîtrise, soit le CRSNG et le CQRDA. Sans leur soutien financier, je n'aurais pas été en mesure de compléter des études de maîtrise.

Finalement, je m'en voudrais de ne pas remercier celle avec qui je partage ma vie, Nadine Leclerc, pour sa patience, sa compréhension, son soutien et ses encouragements tout au long des deux dernières années.

TABLE DES MATIÈRES

AVANT-PROPOS	ii
RÉSUMÉ.....	iii
REMERCIEMENTS	iv
LISTE DES FIGURES	ix
LISTE DES TABLEAUX.....	xi
1 INTRODUCTION	12
1.1 Mise en contexte	12
1.2 Problématique	13
1.3 Objectifs	14
2 REVUE DE LITTÉRATURE	16
2.1 Fatigue des métaux : généralités	16
2.1.1 Définitions.....	16
2.1.2 Comportement d'un matériau en fatigue : courbe de Wöhler.....	17
2.1.3 Domaines de fatigue.....	19
2.1.4 Phases d'endommagement par fatigue.....	20
2.2 Philosophies de conception en fatigue	21
2.3 Types de chargement.....	22
2.3.1 Amplitude constante	22
2.3.2 Amplitude variable	23
2.3.3 Notion de proportionnalité et de phase.....	23
2.4 Facteurs influençant la durée de vie en fatigue.....	24
2.4.1 Facteurs mécaniques	24
2.4.2 Facteurs géométriques.....	26
2.4.3 Contraintes résiduelles	26
2.4.4 Facteurs environnementaux.....	27
2.4.5 Facteurs métallurgiques	28
2.5 Fatigue des joints soudés.....	29
2.5.1 Procédés de soudage.....	29
2.5.2 Facteurs influençant la durée de vie en fatigue des joints soudés	30
2.5.3 Amélioration de la tenue en fatigue des joints soudés	32

2.6	Méthodes d'estimation de la durée de vie en fatigue	33
2.6.1	Approche de la contrainte nominale.....	34
2.6.2	Approche de la contrainte géométrique (hot-spot ou structural stress).....	35
2.6.3	Approche de la contrainte locale (local stress/strain approach)	36
2.6.4	Approche de la mécanique de la rupture (LEFM).....	40
2.6.5	Résumé des différentes méthodes.....	42
2.6.6	Domage cumulatif (chargement d'amplitude variable)	43
2.7	Calcul des contraintes	45
2.7.1	Méthode analytique	45
2.7.2	Méthode des éléments finis.....	45
2.7.3	Méthode expérimentale	48
2.8	Méthodologie des essais de fatigue	50
2.8.1	Obtention d'une courbe S-N (essais à amplitude constante)	50
2.8.2	Essais à amplitude variable.....	51
2.8.3	Facteurs influençant la représentativité des essais.....	53
2.8.4	Aspects statistiques.....	53
3	MÉTHODOLOGIE DE RECHERCHE PROPOSÉE	55
3.1	Étape 1 : Analyse métallurgique d'un cas typique.....	56
3.2	Étape 2 : Calcul des contraintes aux joints soudés	56
3.3	Étape 3 : Essais de fatigue à amplitude constante	57
3.4	Étape 4 : Essais de fatigue à amplitude variable	58
3.5	Étape 5 : Optimisation et validation de la méthode	59
4	ANALYSE MÉTALLURGIQUE D'UN ÉCHANTILLON FISSURÉ	61
4.1	Description de la pièce d'origine	61
4.1.1	Description générale	61
4.1.2	Procédé de fabrication	62
4.1.3	Matériaux utilisés.....	62
4.2	Description de l'échantillon à l'étude	63
4.2.1	Présentation de l'échantillon.....	63
4.2.2	Préparation de l'échantillon en vue de l'analyse	65
4.3	Analyse au microscope optique	65
4.3.1	Analyse qualitative de la soudure.....	65

4.3.2	Analyse de la microstructure	68
4.3.3	Analyse de la fissure	69
4.4	Analyse à la microsonde	70
4.5	Caractérisation de la dureté	71
4.6	Conclusions de l'étude	73
5	CALCUL DES CONTRAINTES AUX JOINTS SOUDÉS	76
5.1	Caractérisation géométrique des soudures.....	76
5.2	Technique de modélisation des soudures.....	79
5.3	Calcul des contraintes par la méthode des éléments finis	80
5.3.1	Modèle simple : structure en T	80
5.3.2	Application à un cadre de vélo	87
6	ESSAIS DE FATIGUE À AMPLITUDE CONSTANTE	94
6.1	Essais de fatigue sur des structures en T	94
6.1.1	Échantillon à l'étude	94
6.1.2	Montage expérimental et cas de chargement	95
6.1.3	Validation des contraintes	97
6.1.4	Essais de fatigue	98
6.1.5	Validation de la méthode	101
6.2	Essais de fatigue sur des cadres de vélo	103
6.2.1	Échantillon à l'étude	104
6.2.2	Montage expérimental et cas de chargement	104
6.2.3	Validation des contraintes	105
6.2.4	Essais de fatigue	107
7	ESSAIS DE FATIGUE À AMPLITUDE VARIABLE	110
7.1	Spectres de chargement	110
7.2	Calcul de l'endommagement cumulatif théorique	111
7.3	Essais de fatigue sur des structures en T	113
7.4	Essai de fatigue sur des cadres de vélo.....	115
7.5	Identification d'une règle d'endommagement appropriée	117
7.5.1	Règle de Miner non-linéaire	117
7.5.2	Règle de Marco et Starkey	118
8	APPLICATION À UN CAS RÉEL	120

8.1	Calcul des contraintes	120
8.2	Calcul de la durée de vie.....	121
8.3	Discussion	122
8.3.1	Estimation de la durée de vie sous amplitude variable	122
8.3.2	Estimation de la durée de vie sous amplitude constante	123
9	RECOMMANDATIONS ET CONCLUSION	125
9.1	Recommandations	125
9.1.1	Augmentation du nombre d'échantillons testés.....	125
9.1.2	Modification du critère d'arrêt lors des essais sur les cadres de vélo	125
9.1.3	Représentativité des spectres de chargement	126
9.1.4	Utilisation d'une règle d'endommagement non-linéaire avec effet de séquence	127
9.1.5	Obtention de courbes S-N pour d'autres cas de chargement et types de soudure	127
9.1.6	Automatisation de la méthode.....	127
9.1.7	Obtention d'une courbe S-N pour $R = -0,91$	128
9.2	Rétrospective	128

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1-	Exemple de cadre de vélo fissuré	12
Figure 1.2-	Vélo instrumenté de route de Cycles Devinci (gauche)	14
Figure 2.1-	Nomenclature utilisée pour décrire un chargement cyclique d'amplitude constante	17
Figure 2.2-	Courbe de fatigue typique (log-log)	18
Figure 2.3-	Représentation schématique des trois domaines de fatigue.....	19
Figure 2.4-	Représentation schématique de la phase d'amorçage	20
Figure 2.5-	Représentation schématique des phases I et II	21
Figure 2.6-	Exemples de cas de chargement à amplitude variable.....	23
Figure 2.7-	Exemple de chargement combiné déphasé	24
Figure 2.8-	Différentes valeurs du rapport de chargement et représentations cycliques	25
Figure 2.9-	Effet de la corrosion sur l'endurance en fatigue des alliages d'aluminium.....	27
Figure 2.10-	Relation entre la limite d'endurance à 5×10^8 cycles et la résistance en traction.....	28
Figure 2.11-	Représentations schématiques des procédés de soudage MIG et TIG.....	30
Figure 2.12-	Influence de la géométrie du cordon de soudure	31
Figure 2.13-	Effet de la taille du rayon de pied de soudure sur la durée de vie en fatigue du joint.....	31
Figure 2.14-	Défauts de soudure typiques diminuant la durée de vie en fatigue des joints	32
Figure 2.15-	Définition des divers types de contraintes utilisées pour les analyses de fatigue.....	34
Figure 2.16-	Contrainte géométrique dans une plaque	35
Figure 2.17-	Contrainte locale dans une plaque	37
Figure 2.18-	Courbe ϵ -N typique (alliage 5182-0).....	40
Figure 2.19-	Paramètres utilisés lors de l'analyse en fatigue selon la mécanique de la rupture... ..	41
Figure 2.20-	Résumé des différentes approches d'analyse de durée de vie en fatigue.....	42
Figure 2.21-	Calcul de l'endommagement selon la règle de Palmgren-Miner.....	43
Figure 2.22-	Exemple de maillage solide utilisé pour le calcul de la contrainte géométrique	47
Figure 2.23-	Modèle MEF utilisé pour le calcul de la contrainte locale avec rayon fictif de 1 mm	48
Figure 2.24-	Distribution normale typiquement obtenue lors d'essais de fatigue d'obtention d'une courbe S-N.....	51
Figure 2.25-	Simplification du spectre de chargement aléatoire et séquence de blocs à amplitude constante.....	52
Figure 2.26-	Diminution de la durée des essais.....	52
Figure 3.1-	Résumé de la méthodologie proposée.....	60
Figure 4.1-	Présentation de la pièce d'origine et de l'échantillon après découpe	61
Figure 4.2-	Présentation des fissures observées sur l'échantillon de boîtier de pédalier.....	64
Figure 4.3-	Axe de coupe de l'échantillon et vue en coupe	65
Figure 4.4-	Agrandissement de la face de l'échantillon	66
Figure 4.5-	Présence de soufflures à l'interface du tube de boîtier de pédalier et du cordon de soudure.....	67
Figure 4.6-	Fissuration à chaud (liquation)	67
Figure 4.7-	Microstructure de la zone affectée thermiquement à l'interface du tube de selle avec le cordon de soudure (50x)	69
Figure 4.8-	Fissure de fatigue à l'interface entre le tube de selle et le pied de la soudure	70

Figure 4.9-	Cartographies qualitatives de microsonde de la zone fissurée pour les principaux éléments d'alliage	71
Figure 4.10-	Cartographie de dureté Vickers	73
Figure 5.1-	Exemple d'un échantillon utilisé pour la caractérisation géométrique des cordons de soudure	77
Figure 5.2-	Paramètres géométriques mesurés sur les coupes de cordon de soudure	78
Figure 5.3-	Modélisation du cordon de soudure sur une structure en T	80
Figure 5.4-	Modèle de structure en T (T01) utilisé pour le calcul des contraintes locales.....	81
Figure 5.5-	Exemple de maillage volumique utilisé pour le calcul des contraintes locales	81
Figure 5.6-	Évolution de la contrainte le long de l'axe de symétrie sur le tube de renfort.....	82
Figure 5.7-	Distribution locale des contraintes	83
Figure 5.8-	Évolution des contraintes près du rayon de raccordement en fonction de la densité locale de maillage (tube de renfort)	84
Figure 5.9-	Contrainte maximale normalisée en fonction de la taille du maillage local	84
Figure 5.10-	Modèle du banc de test de pédalage dans CosmosMotion	88
Figure 5.11-	Maillage global utilisé pour le modèle complet du cadre ; raffinement à $p/5$	89
Figure 5.12-	Agrandissement de la zone d'intérêt du boîtier de pédalier ; raffinement local à $p/5$	89
Figure 5.13-	Distribution globale des contraintes de von Mises pour l'application de la force sur la pédale droite; raffinement à $p/5$	90
Figure 5.14-	Distribution des contraintes locales du côté droit du boîtier de pédalier	91
Figure 5.15-	Distribution des contraintes locales du côté gauche du boîtier de pédalier	92
Figure 6.1-	Échantillon « T01 » utilisé pour les essais à amplitude constante en vue de l'obtention d'une courbe S-N	95
Figure 6.2-	Montage expérimental utilisé pour les essais de fatigue sur les structures en T	96
Figure 6.3-	Fissure typique observée lors des essais.....	97
Figure 6.4-	Position des jauges pour la validation des contraintes.....	97
Figure 6.5-	Courbe S-N obtenue expérimentalement et courbes pour différentes probabilités de rupture	99
Figure 6.6-	Échantillons utilisés pour la validation de la méthode	101
Figure 6.7-	Distribution locale des contraintes dans les échantillons T07 et T08.....	102
Figure 6.8-	Résultats des essais de validation	103
Figure 6.9-	Cadre de vélo Devinci Desperado SL 2007	104
Figure 6.10-	Montage expérimental utilisé pour les essais sur des cadres de vélo	105
Figure 6.11-	Emplacement des rosettes utilisées pour valider les contraintes nominales données par le modèle d'éléments finis	106
Figure 6.12-	Résultats des essais de fatigue à amplitude constante sur les cadres de vélo	108
Figure 6.13-	Fissure typique obtenue lors des essais	108
Figure 7.1-	Comparatif entre les spectres de chargement pour des niveaux de performance haut, moyen et bas.....	111
Figure 7.2-	Exemple d'application en boucle d'un spectre de chargement	113
Figure 8.1-	Distribution des contraintes locales de von Mises au boîtier de pédalier du cadre Silverstone SL.....	121
Figure 8.2-	Fissure au boîtier de pédalier d'un cadre Silverstone SL prototype et défaut de soudure interne ayant causé l'apparition prématurée de la fissure.....	124

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4.1- Composition chimique (% massique) de l'alliage 6061 [53]	63
Tableau 4.2- Composition chimique (% massique) de l'apport 4043 [53]	63
Tableau 4.3- Caractéristiques mécaniques principales des matériaux [53]	63
Tableau 4.4- Taille des grains dans des zones éloignées et près de la soudure	68
Tableau 4.5- Taille des grains en fonction de la direction d'extrusion	68
Tableau 4.6- Valeurs moyennes de dureté Vickers pour chacune des zones de l'échantillon	72
Tableau 5.1- Paramètres géométriques moyens des cordons de soudure	78
Tableau 5.2- Étude du rapport moyen entre les valeurs de contrainte maximales à $p/5$ et celles à $p/15$	86
Tableau 5.3- Contraintes maximales obtenues par éléments finis pour les maillages raffinés	92
Tableau 5.4- Paramètres moyens	93
Tableau 6.1- Comparaison entre les valeurs de contrainte mesurées et calculées	98
Tableau 6.2- Équations des courbes S-N selon la probabilité de rupture	100
Tableau 6.3- Somme de dommage expérimentale moyenne des échantillons fabriqués par chacun des soudeurs	100
Tableau 6.4- Comparaison entre les contraintes de von Mises mesurées et celles calculées par le modèle d'éléments finis	106
Tableau 6.5- Résultats des essais de fatigue à amplitude constante sur les cadres de vélo	109
Tableau 7.1- Calcul de la fraction de dommage théorique causée par une boucle de 4000 cycles de chaque spectre selon Miner	112
Tableau 7.2- Nombre théorique de boucles à répéter pour obtenir la rupture de l'échantillon selon la règle de Miner linéaire	112
Tableau 7.3- Résultats des essais de fatigue à amplitude variable sur les structures en T	114
Tableau 7.4- Somme de dommage expérimentale moyenne des échantillons fabriqués par chacun des soudeurs	114
Tableau 7.5- Résultats des essais de fatigue à amplitude variable sur les cadres de vélo	116
Tableau 7.6- Somme de dommage expérimentale selon la règle de Miner non-linéaire ($e = 1,062$) comparée à la règle linéaire	118
Tableau 8.1- Résultats de l'estimation de durée de vie du cadre Silverstone SL pour deux spectres de chargement d'amplitude variable différents	122
Tableau 8.2- Estimation des durées de vie sous amplitude constante	122

1 INTRODUCTION

La mise en contexte de ce projet, ainsi que la problématique et les objectifs à atteindre sont présentés ici de manière succincte.

1.1 Mise en contexte

La fatigue des métaux est un phénomène souvent méconnu qui est responsable d'environ 75% des bris de pièces en service [1]. Ce type de rupture est notamment le cas lorsqu'il est question de structures tubulaires soudées soumises à des chargements cycliques aléatoires, telles que les cadres de vélo d'aluminium. Les concentrations de contraintes, ainsi que les défauts de microstructure font de la base des soudures des sites d'amorçage de fissure préférentiels, tels que montrés à la Figure 1.1. La durée de vie en fatigue de ces structures devient donc difficile à prévoir.

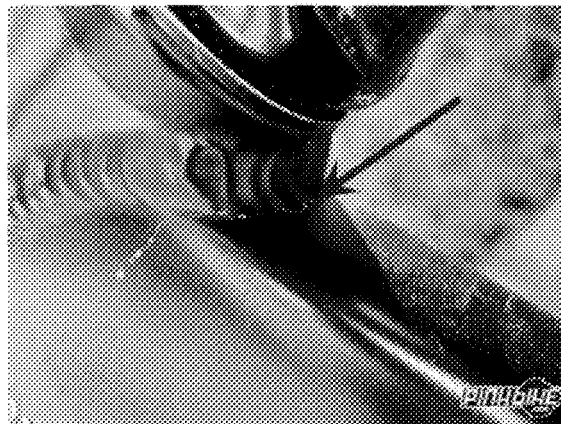


Figure 1.1- Exemple de cadre de vélo fissuré
(source : www.pinkbike.com)

Cycles Devinci inc. est une PME Québécoise qui conçoit et fabrique des cadres de vélo en aluminium depuis une vingtaine d'années. Sa gamme de produits couvre l'ensemble des segments de l'industrie cycliste, de la route à la montagne. L'entreprise

investi beaucoup en recherche et développement afin d'améliorer constamment ses produits. L'entreprise a notamment mené à terme des projets d'acquisition de données sur le terrain avec des vélos instrumentés et possède un laboratoire d'essais de fatigue.

Les critères de conception des cadres utilisés par ses ingénieurs étaient autrefois guidés par la limite d'écoulement élastique du matériau en régime statique, ce qui nécessitait un facteur de sécurité important. Dans une optique d'optimisation toujours plus poussée de ses cadres, Devinci désire maintenant se tourner vers des critères de dimensionnement tenant compte de l'endommagement par fatigue, ce qui permettrait de diminuer le facteur de sécurité et de diminuer le poids des cadres. À cette fin, l'entreprise a mis de l'avant un projet de maîtrise à incidence industrielle en partenariat avec l'Université du Québec à Chicoutimi et le Centre des technologies de l'aluminium.

Ce mémoire présente les travaux effectués au cours de ce projet, ainsi que les résultats obtenus. Des recommandations y sont proposées afin de faciliter l'application de la méthode chez Cycles Devinci et un exemple concret d'optimisation d'un cadre de vélo est finalement traité.

1.2 Problématique

Un cadre de vélo d'aluminium est une structure tubulaire soudée complexe. La géométrie des joints parfois défavorable, le diamètre et l'épaisseur variables des tubes, ainsi que la présence de certains défauts de soudure rendent les calculs de résistance structurale relativement complexes. De plus, ces structures sont soumises à des cas de chargement cycliques d'amplitude variable tels que les efforts de pédalage et les impacts aux moyeux, ce qui rend les calculs d'estimation de la durée de vie en fatigue également complexes.

Des outils modernes de conception assistée par ordinateur tels que la simulation dynamique et la méthode des éléments finis sont utilisés par Devinci afin de faciliter les calculs de résistance statique. De plus, l'entreprise possède des données acquises sur le terrain à l'aide de vélos instrumentés de montagne [2] et de route (Figure 1.2). Devinci connaît donc avec assez d'exactitude les cas de chargement réels appliqués sur les

cadres. Malgré cela, l'entreprise ne possède pas de méthode éprouvée de prédiction de la durée de vie en fatigue applicable au cas typique des cadres qu'elle fabrique.

Plusieurs méthodes de calcul de la durée de vie en fatigue de structures soudées sont présentées dans la littérature scientifique. Ces méthodes ont majoritairement été développées dans les industries aéronautique, automobile et maritime. Par contre, peu d'entre elles portent sur le cas spécifique des tubes à parois minces ($e \approx 1,5$ mm, $D \approx 40$ mm) typiquement utilisés dans la fabrication des vélos. Il existe également certaines données relatives au comportement en fatigue des alliages d'aluminium couramment utilisés en industrie. Toutefois, celles-ci sont la plupart du temps obtenues par des essais sur des éprouvettes normalisées, peu représentatives des géométries de jonction des tubes, du type de soudure, du fini de surface, ainsi que du traitement thermique utilisés chez Devinci.

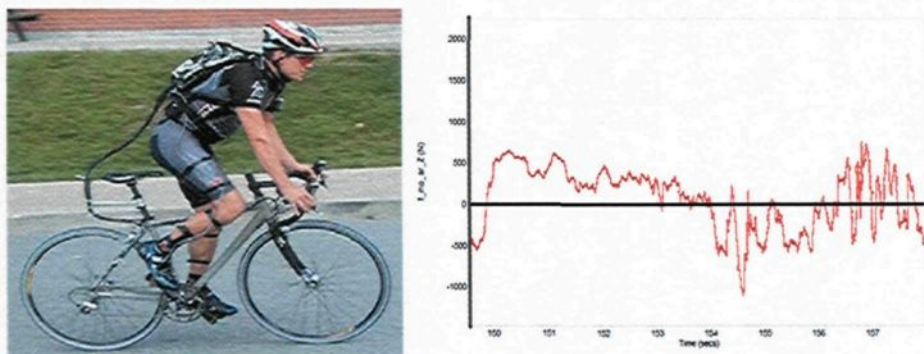


Figure 1.2- Vélo instrumenté de route de Cycles Devinci (gauche) et trace temporelle des données typiques (droite)

La problématique majeure de ce projet de recherche est donc de réussir à prédire la durée de vie des cadres de vélo Devinci à l'aide d'une méthode pratique et relativement simple à mettre en œuvre.

1.3 Objectifs

L'objectif majeur de ce projet est de développer une méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue des cadres de vélo Devinci en fonction des cas de chargement déjà mesurés en conditions réelles d'utilisation et ce, afin d'en faciliter la conception. Pour ce faire, les objectifs spécifiques suivants doivent être atteints :

- 1) étudier un cas de rupture typique d'un cadre de vélo d'aluminium Devinci afin d'identifier les causes potentielles de l'endommagement ;
- 2) développer une méthode de calcul des contraintes aux cordons de soudure par la méthode des éléments finis qui permettra l'analyse de durée de vie en fatigue. Cette méthode sera développée avec le logiciel d'analyse MEF *CosmosWorks*, actuellement utilisé par Devinci ;
- 3) obtenir expérimentalement une courbe de fatigue (S-N) tenant compte de la méthode de calcul des contraintes et des divers paramètres du procédé de fabrication utilisé par Devinci (matériau, type de soudure, fini de surface, traitement thermique, etc) ;
- 4) sélectionner une méthode de calcul de l'endommagement cumulatif par fatigue pour des cas de chargement d'amplitude variable et valider son utilisation sur des structures simples. Cette méthode permettra d'estimer la durée de vie ;
- 5) valider la méthode de prédiction de la durée de vie sur un cadre de vélo de route pour un cas de chargement de pédalage d'amplitude constante ;
- 6) valider la méthode de prédiction de la durée de vie sur un cadre de vélo de route pour un cas de chargement de pédalage d'amplitude variable, obtenu à partir des données du vélo instrumenté de route de Devinci et optimiser au besoin.

Ce projet fournira à Devinci la méthode de base pour dimensionner ses cadres de vélo en fonction d'une durée de vie donnée, selon les paramètres de fabrication actuels et pour le cas de chargement de pédalage. Les ingénieurs de Devinci seront ensuite en mesure d'apporter des modifications à cette méthode pour d'autres cas de chargement rencontrés lors de l'utilisation d'un vélo et dans le cas où des changements étaient apportés au procédé de fabrication.

2 REVUE DE LITTÉRATURE

Ce chapitre présente l'état de l'art en ce qui concerne la fatigue des métaux, dont notamment les méthodes de prédiction de la durée de vie pour des chargements d'amplitude constante et variable. Les facteurs influençant cette durée de vie y sont également présentés. Une attention particulière est apportée au cas spécifique des joints soudés. Finalement, certains aspects de méthodologie des essais de fatigue sont traités.

2.1 Fatigue des métaux : généralités

La terminologie de la fatigue, ainsi que le phénomène d'endommagement par fatigue sont présentés de façon sommaire ci-dessous.

2.1.1 Définitions

La fatigue des métaux est définie comme l'endommagement provoqué par la répétition de sollicitations mécaniques à des valeurs de contraintes inférieures à celle nécessaire à la rupture statique d'une pièce. Cette notion de « fatigue » est apparue vers 1850, suite à la rupture répétée d'axes de trains. Le phénomène a intrigué l'Allemand August Wöhler, qui fut l'un des premiers à étudier la fatigue. La méthodologie qu'il a développée est toujours utilisée de nos jours [3].

La nature cyclique du chargement causant l'endommagement par fatigue est définie par des paramètres précis, comme le montre la Figure 2.1.

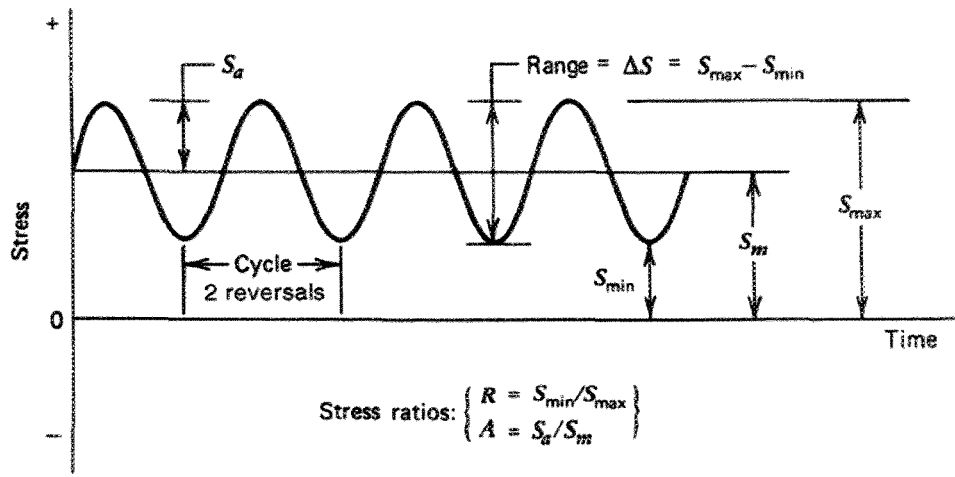


Figure 2.1- Nomenclature utilisée pour décrire un chargement cyclique d'amplitude constante [3]

Sur cette figure, on retrouve :

- S_a : l'amplitude de contrainte ou la contrainte alternée ;
- S_m : la contrainte moyenne ;
- S_{\max} : la contrainte maximale ;
- S_{\min} : la contrainte minimale ;
- ΔS : la variation totale de contrainte, soit $S_{\max} - S_{\min} = 2 S_a$;
- R : le rapport de chargement ou ratio de fatigue, donné par S_{\min}/S_{\max} .

Un chargement cyclique de fatigue est généralement exprimé en fonction de la contrainte moyenne, de la contrainte alternée, du rapport de chargement, ainsi que de la forme (sinusoïdale, triangulaire, carrée, etc).

2.1.2 Comportement d'un matériau en fatigue : courbe de Wöhler

La tenue en fatigue d'un matériau est généralement représentée à l'aide d'une courbe de Wöhler, également appelée courbe de fatigue ou courbe S-N (contrainte - nombre de cycles). Cette courbe contient la valeur de contrainte alternée ou d'amplitude totale constante nécessaire à la rupture ou à l'initiation de fissure pour un nombre de cycles donné. La Figure 2.2 montre une courbe S-N typique.

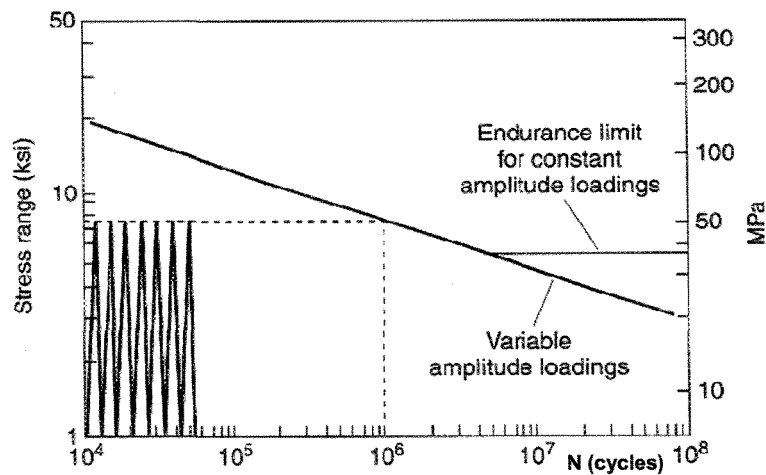


Figure 2.2- Courbe de fatigue typique (log-log) [5]

Une courbe S-N est obtenue expérimentalement par des essais de fatigue où plusieurs éprouvettes sont soumises à des chargements cycliques jusqu'à un critère d'arrêt prédéfini (amorçage de fissure, rupture, diminution de rigidité, etc). La courbe proprement dite représente l'ensemble des valeurs de durée de vie moyennes (50% de probabilité de survie) pour chaque niveau de contrainte. Dans les standards de calcul et les normes de dimensionnement en fatigue, on retranche habituellement deux écarts-types à la valeur moyenne afin de tenir compte de la dispersion de données de façon sécuritaire. La courbe ainsi obtenue représente une probabilité de survie de 95% [4]. Différentes valeurs de contrainte sont nécessaires afin de couvrir une plage de nombre de cycles prédéfinie, typiquement entre 10^4 et 10^8 cycles.

La Figure 2.2 montre également la présence d'un changement de pente entre 10^6 et 10^7 cycles. Ce point est appelé « limite d'endurance ». Pour les métaux ferreux tels l'acier et certains alliages de titane, cette limite indique qu'il n'y a pas de dommage si la valeur de contrainte en est inférieure. Par contre, les métaux non ferreux comme l'aluminium ne possèdent pas de limite d'endurance réelle. On définit alors une « limite d'endurance conventionnelle » à un nombre de cycles arbitraire, généralement compris entre 10^7 et 5×10^8 cycles.

Bien qu'obtenue grâce à des essais à amplitude constante, une courbe de fatigue peut être utilisée pour estimer la durée de vie pour des sollicitations d'amplitude variable.

Dans ce cas, le changement de pente de la limite d'endurance n'est pas considéré et on conserve une pente constante.

Finalement, il est important de noter qu'une courbe de fatigue n'est valide, entre autres, que pour un matériau, un type de contrainte, un rapport de chargement, ainsi qu'un environnement expérimental donné.

2.1.3 Domaines de fatigue

La fatigue des métaux est habituellement divisée en trois domaines de durée de vie, classés dans chaque cas selon un nombre de cycles approximatif « N » :

1. Domaine oligocyclique : $N < 10^3$ - 10^5 cycles, présence de déformation plastique en fond de fissure ;
2. Domaine d'endurance : $10^4 < N < 10^7$, déformation élastique et contrainte supérieure à la limite d'endurance ;
3. Domaine de vie infinie : $N > 10^7$ cycles, déformation élastique et contrainte inférieure à la limite d'endurance.

La Figure 2.3 représente ces trois domaines sur une courbe de fatigue d'axes semi-logarithmiques. Un changement de courbure marque environ la frontière entre chaque domaine.

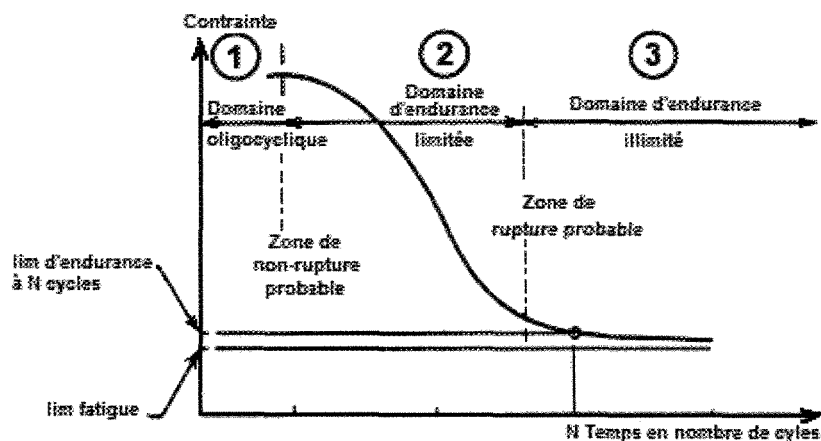


Figure 2.3- Représentation schématique des trois domaines de fatigue [6]

2.1.4 Phases d'endommagement par fatigue

L'endommagement par fatigue est généralement divisé en trois phases distinctes, soit :

- I. Amorçage d'une microfissure : lors de l'application d'efforts cycliques, des extrusions/intrusions apparaissent en surface dans les zones de concentration de contrainte locales et se propagent de façon transgranulaire à travers quelques grains selon les plans de glissement préférentiellement orientés (scission maximale). Des microfissures ou autres défauts microscopiques peuvent également être présents suite à la mise en forme ;
- II. Propagation d'une fissure : à une certaine profondeur, la fissure quitte le plan de scission maximale et change de direction pour se propager globalement de façon intergranulaire dans le plan perpendiculaire à la contrainte de traction maximale ;
- III. Rupture : lorsque la fissure atteint une taille critique où la surface portante restante n'est plus suffisante pour résister à la contrainte normale, il y a rupture de la pièce.

La Figure 2.4 illustre la phase I, tandis que la Figure 2.5 montre les phases I et II combinées.

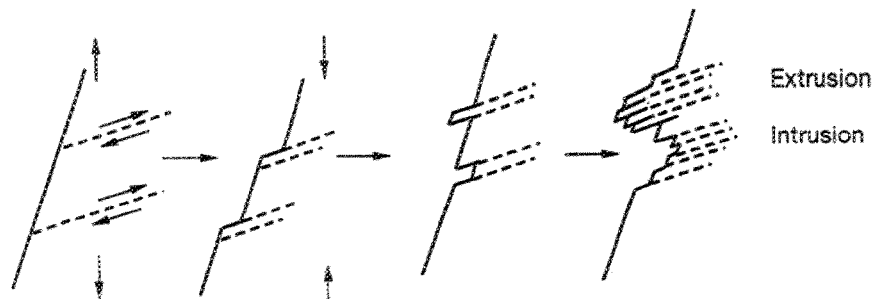


Figure 2.4- Représentation schématique de la phase d'amorçage [3]

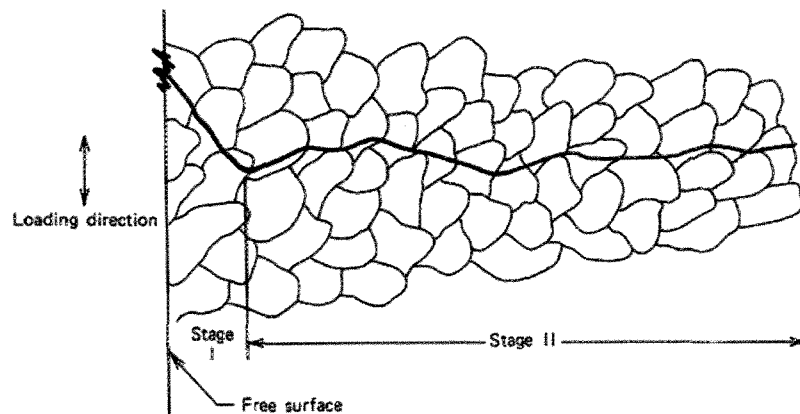


Figure 2.5- Représentation schématique des phases I et II [3]

Ces modes d'endommagement génèrent un faciès de rupture caractéristique, généralement composé d'une zone d'amorçage, d'une zone de propagation pouvant comprendre des stries perpendiculaires à la direction d'avance, puis d'une zone de rupture où la surface est rugueuse et à relief marqué. Les références [3, 5, 6] fournissent plus de détails à propos des faciès de rupture.

2.2 Philosophies de conception en fatigue

La conception d'une pièce en fatigue repose sur deux notions primordiales : la philosophie de conception et la méthode de conception. La philosophie de conception conditionne l'objectif à atteindre. Ainsi, différentes philosophies entraîneront différentes durées de vie et différents degrés d'optimisation. Les cinq philosophies de conception généralement reconnues sont présentées ci-dessous [1, 3, 5] :

- 1. Vie infinie (Infinite life) :** les contraintes appliquées sont toujours inférieures à la limite d'endurance ou à la limite d'endurance conventionnelle (vie quasi-infinie) ;
- 2. Vie sécuritaire (Safe life) :** conception pour une durée de vie finie. La contrainte maximale correspond à celle attendue pour la durée de vie escomptée. Cette durée de vie correspond généralement à l'amorçage de fissure. Cette philosophie est celle

utilisée dans les codes de dimensionnement en fatigue [7, 8] et par l'industrie automobile [9] ;

- 3. Rupture sécuritaire (Fail safe) :** approche développée par l'industrie aéronautique admettant qu'une fissuration limitée ou la rupture de certaines pièces n'est pas critique pour la structure complète. Elle nécessite des inspections régulières et des données sur les caractéristiques de propagation de fissure du matériau utilisé ;
- 4. Tolérance au dommage (Damage tolerant) :** raffinement de l'approche de rupture sécuritaire. Cette philosophie admet la présence de fissures aux endroits critiques dès le départ. La taille initiale de ces fissures est la longueur maximale ne pouvant être détectée par les méthodes d'inspection. Des inspections périodiques sont à prévoir afin de vérifier l'état de propagation des fissures jusqu'à la taille critique prévue par la mécanique de la rupture ;
- 5. Pratique courante (Good practice) :** conception basée sur des pratiques de conception en fatigue ayant fait leurs preuves au cours des années. Elle ne permet cependant pas d'effectuer une optimisation poussée des pièces.

Les méthodes de conception proprement dites sont abordées à la section 2.6.

2.3 Types de chargement

Les chargements causant un endommagement par fatigue sont de type cyclique et peuvent être d'amplitude constante ou variable. Ils peuvent également être de nature proportionnelle ou non.

2.3.1 Amplitude constante

Un chargement cyclique est dit à amplitude constante lorsque les valeurs des contraintes maximales, minimales et moyennes ne varient pas. Ce type de chargement est observé par exemple dans le cas des machines rotatives en régime établi ou dans le cycle de pressurisation/dépressurisation d'une cabine d'avion. La Figure 2.1 représente un tel cas de chargement.

2.3.2 Amplitude variable

Pour un chargement à amplitude variable, les valeurs des contraintes maximales, minimales et moyennes varient d'un cycle à l'autre. Ce chargement peut tout de même être périodique, c'est-à-dire qu'une même séquence de cycles d'amplitude variable se répète en fonction du temps. C'est le cas par exemple du cycle décollage/vol/atterrissage sur un train d'atterrissage d'avion, tel qu'illustré à la Figure 2.6a). Ce chargement peut également être totalement aléatoire, c'est-à-dire qu'il n'y a aucun ordre logique dans la suite des cycles de chargement. C'est le cas notamment pour une automobile, comme le montre la Figure 2.6b) ou pour un tremblement de terre.

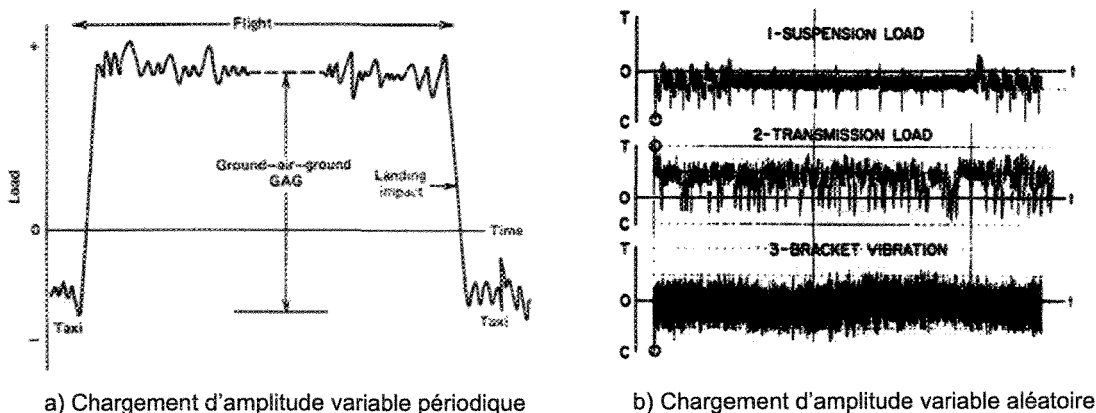


Figure 2.6- Exemples de cas de chargement à amplitude variable : a) périodique, b) aléatoire [3]

2.3.3 Notion de proportionnalité et de phase

Un chargement est dit « proportionnel » si les directions des axes des contraintes principales qui en résultent ne varient pas. Un chargement uniaxial d'orientation fixe est généralement considéré proportionnel. À l'inverse, un chargement est considéré « non-proportionnel » lorsque les axes des contraintes principales varient. Ce type de chargement est observé lorsque l'orientation des forces et moments appliqués sur une pièce varie [10].

La notion de phase intervient quant à elle lorsque plus d'une sollicitation est appliquée sur une pièce. Par exemple, un arbre de transmission peut être soumis à des efforts de torsion combinés à de la flexion. Si les valeurs de contraintes maximales et minimales relatives à ces deux cas de chargement ont lieu en même temps, le cas de chargement est en phase. Dans le cas contraire, il est considéré déphasé. Un exemple de cas de chargement combiné flexion/torsion déphasé est présenté à la Figure 2.7.

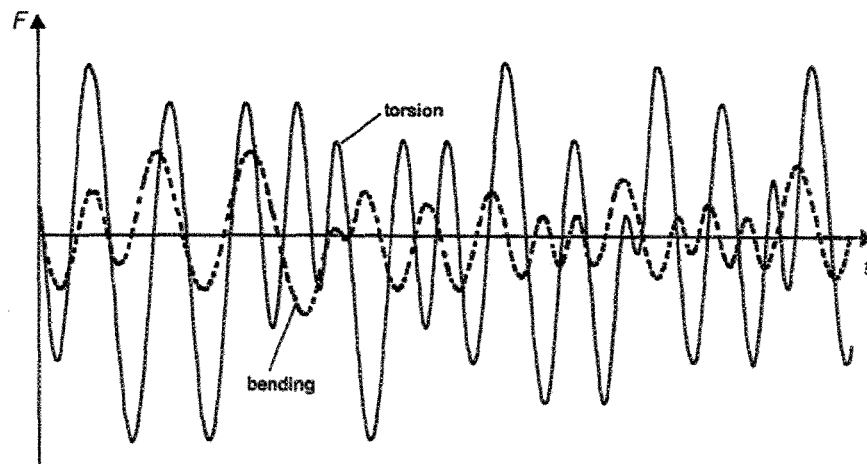


Figure 2.7- Exemple de chargement combiné déphasé [34]

2.4 Facteurs influençant la durée de vie en fatigue

Plusieurs facteurs influencent la durée de vie en fatigue d'une composante. Il importe de les connaître et de bien les comprendre afin d'effectuer une conception éclairée. Ces principaux facteurs tirés de [3, 5, 6] sont présentés ci-dessous.

2.4.1 Facteurs mécaniques

Le mode de sollicitation a une influence déterminante sur la durée de vie en fatigue. Le premier paramètre à considérer est l'effet de la contrainte moyenne. Généralement, plus la contrainte moyenne de tension est élevée, moins longue est la durée de vie. Plusieurs relations ont été proposées afin de tenir compte de l'effet de la contrainte moyenne, dont celles de Goodman et de Soderberg [11]. À cela, il faut également ajouter l'amplitude de contrainte. Pour une contrainte moyenne donnée, la durée de vie sera

d'autant plus courte que l'amplitude totale de contrainte sera élevée. Les valeurs de contrainte moyenne et alternée conditionneront ainsi le rapport de chargement « R ». Ce dernier permet de classer les modes de sollicitation. Par exemple, le cas de chargement typique appelé « purement alterné » est désigné par $R = -1$, tandis que le cas de chargement dit « répété » est désigné par $R = 0$. La Figure 2.8 illustre ceci.

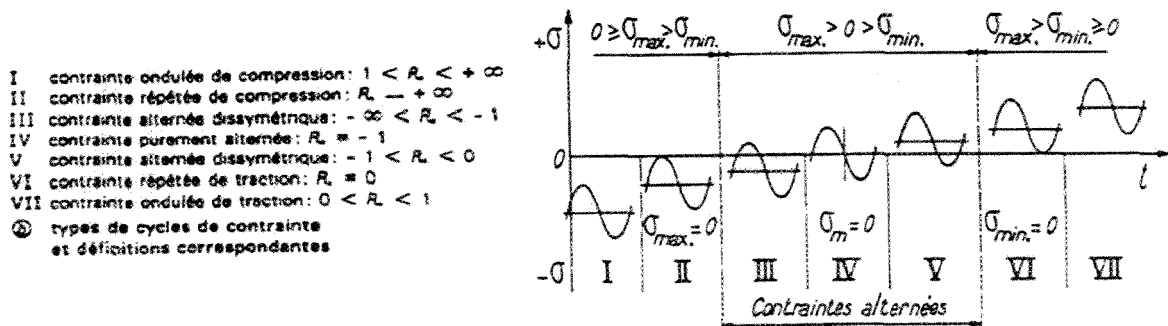


Figure 2.8- Différentes valeurs du rapport de chargement et représentations cycliques [6]

La nature des efforts est également un paramètre important. En effet, des limites d'endurance différentes seront obtenues selon le type d'effort appliqué (traction, flexion, torsion). Une courbe S-N n'est ainsi valide que pour un type de chargement donné.

Dans le cas d'un chargement à amplitude variable, la séquence de chargement joue également un rôle important. Pour une même distribution des contraintes, des durées de vie différentes sont obtenues si les blocs de chargement sont appliqués par amplitude croissante ou décroissante. Ceci s'explique par le fait que les sollicitations de forte amplitude ont davantage d'effet sur l'amorçage et la propagation de fissures.

La fréquence d'application du cycle de chargement constitue également un paramètre mécanique à ne pas négliger. Lorsque celle-ci augmente, la durée de vie varie généralement dans le même sens, sauf dans le cas où cette augmentation entraînerait un échauffement de la pièce. Dans cette optique, il faut également éviter de solliciter une pièce à des fréquences proches de sa fréquence naturelle afin d'éviter les effets d'amplification dynamique.

2.4.2 Facteurs géométriques

Le facteur d'entaille ou toute autre source de concentration de contrainte sont des paramètres influençant fortement la durée de vie. En effet, il a été précédemment mentionné que l'amorçage se produit dans les zones de forte concentration de contraintes locales. Il faut donc chercher à minimiser celles-ci. Des formules paramétriques permettent de calculer les facteurs de concentration de contrainte afin d'estimer la sévérité d'une géométrie donnée. L'utilisation de la méthode des éléments finis avec un maillage adéquat permet également d'estimer les facteurs de concentration de contrainte.

L'augmentation des dimensions d'une pièce contribue généralement à une diminution de sa résistance à la fatigue. C'est ce qu'on nomme « facteur d'échelle ». Ceci s'explique par l'aspect statistique de l'amorçage de fissure. En effet, l'augmentation des dimensions entraîne également une augmentation de la probabilité d'existence de défauts favorisant l'amorçage d'une fissure. Ce paramètre peut être très important à considérer dans le cas où une courbe S-N obtenue à l'aide d'éprouvettes de petite taille est utilisée pour dimensionner une pièce de très grandes dimensions.

L'état de surface est un autre paramètre géométrique influent. Ce dernier est représenté par trois aspects, soit un aspect géométrique (marques d'usinage entraînant des concentrations de contraintes), un aspect mécanique (écrouissage superficiel suite à un procédé de mise en forme) et un aspect métallurgique (altération de la microstructure en surface lors de la mise en œuvre).

2.4.3 Contraintes résiduelles

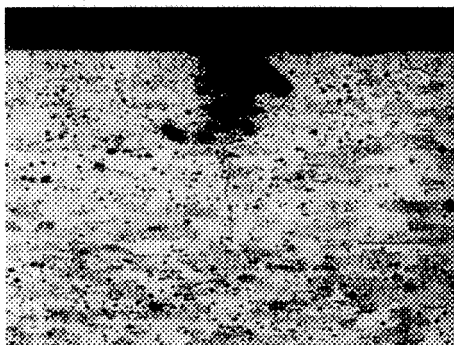
En général, on appelle contraintes résiduelles les contraintes qui existent dans une pièce lorsque celle-ci n'est soumise à aucune sollicitation extérieure. Celles-ci sont obtenues la plupart du temps de façon non volontaire lors du procédé de fabrication, ou de façon volontaire par un procédé de traitement de surface approprié. Comme ces contraintes se superposent à celles résultant de l'application de charges, elles peuvent avoir un effet négatif ou positif sur la durée de vie. Ainsi, des contraintes résiduelles de tension contribueront à diminuer la durée de vie. Celles-ci peuvent être diminuées par un traitement thermique adéquat tel qu'un recuit de détente. Au contraire, des contraintes

résiduelles de compression, obtenues par grenaillage, par exemple, permettront d'augmenter de façon substantielle la durée de vie. Des essais de fatigue menés en laboratoire chez Devinci ont permis de vérifier que le grenaillage des soudures double la durée de vie moyenne des cadres de vélo. Ces résultats concordent avec ce qui est présenté dans [5].

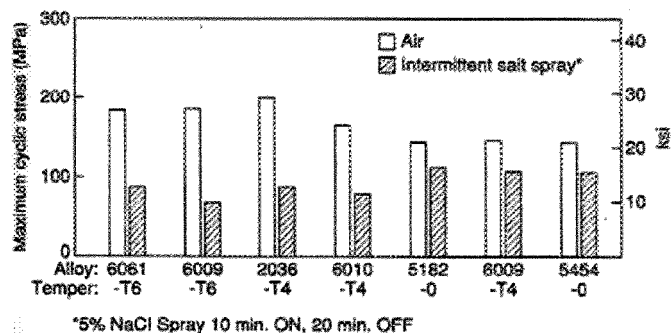
2.4.4 Facteurs environnementaux

Pour les alliages d'aluminium, une élévation de température se traduit par une diminution de l'endurance en fatigue. Des essais sur différents alliages d'aluminium ont démontré que la limite d'endurance à 200 °C est environ égale à 50% de celle à température ambiante [5]. Toutefois, la variation de la limite d'endurance conventionnelle pour une élévation de température donnée dépend de la nuance d'alliage et du traitement thermique. Dans le cas contraire, l'endurance en fatigue des alliages d'aluminium tend à augmenter si la température diminue sous la température ambiante.

Un milieu corrosif (atmosphère agressive ou milieu salin) aura également une influence sur la diminution de l'endurance en fatigue. Bien que la corrosion n'affecte que la surface d'une pièce d'aluminium et non le métal de base, elle entraîne la formation de piqûres qui agissent comme sites d'amorçage, tel que présenté à la Figure 2.9a). De plus, un milieu corrosif tend généralement à faire augmenter le taux de propagation d'une fissure. Chaque alliage est affecté différemment, comme le montre la Figure 2.9b).



a) Amorçage d'une fissure en fond de piqûre de corrosion



b) Effet de l'environnement sur l'endurance en fatigue axiale à 10^6 cycles

Figure 2.9- Effet de la corrosion sur l'endurance en fatigue des alliages d'aluminium [5]

2.4.5 Facteurs métallurgiques

Les propriétés mécaniques intrinsèques d'un matériau, notamment sa résistance à la traction, ont une influence sur la durée de vie. De façon générale, plus ces propriétés sont élevées, plus la limite d'endurance est haute. De nombreux auteurs ont cherché à relier la limite d'endurance aux propriétés mécaniques de traction. Dans le cas des alliages d'aluminium à durcissement structural, un rapport moyen de 0,35 a été trouvé entre la limite d'endurance conventionnelle à 5×10^8 cycles et la résistance à la traction. Pour les alliages non traitables thermiquement, ce rapport est de 0,5. La Figure 2.10 montre ces résultats. Ces facteurs ne sont utilisés que pour des fins d'estimation. La véritable valeur de limite d'endurance doit être préférablement utilisée.

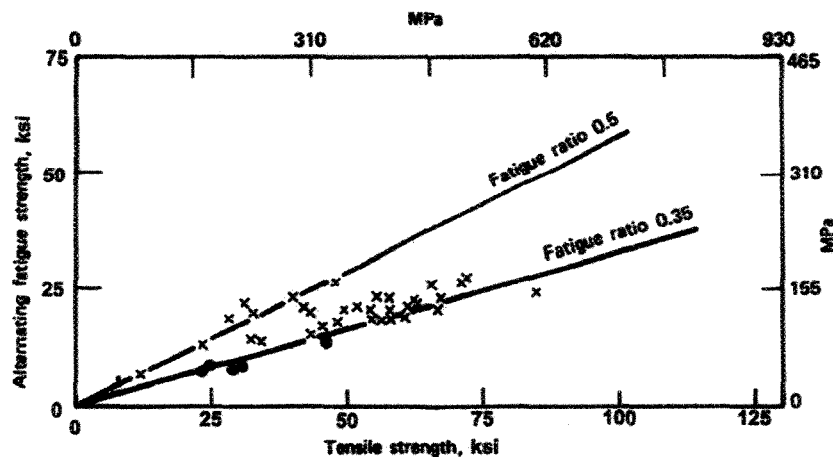


Figure 2.10- Relation entre la limite d'endurance à 5×10^8 cycles et la résistance en traction pour les alliages d'aluminium [3]

La taille des grains joue aussi un rôle sur l'endurance en fatigue. En effet, une fine taille de grains procure généralement une meilleure résistance à la fatigue, sauf à haute température, où des interactions fatigue/fluage ont lieu. Des grains fins diminuent la déformation locale le long des plans de glissement, diminuant ainsi la quantité de glissement irréversible. De plus, ils procurent davantage de joints de grains qui contribuent à stopper la propagation de fissures transgranulaires [3].

Pour leur part, les défauts métallurgiques tels que les inclusions et les porosités agissent comme des facteurs de concentration de contrainte locale. Ces défauts constituent donc des sites d'amorçage potentiels. Leur influence sur l'endurance en fatigue est donc néfaste [3].

2.5 Fatigue des joints soudés

Cette section présente le cas particulier de la fatigue des joints soudés. Certains procédés de soudage de l'aluminium y sont tout d'abord présentés, suivis des facteurs influençant la durée de vie des joints soudés et des moyens d'améliorer celle-ci.

2.5.1 Procédés de soudage

Les procédés de soudage couramment utilisés dans le cas des structures tubulaires en aluminium sont le MIG (Metal Inert Gas) et le TIG (Tungsten Inert Gas). Ces deux procédés de soudage à l'arc électrique possèdent des caractéristiques différentes, ce qui entraîne des utilisations différentes.

Le procédé MIG utilise une électrode consommable qui agit comme métal d'apport. Un gaz inerte tel l'argon ou l'hélium assure la protection du bain de fusion. Ce procédé permet une grande vitesse de soudage et un grand taux de déposition. De plus, la taille de la zone affectée thermiquement (ZAT) est inférieure à celle obtenue par le procédé TIG. Le procédé MIG est utilisé pour le soudage de pièces dont l'épaisseur est supérieure à 3 mm [12]. La Figure 2.11a) illustre ce procédé.

Le procédé TIG utilise une électrode réfractaire non consommable au tungstène. Il permet le soudage avec ou sans métal d'apport. L'argon, l'hélium ou un mélange des deux est utilisé comme protection du bain de fusion. Puisque la vitesse de soudage et la pénétration sont inférieures à celles du MIG, ce procédé est utilisé pour les pièces minces [13]. Ce procédé est celui utilisé par Cycles Devinci pour la fabrication de ses cadres de vélo étant donné la faible épaisseur des tubes et l'aspect esthétique du cordon de soudure qu'il permet d'obtenir. La Figure 2.11b) illustre le procédé TIG.

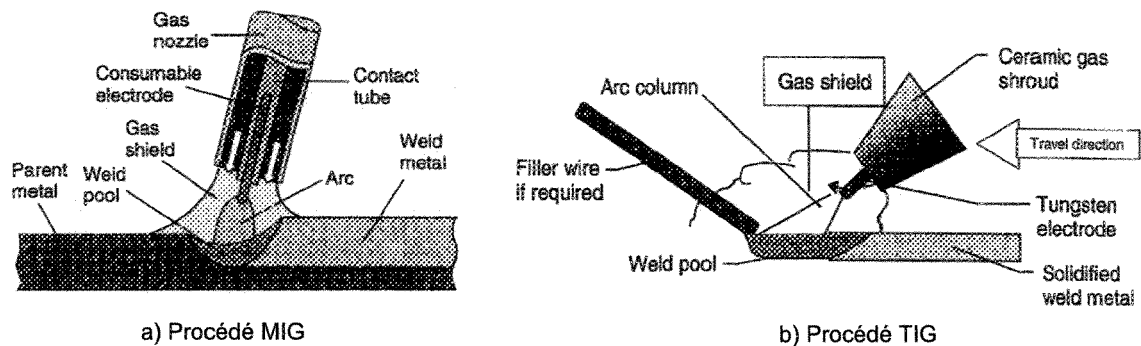


Figure 2.11- Représentations schématiques des procédés de soudage MIG et TIG [13]

Dans les deux cas, l'arc électrique constitue la source de chaleur entraînant la formation d'un bain de fusion. Il y a donc apparition d'une ZAT le long du cordon de soudure, après refroidissement. Pour les alliages d'aluminium, cette zone possède généralement des propriétés mécaniques inférieures à celles du métal de base. Dans le cas des alliages à durcissement structural, un traitement thermique complet de mise en solution, trempe et vieillissement suite à la soudure permet de minimiser ou d'éliminer complètement la ZAT (sauf s'il y a grossissement de la taille des grains). L'apport de chaleur au soudage peut également favoriser l'apparition de contraintes résiduelles. Un recuit de détente permet d'éliminer celles-ci.

2.5.2 Facteurs influençant la durée de vie en fatigue des joints soudés

La durée de vie en fatigue des joints soudés est influencée par l'ensemble des facteurs présentés à la section 2.4, notamment la présence de contraintes résiduelles et la microstructure de la ZAT. Il faut également ajouter à cela d'autres facteurs spécifiques aux joints soudés, soit la géométrie du cordon, la géométrie du joint et les défauts de soudure.

La géométrie du cordon est le facteur qui influence majoritairement la durée de vie en fatigue d'un joint soudé [14, 15]. En effet, celle-ci entraîne de fortes concentrations de contrainte locales en pied de cordon qui constituent des sites d'amorçage (Figure 2.12a). Cette géométrie est définie par le rayon en pied de cordon (ρ), l'angle de raccordement (θ), la longueur de la racine (h) et l'épaisseur des plaques soudées. La Figure 2.12b) montre ces paramètres.

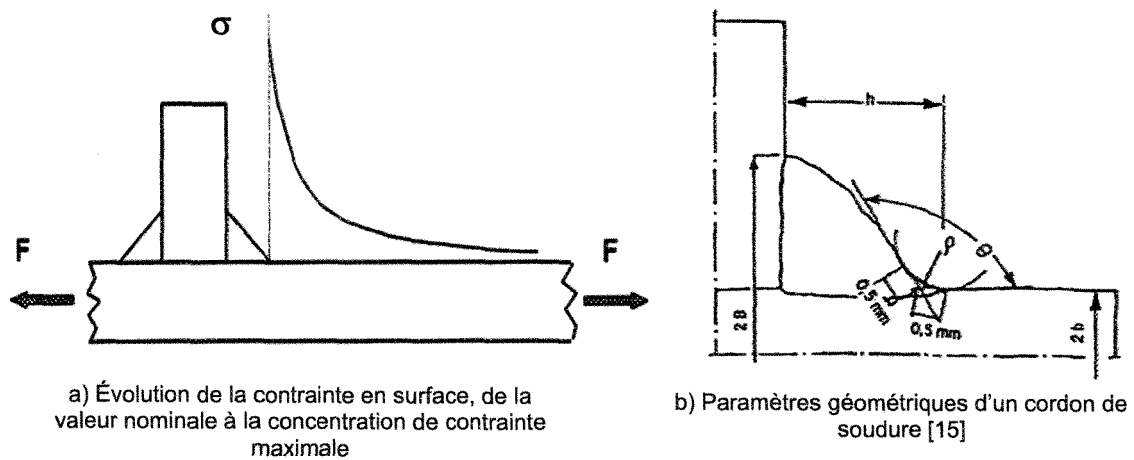


Figure 2.12- Influence de la géométrie du cordon de soudure sur la durée de vie en fatigue d'un joint soudé

Plus le rayon est faible et l'angle de raccordement près de 90° , plus le coefficient de concentration de contrainte est élevé et la durée de vie en fatigue basse. La Figure 2.13 illustre ceci. Ainsi, une soudure bout-à-bout n'aura pas la même durée de vie qu'une soudure d'angle puisque l'angle de raccordement n'est pas le même, ce qui entraîne des distributions de contraintes différentes.

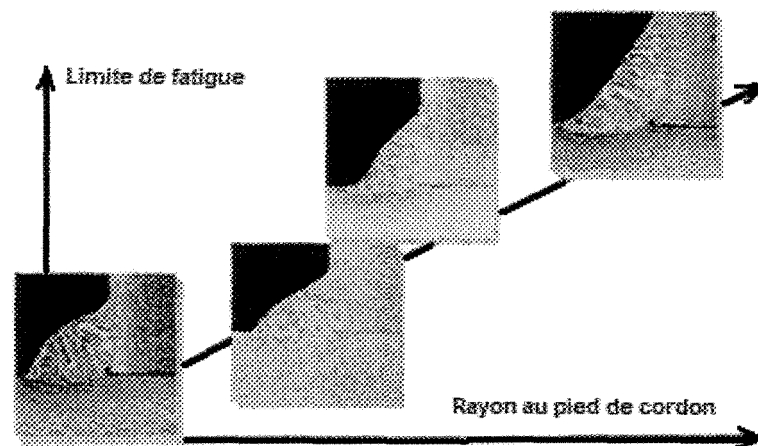


Figure 2.13- Effet de la taille du rayon de pied de soudure sur la durée de vie en fatigue du joint [15]

La géométrie globale du joint a également une influence sur sa durée de vie en fatigue. Bien que cette géométrie n'influence pas directement la contrainte locale dans le rayon en pied de cordon, elle a un effet sur la contrainte structurale. Par exemple, un joint

composé de deux tubes soudés à 90° n'aura pas la même durée de vie qu'un joint à 60° pour un cas de chargement équivalent puisque la distribution des contraintes en pied de cordon ne sera pas la même.

La présence de défauts de soudure contribue aussi à diminuer la durée de vie en fatigue. Les défauts typiquement rencontrés sont: manque de fusion, manque de pénétration, fissure de solidification, écartement excessif en racine, porosités, etc [16] . Ces défauts agissent comme concentrateurs de contraintes ou amorfes de fissures. La Figure 2.14 illustre ces défauts. Un contrôle précis du procédé de soudure permet de diminuer la quantité de défauts, mais pas nécessairement de les éliminer complètement.

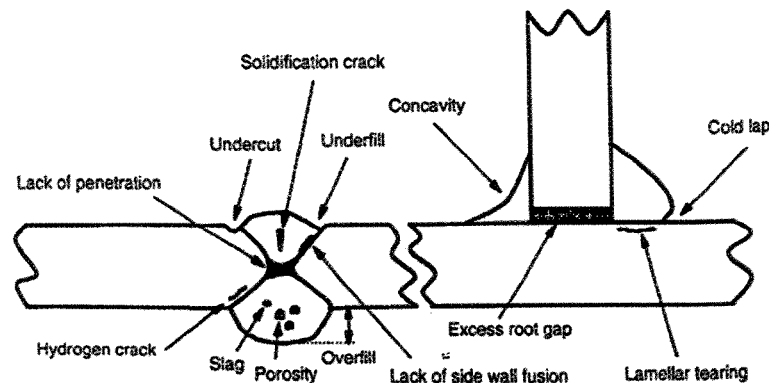


Figure 2.14- Défauts de soudure typiques diminuant la durée de vie en fatigue des joints [16]

2.5.3 Amélioration de la tenue en fatigue des joints soudés

Plusieurs méthodes sont utilisées pour augmenter la durée de vie en fatigue des joints soudés. On peut regrouper celles-ci selon deux catégories [16, 17] :

1. modification de la géométrie du cordon :
 - usinage du pied de cordon ;
 - refonte du cordon (TIG dressing) ;
 - utilisation d'électrodes spéciales.

2. modification des contraintes résiduelles :

- a) élimination des contraintes de tension :
 - recuit de détente ;
 - traitement thermique de durcissement structural complet.
- b) ajout de contraintes de compression :
 - grenaillage ;
 - martelage ;
 - surcharge.

L'utilisation d'un matériau de base possédant une limite d'endurance supérieure peut aussi être une solution acceptable, en autant que celui-ci soit soudable. De plus, plusieurs de ces méthodes peuvent être utilisées en même temps. Toutefois, l'ensemble de ces options a une influence directe sur le coût de fabrication. Il faut donc sélectionner le meilleur compromis.

2.6 Méthodes d'estimation de la durée de vie en fatigue

Plusieurs méthodes de calcul de la durée de vie en fatigue sont proposées dans la littérature scientifique et dans les codes de dimensionnement en fatigue. L'Institut international de soudure a d'ailleurs publié un guide de calcul des contraintes pour l'analyse en fatigue des joints soudés décrivant les principales méthodes [18]. Celles-ci s'appuient la plupart du temps sur une méthode de calcul de contrainte à un point donné, associée à une courbe S-N appropriée, ou bien sur les paramètres de propagation de fissure dans le matériau donné.

Cette section présente les quatre principales méthodes, soit la contrainte nominale (nominal stress), la contrainte géométrique (structural hot-spot stress), la contrainte locale (local stress), ainsi que la mécanique de la rupture. Le degré de précision sur l'estimation de la durée de vie augmente selon l'ordre ci-dessus. La Figure 2.15 montre les types de contrainte utilisés dans les trois premières méthodes.

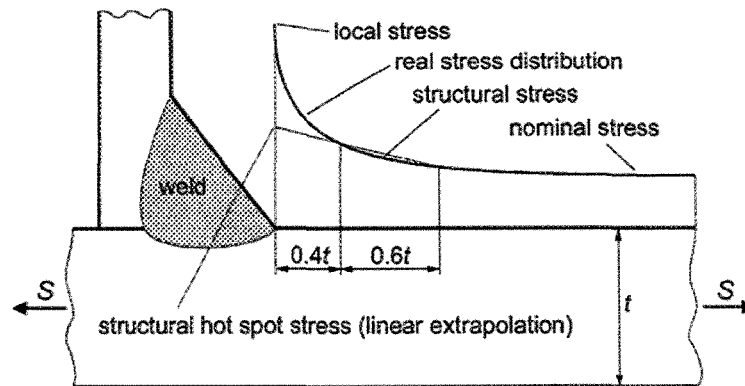


Figure 2.15- Définition des divers types de contraintes utilisées pour les analyses de fatigue [30]

2.6.1 Approche de la contrainte nominale

L'approche de la contrainte nominale est la méthode de base utilisée dans la plupart des codes de calcul en fatigue tels que l'Eurocode 9 [7] ou celui de l'Aluminium Association [8]. Cette méthode implique les étapes suivantes :

1. calcul de la contrainte nominale loin de la zone critique du joint à l'aide des équations classiques de résistance des matériaux, de la méthode des éléments finis ou de lectures obtenues par des jauges extensométriques ;
2. association du type de joint étudié à une catégorie de détail normalisée d'un code de calcul en fatigue. La catégorie sélectionnée est celle qui représente le mieux possible le joint à l'étude du point de vue de la géométrie et du type de chargement;
3. utilisation de la courbe S-N donnée par la norme de calcul pour la catégorie de détail sélectionnée et le matériau utilisé. La courbe donne le nombre de cycles endurés à l'amorçage de fissure pour différents niveaux de contrainte nominale. Elle a été obtenue lors d'essais uniaxiaux sur les diverses catégories de détail de joints;
4. obtention du nombre de cycles nécessaire à l'amorçage de fissure pour le niveau de contrainte appliqué sur le joint étudié. Il faut s'assurer que le nombre de cycles réel subi en service pour une durée de vie voulue soit inférieur ou égal à celui donné par la courbe S-N.

Avec cette méthode, les effets de contrainte géométrique et de concentration de contrainte locale sont inclus dans la courbe S-N. C'est pourquoi il existe différentes courbes pour différentes catégories de joints. Ainsi, la méthode est applicable seulement aux joints simples pour lesquels il est possible de calculer facilement la contrainte nominale et d'associer une catégorie de détail normalisée (ex. : les structures en treillis ou les charpentes de bâtiments). Cette méthode ne permet pas l'optimisation avancée des structures.

2.6.2 Approche de la contrainte géométrique (hot-spot ou structural stress)

Lorsqu'il est difficile d'obtenir la contrainte nominale ou si le joint étudié ne correspond pas à l'une des catégories de détails normalisés et qu'il y a fissuration en pied de cordon uniquement, l'approche de la contrainte géométrique est suggérée. Également appelée contrainte structurale ou contrainte « hot-spot », celle-ci est une valeur fictive, obtenue par extrapolation linéaire ou quadratique de la contrainte structurale perpendiculaire au cordon de soudure, dans la zone de pied du cordon. Les valeurs de contraintes suggérées par l'Institut international de soudure pour l'extrapolation sont celles à 0.4t et 1.0t (linéaire, voir Figure 2.15) ou 0.4t, 0.9t et 1.4t (quadratique), où t est l'épaisseur de la plaque [18].

La contrainte géométrique combine les effets de la contrainte membranaire (σ_m) et de celle de flexion (σ_b), tel que présenté à la Figure 2.16. Elle obéit donc à une distribution linéaire à travers l'épaisseur du matériau. Ainsi, cette valeur de contrainte tient compte uniquement de l'effet de contrainte structurale, mais non de celui de la concentration de contrainte locale non-linéaire en pied de soudure.

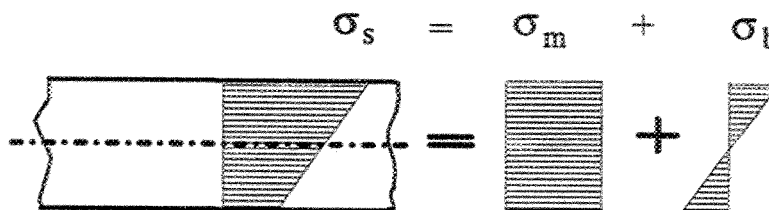


Figure 2.16- Contrainte géométrique dans une plaque, combinant les effets des contraintes membranaire et de flexion [18]

Cette méthode est appliquée comme suit :

1. identification de la zone de pied de soudure critique sur le joint à l'étude;
2. obtention d'une courbe S-N de contrainte hot-spot pour la zone critique par des essais de fatigue en laboratoire sur une structure représentative du type de joint à l'étude. La valeur de contrainte hot-spot est obtenue soit par des jauges extensométriques positionnées aux points d'extrapolation présentés ci-dessus ou par la MEF. Les annexes A et C de l'Eurocode 9 fournissent des directives précises à ce sujet [7];
3. calcul de la contrainte hot-spot obtenue à la zone critique lors de l'utilisation en service;
4. obtention du nombre de cycles nécessaire à l'amorçage de fissure pour le niveau de contrainte hot-spot trouvé en (3) à l'aide de la courbe S-N hot-spot obtenue en (2). Il faut s'assurer que le nombre de cycles réel subi en service pour une durée de vie voulue soit inférieur ou égal à celui donné par la courbe S-N hot-spot.

Bien que cette méthode nécessite la détermination expérimentale d'une courbe S-N de contrainte hot-spot, elle est valide pour un plus grand nombre de configurations de joints que pour une courbe à contrainte nominale. En effet, la courbe hot-spot est valide tant que la méthode d'extrapolation de contrainte, le type de soudure, l'effet d'épaisseur du matériau, ainsi que les effets environnementaux sont les mêmes. De plus, cette approche élimine l'influence du rayon de courbure en pied de cordon et de la taille des éléments lors du calcul de la contrainte hot-spot par la MEF, contrairement à la méthode de la contrainte locale, présentée ci-dessous. Le niveau d'optimisation possible par l'approche géométrique est supérieur à celui de l'approche nominale, mais inférieur à celui de l'approche locale. Plusieurs variantes et exemples d'application de l'approche de la contrainte géométrique sont présentés dans les références [19 – 23, 46].

2.6.3 Approche de la contrainte locale (local stress/strain approach)

Les différentes approches locales sont basées sur l'état de contrainte ou de déformation directement à l'entaille. Dans le cas d'un joint soudé, l'entaille considérée peut être le rayon de pied d'un cordon, un manque de pénétration à la racine ou un défaut

volumique tel une porosité. Radaj propose un résumé complet des différentes approches locales pour les composantes soudées ou non [24]. L'approche de la contrainte locale, ainsi que celle de la déformation locale sont présentées ci-dessous.

2.6.3.1 Contrainte locale (domaine élastique)

L'approche de la contrainte locale est utilisée lorsque la déformation en fond d'entaille est considérée élastique ($N > 10^5$ cycles) et qu'un niveau d'optimisation supérieur à ceux obtenus par les approches nominale et géométrique est désiré. Cette méthode se base sur la valeur de contrainte maximale dans la zone non-linéaire directement à l'entaille. La contrainte locale est ainsi composée de la contrainte membranaire (σ_m), de celle de flexion (σ_b) et du pic de contrainte non-linéaire (σ_{nlp} : non linear peak). La Figure 2.17 illustre ceci.

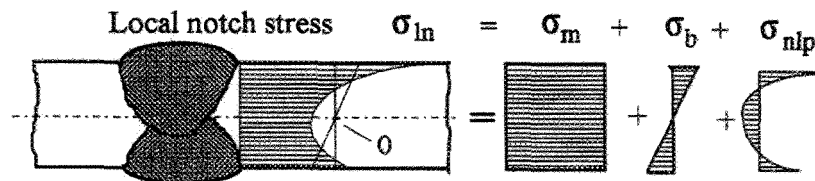


Figure 2.17- Contrainte locale dans une plaque, combinant les effets des contraintes membranaire et de flexion, en plus du pic de contrainte non-linéaire [18]

Cette approche tient compte de tous les effets locaux de concentration de contrainte. Elle est donc fortement influencée par la méthode de calcul et par les paramètres géométriques du cordon. Elle est appliquée de la façon suivante :

1. identification de l'entaille critique (pied, racine ou défaut de soudure) sur le joint à l'étude et mesure des caractéristiques géométriques moyennes;
2. obtention d'une courbe S-N de contrainte locale pour l'entaille critique par des essais de fatigue en laboratoire sur le type de joint et de soudure à l'étude. La valeur de contrainte locale est obtenue soit par le calcul du coefficient de concentration de contrainte « K_t », à l'aide de formules paramétriques [25, 26] ou par une analyse par éléments finis élastique-linéaire très détaillée. Cette dernière option nécessite la modélisation précise de l'entaille et un maillage raffiné;

3. calcul de la contrainte locale pour le cas de chargement rencontré en service par l'une des méthodes présentées à la section 2.7;
4. obtention du nombre de cycles nécessaires à l'amorçage de fissure pour le niveau de contrainte locale trouvé en (3) à l'aide de la courbe S-N locale obtenue en (2). Il faut s'assurer que le nombre de cycles réel subi en service pour une durée de vie voulue soit inférieur ou égal à celui donné par la courbe S-N locale;

L'un des avantages de cette méthode est qu'une courbe S-N obtenue pour une contrainte locale est valide peu importe la géométrie du joint, tant que la même modélisation de soudure (géométrie et maillage), et donc le même type de contrainte locale soit utilisé (von Mises, contrainte principale, etc). Toutefois, un des problèmes de cette méthode est que les géométries d'entaille varient fortement le long d'une soudure et d'une soudure à l'autre. Il faut donc préféablement utiliser des valeurs moyennes, ce qui n'est pas toujours réaliste.

Plusieurs méthodes de calcul d'une contrainte locale équivalente ont été proposées pour pallier à ce problème. L'une d'entre elles qui s'avère simple et efficace, est la méthode du rayon fictif proposée par Radaj et al. pour des structures d'acier d'épaisseur égale ou supérieure à 5 mm [24]. Cette approche a été validée pour l'aluminium par Morgenstern et al. pour des plaques d'épaisseur égale ou supérieure à 5 mm [27], puis par Eibl et al. pour des épaisseurs de 1,5 mm et 3 mm [28]. Cette méthode se base sur l'hypothèse du support microstructural en fond d'entaille de Neuber. La contrainte locale effective est donc calculée pour une valeur de rayon fictivement agrandi, donnée par :

$$\rho_f = \rho + s\rho^* \quad (2.1)$$

- où
- ρ_f est la valeur du rayon fictif (1 mm pour l'acier; entre 0,05 mm et 1,2 mm pour l'aluminium [27, 28, 29]);
 - ρ est la valeur du rayon réel moyen au pied du cordon, en fond de racine ou d'une porosité. Peut être fixé à zéro afin de représenter le pire des cas possible;
 - s est un facteur dépendant du type de chargement et de l'hypothèse de résistance utilisée (généralement entre 1 et 3 [30]);

- ρ^* est la longueur du support micro structural pour un matériau donné (entre 0,1 et 0,2 pour les alliages d'aluminium [30, 31]).

Pour un état de contrainte multiaxial proportionnel dans un matériau ductile, la contrainte équivalente de von Mises est utilisée comme contrainte locale calculée à l'aide du rayon fictif [32, 33]. Par contre, dans le cas d'un chargement non-proportionnel et déphasé, d'autres approches de contrainte locale plus complexes sont utilisées :

- **Plan critique** [34] : la fissure se propagera selon un plan critique, obtenu lors de calculs en post-analyse ;
- **Hypothèse de contrainte effective équivalente (Effective Equivalent Stress Hypothesis, EESH)** [32, 34]: autre méthode de calcul d'une contrainte locale équivalente valide pour des chargements non-proportionnels. Elle se résume à une contrainte de von Mises dans le cas des chargements proportionnels ;
- **Critère Micro-Macro de Dang Van** [25]: cette méthode considère la contrainte élastique dans le matériau homogène à l'échelle macroscopique, ainsi que la contrainte plastique locale à l'échelle microscopique ;
- **Contrainte d'entaille équivalente** [36]: la soudure est remplacée par une entaille en « V », générant des contraintes locales équivalentes.

2.6.3.2 Déformation locale (domaine plastique)

Pour les pièces soumises à de la fatigue oligocyclique ($N < 10^5$ cycles) où il y a déformation plastique en fond d'entaille, la méthode de la déformation locale est utilisée. Celle-ci tient compte de la partie élastique et de la partie plastique du cycle de déformation. Une courbe de fatigue ϵ -N est utilisée pour déterminer la durée de vie des pièces. Cette courbe est obtenue en combinant les relations de Basquin (déformation élastique) et de Manson-Coffin (déformation plastique). La Figure 2.18 montre une courbe ϵ -N typique.

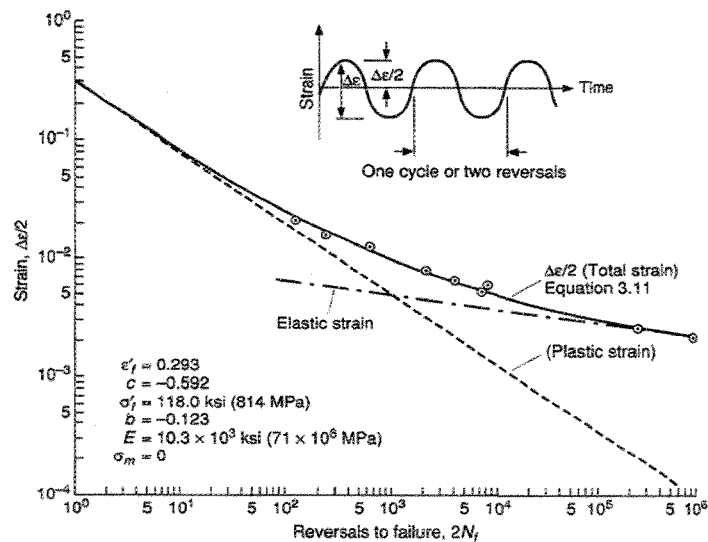


Figure 2.18- Courbe ε -N typique (alliage 5182-0) [5]

La méthodologie de prédiction de la durée de vie est sensiblement la même que celle de la contrainte locale, sauf que la valeur calculée est une déformation élastique ou plastique. Une analyse par éléments finis en régime non-linéaire peut être nécessaire pour connaître la déformation plastique en fond d'entaille. Les références [1, 3, 5, 24, 37] résument cette approche.

2.6.4 Approche de la mécanique de la rupture (LEFM)

L'approche de prédiction de la durée de vie en fatigue par la mécanique de la rupture (Linear Elastic Fracture Mechanics, LEFM) est la méthode la plus précise puisqu'elle tient compte de la propagation des fissures. Celle-ci est d'ailleurs employée dans l'industrie aéronautique. Très différente des trois méthodes précédentes, elle est basée sur les caractéristiques de propagation de fissure du matériau et sur le calcul du facteur d'intensité de contrainte (Notch-Stress Intensity Factor, N-SIF) et non sur l'utilisation d'une courbe S-N.

L'approche de la mécanique de la rupture suppose, dès le départ, la présence de défauts d'une certaine taille initiale « a_i » dans le matériau. Généralement, cette taille est la plus petite dimension pouvant être détectée par la méthode d'inspection utilisée. Dans

le cas des joints soudés, on suppose la présence de fissures en pied ou en racine de cordon. Selon Mann [30], cette taille peut être de l'ordre de 0,05 mm pour une soudure MIG joignant des tubes d'aluminium. Sharp et al. [5] proposent des valeurs allant de 0,013 mm à 0,38 mm. L'état de contrainte dans l'entaille correspondant au bout de la fissure est défini par les facteurs d'intensité de contrainte K_I , K_{II} et K_{III} qui correspondent aux modes 1, 2 et 3 de déplacement d'une fissure. La Figure 2.19a) montre de façon schématisée le paramètre d'entaille « a » en bordure d'une plaque soumise au mode I de propagation de fissure. Le facteur d'intensité de contrainte en mode I est calculé à partir de la contrainte nominale de tension en surface de la façon suivante :

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a} \quad (2.2)$$

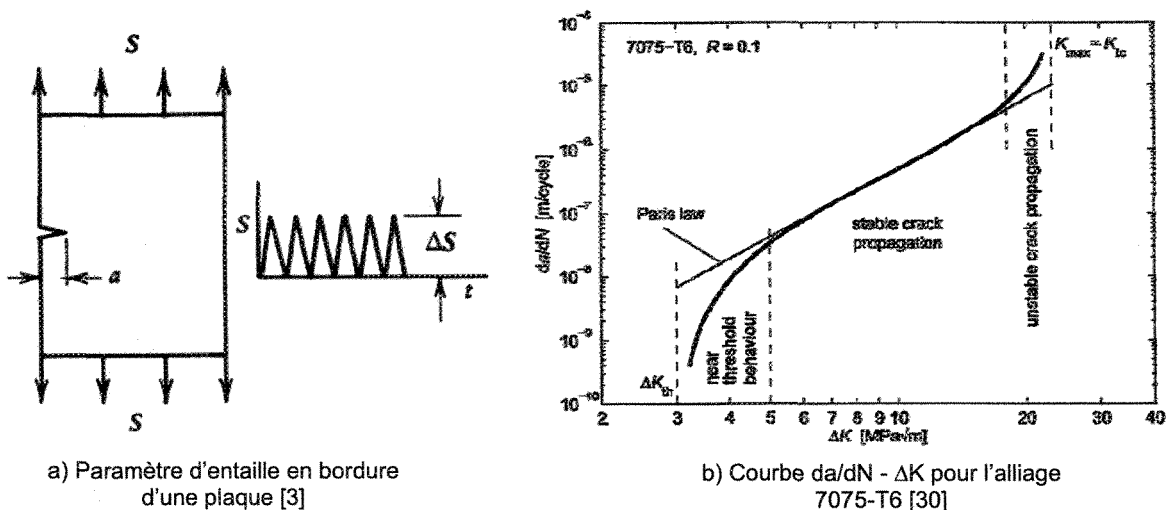


Figure 2.19- Paramètres utilisés lors de l'analyse en fatigue selon la mécanique de la rupture

La durée de vie est calculée selon la vitesse de propagation de fissure « da/dN » en fonction de la variation cyclique du facteur d'intensité de contrainte « ΔK ». Un graphique typique de $da/dN - \Delta K$ est présenté à la Figure 2.19b). Ainsi, la durée de vie est calculée pour une fissure allant de « a_i » à une taille critique finale « a_f », où on suppose la rupture de la pièce. La Figure 2.19b) montre également qu'il n'y a pas de propagation de fissure tant que le facteur d'intensité de contrainte est inférieur à une valeur seuil « ΔK_{th} ». Au-delà de cette valeur, la propagation débute de façon transitoire et atteint rapidement un

régime linéaire de propagation stable. Ce régime est représenté par la loi de Paris, où les paramètres C et m dépendent de la nature du matériau (pour les alliages d'aluminium, la réf. [4] donne: $C \cong 2,6 \times 10^{-10} \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ et $m \cong 3$) :

$$\frac{da}{dN} = C \Delta K^m \quad (2.3)$$

Lorsque le facteur d'intensité de contrainte atteint une valeur critique « ΔK_c », la propagation devient instable et conduit à une rupture rapide de la pièce.

La précision de cette méthode dépend donc des hypothèses de taille initiale et finale de fissure, ainsi que des données de propagation précises du matériau. Par conséquent, cette méthode est plus difficile à mettre en œuvre puisqu'elle nécessite bien souvent des essais expérimentaux de propagation de fissure. Les références [3, 5, 24, 30, 31, 38-40] fournissent plus de détails sur cette méthode, ainsi que des exemples d'application.

2.6.5 Résumé des différentes méthodes

Les quatre méthodes de prédiction de la durée de vie en fatigue sont résumées à la Figure 2.20. Il est à noter que le degré de précision et d'optimisation finale de la pièce à dimensionner augmente de gauche à droite. La complexité de mise en œuvre augmente également dans ce sens. Il faut donc choisir judicieusement la méthode la plus appropriée en fonction des objectifs de conception voulus.

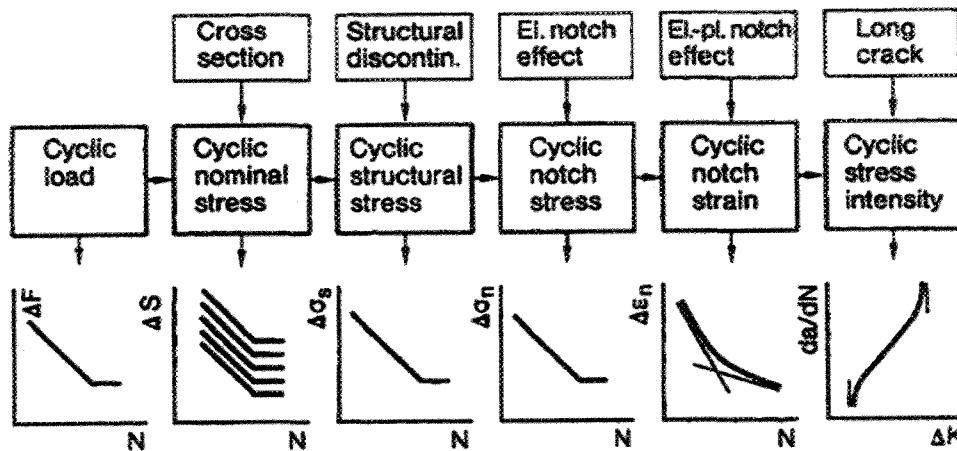


Figure 2.20- Résumé des différentes approches d'analyse de durée de vie en fatigue [24]

2.6.6 Dommages cumulatif (chargement d'amplitude variable)

Les trois premières méthodes présentées ci-dessus permettent de déterminer facilement le nombre de cycles enduré en fonction d'un chargement d'amplitude constante à partir d'une courbe S-N. Toutefois, ils ne s'appliquent pas directement aux chargements d'amplitude variable. Dans ce cas, il faut faire intervenir la notion de « dommages cumulatif » et de « fraction de dommage ».

La règle du dommages cumulatif de Palmgren-Miner est la méthode la plus utilisée afin de calculer la durée de vie d'une composante soumise à un chargement d'amplitude variable. Cette règle stipule qu'il y a rupture lorsque la somme des fractions de dommages relatives à chaque niveau de contrainte différent est égale à 1, soit :

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2.4)$$

Dans cette équation, « n_i » est le nombre de cycles que subit la composante pour le niveau de contrainte « i », puis « N_i » est le nombre de cycles permis par la courbe S-N pour ce même niveau de contrainte. Il est à noter que les niveaux de contraintes sont calculés selon l'une des méthodes présentées aux sous-sections 2.6.1 à 2.6.3. La Figure 2.21 illustre ce principe pour trois niveaux de contrainte différents.

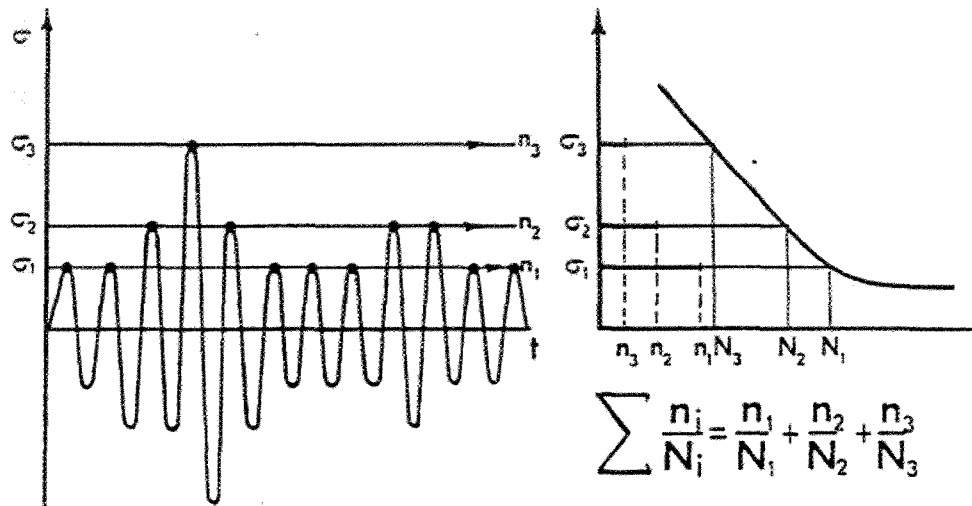


Figure 2.21- Calcul de l'endommagement selon la règle du dommages cumulatif de Palmgren-Miner [6]

Bien que largement utilisée, cette hypothèse d'endommagement linéaire est très critiquée [41]. En effet, elle ne tient pas compte de la séquence de chargement et elle néglige l'effet des cycles d'amplitude inférieure à la limite d'endurance (lorsque celle-ci existe). En théorie, ceux-ci n'ont pas d'influence sur le dommage, mais il semblerait que ce soit le contraire en pratique [42]. Il est donc recommandé de ne pas considérer le changement de pente à la limite d'endurance dans la courbe S-N. De plus, plusieurs séries d'essais sur des structures soudées ont démontré que la somme de dommage réelle est de l'ordre de 0,3 à 0,5 et non pas 1. Plusieurs auteurs recommandent donc de trouver la somme de dommage réelle pour une structure et un cas de chargement donnés, puis d'utiliser ensuite cette somme dans le calcul du dommage cumulatif par la règle de Palmgren-Miner [41 - 44].

Plusieurs variantes de la règle de Palmgren-Miner ont également été proposées. Parmi celles-ci on retrouve notamment la règle de Miner modifiée, selon laquelle la théorie d'endommagement linéaire est remplacée par une loi de puissance. Chaboche, Marco-Starkey, Shanley et Corten-Dolan ont également proposé d'autres variantes plus complexes, présentées dans la référence [41].

Une autre méthode intéressante validée par Pinho-da-Cruz et al. [45] sur des joints soudés en alliage d'aluminium 6061-T6, implique le calcul d'une contrainte équivalente tenant compte de tous les blocs de chargement d'amplitude différente et de trouver ainsi un nombre de cycles équivalent sur une courbe S-N à amplitude constante. Cette contrainte équivalente est donnée par :

$$S_{eq} = \left(\frac{\sum n_i S_i^m}{\sum n_i} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (2.5)$$

où « n_i » est le nombre de cycles au niveau de contrainte « S_i » et « m » la pente de la courbe S-N d'axes log-log.

Quelque soit la méthode utilisée, la prédiction de la durée de vie ne sera pas exacte au cycle près, étant donné la forte dispersion obtenue lors des essais de fatigue.

2.7 Calcul des contraintes

Cette section donne plus de détails quant aux moyens utilisés pour calculer les différentes valeurs de contrainte présentées à la section 2.6. La méthode analytique, la méthode des éléments finis, ainsi que la méthode expérimentale y sont sommairement traitées. Pour plus de détails, consulter la référence [18].

2.7.1 Méthode analytique

La méthode analytique implique le calcul « manuel » des contraintes par des équations classiques de la résistance des matériaux et des formules paramétriques de concentration de contrainte.

2.7.1.1 Contrainte nominale

La contrainte nominale est obtenue par l'utilisation des formules élémentaires de résistance des matériaux. Pour les joints soudés, elle doit être évaluée dans la zone contenant la soudure, mais excluant les effets locaux de concentration de contrainte.

2.7.1.2 Facteur de concentration de contrainte (SCF)

Les facteurs de concentration de contrainte (K_t) peuvent être obtenus directement à partir de relations paramétriques contenues dans des abaques [25]. Certaines équations ont préalablement été obtenues grâce à des analyses par éléments finis très détaillées [26]. Dans le cas des joints soudés, ces relations font intervenir le rayon de pied du cordon, l'angle de raccordement, la longueur de la racine du cordon, ainsi que l'épaisseur des plaques. Les facteurs de concentration de contrainte sont utilisés pour estimer la contrainte locale en les multipliant à la contrainte nominale.

2.7.2 Méthode des éléments finis

Pour l'ensemble des méthodes des sous-sections 2.6.1 à 2.6.3, à l'exception de celle de la déformation locale, des analyses en mode élastique-linéaire sont réalisées. Il n'y a pas de distinction entre le matériau de la soudure et celui du métal de base. Les défauts métallurgiques et de soudure, ainsi que la présence de contraintes résiduelles sont pris en

compte en post-analyse grâce à des facteurs de correction ou au principe de superposition de contraintes.

2.7.2.1 Contrainte nominale

La contrainte nominale peut être calculée à l'aide de la méthode des éléments finis si la géométrie entraînant la concentration de contrainte n'est pas modélisée (ex. : cordon de soudure). En général, la densité de maillage peut être plus grossière que dans le cas de la contrainte locale.

2.7.2.2 Contrainte géométrique (hot-spot)

Le calcul de la contrainte géométrique se prête particulièrement bien à la MEF. Toutefois, l'extrapolation doit être effectuée en post-analyse, soit par l'analyste ou par une application dédiée. Dans les cas simples, des éléments coques sont utilisés. Dans le cas où des éléments solides sont préférés, on recommande une couche d'éléments brique à 20 nœuds à travers l'épaisseur, avec un nombre réduit de points d'intégration (2 points). Ceci a pour effet de linéariser la distribution de contrainte à travers l'épaisseur des plaques, ce qui est requis par cette méthode. La référence [46] présente de façon détaillée un modèle MEF avec maillage solide typiquement employé pour le calcul de la contrainte géométrique.

La densité de maillage entre les points d'extrapolation doit fournir une distribution de contraintes ayant convergée. Le cordon de soudure doit être pris en compte, sans toutefois inclure la modélisation du rayon de pied. Dans le cas d'éléments solides, le cordon est modélisé à 45 degrés (soudure d'angle) ou à 30 degrés (soudure bout-à-bout) avec un rayon nul. Dans le cas des éléments coques, on utilise des éléments inclinés ou on augmente "l'épaisseur" des éléments dans la zone de soudure afin de tenir compte de l'augmentation de rigidité. Dans les cas simples, une analyse 2D peut être suffisante. La Figure 2.22 montre un modèle avec maillage solide composé d'éléments brique à 20 nœuds avec deux éléments à travers l'épaisseur, utilisé pour le calcul de la contrainte géométrique. La zone d'extrapolation est encerclée.

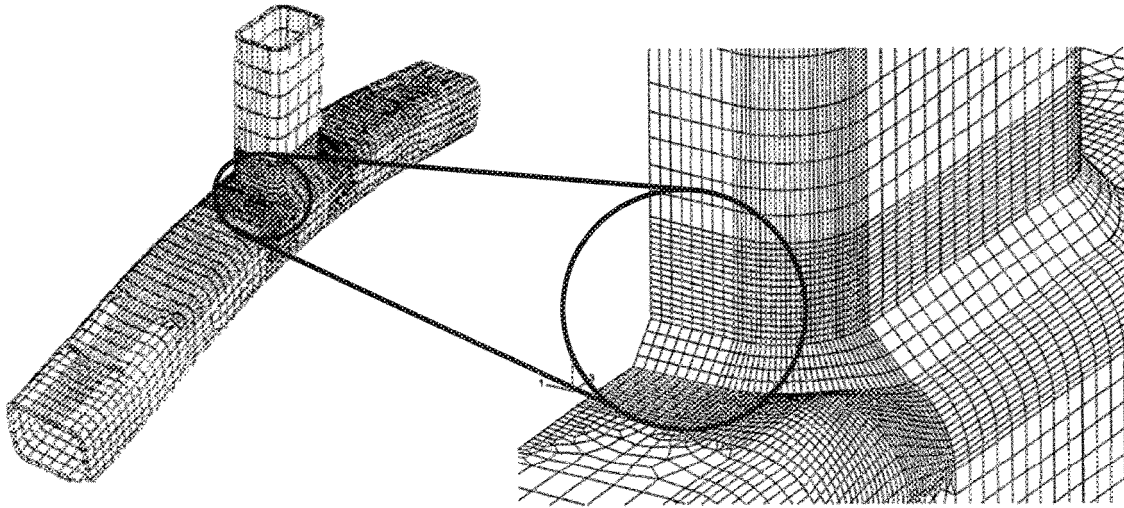


Figure 2.22- Exemple de maillage solide utilisé pour le calcul de la contrainte géométrique [30, 46]

2.7.2.3 Contrainte locale

Le calcul de la contrainte locale en pied de soudure nécessite la modélisation du rayon réel ou du rayon fictif, tel que définit à la sous-section 2.6.3. Il nécessite également une densité de maillage importante dans la zone du pic de contrainte non-linéaire. Certains auteurs recommandent une taille d'éléments à cet endroit de l'ordre de $p/5$ à $p/20$ [17, 27, 47]. En général, plus le rayon de pied de soudure est petit, plus la valeur de la contrainte locale sera influencée par la taille des éléments [20].

Comme le calcul tient compte des paramètres locaux du cordon de soudure, l'utilisation d'éléments coques n'est pas possible et l'utilisation d'éléments solides 3D ou 2D quadratiques est recommandée selon le type d'analyse. On recommande également un minimum de 2 éléments à travers l'épaisseur.

Étant donné la densité de maillage importante nécessaire à une analyse locale, l'utilisation d'un modèle global avec maillage grossier puis d'un modèle local raffiné est recommandée [1, 18, 30]. Le premier est utilisé afin de déterminer les contraintes globales, ainsi que les efforts de réaction internes qui servent de conditions aux limites pour le modèle local. Ce dernier est ensuite utilisé avec une densité de maillage

importante dans la zone du rayon de soudure afin de trouver la distribution de contrainte locale. La Figure 2.23 illustre un modèle local 2D avec maillage raffiné dans la zone du rayon fictif de 1 mm.

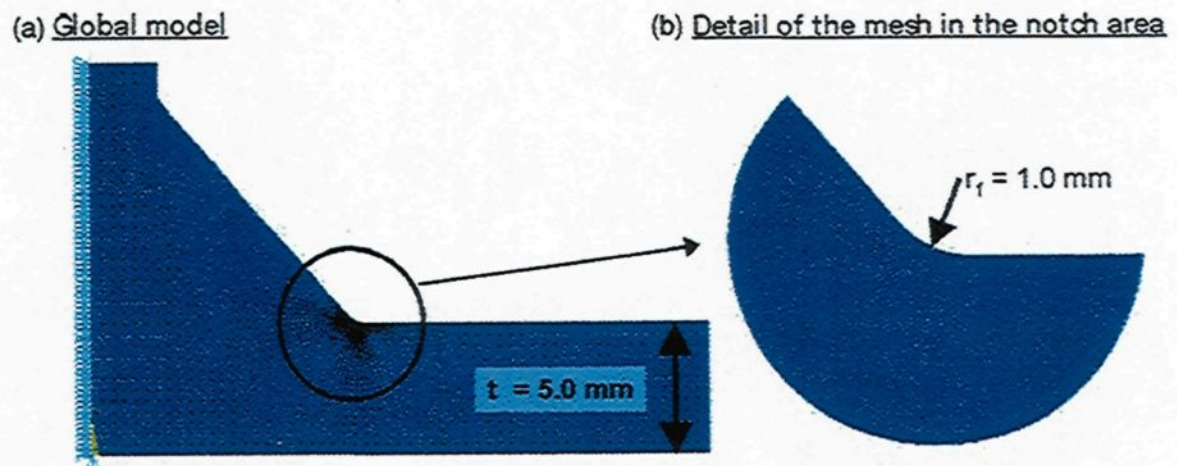


Figure 2.23- Modèle MEF utilisé pour le calcul de la contrainte locale avec rayon fictif de 1 mm [27]

2.7.3 Méthode expérimentale

L'obtention des valeurs de contrainte peut également se faire expérimentalement à l'aide de jauges extensométriques ou de méthodes optiques.

2.7.3.1 Jauges extensométriques

Une jauge extensométrique est une résistance électrique collée à la surface de la pièce, à l'endroit où la mesure de déformation est voulue. La déformation de la pièce entraîne un changement de la résistance électrique de la jauge, qui se traduit par une variation de tension électrique aux bornes d'un pont de jauge. Cette variation est calibrée de façon précise afin de donner des valeurs de microdéformation ($\mu\epsilon$). Une jauge permet donc de mesurer seulement la déformation locale à l'endroit où elle est appliquée. L'obtention des déformations permet ensuite de calculer les contraintes selon les relations de résistance des matériaux, tant qu'on demeure en régime élastique linéaire.

Les jauges permettent entre autres de valider les calculs de contrainte nominale lorsqu'elles sont placées loin des concentrateurs de contrainte, ou de mesurer les contraintes aux points d'extrapolation si utilisées avec la méthode hot-spot. Dans ce cas, il faut que la grille de la première jauge soit située à une distance d'au moins $0,3t$ du pied de soudure [18]. Il faut donc utiliser de très petites jauges. La mesure des contraintes locales en pied de soudure est toutefois impossible avec des jauges.

Il existe divers types de jauges, dont les dimensions sont généralement de l'ordre de $0,25\text{ mm}$ à 25 mm^1 . Les plus couramment utilisées pour l'obtention des contraintes sont :

- jauge uniaxiale : contrainte selon 1 axe ;
- rosette de deux jauges à 90° : utilisée pour mesurer les contraintes principales lorsque les orientations des axes principaux sont connues ;
- rosette de trois jauges à 45° ou 60° : utilisée lorsque l'orientation des axes est inconnue. Permet de calculer les contraintes principales et la contrainte équivalente de von Mises, par exemple ;
- bande de jauges (strip) : plusieurs petites jauges l'une à la suite de l'autre. Utilisée pour connaître le gradient de contrainte selon un axe.

2.7.3.2 Méthodes optiques

Différentes méthodes optiques utilisées depuis plusieurs années permettent de connaître de façon qualitative le champ de déformation sur une pièce. D'autres méthodes plus récentes permettent pour leur part de mesurer avec précision le champ de déformation. Deux d'entre elles sont présentées ci-dessous :

- méthode du vernis craquelant (brittle lacquer) : un vernis craquelant est aspergé sur la pièce à l'étude. Lors de l'application d'une charge, des fissures apparaissent dans le vernis, perpendiculairement à la déformation de tension majeure. La densité des fissures donne une idée de l'amplitude de déformation. Cette méthode donne un aperçu des zones de déformation uniquement. Elle permet ainsi de guider la sélection de l'emplacement de jauges extensométriques;

¹ Voir http://www.vishay.com/brands/measurements_group/guide/500/lists/gl_list.htm

- corrélation d'image tridimensionnelle : la composante soumise à un chargement est pointée par une ou plusieurs caméras digitales haute précision. Un patron structuré ou aléatoire se déformant avec la composante est appliqué à sa surface. Les caméras suivent le déplacement de ce patron en 3D et il est ainsi possible de calculer les déformations de façon assez précise, puis les contraintes². Cette méthode est couramment utilisée afin de valider les résultats d'analyses MEF ou encore dans le cadre d'une procédure d'identification par méthode inverse.

2.8 Méthodologie des essais de fatigue

Cette section aborde quelques aspects techniques reliés aux essais de fatigue à amplitude constante ou variable. Certains facteurs influençant la représentativité des essais y sont également présentés.

2.8.1 Obtention d'une courbe S-N (essais à amplitude constante)

Une courbe S-N est obtenue par des essais à amplitude constante sur plusieurs éprouvettes, pour un niveau de contrainte spécifique à chacune. La durée de vie en fonction de la contrainte appliquée est obtenue, selon divers critères d'arrêt (diminution de rigidité, rupture totale, etc). Le domaine de durée de vie généralement ciblé est compris entre 10^5 et 10^8 cycles.

Afin d'obtenir un certain niveau de représentativité dans les résultats, il faut un minimum de 12 à 30 éprouvettes [5, 6]. Avec 12 éprouvettes, on préconise un minimum de 3 niveaux de contraintes avec 4 essais chacun.

Les essais sont effectués pour un matériau spécifique, un type de chargement (tension, flexion, torsion ou multiaxial), un rapport de chargement ($R = 0$, $R = -1$, etc) et un type de contrainte précis (nominale, géométrique, locale). La courbe S-N obtenue est généralement tracée sur des axes log-log avec le nombre de cycles en abscisse et la valeur de contrainte en ordonné.

² Voir le système ARAMIS de la compagnie Trilion (www.trillion.com)

Conventionnellement, 2 écarts types sont retranchés sur la durée de vie moyenne afin de tenir compte d'une probabilité de survie de 95%. La Figure 2.24 illustre une distribution normale de la dispersion obtenue lors des essais.

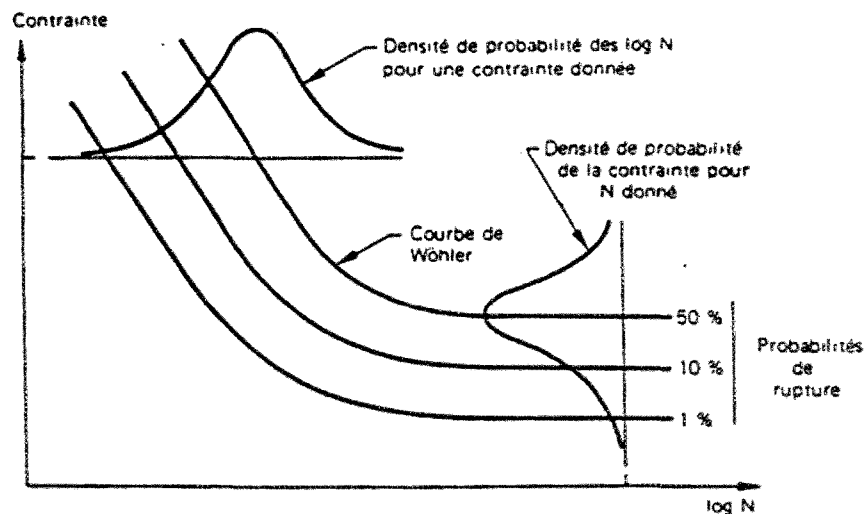


Figure 2.24- Distribution normale typiquement obtenue lors d'essais de fatigue d'obtention d'une courbe S-N [6]

Les références [5, 6] contiennent de bonnes indications concernant la démarche à adopter pour obtenir une courbe S-N représentative.

2.8.2 Essais à amplitude variable

Les essais à amplitude variable cherchent la plupart du temps à représenter le plus fidèlement possible le spectre de chargement appliqué à une composante lors de son utilisation réelle. De façon générale, deux approches sont possible :

- application directe d'un spectre mesuré lors de l'utilisation réelle : l'essai reproduit en boucle un segment représentatif du chargement réel aléatoire mesuré sur le terrain. Il faut s'assurer que le segment utilisé soit statistiquement représentatif de l'utilisation réelle;
- application de blocs successifs : le spectre de chargement réel est simplifié et les cycles de même amplitude sont regroupés à l'intérieur de plusieurs blocs à

amplitude constante. Un histogramme de chargement est ainsi obtenu, comme le montre la Figure 2.25a). Ces blocs sont regroupés à l'intérieur d'une séquence de chargement représentant une fraction du dommage total. L'essai reproduit ensuite cette séquence en boucle jusqu'à l'atteinte du critère d'arrêt. La Figure 2.25b) illustre ce principe.

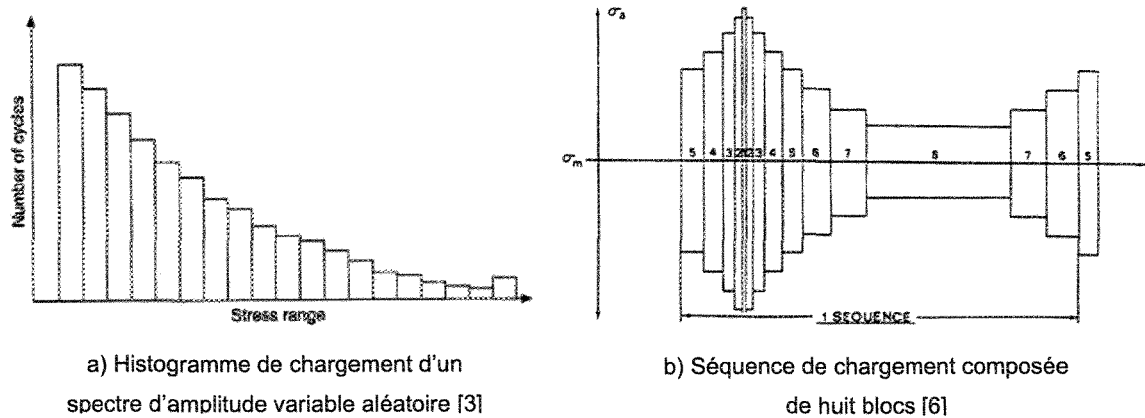


Figure 2.25- Simplification du spectre de chargement aléatoire et séquence de blocs à amplitude constante

Il est possible d'accélérer les essais en diminuant le nombre de cycles total. Toutefois, cela est possible seulement si la fraction de dommage totale est respectée. Pour ce faire, il est recommandé d'éliminer les charges de basse amplitude et de les remplacer par un nombre accru de charges maximales. La Figure 2.26 illustre ceci. Pour plus de détail, consulter les références [6, 48].

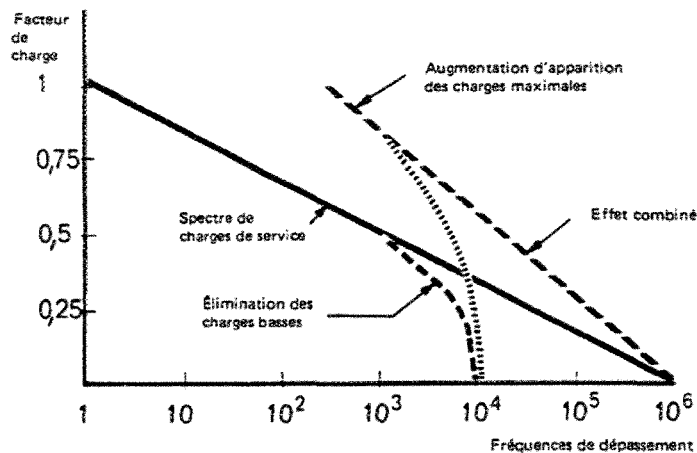


Figure 2.26- Diminution de la durée des essais [6]

2.8.3 Facteurs influençant la représentativité des essais

Les essais de fatigue de validation de durée de vie ont pour objectif de reproduire les conditions réelles d'utilisation d'une composante. Les facteurs suivants sont reconnus pour avoir une influence significative sur la représentativité des essais par rapport à la durée vie réelle en service :

- similitude entre l'échantillon et la pièce réelle;
- facteur d'échelle;
- qualité de fabrication des échantillons;
- désalignement des spécimens;
- fréquence d'application des charges ;
- température et environnement;
- séquence de chargement des blocs.

Consulter la référence [5] pour plus de détails.

2.8.4 Aspects statistiques

Les résultats d'essais de fatigue font inévitablement preuve d'une forte dispersion. Celle-ci est d'ailleurs plus élevée dans le cas des joints soudés. C'est pourquoi une valeur équivalente à deux écarts types est habituellement retranchée à la courbe S-N moyenne, représentant 50% de chance de survie. Cette façon de faire permet l'obtention d'une courbe représentant 95% de chance de survie. Il est également possible de calculer le nombre d'écart types à retrancher en fonction du nombre d'éprouvettes utilisé pour l'obtention de la courbe moyenne.

Huther et Lieurade [49] proposent les équations suivantes pour connaître ce nombre d'écarts types (k) en fonction du nombre d'éprouvettes (n) pour une probabilité de survie de 87,5% selon la loi de Student :

$$N_{\text{design}} = N_{\text{moy}} - k\sigma \quad (2.6)$$

$$k = \frac{t_{(0.875, n-1)}}{\sqrt{n}} + 1,645 \quad (2.7)$$

où t est le coefficient de la distribution de Student pour une probabilité de survie de 87,5% et un nombre d'éprouvettes n donné.

Les références [5, 6, 48 – 51] contiennent plus de détail, ainsi que des exemples d'application concernant l'aspect statistique des essais de fatigue.

3 MÉTHODOLOGIE DE RECHERCHE PROPOSÉE

Cycles Devinci, le partenaire industriel de ce projet, utilise déjà une méthode de calcul des contraintes locales en pied de soudure par la méthode des éléments finis et effectue des essais de fatigue sur les cadres prototypes en laboratoire. Toutefois, la méthode de calcul des contraintes a été développée à l'interne, sans tenir compte des travaux de recherche dans ce domaine et l'estimation de durée de vie lors des essais de fatigue n'est pas effectuée à partir d'une courbe S-N spécifique au type de joints soudés utilisés sur les cadres de vélo. La méthodologie de recherche proposée doit donc s'insérer à même le processus actuel de Devinci, tout en s'appuyant sur des bases scientifiques connues.

Les hypothèses suivantes sont posées afin de mieux cerner la méthodologie à adopter :

1. l'amorçage de fissure se produit en pied de cordon de soudure, dans le rayon de raccordement et est engendré par des concentrations de contraintes locales ;
2. les cas de chargement appliqués sur les échantillons et les cadres de vélo en laboratoire sont proportionnels et en phase ;
3. les niveaux de contrainte locale en pied de soudure demeurent à l'intérieur du domaine élastique linéaire. Il n'y a donc pas de déformation plastique.

La méthodologie de recherche est divisée en cinq étapes, décrites ci-dessous. La Figure 3.1 présente un résumé graphique de la méthodologie. Cette méthode repose sur l'utilisation d'un modèle de structure simple en forme de T, utilisé pour caractériser le comportement en fatigue des joints soudés fabriqués chez Devinci. Ce modèle simple sert également à élaborer une méthode de calcul des contraintes locales à la base des soudures. Une fois la méthode validée sur les structures simples, elle est transférée directement aux cadres de vélo. Puisque la méthode de la contrainte locale est quasi

indépendante de la géométrie globale de la structure, il est supposé que son application aux cadres de vélo donne des résultats satisfaisants.

3.1 Étape 1 : Analyse métallurgique d'un cas typique

Une étude métallurgique complète d'un échantillon de cadre de vélo de route Devinci possédant une fissure typique au boîtier de pédalier est d'abord effectuée. Ceci permet de vérifier qu'il s'agit bien d'un phénomène de fatigue et d'en vérifier les causes possibles afin de valider l'hypothèse numéro 1, citée ci-dessus. Cette étape se compose des travaux suivants :

1. découpe perpendiculaire à la fissure, enrobage et polissage de l'échantillon ;
2. attaque chimique afin de révéler la structure de grain et l'étendue de la ZAT ;
3. observation au microscope optique afin de vérifier la présence de défauts métallurgiques, de qualifier le mode de propagation de la fissure et de mesurer la taille des grains ;
4. analyse à la microsonde afin de valider la composition chimique du métal de base et du métal d'apport ;
5. mesure de la micro-dureté afin de vérifier l'homogénéité des propriétés mécaniques de la zone à l'étude.

3.2 Étape 2 : Calcul des contraintes aux joints soudés

Une méthode de calcul des contraintes locales en pied de cordon par la méthode des éléments finis est développée selon les étapes suivantes :

1. mesure précise des paramètres géométriques moyens de cordons de soudure à angle droit (90°), prélevés sur des échantillons de structures tubulaires soudées en « T » fabriqués chez Devinci et typiquement rencontrés sur les joints de boîtier de pédalier des cadres de vélo. Ceci permet l'obtention du rayon de raccordement réel moyen, le paramètre le plus important lors du calcul des contraintes locales. Les

cordons de soudure étudiés sont ceux qui se retrouvent sur les structures en « T » simples qui sont utilisées pour l'obtention d'une courbe S-N au cours de ce projet ;

2. modélisation 3D d'une structure simple, composée de deux tubes soudés en « T », représentatifs de ceux utilisés sur les cadres de vélo. Le cordon de soudure moyen mesuré à l'étape 1 est également modélisé. Une formulation d'éléments finis volumiques avec raffinement du maillage adéquat dans le rayon de raccordement en pied de cordon de soudure est utilisée ;
3. application d'un cas de chargement de flexion plane sur le modèle. Le cas de chargement, ainsi que les conditions aux limites sont choisis de façon à être facilement reproductibles lors des essais expérimentaux ;
4. calcul de résistance par la MEF pour une force entraînant des contraintes locales maximales en pied de cordon de l'ordre de $0,8 S_y$ afin de ne pas dépasser la limite d'élasticité du matériau. Cette analyse est effectuée dans le domaine élastique-linéaire. Les valeurs de contrainte pour les cas de chargement inférieurs sont obtenues par une relation linéaire. Puisqu'il s'agit d'un cas de chargement proportionnel et d'un matériau ductile, la contrainte équivalente de von Mises est utilisée comme contrainte locale. Une étude de convergence est réalisée afin d'identifier les paramètres de maillage optimaux ;
5. application de la méthode au modèle 3D d'un cadre de vélo Devinci soumis à un cas de chargement de pédalage.

3.3 Étape 3 : Essais de fatigue à amplitude constante

Des essais de fatigue à amplitude constante sont effectués sur des structures en « T » simples fabriquées chez Devinci et identiques à celle utilisée lors du calcul des contraintes. Ceci permet d'obtenir une courbe S-N représentative des cadres de vélo Devinci. Cette étape repose sur les étapes suivantes :

1. fabrication de structures simples soudées en « T » représentatives des cadres de vélo Devinci. Ces structures identiques au modèle d'éléments finis possèdent le même matériau, les mêmes types de soudure, ainsi que le même traitement

thermique que les cadres de vélo Devinci. Une soudure standard non-refondue en métal d'apport 4043 est utilisée ;

2. validation statique des valeurs de contraintes nominales obtenues par MEF à l'aide de jauges de déformation appliquées sur une des structures en « T » (hypothèse du comportement élastique linéaire du matériau);
3. exécution d'essais de fatigue de flexion plane complètement alternée ($R = -1$) jusqu'à l'atteinte d'un critère d'arrêt spécifique sur un minimum de 20 échantillons, répartis selon 4 niveaux de contrainte différents. Les niveaux de contraintes sont choisis pour couvrir la plage de durée de vie comprise entre 10^4 et 2×10^6 cycles ;
4. traçage des durées de vie « N » obtenues en fonction du niveau de contrainte « S » appliqué pour chaque échantillon afin d'obtenir une courbe S-N à 50% de probabilité de rupture. Une analyse statistique des résultats permet de tracer également les courbes pour d'autres probabilités de rupture ;
5. validation de la méthode de calcul et de la courbe S-N par leur application à des structures en « T » plus complexes ;
6. application de la méthode à des cadres de vélo soumis à un cas de chargement de pédalage d'amplitude constante.

La courbe de fatigue obtenue à cette étape permet de prédire directement la durée de vie sous sollicitation d'amplitude constante d'autres structures soudées pour lesquelles le calcul des contraintes est effectué de la même manière et qui possèdent les mêmes paramètres de fabrication. Elle est aussi utilisée pour le calcul du dommage cumulé dans le cas des chargements d'amplitude variable.

3.4 Étape 4 : Essais de fatigue à amplitude variable

Cette étape s'avère critique puisqu'elle touche directement à la prédiction de durée de vie en fatigue des cadres de vélo. Les étapes suivantes permettent de sélectionner le modèle d'endommagement par fatigue le plus approprié.

1. détermination de trois spectres de chargement d'amplitude variable différents. Ces spectres simplifiés sont inspirés des résultats obtenus par Devinci lors d'essais d'acquisition de données sur le terrain avec un vélo instrumenté de route. Ils sont appliqués sur les structures en « T » lors d'essais en laboratoire ;
2. calcul du dommage théorique engendré par chaque spectre de chargement selon la théorie du dommage cumulatif linéaire de Miner et estimation du nombre de boucles nécessaire à l'obtention du dommage unitaire ($D = 1$). Ce calcul constitue une première approximation ;
3. exécution d'essais de fatigue à amplitude variable sur des structures en T en répétant la boucle de chargement jusqu'à l'atteinte du critère d'arrêt. Un total de quatre essais est effectué pour chaque spectre de chargement. Dans chaque cas, le nombre de boucle théorique est comparé au nombre réel afin d'obtenir la somme de dommage expérimentale « D_{exp} ». Ceci permet de valider l'utilisation de la règle de Miner linéaire ;
4. application de la méthode à des cadres de vélo soumis à un cas de chargement de pédalage reproduisant l'un des spectres de chargement utilisé sur les structures en « T » ;
5. sélection de la théorie d'endommagement la plus appropriée. Si la règle de Miner linéaire ne permet pas une bonne concordance entre les durées de vie expérimentales et théoriques, d'autres modèles d'endommagement sont essayés et le plus représentatif est sélectionné. Les modèles envisagés sont la règle de Miner modifiée (non-linéaire) [41] et la théorie de Marco et Starkey [41, 55, 57] .

3.5 Étape 5 : Optimisation et validation de la méthode

Cette étape finale a pour objectif d'apporter des ajustements à la méthode afin de la rendre plus efficace et plus précise lors de son application aux cadres de vélos. Des recommandations sont faites et la méthode est appliquée à l'étude de prédiction de la durée de vie d'un cadre de vélo de route Devinci soumis à un spectre de chargement d'amplitude variable réel complexe, mesuré avec le vélo instrumenté de route.

La Figure 3.1 résume de façon graphique l'ensemble du projet.

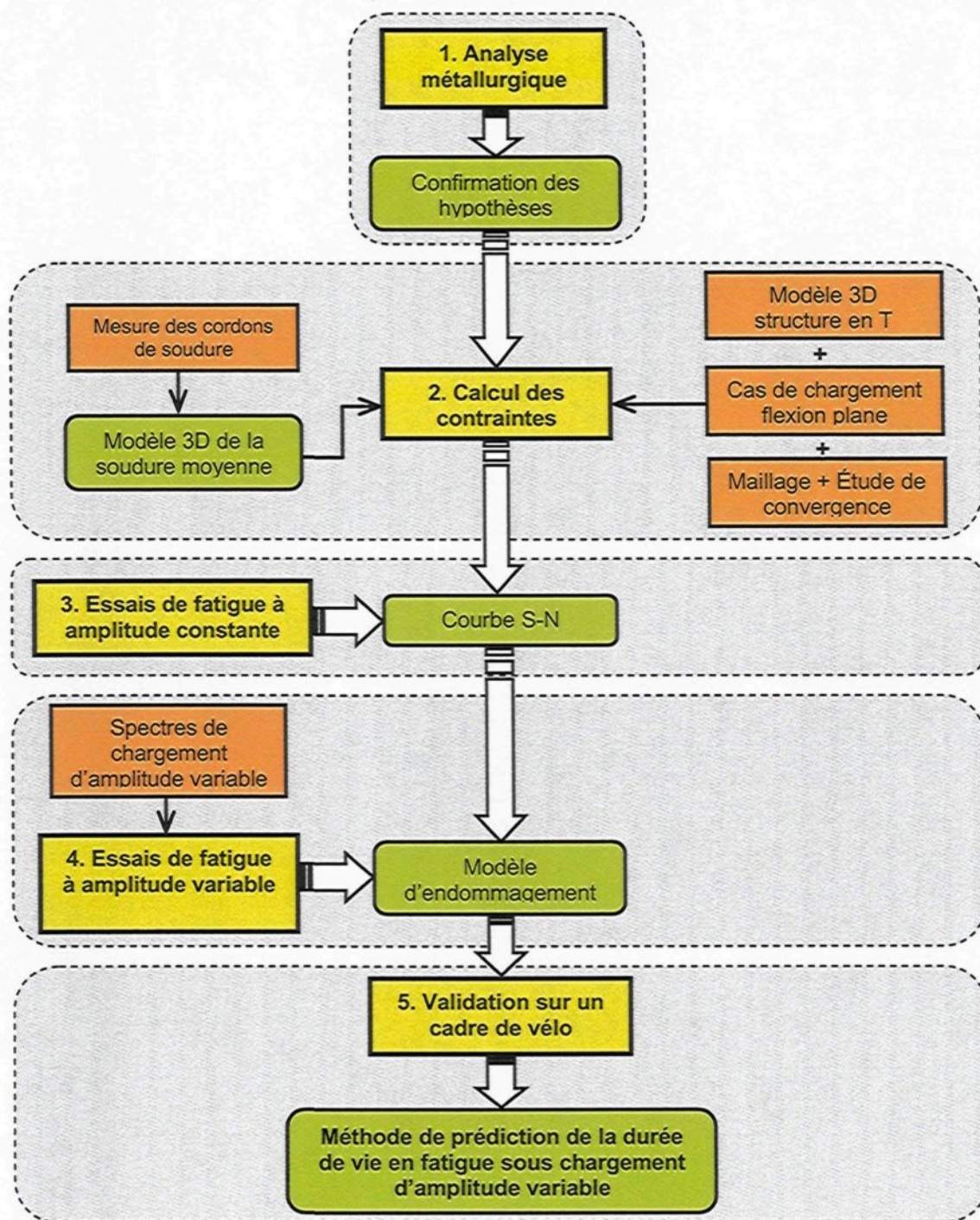


Figure 3.1- Résumé de la méthodologie proposée

4 ANALYSE MÉTALLURGIQUE D'UN ÉCHANTILLON FISSURÉ

L'analyse métallurgique d'un échantillon de cadre de vélo fissuré en service est effectuée afin de déterminer les causes potentielles du bris et de valider qu'il s'agit bien d'un phénomène de fatigue. La description de l'échantillon à l'étude, ainsi qu'une analyse de sa microstructure sont tout d'abord présentées. Ensuite, les causes potentielles de fissuration sont déterminées.

4.1 Description de la pièce d'origine

4.1.1 Description générale

La Figure 4.1 montre la pièce d'origine sur laquelle un échantillon a été prélevé. Il s'agit d'un cadre de vélo de route Devinci Apogee modèle 2002 de grandeur « large » (no. de série : 50420024). Ce cadre constitue un retour de garantie causé par la présence de fissures au niveau du boîtier de pédalier. On ne connaît pas le nombre d'heures d'utilisation ni le kilométrage effectué par le cycliste. On sait toutefois que le retour de garantie date de février 2005, soit environ trois ans après la date de vente du cadre.

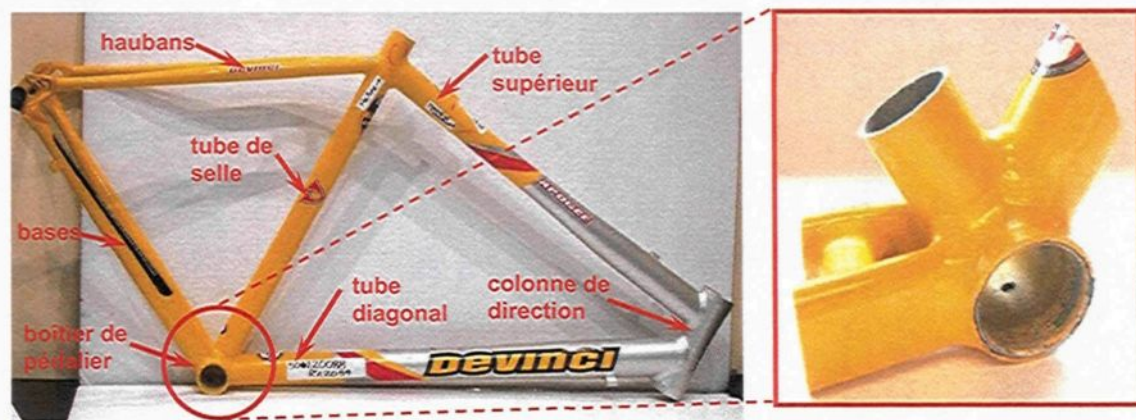


Figure 4.1- Présentation de la pièce d'origine (gauche) et de l'échantillon après découpe (droite)

4.1.2 Procédé de fabrication

Le cadre est fabriqué à partir de tubes d'aluminium 6061 extrudés à parois minces (env. 1,5 mm), assemblés par le procédé de soudage TIG (*tungsten inert gas*) manuel sans préchauffage. Un métal d'apport de nuance 4043 est utilisé, ce qui est la norme pour un alliage trempant tel que le 6061 [12]. Les soudures sont du type refondu à deux passes (*double pass weld*). Ce genre de soudure possède une meilleure tangence avec les tubes et un fini lisse, ce qui diminue les facteurs de concentration de contraintes et améliore ainsi la durée de vie en fatigue. De plus, une soudure refondue procure un niveau d'esthétisme plus élevé.

Le cadre est ensuite traité thermiquement par un procédé de durcissement structural T6 complet. Ce traitement débute par une mise en solution à 530 °C pendant 1h15. Après cela, une trempe à l'eau à température de la pièce est effectuée. Un délai d'au plus 3 secondes entre la sortie des pièces du four et la trempe est respecté. Tandis qu'ils sont dans un état de trempe fraîche et que les propriétés mécaniques des matériaux sont plus basses, les cadres sont redressés à la main afin d'en garantir l'alignement. Finalement, ils subissent un traitement de vieillissement artificiel à 180 °C pendant 8 heures. Ce traitement T6 est celui prodigué par l'ASM [52]. Un délai peut avoir lieu entre la trempe et le revenu à cause des contraintes de production. Dans ce cas les cadres mûrissent faiblement à température ambiante, ce qui n'affecte pas les caractéristiques mécaniques après revenu.

Une fois à l'état T6, les cadres sont peints et replacés au four à 180 °C pendant 45 minutes afin de durcir la peinture par cuisson. Cette étape n'affecte pas les caractéristiques mécaniques puisque la durée maximale de revenu à 180 °C (10 h) n'est pas dépassée.

4.1.3 Matériaux utilisés

Les matériaux utilisés sont l'alliage d'aluminium 6061 pour les tubes et l'alliage d'aluminium d'apport 4043 pour les soudures. Le Tableau 4.1 et le Tableau 4.2 montrent la composition chimique de ces alliages en % massique.

Tableau 4.1- Composition chimique (% massique) de l'alliage 6061 [53]

Al	Mg	Si	Fe	Cu
95,8 – 98,6	0,8 – 1,2	0,4 – 0,8	max 0,7	0,15 – 0,4
Cr	Zn	Mn	Ti	
0,04 – 0,35	max 0,25	max 0,15	max 0,15	

L'alliage 6061 possède une base d'aluminium et contient du magnésium et du silicium comme éléments d'alliage principaux. Ceux-ci sont responsables du durcissement structural en formant des précipités β' -Mg₂Si lors du revenu.

Tableau 4.2- Composition chimique (% massique) de l'apport 4043 [53]

Al	Mg	Si	Fe	Cu	Zn	Mn	Ti
92,5 – 95,5	max 0,05	4,5 – 6,0	max 0,8	max 0,3	max 0,1	max 0,05	max 0,2

L'alliage d'apport 4043 possède également une base d'aluminium et contient majoritairement du silicium. La quantité importante de silicium sert à minimiser les risques de fissuration à chaud [1]. Comme il ne s'agit pas d'un alliage à durcissement structural, les propriétés après soudage et traitement thermique du cordon de soudure sont faibles comparativement à celles du métal de base.

Le Tableau 4.3 présente les caractéristiques mécaniques de ces matériaux dans l'état tel que reçu avant soudage, soit l'état T6 pour les tubes et O (recuit) pour l'apport.

Tableau 4.3- Caractéristiques mécaniques principales des matériaux [53]

Alliage	Propriétés mécaniques				
	Re _{0,2} (MPa)	Rm (MPa)	E (GPa)	Dureté (HV)	Allongement à la rupture (%)
6061-T6	275	310	69	107	12
4043-O	70	145	69	19	22

4.2 Description de l'échantillon à l'étude

4.2.1 Présentation de l'échantillon

L'échantillon correspond à la jonction du boîtier de pédalier avec les tubes de selle, diagonal et des bases. Ce dernier a été obtenu par une découpe grossière du cadre à l'aide d'une scie à bande.

L'échantillon possède 3 fissures distinctes (Figure 4.2), soit une première fissure du côté droit de la jonction du tube de selle et du boîtier de pédalier (A), une seconde au même endroit, mais du côté gauche (B), puis une troisième à la jonction de l'entremise et de la base gauche (C).

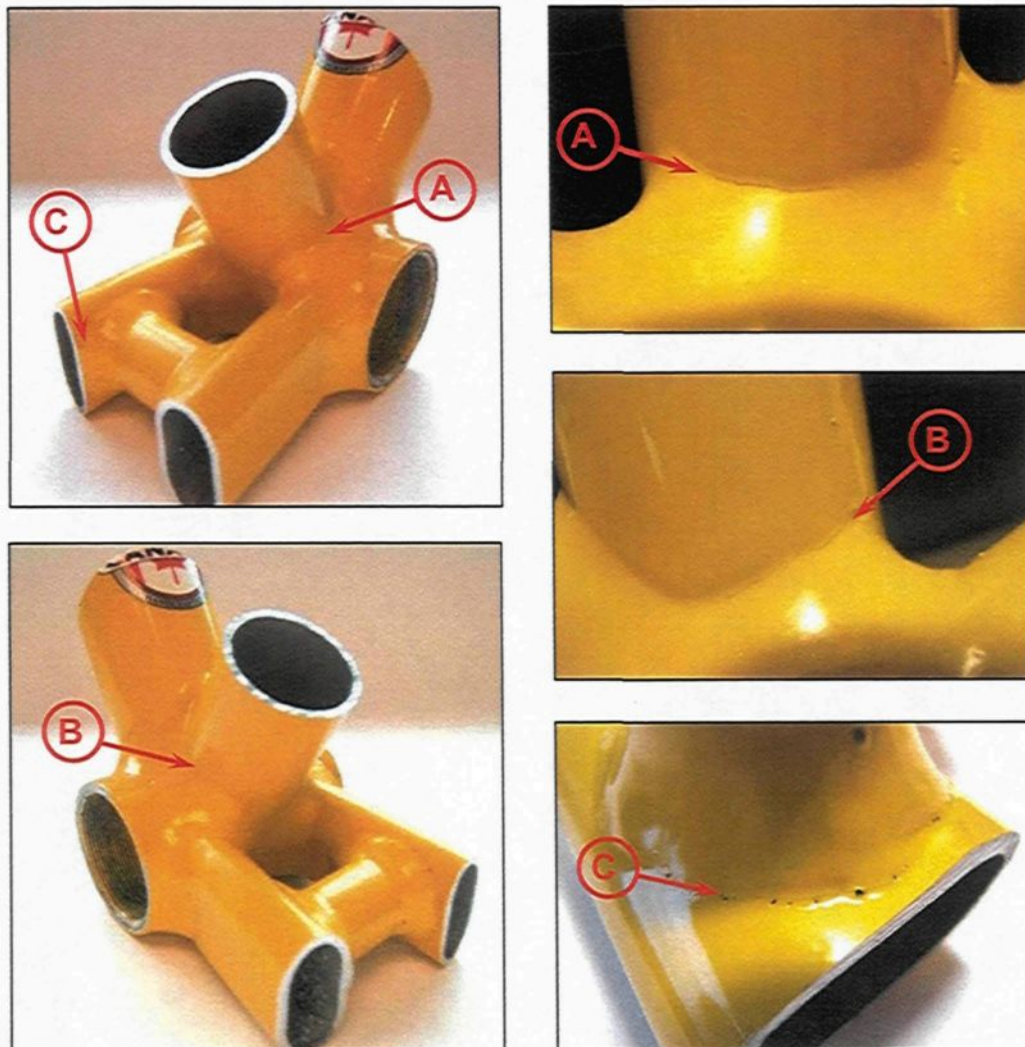


Figure 4.2- Présentation des fissures observées sur l'échantillon de boîtier de pédalier

Les fissures observées ne traversent pas entièrement l'épaisseur des tubes. Les fissures A et B sont typiquement rencontrées sur ce type de cadre lors des retours de garantie. La fissure C est moins représentative. Ainsi, il a été décidé d'étudier seulement la fissure A afin de limiter la quantité de travail.

4.2.2 Préparation de l'échantillon en vue de l'analyse

Un échantillon de petites dimensions ciblant la fissure A est prélevé. Une découpe perpendiculaire à la fissure est effectuée.

Cet échantillon est enrobé à froid dans une résine, puis poli mécaniquement selon la procédure classique faisant appel au papier abrasif, aux pâtes diamantées et finalement à une solution de silice colloïdale. La Figure 4.3 montre l'axe de coupe ainsi que la face de l'échantillon obtenu.

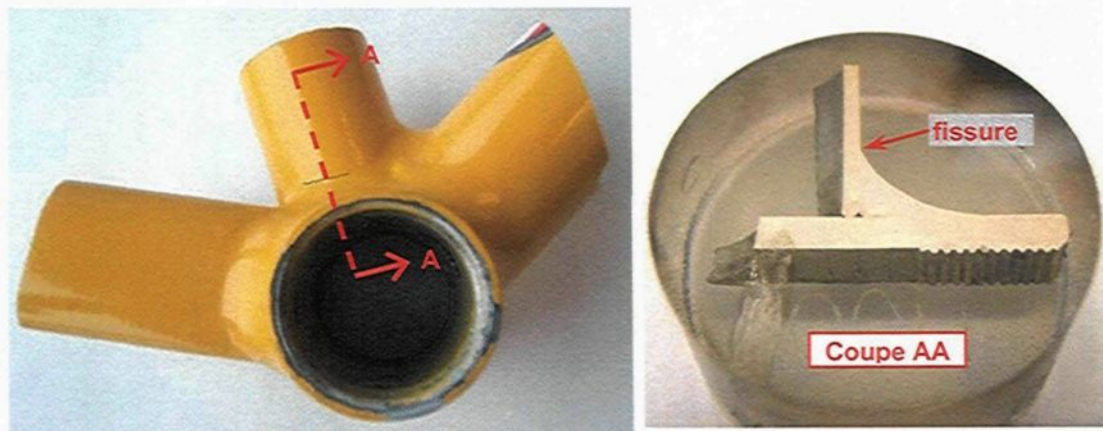


Figure 4.3- Axe de coupe de l'échantillon (gauche) et vue en coupe (droite)

L'échantillon est ensuite attaqué chimiquement au réactif de Keller pendant environ 170 secondes afin de révéler les joints de grains.

4.3 Analyse au microscope optique

Une analyse au microscope optique est effectuée afin d'observer la microstructure des matériaux, la qualité de la soudure, ainsi que la zone fissurée.

4.3.1 Analyse qualitative de la soudure

La Figure 4.4 montre la face de l'échantillon après l'attaque chimique. Trois parties se distinguent : le tube de selle (A), le tube du boîtier de pédalier (B) et le cordon de soudure (C). La fissure se situe à la jonction entre le cordon de soudure et le tube de selle.

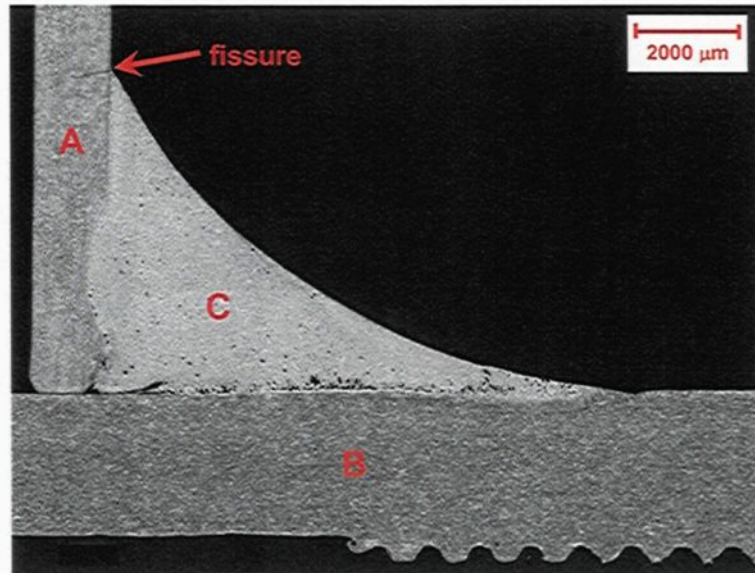


Figure 4.4- Agrandissement de la face de l'échantillon

La qualité de la soudure entre le cordon et le tube de selle est globalement bonne. Une pénétration importante du cordon dans le tube peut être observée à cet endroit.

La soudure entre le cordon et le tube du boîtier de pédalier comporte quant à elle certains défauts couramment rencontrés lors du soudage de pièces d'aluminium [12]. Tout d'abord, il y a présence de soufflures à l'interface entre le cordon de soudure et le tube du boîtier de pédalier (Figure 4.5). Ce type de soufflure provient généralement de l'introduction d'hydrogène dans le bain de fusion. Ce gaz se dégage lors du refroidissement et forme des bulles. L'hydrogène provient la plupart du temps de l'humidité absorbée à la surface des pièces et baguettes d'apport, ainsi que de l'humidité relative contenue dans l'air. Cette deuxième possibilité survient lorsque la torche est trop inclinée, ce qui produit une mauvaise protection du bain de fusion. Des discussions avec un soudeur expérimenté de chez Cycles Devinci ont permis de mettre de l'avant cette hypothèse dans le cas de l'échantillon à l'étude.

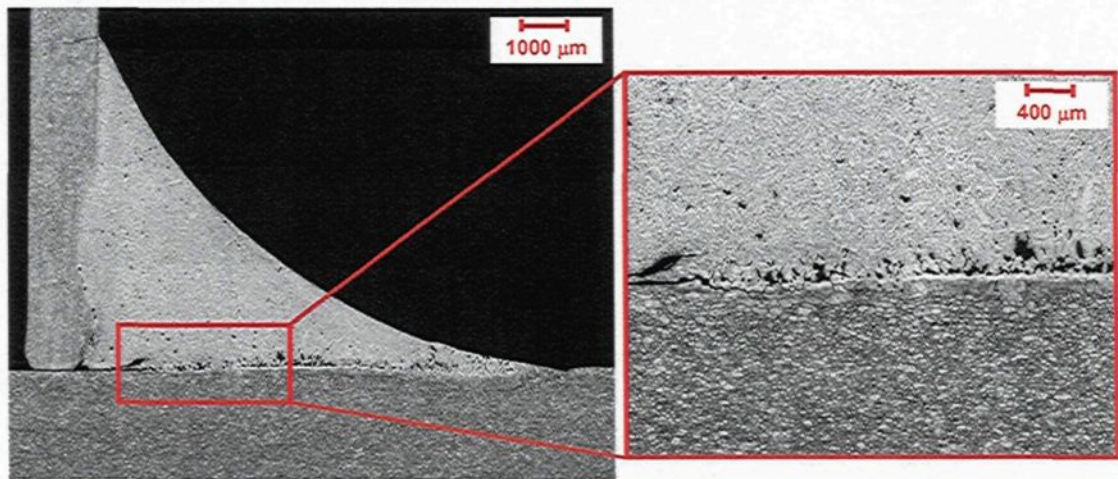


Figure 4.5- Présence de soufflures à l'interface du tube de boîtier de pédalier et du cordon de soudure

Ensuite, cette interface présente une soudure « à la limite du collage ». En effet, la différence d'épaisseur entre le tube de selle et celui du boîtier de pédalier (qui est environ deux fois plus épais), combinée à la diffusivité thermique élevée de l'aluminium entraîne un manque de liaison sur la pièce forte. Ce défaut pourrait être amoindri par un préchauffage des pièces entre 100 et 150 °C, mais cela entraînerait une augmentation des coûts de fabrication.

Enfin, il se produit de la fissuration à chaud dans le métal de base (Figure 4.6). Ce type de fissuration apparaît suite à la formation de films liquides intergranulaires par suite d'une liquation due à la fusion de phases formées au cours du chauffage.

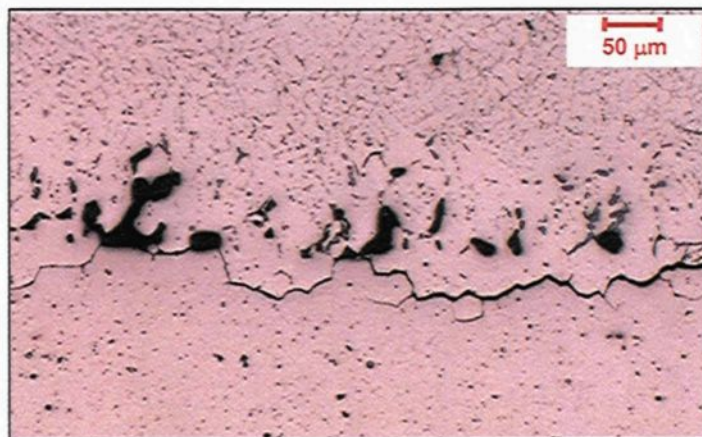


Figure 4.6- Fissuration à chaud (liquation)

4.3.2 Analyse de la microstructure

Une analyse de la taille des grains est effectuée par la méthode du segment intercepté, telle que présentée dans la norme NF A 04-102. Six images différentes sont utilisées, avec six lignes de mesure interceptant environ 25 grains dans chaque cas. La moitié de ces lignes est orientée selon l'axe d'extrusion, l'autre moitié étant perpendiculaire à celui-ci. Les valeurs moyennes des résultats obtenus sont présentées au Tableau 4.4.

Tableau 4.4- Taille des grains dans des zones éloignées et près de la soudure

Zone de mesure	Dia. moyen des grains (μm)	Écart type (μm)
Tube de selle – loin de la soudure	38	10
Tube de boîtier de pédalier – loin de la soudure	47	12
Interface tube de selle - soudure	65	11

Dans le métal de base, la taille des grains est homogène et représentative de ce à quoi on peut s'attendre pour les alliages d'aluminium corroyés. Celle-ci est 24% plus grande dans le tube du boîtier de pédalier que dans le tube de selle. De plus, les grains sont en moyenne 42% plus longs dans la direction d'extrusion des tubes, comparativement à la direction perpendiculaire. Cette différence de taille s'explique par l'écrouissage des grains lors du procédé d'extrusion. Le Tableau 4.5 montre les dimensions en fonction de la direction d'extrusion.

Tableau 4.5- Taille des grains en fonction de la direction d'extrusion

Zone	Direction selon l'axe d'extrusion	Taille moyenne des grains (μm)	Écart type (μm)
Tube de selle	Perpendiculaire	35	3
	Parallèle	47	9
	Augmentation de taille	34%	
Tube du boîtier de pédalier	Perpendiculaire	38	4
	Parallèle	57	8
	Augmentation de taille	50%	

Près de la soudure, la taille des grains devient homogène à celle des grains du métal de base à une distance inférieure à 300 μm de la ligne de soudure. Cette distance constitue une zone de transition entre la soudure et le tube de selle contenant des grains plus grossiers. La Figure 4.7 illustre ceci. La même microstructure est observée à l'interface entre le boîtier de pédalier et la soudure.

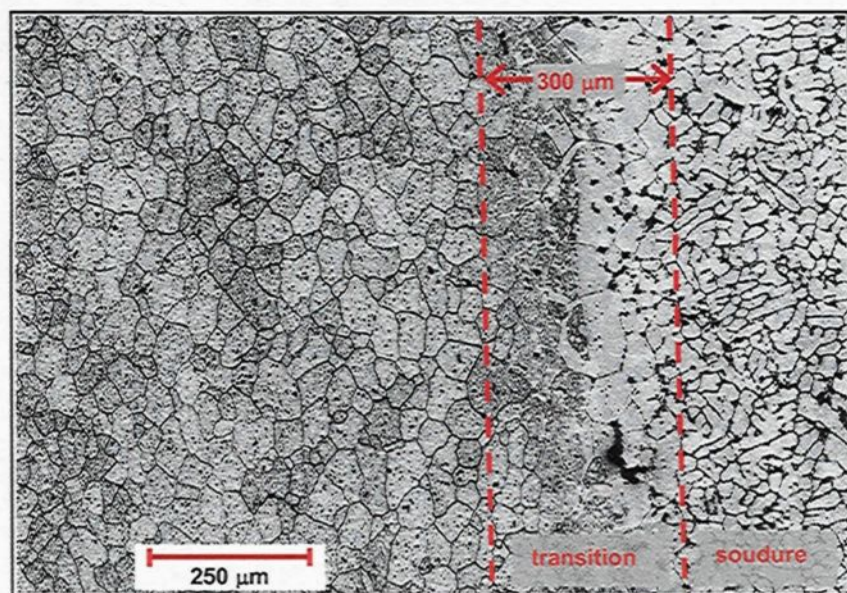


Figure 4.7- Microstructure de la zone affectée thermiquement à l'interface du tube de selle avec le cordon de soudure (50x)

La micrographie du cordon de soudure possède une morphologie dendritique typique d'un alliage d'aluminium hypoeutectique brut de solidification depuis l'état liquide.

L'observation de la microstructure, ainsi que l'estimation de la taille des grains révèlent que le métal de base est très peu affecté par l'opération de soudage et le traitement thermique. En effet, une zone de transition assez courte après laquelle la taille des grains devient homogène est observée.

4.3.3 Analyse de la fissure

La Figure 4.8 montre la zone de fissuration, située à l'interface entre le tube de selle et le pied de la soudure. L'origine de la fissure se situe dans le rayon de raccordement reliant le pied de la soudure au tube de selle. Il n'y a pas de défauts métallurgiques particuliers dans la zone d'amorçage et la taille des grains est homogène. Il est difficile de dire si la fissure est amorcée de façon transgranulaire, mais elle se propage globalement de façon intergranulaire. Cette fissure est représentative d'un mécanisme de propagation par fatigue.

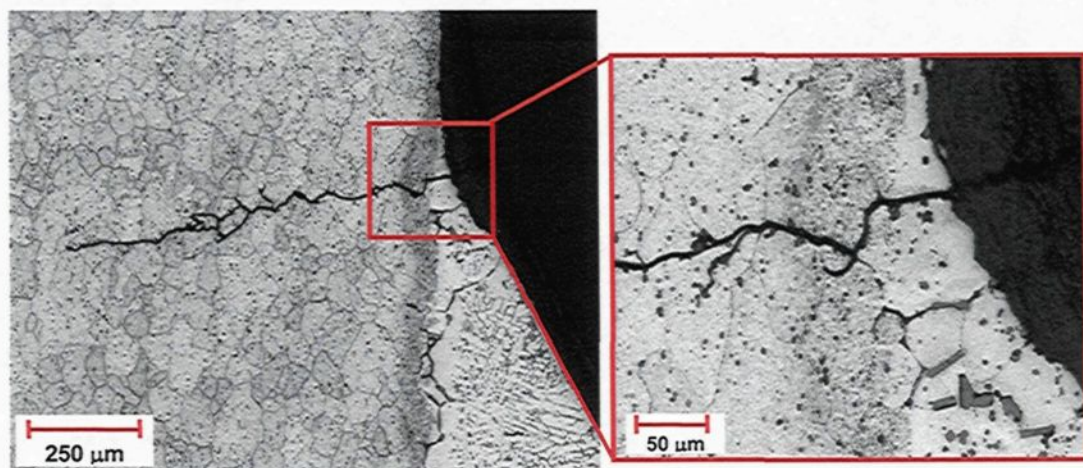


Figure 4.8- Fissure de fatigue à l'interface entre le tube de selle et le pied de la soudure

4.4 Analyse à la microsonde

Des cartographies chimiques qualitatives de la zone fissurée sont effectuées à la microsonde EDS (dispersion d'énergie) couplée au microscope électronique à balayage. La Figure 4.9 montre la zone étudiée et les cartographies obtenues pour les principaux éléments d'alliage. Sur ces figures, plus le niveau de gris est clair, plus l'élément est présent relativement au reste de l'échantillon.

Deux zones de composition chimique différente sont apparentes : le tube de selle et le cordon de soudure. Ces deux parties présentent une matrice d'aluminium contenant des précipités. Le cordon de soudure contient des précipités de composition chimique riche en silicium (Si) aux joints de grains. Mis à part ces précipités de silicium pur dans le cordon, il y a présence d'oxyde de silicium (SiO_2) en surface. Cet oxyde s'est formé lors du soudage en réagissant avec l'oxygène de l'air, probablement à cause d'un défaut de protection du bain de fusion. Le tube ne contient pas de gros précipités de Mg_2Si , ce qui est souhaitable, car plus ceux-ci sont fins, plus ils sont durcissants. Des précipités de fer (Fe) sont visibles dans le tube et dans le cordon. Ceux-ci sont associés aux phases intermétalliques habituellement rencontrées dans un alliage d'aluminium 6061, soit $\text{Fe}_3\text{SiAl}_{12}$.

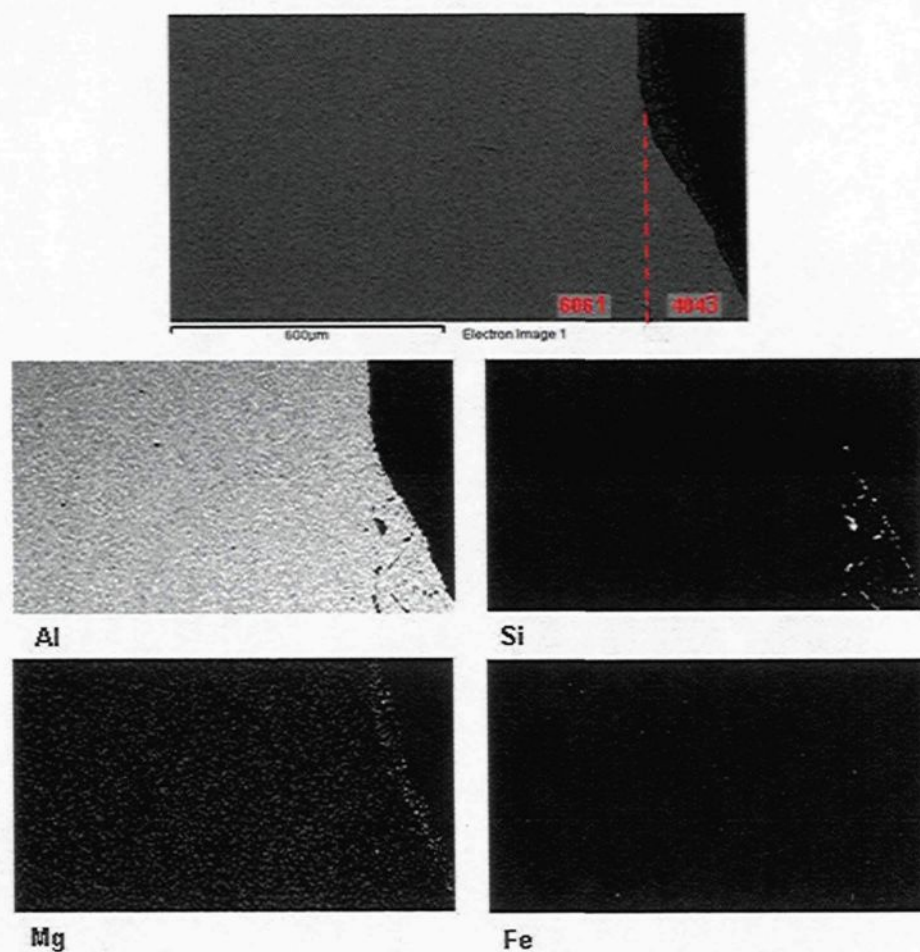


Figure 4.9- Cartographies qualitatives de microsonde de la zone fissurée pour les principaux éléments d'alliage

En somme, il n'y a pas de ségrégation majeure, ni dans le tube, ni dans le cordon. La composition chimique des matériaux semble donc homogène.

4.5 Caractérisation de la dureté

Des mesures de micro-dureté Vickers, avec charge de 50 gr. appliquée pendant 15 secondes, sont effectuées sur l'ensemble de l'échantillon comprenant les trois zones : tube de selle, tube du boîtier de pédalier et cordon de soudure. Un total de 2093 points de

mesure permet de tracer une cartographie de dureté. Le Tableau 4.6 montre les valeurs moyennes obtenues pour chaque zone.

Tableau 4.6- Valeurs moyennes de dureté Vickers pour chacune des zones de l'échantillon

	Tube de selle	Boîtier de pédalier	Soudure
Dureté (HV0,05)	121	120	67
Écart type	9	18	7

La dureté des tubes est du même ordre de grandeur que celle théoriquement attendue pour le 6061-T6 (Tableau 4.3). La dureté du cordon de soudure est supérieure à celle attendue pour le 4043-O. Il se produit donc un certain durcissement du cordon lors du traitement thermique. La Figure 4.10 montre la cartographie de dureté.

Cette cartographie montre que la dureté des tubes est homogène. Il existe une mince zone de transition entre celle-ci et celle du cordon de soudure qui est plus basse. Le traitement thermique contribue donc à redonner au métal de base ses propriétés mécaniques optimales. De plus, comme la fissure est apparue dans une zone de dureté optimale, il semble apparent que la faible dureté du cordon de soudure ne soit pas problématique.

Une zone de faible dureté est visible à l'endroit de la fissure. Ceci est dû au fait que certains points de mesure sont tombés directement dans la fissure et que l'image présente en fait un lissage des valeurs. Cela n'a donc rien à voir avec les propriétés réelles du matériau à cet endroit qui sont conformes.

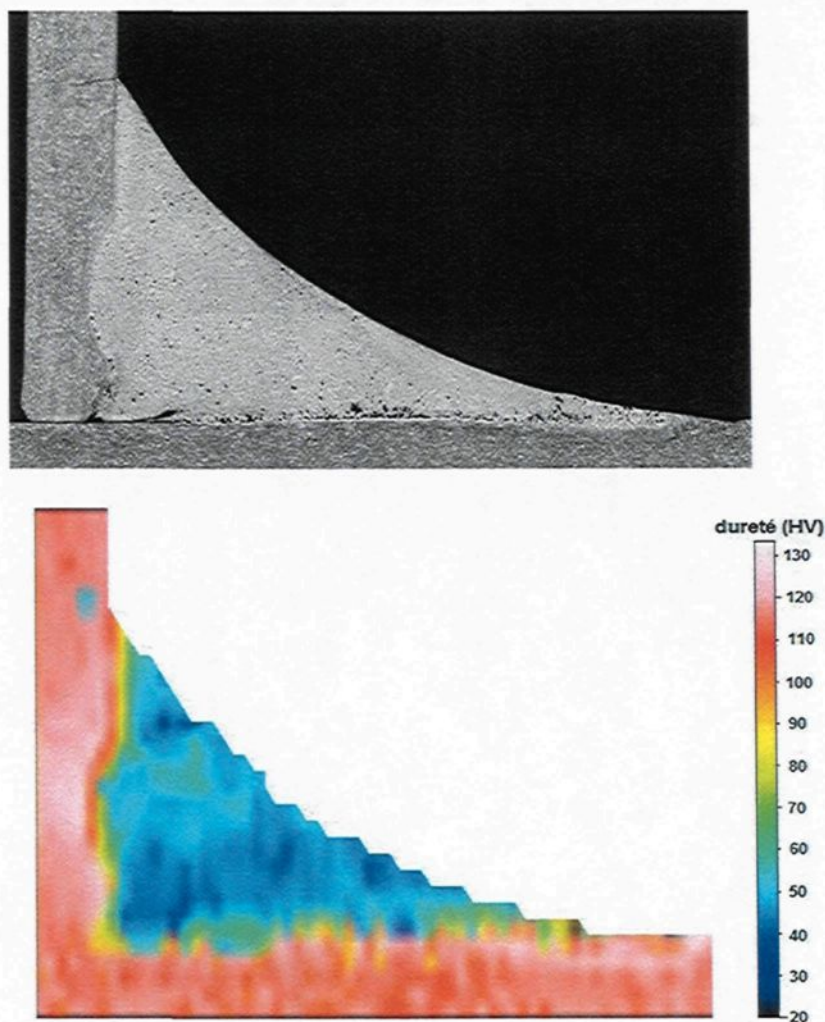


Figure 4.10- Cartographie de dureté Vickers

4.6 Conclusions de l'étude

Cette étude métallurgique contient une description de la pièce à l'étude et de l'échantillon de la zone fissurée qui en a été prélevé. Une analyse de la microstructure et de la zone fissurée au microscope optique, une analyse qualitative de composition chimique par microsonde, ainsi qu'une caractérisation de la dureté ont également été présentées. À la lumière des résultats obtenus, il est possible d'affirmer que :

- **La qualité de la soudure est bonne.** En effet, bien qu'il y ait présence de certains défauts de soudure typiques à l'interface entre le cordon et le tube du boîtier de pédalier, la soudure à l'interface avec le tube de selle présente pour sa part une bonne pénétration et peu de défauts. De plus, il est apparent que la présence de défauts à l'interface avec le boîtier de pédalier n'est pas problématique puisque la fissure n'est pas apparue à cet endroit ;
- **La microstructure est homogène.** Bien qu'il y ait une orientation préférentielle des grains dans la direction d'extrusion des tubes, la taille moyenne de ceux-ci est homogène et assez fine, et ce à partir d'une courte distance de transition de 300 μm de la ligne de soudure ;
- **La fissure est typique d'un mécanisme de propagation par fatigue** avec amorçage dans le rayon de raccordement reliant le cordon de soudure au tube de selle. Il est difficile de dire si elle s'amorce de façon transgranulaire, mais elle se propage globalement de façon intergranulaire. De plus, il n'y a pas de défauts métallurgiques dans la zone de fissuration et la taille des grains est conforme ;
- **Les compositions chimiques des tubes et du cordon sont respectivement homogènes.** On y retrouve les précipités habituels, soit Mg_2Si , en plus de phases intermétalliques $\text{Fe}_3\text{SiAl}_{12}$, pour le 6061 et Si pour le 4043. Il n'y a donc pas de ségrégation de la composition chimique des deux alliages d'aluminium utilisés ;
- **La dureté est homogène.** En effet, la dureté des tubes est homogène et correspond à la valeur théorique de l'alliage 6061-T6, et ce également dans la zone de fissuration. Pour le cordon, bien qu'elle soit plus faible que celle des tubes, elle est tout de même homogène et supérieure à la valeur théorique du 4043 à l'état recuit. Il se produit donc un durcissement du cordon.

Le traitement thermique effectué après soudage est efficace puisqu'il redonne au métal de base ses caractéristiques mécaniques optimales et une microstructure homogène.

L'origine de la fissuration n'est pas liée à la microstructure ni à la qualité métallurgique de la soudure, mais bien à une concentration de contrainte provoquée par la géométrie du rayon de raccordement du pied de la soudure, conformément à ce qui est présenté à la sous-section 2.5.2. Cette affirmation est d'une importance capitale pour la suite des travaux puisqu'elle permet de s'affranchir des effets métallurgiques et de ne considérer uniquement que l'aspect mécanique de l'analyse des contraintes pour un joint soudé.

5 CALCUL DES CONTRAINTES AUX JOINTS SOUDES

Ce chapitre présente la méthode de calcul des contraintes locales en pied de cordon de soudure développée dans le cadre de ce projet. On y traite de la caractérisation géométrique des cordons, de la technique de modélisation du cordon typique, ainsi que du calcul des contraintes locales par la méthode des éléments finis.

En début de projet, la méthode du rayon fictif présentée à la sous-section 2.6.3 était envisagée pour le calcul des contraintes locales en pied de cordon. Toutefois, un manque de données relativement à l'application de cette méthode aux structures d'aluminium à parois minces (moins de 5 mm) a entraîné sa remise en cause. De plus, le calcul du rayon fictif à partir des paramètres géométriques réels des cordons de soudure et de l'alliage à l'étude donnait un résultat très près du rayon de raccordement réel moyen. Il a donc été décidé d'utiliser le rayon réel moyen pour les fins de calcul.

5.1 Caractérisation géométrique des soudures

Une série de mesure est effectuée sur des cordons de soudure typiques afin d'identifier les caractéristiques géométriques moyennes. Celles-ci sont nécessaires à la modélisation du rayon réel moyen lors du calcul des contraintes locales. Les paramètres mesurés sont le rayon de raccordement, la longueur de la racine, ainsi que l'angle de raccordement du cordon.

Pour ce faire, 12 échantillons constitués de deux tubes d'aluminium 6061 soudés à 90 degrés avec un métal d'apport 4043 sont fabriqués par quatre soudeurs différents de chez Devinci. Cette façon de faire garantit la distribution statistique représentative des cadres de vélo fabriqués par Devinci. Ces échantillons sont représentatifs des structures en T

utilisées pour les essais de fatigue de ce projet et des cadres de vélo Devinci. Les échantillons sont coupés en deux dans la direction longitudinale, ce qui permet de mesurer les caractéristiques géométriques des cordons de chaque côté de la coupe, à l'endroit où les contraintes sont maximales pour le cas de chargement à l'étude. La Figure 5.1 montre l'un des échantillons.

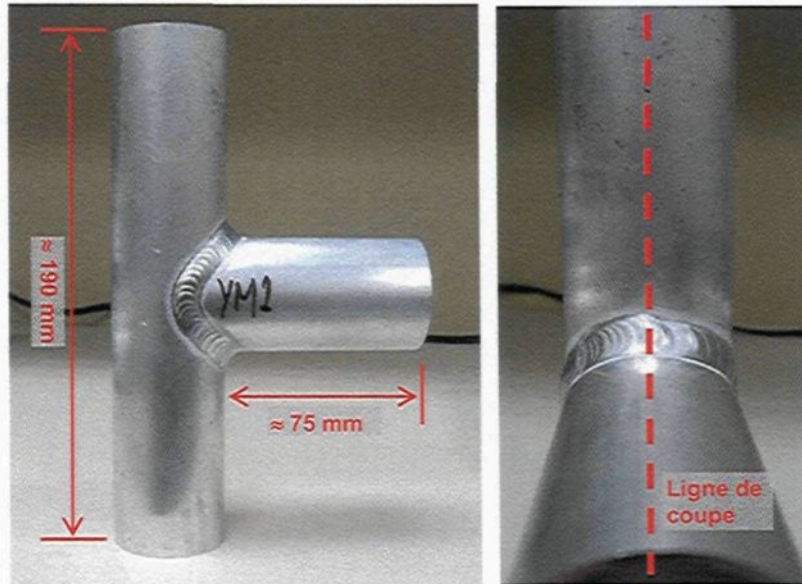


Figure 5.1- Exemple d'un échantillon utilisé pour la caractérisation géométrique des cordons de soudure

Suite à la coupe, un polissage à la main permet d'obtenir des surfaces planes. Chaque cordon est observé au microscope optique à des grossissements allant de 7x à 100x. Un logiciel de traitement d'image permet la mesure des paramètres géométriques directement à l'écran. La Figure 5.2 donne un exemple de la coupe, en plus d'identifier les paramètres mesurés, soit :

- A. rayon de raccordement ;
- B. longueur de la racine ;
- C. angle de raccordement.

Un total de 48 mesures de cordons et racines sont effectuées (12 échantillons x 2 faces de coupes x 2 rayons/racine par coupe), comparativement à 24 mesures d'angle de

raccordement. Le Tableau 5.1 présente les moyennes obtenues et compare les valeurs de rayons à celles mesurées sur un cadre de vélo Devinci en utilisant la même technique.

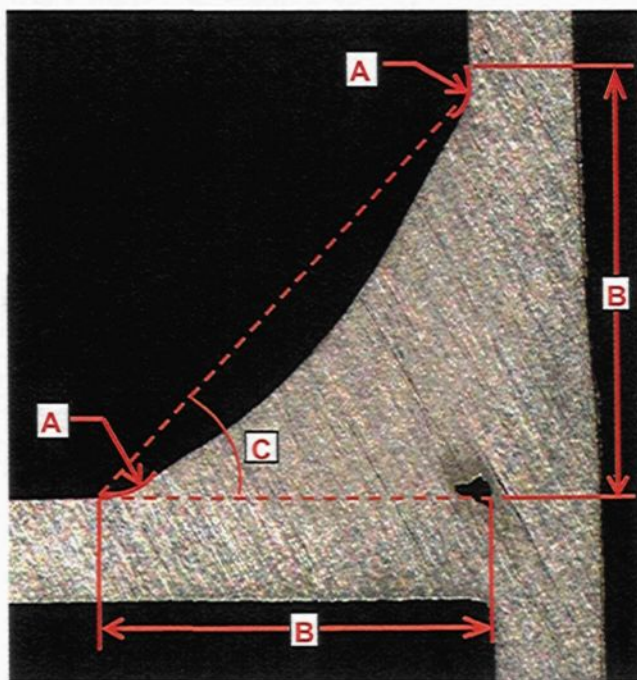


Figure 5.2- Paramètres géométriques mesurés sur les coupes de cordon de soudure

Tableau 5.1- Paramètres géométriques moyens des cordons de soudure

Paramètre	Échantillons en T			Cadre Devinci
	Angle (degrés)	Racine (mm)	Rayon de raccordement (mm)	Rayon de raccordement (mm)
Moyenne	47,74	6,42	1,59	1,30
Écart type	2,01	0,42	0,88	0,66
Valeur maximale	52,10	7,55	3,71	2,58
Valeur minimale	44,00	5,22	0,00	0,24

La médiane de la série de données de rayon de raccordement est de 1,51. Puisque celle-ci est proche de la valeur moyenne de 1,59, la distribution peut être considérée selon la loi normale.

Le Tableau 5.1 montre que les valeurs de rayon mesurées sur les échantillons et celles mesurées sur le cadre de vélo Devinci sont du même ordre de grandeur. Les valeurs obtenues sur le cadre de vélo sont presque entièrement (8/11) contenues dans l'intervalle de ± 1 écart type à partir de la valeur moyenne des échantillons en T. Les mesures de rayon prises sur les échantillons en T sont donc jugées représentatives des cadres de vélo Devinci.

Les valeurs moyennes finales arrondies qui sont utilisées pour la modélisation des cordons de soudures dans le modèle d'éléments finis sont donc :

- rayon de raccordement : 1,6 mm
- longueur de la racine : 6,0 mm
- angle de raccordement : 45 degrés

5.2 Technique de modélisation des soudures

Pour les fins de calcul des contraintes locales, les soudures sont représentées sur le modèle 3D de la structure en T utilisée au cours de ce projet. Le logiciel de modélisation solide utilisé chez Devinci est *SolidWorks 2006*, mais la technique de modélisation est applicable à n'importe quel logiciel de CAO 3D.

Le cordon de soudure est modélisé le plus fidèlement possible par rapport au cordon réel. Les valeurs moyennes identifiées à la section 5.1 sont utilisées pour le profil de cordon à l'angle des tubes, tandis que des valeurs préalablement mesurées chez Devinci sont utilisées pour la modélisation du profil de cordon sur le côté à plat des tubes. Un rayon de convexité de 12,7 mm est ajouté au cordon afin de faciliter la transition entre les deux zones. Dans tous les cas, le rayon de raccordement entre le cordon et les tubes est fixé à la valeur réelle moyenne de 1,6 mm.

Une transition automatique entre les deux profils de cordon (à angle et à plat) se fait grâce à une fonction de type « loft », couramment utilisée dans les logiciels de CAO, le long de la ligne de jonction entre les deux tubes. La Figure 5.3 montre le modèle de cordon obtenu.

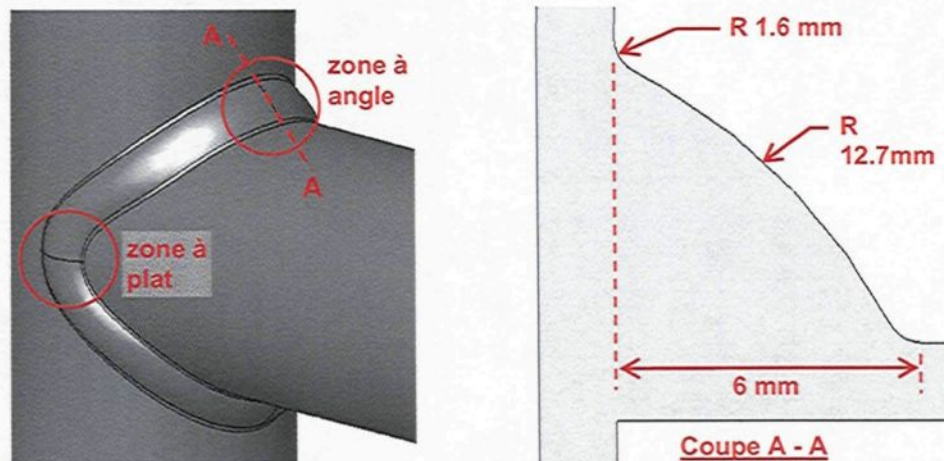


Figure 5.3- Modélisation du cordon de soudure sur une structure en T

Puisque l'amorçage de fissure en pied de cordon est majoritairement gouverné par la valeur du rayon de raccordement et non par le matériau (chapitre 4), le modèle du cordon de soudure utilise le même matériau que les tubes, soit le 6061-T6 dans le cas à l'étude.

5.3 Calcul des contraintes par la méthode des éléments finis

5.3.1 Modèle simple : structure en T

5.3.1.1 Description du modèle

Le calcul des contraintes locales en pied de cordon s'effectue par la méthode des éléments finis sur un modèle solide 3D de structure en T avec modélisation du cordon de soudure tel que présenté à la section précédente. Le module d'éléments finis *CosmosWorks* intégré à *SolidWorks* est utilisé. Les calculs sont effectués dans le domaine élastique linéaire.

Le modèle de structure en T (appelé T01) est soumis à un cas de chargement de flexion plane causé par l'application d'une charge « P » à l'extrémité du tube de renfort. La structure est maintenue en place par des rotules à ses extrémités non chargées. La symétrie du problème permet de modéliser uniquement la moitié de la structure. La Figure 5.4 montre les conditions aux limites du modèle.

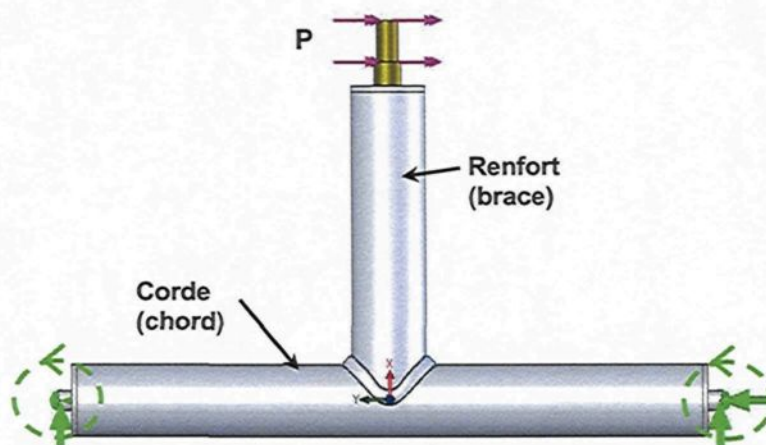


Figure 5.4- Modèle de structure en T (T01) utilisé pour le calcul des contraintes locales

5.3.1.2 Maillage

Le maillage est composé d'éléments solides de type tétraèdre quadratique à dix nœuds. Des analyses préliminaires ont permis de conclure qu'un seul élément était suffisant à travers l'épaisseur des tubes. Par contre, le maillage est raffiné à l'approche des rayons de raccordement en pied de soudure puisque c'est là que se situent les plus forts gradients de contrainte. La Figure 5.5 montre la vue en coupe du maillage typiquement utilisé dans la zone des rayons de raccordement.

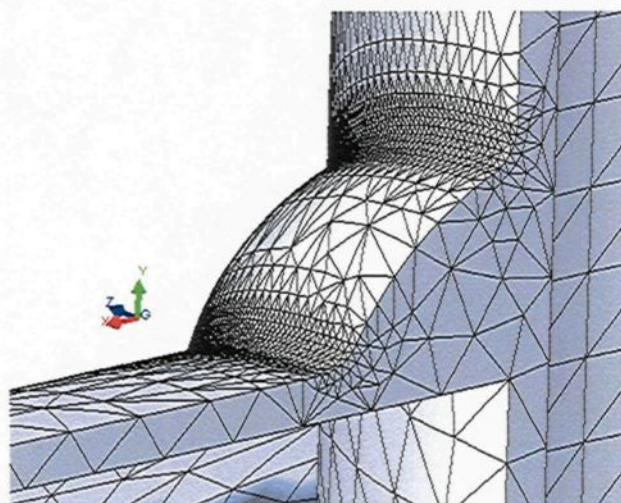


Figure 5.5- Exemple de maillage volumique utilisé pour le calcul des contraintes locales

5.3.1.3 Calcul des contraintes

Le calcul des contraintes selon le critère de von Mises est effectué sur le modèle ci-dessus dans le domaine élastique linéaire. La charge appliquée est de 269 lbf (1196 N). L'évolution des contraintes est tracée le long de l'axe de symétrie dans les tubes de renfort et de corde. Un intérêt particulier est porté aux valeurs de contraintes maximales dans les rayons de raccordement. La Figure 5.6 montre l'évolution des contraintes dans le tube de renfort. La distance zéro représente le début du rayon de raccordement par rapport au tube, puis elle augmente en se rapprochant du point d'application de la force.

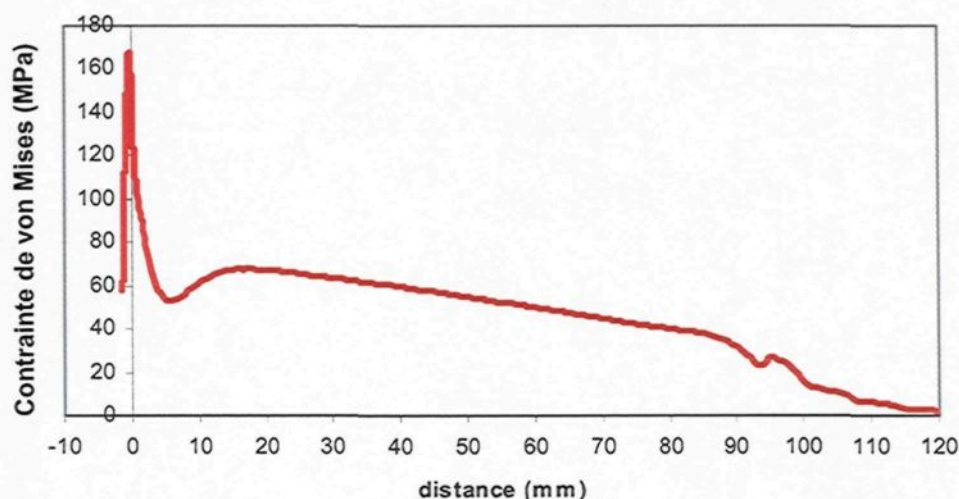


Figure 5.6- Évolution de la contrainte le long de l'axe de symétrie sur le tube de renfort

Cette figure permet de constater que l'évolution de la contrainte suit la théorie des poutres et augmente de façon linéaire en se rapprochant de la jonction des deux tubes. Toutefois, une zone de diminution est observable à une distance d'environ 15 mm du début du rayon. On suppose que cette baisse est un phénomène d'origine numérique lié au conditionnement de la matrice de rigidité associé au changement brusque de rigidité au voisinage du rayon de raccordement. Ce phénomène a été investigué davantage dans le cadre de ce projet et il semble être influencé majoritairement par l'épaisseur des tubes. Il tend à disparaître pour des tubes d'épaisseur d'au moins 5 mm. L'évolution de contrainte dans la corde possède une allure semblable, sans toutefois comporter de discontinuité. C'est d'ailleurs cette dernière qui possède les valeurs de contraintes locales les plus

élevées où devrait se produire l'amorçage des fissures. La Figure 5.7 montre la distribution locale des contraintes de von Mises dans le modèle de structure en T.

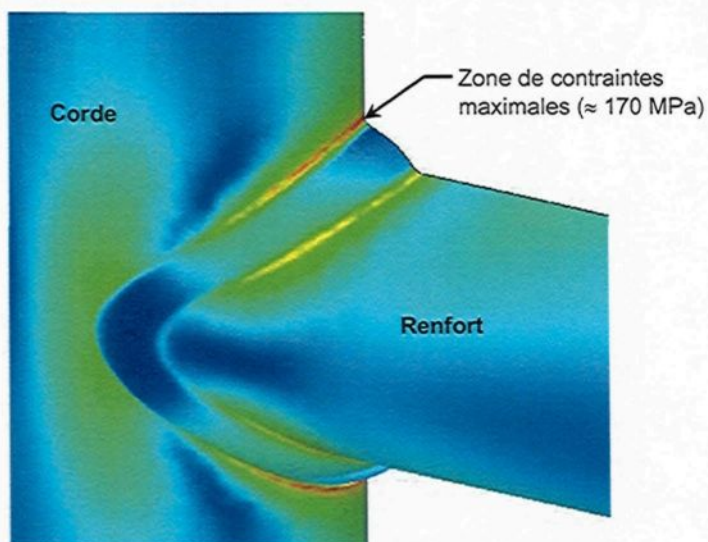


Figure 5.7- Distribution locale des contraintes

5.3.1.4 Étude de convergence

Une étude de convergence est effectuée sur le modèle afin d'identifier les paramètres de maillage local les plus appropriés et de vérifier si la solution converge vers une valeur fixe. Le critère de von Mises est utilisé.

La taille du maillage global est fixée entre 1,9 et 4,0 mm, selon la taille locale, et a peu d'influence dans les zones d'intérêt en pied de cordon. La taille du maillage local dans le rayon de raccordement varie entre $p/2$ et $p/35$, p étant la taille du rayon de raccordement moyen (1,6 mm). Une analyse par éléments finis est effectuée dans chaque cas et l'évolution des contraintes le long des tubes est tracée. Les valeurs maximales dans les rayons de raccordement obtenues en fonction des différentes densités de maillages sont ensuite comparées. La Figure 5.8 montre la distribution des contraintes dans la zone du rayon de raccordement pour le tube de renfort en fonction de la taille du maillage local dans le rayon. Le comportement est le même dans le tube de corde.

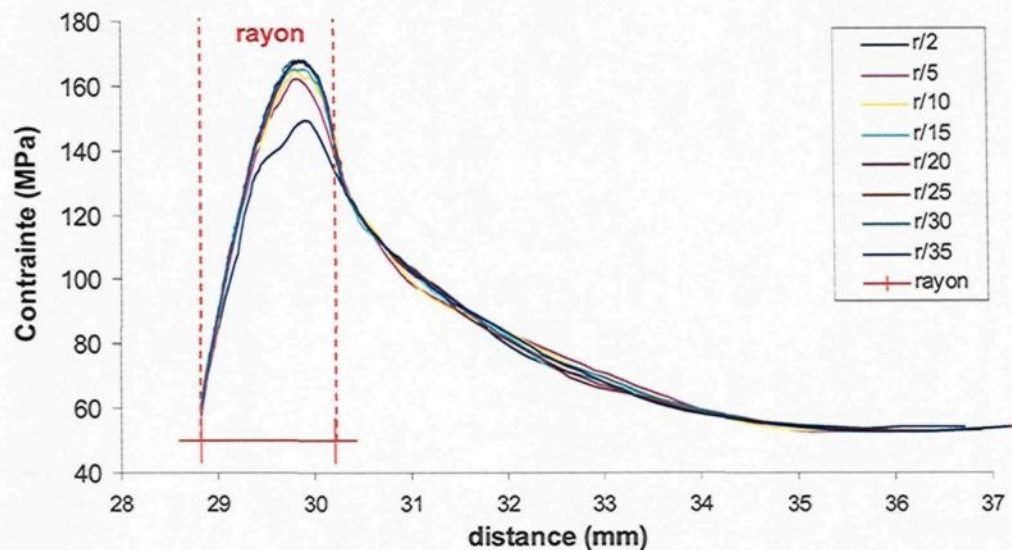


Figure 5.8- Évolution des contraintes près du rayon de raccordement en fonction de la densité locale de maillage (tube de renfort)

La Figure 5.8 montre également que la distribution des contraintes avant le début du rayon est relativement la même, peu importe la densité de maillage. Par contre, la valeur de contrainte locale maximale est fortement influencée par la taille du maillage local. Tel qu'attendu, plus le maillage est dense, plus la contrainte maximale est élevée. Toutefois, les valeurs maximales dans les tubes de corde et de renfort convergent vers une valeur fixe.

La Figure 5.9 montre la valeur de la contrainte maximale normalisée dans le rayon de raccordement en fonction de la taille du maillage local (de $p/2$ à $p/35$), et ce pour le tube de corde et le tube de renfort.

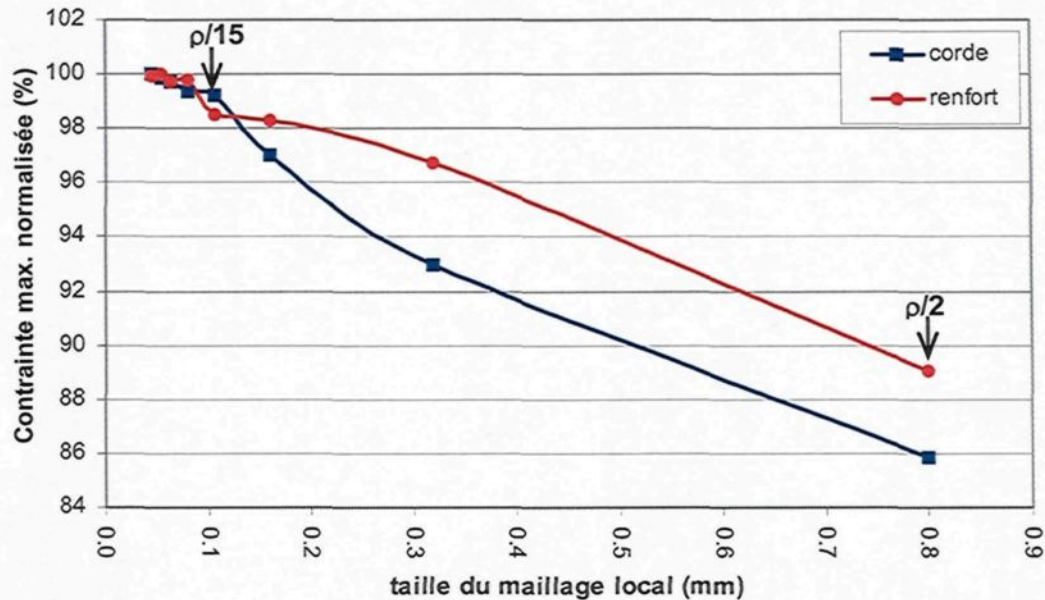


Figure 5.9- Contrainte maximale normalisée en fonction de la taille du maillage local

La Figure 5.9 montre que la contrainte maximale dans le rayon de raccordement est sous-estimée pour des tailles de maillage local de l'ordre de $p/2$ à $p/10$. Par contre, une taille de maillage de $p/15$ permet d'obtenir une solution avec moins de 2% d'erreur, sans nécessiter la puissance de calcul inhérente aux maillages avec raffinement entre $p/20$ et $p/35$. Dans le cas de la structure en T, le maillage obtenu avec raffinement à $p/15$ contient 240 000 nœuds et 135 000 éléments, ce qui est élevé compte tenu de la petite taille du modèle, d'autant plus que seule une moitié est représentée. Ceci laisse supposer des maillages de grande taille nécessitant une puissance de calcul considérable lors de l'application de la méthode à un cadre de vélo complet. Dans ce cas, un maillage à $p/5$ serait plus facile d'utilisation.

Une étude est effectuée afin de vérifier le rapport entre les valeurs de contrainte maximales obtenues à $p/15$ à celles obtenues à $p/5$. Celle-ci a pour objectif de vérifier s'il existe un rapport multiplicatif constant entre les contraintes maximales convergées et non convergées, peu importe la géométrie du modèle. Pour ce faire, quatre nouvelles structures en T sont modélisées (T05, T06, T07 et T08). Celles-ci possèdent toutes des tubes de diamètre et d'épaisseur différents, mais demeurent à l'intérieur du domaine des tubes à parois minces ($e/r \leq 0.1$). Pour chacune, des analyses par éléments finis sont

effectuées pour les mêmes conditions aux limites et selon la même méthode de calcul que présentée ci-dessus. Le Tableau 5.2 montre les résultats de cette étude.

Tableau 5.2- Étude du rapport moyen entre les valeurs de contrainte maximales à $\rho/5$ et celles à $\rho/15$

Modèle de T	Contrainte maximale		Rapport des contraintes ($\rho/15$) / ($\rho/5$)
	$\rho/5$	$\rho/15$	
T01- renfort	162,3	167,5	1,032
T01- corde	196,9	210,5	1,069
T05- renfort	188,8	199,9	1,059
T05- corde	104,7	109,7	1,048
T06- renfort	201,0	212,1	1,055
T06- corde	108,9	113,4	1,041
T07- renfort	177,5	186,0	1,048
T07- corde	152,9	158,0	1,033
T08- renfort	166,1	173,0	1,042
T08- corde	122,8	126,0	1,026
Moyenne :			1,045
Écart type :			0,013

Comme le montre ce tableau, il existe un rapport moyen de 1,045 entre la valeur de contrainte ayant convergée à $\rho/15$ et celle n'ayant pas convergée à $\rho/5$. Pour les fins de calcul sur un cadre de vélo complet, il est donc possible d'effectuer l'analyse avec un raffinement local à $\rho/5$, puis de multiplier les valeurs maximales obtenues dans les rayons de raccordement par un facteur multiplicatif de 1,045, appelé « k_{maillage} ». Cette façon de faire semble valable pour les joints à 90 degrés, mais il faudrait vérifier si elle le demeure pour tout autre type de joint.

Il est proposé d'adopter cette façon de faire pour rendre possible la méthode de calcul des contraintes locales avec le rayon réel moyen sur un cadre de vélo complet à l'aide d'un ordinateur de bureau conventionnel. Ainsi :

$$\sigma_{\text{max,convergée } (\rho/15)} = k_{\text{maillage}} \cdot \sigma_{\text{max,non-convergée } (\rho/5)} \quad (5.1)$$

La relation retenue entre la force appliquée sur le modèle et la contrainte maximale dans le rayon de raccordement du tube de corde est de 210 MPa (raffinage à $\rho/15$) pour une force de 269 lbf (1196 N), soit 0,175 MPa/N. Cette relation sera utilisée pour estimer la contrainte en fonction de la force appliquée lors des essais de fatigue.

5.3.2 Application à un cadre de vélo

5.3.2.1 Description du modèle

Le cadre de vélo utilisé pour cette étude est le modèle Desperado SL 2007, fabriqué par Devinci. Ce cadre est constitué de tubes d'aluminium et de pièces usinées en 6061, soudés avec un métal d'apport 4043, puis traités thermiquement à l'état T6. Il s'agit d'une structure complexe puisque les tubes sont à parois, diamètre et géométrie de section variables.

Le modèle 3D du cadre est réalisé sous *SolidWorks*. Il est identique au cadre réel et les cordons de soudure sont modélisés selon la méthode présentée à la section 5.2 de façon à représenter la séquence de soudage réelle.

Le modèle est soumis à un cas de chargement de pédalage en sprint, simulant les conditions aux limites du banc de test de Devinci. Ce cas de chargement entraîne de la flexion au niveau du tube de selle et une combinaison flexion/torsion dans les autres tubes. Pour simuler ce cas de chargement, le modèle de cadre est d'abord inséré dans un modèle 3D du banc de test de pédalage de Devinci reproduisant les degrés de liberté réels, puis le logiciel de simulation dynamique *CosmosMotion* est utilisé afin d'appliquer les forces de pédalage et de calculer les réactions aux appuis. Une force de 300 lbf (1334 N) est appliquée sur la pédale droite dans une première analyse, puis sur la gauche dans une autre analyse. La Figure 5.10 montre le modèle du cadre inséré au modèle du banc de test.

Les forces et moments de réaction ainsi obtenus aux frontières du modèle de cadre servent à calculer les contraintes dans ce dernier. Pour ce faire, le cadre et les cas de chargement sont transférés dans le logiciel d'analyse par éléments finis *CosmosWorks*, où s'effectue le calcul des contraintes. Pour ce cas de chargement, les contraintes les plus élevées sont attendues à la jonction entre le tube de selle et le boîtier de pédalier.

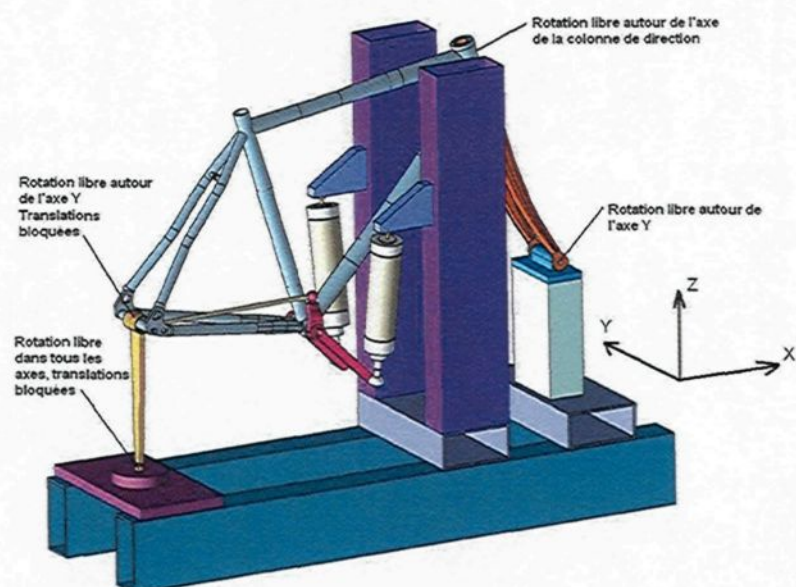


Figure 5.10- Modèle du banc de test de pédalage dans CosmosMotion

5.3.2.2 Maillage

Le maillage est effectué de façon automatique dans *CosmosWorks*. Il s'agit d'un maillage solide, constitué d'éléments tétraédriques à dix nœuds. La taille du maillage global est de 4 mm et un raffinement à $\rho/5$ (0.32 mm) est appliqué dans l'ensemble des rayons de raccordement susceptibles d'entraîner de fortes concentrations de contrainte. Ce maillage comporte 715 000 nœuds et 381 000 éléments. Un ordinateur portable conventionnel³ est utilisé et le temps de calcul nécessaire à la création du maillage est d'environ 10 minutes. La Figure 5.11 présente un grossissement de la zone d'intérêt du boîtier de pédalier, tandis que la Figure 5.12 illustre le maillage global.

Un second maillage est créé avec un raffinement à $\rho/15$ uniquement dans les rayons de raccordement à la jonction du boîtier de pédalier et aucun raffinement ailleurs sur le cadre. L'absence de raffinement dans les autres rayons de raccordement du cadre est dû au manque de puissance de l'ordinateur utilisé et au fait qu'ils ne constituent pas des zones critiques pour ce cas de chargement.

³ Ordinateur portable HP Compaq nc 6120, Windows XP, processeur Intel Pentium M 1.73 GHz, 1 Go de mémoire vive

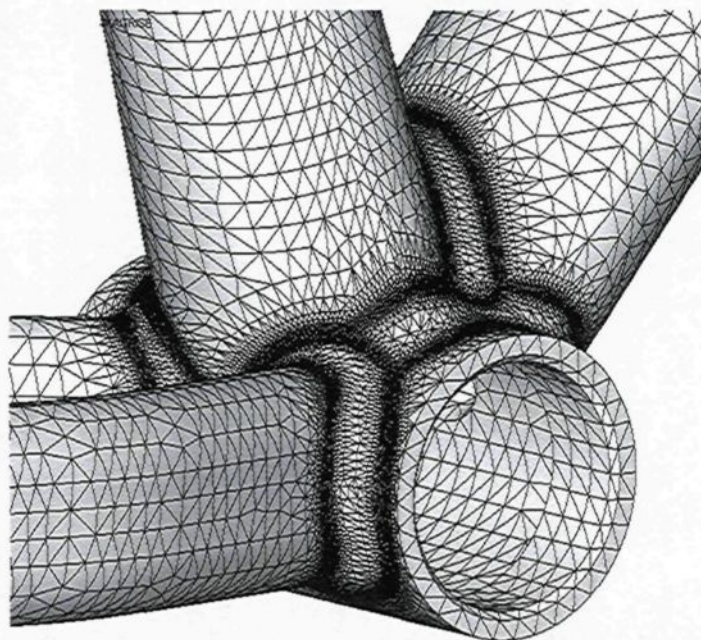


Figure 5.11- Agrandissement de la zone d'intérêt du boîtier de pédalier ;
raffinage local à $\rho/5$

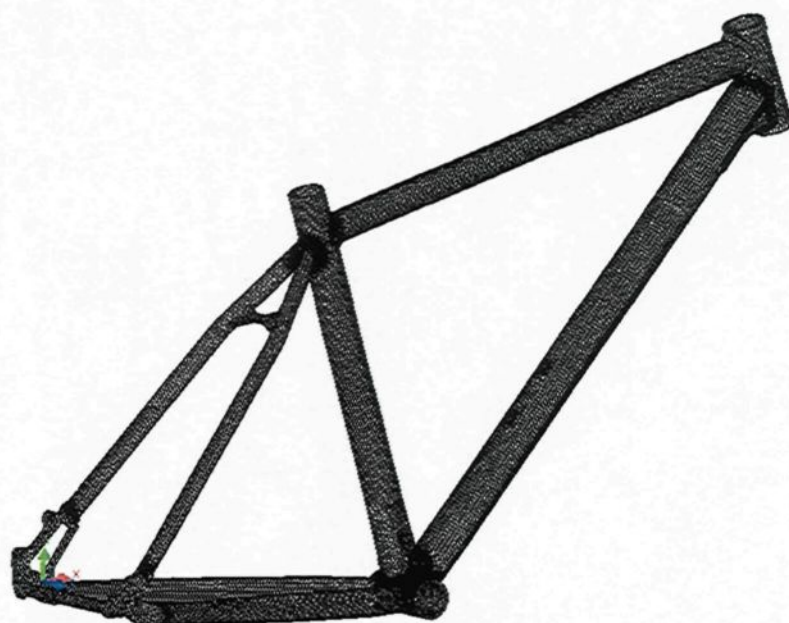


Figure 5.12- Maillage global utilisé pour le modèle complet du cadre ; raffinement à $\rho/5$

5.3.2.3 Calcul des contraintes

Dans un premier temps, le calcul des contraintes est effectué selon le critère de von Mises dans le domaine élastique linéaire pour les forces et moments de réaction obtenus dans le modèle du banc d'essai de pédalage et le maillage avec raffinement de tous les rayons de raccordement critiques à $p/5$.

Une analyse est effectuée pour l'application de la force sur la pédale droite, puis une autre pour la pédale gauche. Le temps de calcul est d'environ 10 minutes par analyse. La zone critique pour ce cas de chargement est la jonction du tube de selle au boîtier de pédalier puisque cet endroit est soumis à un cas de chargement de flexion considéré comme complètement alterné ($R \approx -1$).

La Figure 5.13 montre la distribution de contraintes globale pour l'application de la force sur la pédale droite.

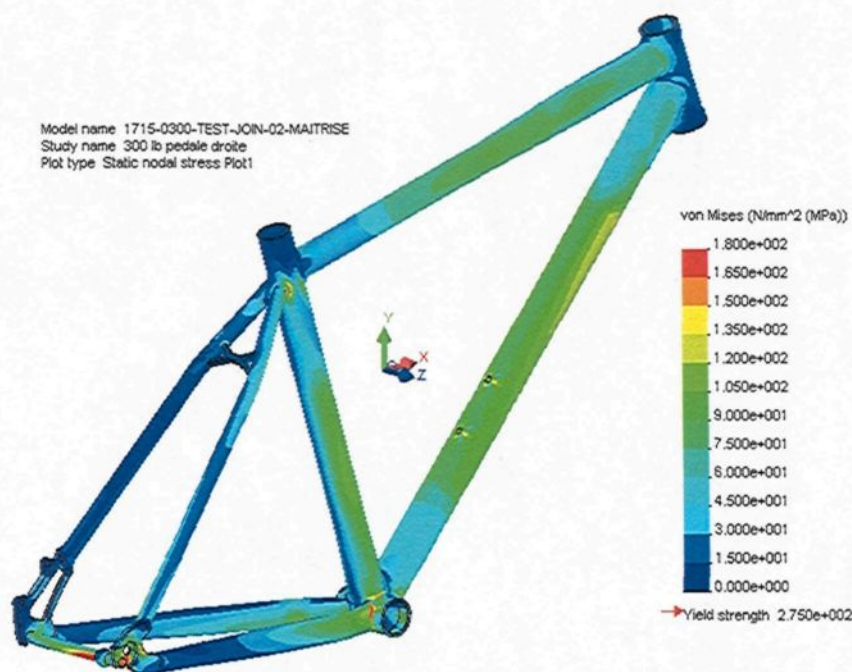


Figure 5.13- Distribution globale des contraintes de von Mises pour l'application de la force sur la pédale droite; raffinement à $p/5$

La Figure 5.14 présente les contraintes locales du côté droit du boîtier de pédalier pour l'application de la force sur la pédale droite (A), puis sur la pédale gauche (B). Les valeurs négatives correspondent à de la compression.

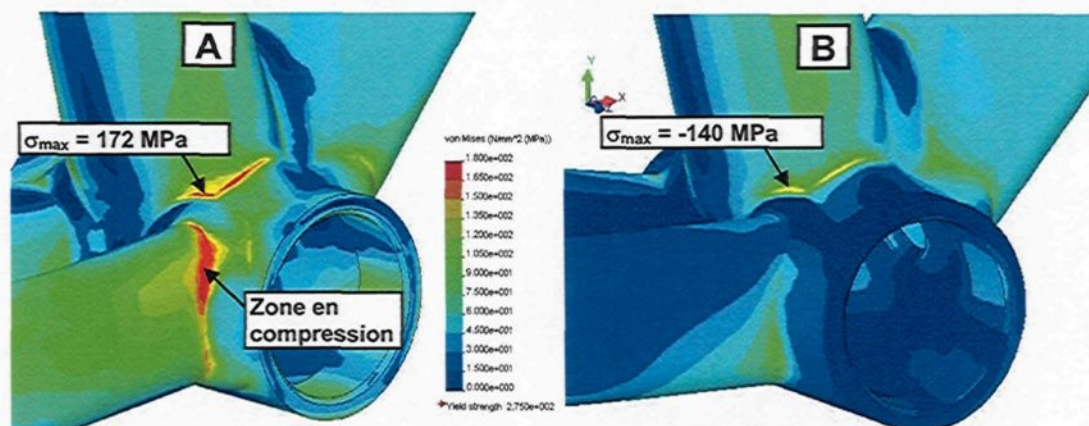


Figure 5.14- Distribution des contraintes locales du côté droit du boîtier de pédalier pour l'application de la force sur la pédale droite (A), puis sur la pédale gauche (B); raffinement à $p/5$

La Figure 5.14 permet de constater que la zone de contrainte alternée maximale est bien située dans le rayon de raccordement entre le cordon de soudure du boîtier de pédalier et le tube de selle. De plus, cette zone maximale demeure au même endroit que la force soit appliquée sur la pédale droite ou sur la pédale gauche. Par contre, on remarque que la valeur de contrainte à cet endroit n'est pas complètement alternée, soit que le rapport des contraintes « R » n'est pas exactement égal à -1, mais plutôt -0,81.

La Figure 5.15 présente les contraintes locales du côté gauche du boîtier de pédalier pour l'application de la force sur la pédale droite (A), puis sur la pédale gauche (B). Dans ce cas, on remarque que la zone de contrainte maximale se déplace selon que la force est appliquée sur la pédale droite (A) ou sur la pédale gauche (B). Deux zones de contraintes maximales sont donc identifiées et le rapport des contraintes est calculé pour chacune d'elles.

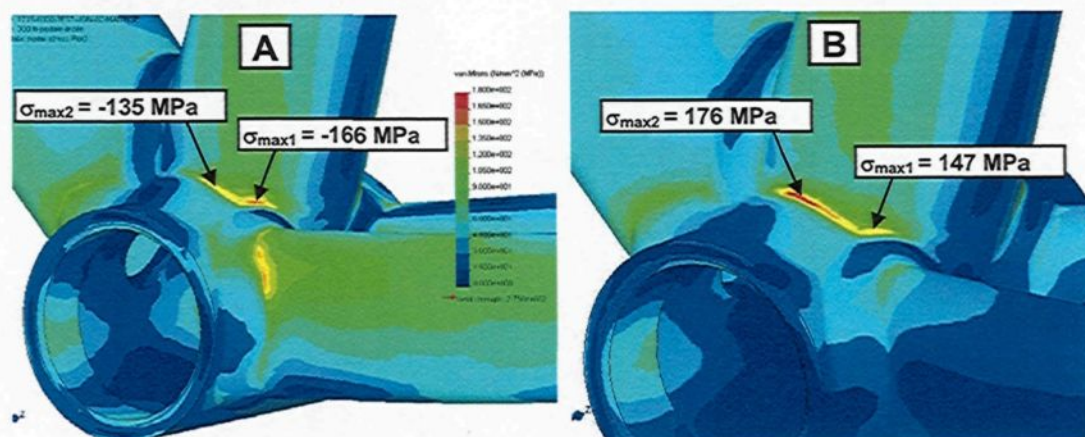


Figure 5.15- Distribution des contraintes locales du côté gauche du boîtier de pédalier pour l'application de la force sur la pédale droite (A), puis sur la pédale gauche (B); raffinement à $\rho/5$

Une seconde série d'analyses est effectuée sur le maillage avec raffinement local à $\rho/15$ uniquement dans le rayon de raccordement entre le boîtier de pédalier et le tube de selle. Cette étude a pour objectif de vérifier l'applicabilité du facteur multiplicatif « k_{maillage} », présenté à la sous-section 5.3.1.4.

Le Tableau 5.3 résume les valeurs de contraintes maximales obtenues pour les analyses avec raffinement à $\rho/5$ et $\rho/15$, en plus de comparer les rapports de contraintes « R », exprimé en tant que $\sigma_{\min}/\sigma_{\max}$.

Tableau 5.3- Contraintes maximales obtenues par éléments finis pour les maillages raffinés à $\rho/5$ et à $\rho/15$

	Contraintes maximales, raffinage à $\rho/5$ (MPa)			Contraintes maximales, raffinage à $\rho/15$ (MPa)		
	Côté droit	Côté gauche, point 1	Côté gauche, point 2	Côté droit	Côté gauche, point 1	Côté gauche, point 2
Force pédale droite	172	-166	-135	178	-168	-145
Force pédale gauche	-140	147	176	-145	152	179
Rapport R	-0,81	-1,13	-0,77	-0,82	-1,11	-0,81

Le Tableau 5.4 présente les valeurs moyennes du rapport de contrainte « R » et du coefficient multiplicatif « k_{maillage} ». Ce dernier est obtenu en divisant la valeur de contrainte maximale à $\rho/15$, par la valeur au même endroit à $\rho/5$.

Tableau 5.4- Paramètres moyens

Paramètre	Valeur moyenne
R	-0,91
k_{maillage}	1,035

Les résultats présentés au Tableau 5.3 et au Tableau 5.4 montrent que le rapport des contraintes à la jonction du boîtier de pédalier et du tube de selle n'est pas exactement égal à -1. Toutefois, on considère que sa valeur moyenne est suffisamment près de -1 pour supposer qu'il s'agit effectivement d'un cas de chargement de flexion plane, complètement alternée, similaire à celui utilisé sur les structures en T pour obtenir la courbe S-N.

Pour ce qui est du « k_{maillage} », la valeur moyenne présentée au Tableau 5.4 est à l'intérieur de la plage à -1 écart type de la valeur moyenne obtenue avec les structures en T, présentée à la sous-section 5.3.1.4. Le fait d'utiliser un maillage raffiné à $\rho/5$ et de multiplier les contraintes maximales par le k_{maillage} égal à 1,045 semble donc justifié.

Les résultats d'analyse des contraintes permettent également d'identifier les sites d'amorçage des fissures. En principe, la zone de concentration de contrainte maximale du côté droit du boîtier de pédalier (178 MPa), ainsi que la zone numéro 2 du côté gauche (179 MPa) devraient être des sites d'amorçage préférentiels puisqu'ils présentent des contraintes de tension plus élevées que celles en compression lors du cycle de chargement gauche/droit.

Pour la suite de l'étude, le cas de chargement est considéré complètement alterné ($R = -1$) et la relation retenue entre la force appliquée sur la pédale et la contrainte maximale pour un raffinement à $\rho/15$ est de 178 MPa pour l'application d'une force de 300 lbf (1334 N), soit 0,133 MPa/N. On suppose donc que la zone de contrainte maximale d'un côté comme de l'autre du boîtier de pédalier subira un cycle de contrainte alternée de ± 178 MPa ($\Delta S = 356$ MPa, $S_{\text{moy}} = 0$) pour un cycle de 300 lbf (1334 N) alterné sur chaque pédale.

6 ESSAIS DE FATIGUE À AMPLITUDE CONSTANTE

Ce chapitre présente les essais de fatigue à amplitude constante réalisés au cours de ce projet. Une première série d'essais sur des structures en T simples permet d'obtenir une courbe S-N de contrainte locale. Cette courbe est ensuite validée par des essais sur des structures en T plus complexes, puis sur des cadres de vélo.

6.1 Essais de fatigue sur des structures en T

Des essais de fatigue sont effectués sur des structures en T soumises à des niveaux de contrainte différents afin d'obtenir une courbe S-N. Cette courbe tient compte de la méthode de calcul développée précédemment, ainsi que des propriétés en fatigue du matériau et des soudures utilisés pour les cadres de vélo Devinci.

6.1.1 Échantillon à l'étude

L'échantillon est une structure tubulaire simple soudée en forme de T. Il s'agit du même modèle (T01) que celui ayant servi au calcul des contraintes à la section 5.3. La Figure 6.1 montre cet échantillon.

Un total de 24 échantillons est fabriqué chez Devinci par quatre soudeurs différents. Des tubes d'aluminium 6061 d'un diamètre extérieur de 44,45 mm et de 1,65 mm de paroi sont soudés avec un apport 4043. La soudure est de type standard (striée) à une passe. Le point d'arrêt/départ de la soudure est situé sur l'axe neutre des tubes, à l'endroit indiqué sur la Figure 6.1. Un traitement thermique T6 est effectué suite à la soudure. Les dimensions et le fini de surface des tubes, la qualité et la géométrie de la soudure, ainsi que le matériau et le traitement thermique post-soudure sont tous représentatifs des cadres de vélo Devinci.

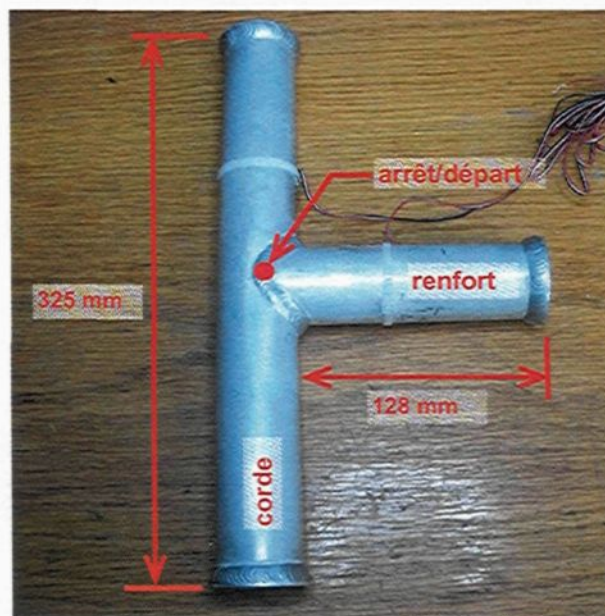


Figure 6.1- Échantillon « T01 » utilisé pour les essais à amplitude constante en vue de l'obtention d'une courbe S-N

6.1.2 Montage expérimental et cas de chargement

Le montage expérimental de la Figure 6.2 reproduit les conditions aux limites imposées au modèle d'éléments finis de la section 5.3. Des tiges à œil rotulé (A) maintiennent en place les extrémités non chargées du tube de corde. L'extrémité du tube de renfort (B) est soumise à une force cyclique entraînant un cas de chargement de flexion plane, complètement alternée ($R = -1$). Des plaques guides antifricition (C) empêchent l'échantillon de dévier du plan de chargement.

La force est appliquée par un vérin électrique asservi en déplacement (D). La fréquence d'application de la force est fixée à 4 Hz. Une cellule de charge (E) située à la base du vérin mesure cette force en tout temps. Un ordinateur contrôle le déplacement du vérin et enregistre le signal de la cellule de charge à des intervalles d'acquisition donnés. Le critère d'arrêt du test est fixé à une diminution de force de 15% par rapport au déplacement qui demeure fixe. Des essais préliminaires montrent que ce critère entraîne l'amorçage et la propagation d'une macro fissure visible à l'œil nu, sans rupture totale de

la structure. Ces fissures sont semblables à celles observées sur les vélos Devinci en retour de garantie et lors d'essais de fatigue en laboratoire.

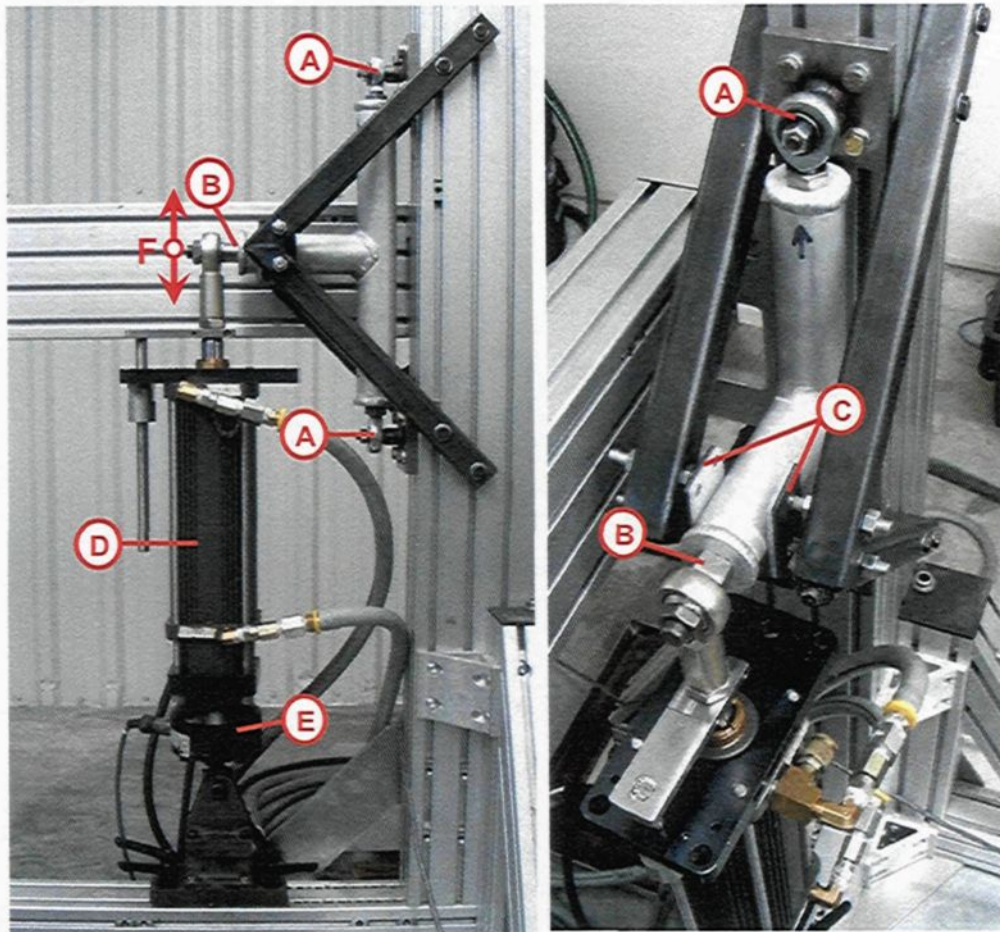


Figure 6.2- Montage expérimental utilisé pour les essais de fatigue sur les structures en T : A) tiges à œil rotulé, B) extrémité du tube de renfort, C) plaques guides antifricction, D) vérin électrique asservi, E) cellule de charge

La Figure 6.3 montre une fissure typique obtenue lors des essais. Il est à noter que l'amorçage et la propagation de la fissure s'effectuent toujours dans le rayon de raccordement en pied de cordon. Pour la structure à l'étude (T01), la fissure apparaît dans le rayon de raccordement entre le cordon de soudure et le tube de corde. Ce site d'amorçage correspond exactement à l'endroit prédit par le modèle d'éléments finis.

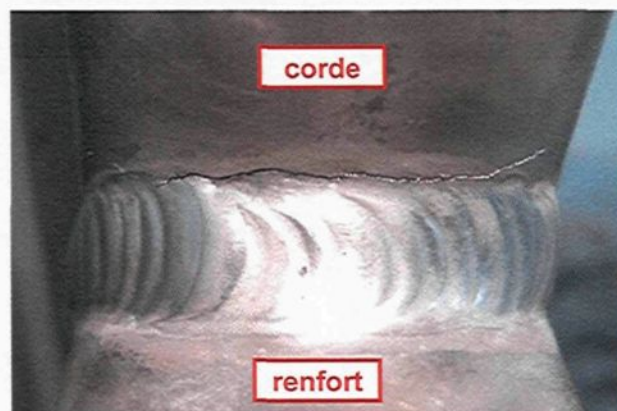


Figure 6.3- Fissure typique observée lors des essais

6.1.3 Validation des contraintes

Deux jauges de déformation sont installées sur l'un des échantillons afin de comparer les contraintes réelles obtenues avec le montage expérimental à celles calculées avec le modèle d'éléments finis (hypothèse du régime élastique linéaire). Les valeurs calculées représentent les contraintes normales selon l'axe longitudinal des tubes : σ_x dans le renfort et σ_y dans la corde. Les jauges utilisées possèdent une grille de 3 x 6 mm. Le centre de chaque grille est installé à 20 mm du pied de cordon sur les tubes de corde et de renfort. La Figure 6.4 montre la position des jauges.

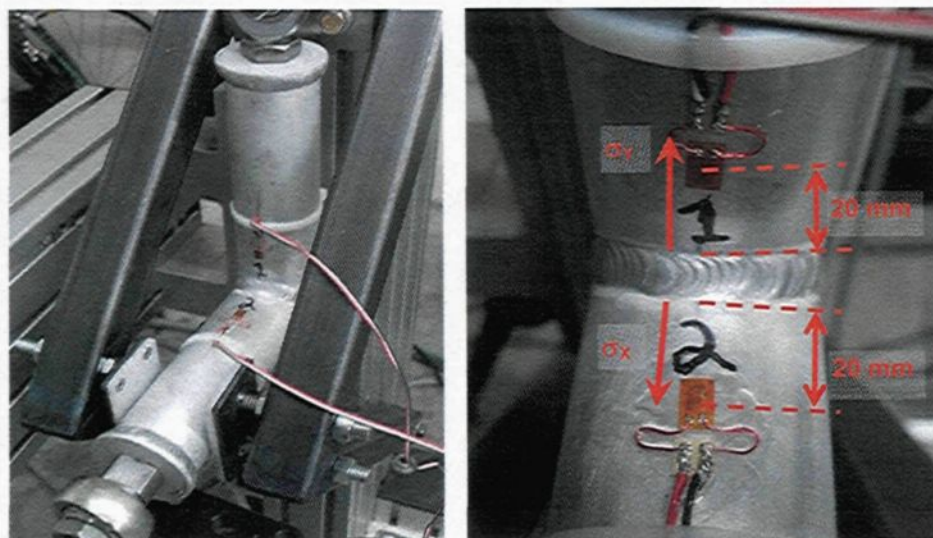


Figure 6.4- Position des jauges pour la validation des contraintes

Le Tableau 6.1 présente la comparaison entre les valeurs de contrainte mesurées par les jauges et calculées par le modèle MEF pour une charge de 269 lbf (1196 N).

Tableau 6.1- Comparaison entre les valeurs de contrainte mesurées et calculées

	Valeur mesurée (MPa)	Valeur calculée (MPa)	Écart (%)
Jauge 1 - corde	87	85	2
Jauge 2 - renfort	82	65	21

Comme le montrent les résultats, les contraintes mesurées dans le tube de corde correspondent à celles obtenues avec le modèle d'éléments finis. Par contre, il y a un écart de 21% dans le cas du tube de renfort où les contraintes mesurées sont plus élevées que celles calculées.

Cet écart peut s'expliquer par deux raisons. Tout d'abord, le modèle d'éléments finis prédit une diminution de la contrainte à l'approche du cordon de soudure, près de la zone où la jauge est installée (voir sous-section 5.3.1.3). Cette diminution est probablement un phénomène numérique qui ne se produit pas sur l'échantillon réel. Ensuite, le tube de renfort est davantage influencé par le moment de flexion que le tube de corde. Ainsi, une faible augmentation du bras de levier dans le montage expérimental par rapport au modèle d'éléments finis entraîne une augmentation importante des contraintes nominales le long du tube. Puisque le montage expérimental ne permet pas l'application d'une force parfaitement ponctuelle sur la pièce reliant le vérin au tube de renfort, il est possible de supposer que le bras de levier réel soit un peu plus élevé que celui du modèle de calcul. Il s'agirait donc d'un problème de conditions aux limites du modèle. Toutefois, comme la fissuration se produit dans le tube de corde et que les contraintes mesurées et calculées concordent à cet endroit, le problème n'est pas analysé davantage. On suppose donc que les contraintes locales calculées dans le rayon de raccordement du tube de renfort sont valide même si les contraintes nominales ne correspondent pas parfaitement.

6.1.4 Essais de fatigue

Des essais de fatigue à amplitude constante effectués sur 21 échantillons permettent l'obtention de la courbe S-N de la Figure 6.5. Ces essais représentent plus de 550 heures d'utilisation du banc de test de Devinci. Les points expérimentaux, ainsi que la courbe

pour une probabilité de rupture de 50% sont présentés. Les courbes pour des probabilités de rupture de 10%, 5% et 1% sont tracées à partir de la courbe à 50% selon la méthode dictée dans la norme ISO 12107 [54].

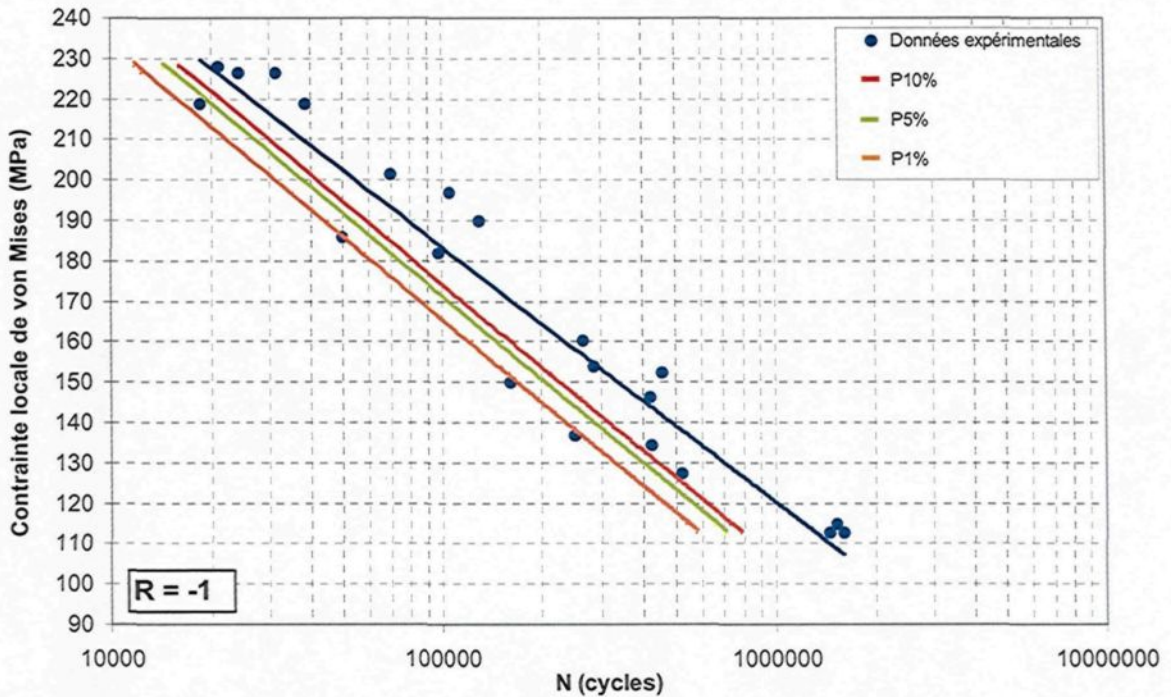


Figure 6.5- Courbe S-N obtenue expérimentalement et courbes pour différentes probabilités de rupture

L'axe des ordonnées représente la contrainte locale de von Mises dans le rayon de raccordement du tube de corde, calculée avec le modèle d'éléments finis pour un maillage raffiné à $p/15$, en fonction de la force réelle appliquée lors de l'essai. Il s'agit de la valeur de la contrainte alternée ($S_a = \Delta S/2$, Figure 2.1) lors des essais à $R = -1$.

La Figure 6.5 permet de constater que la dispersion des résultats est représentative de ce qu'on obtient habituellement lors d'essais de fatigue. De plus, celle-ci semble correspondre à la dispersion obtenue sur les mesures de rayon de raccordement.

Le Tableau 6.2 contient l'équation de chacune des courbes de fatigue pour une probabilité de rupture donnée. La courbe à 50% est obtenue en faisant passer une courbe de tendance logarithmique par le nuage des points expérimentaux. Le coefficient de détermination (R^2) est de 0,93, ce qui démontre la faible dispersion des résultats obtenus.

Tableau 6.2- Équations des courbes S-N selon la probabilité de rupture

Probabilité de rupture	Équation de S = f(N)	Équation de N = f(S)
50%	$S = -27.437 \ln(N) + 499.25$	$N = e^{\left(\frac{S-499.25}{-27.437}\right)}$
10%	$S = -29.665 \ln(N) + 515.69$	$N = e^{\left(\frac{S-515.69}{-29.665}\right)}$
5%	$S = -29.658 \ln(N) + 512.60$	$N = e^{\left(\frac{S-512.6}{-29.658}\right)}$
1%	$S = -29.636 \ln(N) + 506.60$	$N = e^{\left(\frac{S-506.6}{-29.636}\right)}$

Ces courbes S-N peuvent être utilisées directement pour le dimensionnement des cadres de vélo selon la probabilité de rupture voulue : 50%, 10%, 5% ou 1%.

Quatre soudeurs différents ont fabriqué des structures en T en vue de ces essais. Il est intéressant d'analyser la somme de dommage expérimentale (D_{exp}) moyenne pour chacun. La somme de dommage expérimentale de chaque essai est calculée selon:

$$D_{exp} = \frac{N_{exp}}{N_{th}} \quad (6.1)$$

où N_{exp} est le nombre de cycles obtenu expérimentalement lors de l'essai et N_{th} est la valeur théorique donnée par la courbe de fatigue à 50% de probabilité de rupture selon Miner. Le Tableau 6.3 présente la somme de dommage expérimentale moyenne pour chaque soudeur.

Tableau 6.3- Somme de dommage expérimentale moyenne des échantillons fabriqués par chacun des soudeurs

Soudeur no.	$D_{exp, moy}$
1	0,86
2	1,09
3	1,19
4	1,41

On remarque que le soudeur numéro 1 fabrique des structures dont la durée de vie moyenne est inférieure à la somme de 1 prédite par la règle de Miner. Les soudeurs 2 et 3 fabriquent des structures dont la durée de vie moyenne est près de 1, tandis que celles fabriquées par le soudeur 4 possèdent une durée de vie moyenne 41% plus élevée que la

somme de dommage de 1. Ceci est en accord avec les mesures de rayons de raccordement effectuées à la section 5.1, où le soudeur 4 produisait des cordons avec des rayons de raccordement plus grands, ce qui est bénéfique à la tenue en fatigue.

6.1.5 Validation de la méthode

La validation de la méthode de calcul des contraintes et de la courbe S-N obtenue expérimentalement est effectuée dans un premier temps sur des structures en T complexes. Deux nouveaux échantillons (T07 et T08) sont utilisés. Ceux-ci sont composés de tubes à diamètre, paroi et géométrie de section variables. Le procédé de fabrication et les matériaux utilisés sont les mêmes que pour l'échantillon T01, ayant servi pour l'obtention de la courbe S-N. La Figure 6.6 montre ces deux échantillons complexes comparés à l'échantillon T01.



Figure 6.6- Échantillons utilisés pour la validation de la méthode

L'échantillon T07 correspond à la jonction « tube de selle/boîtier de pédalier » d'un cadre de vélo de montagne Devinci. L'échantillon T08 correspond pour sa part à la jonction « tube diagonal/colonne de direction ».

Le calcul des contraintes est effectué selon la méthode présentée à la section 5.3 pour ces deux nouveaux échantillons. Le modèle d'éléments finis montre que la valeur de contrainte locale maximale se situe dans le rayon de raccordement du tube de renfort pour les deux échantillons, contrairement à T01 pour lequel la valeur maximale est dans le tube de corde. La Figure 6.7 donne un aperçu de la distribution de contrainte locale de von Mises dans ces échantillons.

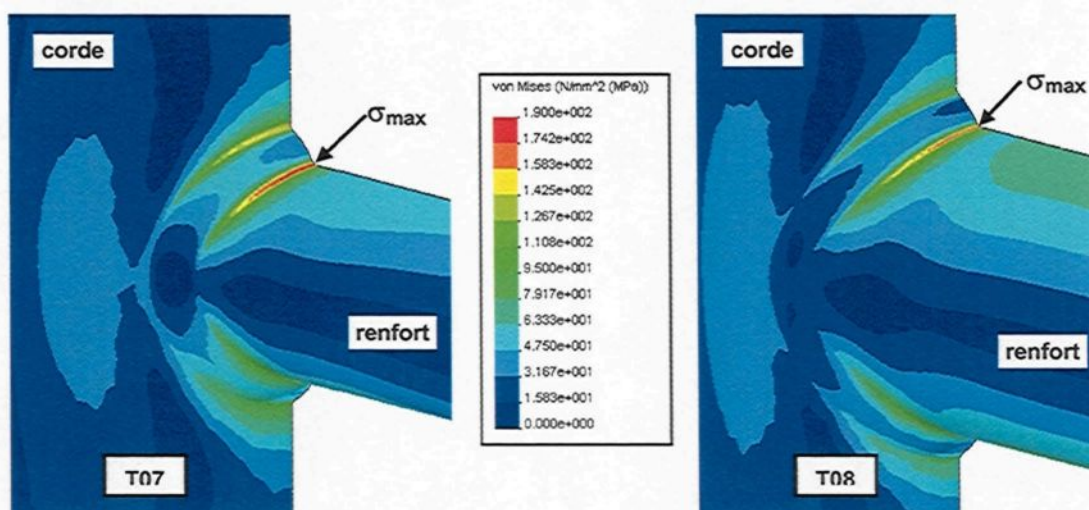


Figure 6.7- Distribution locale des contraintes dans les échantillons T07 et T08

Lors des essais, quatre exemplaires de chaque échantillon sont soumis au cas de chargement de flexion plane décrit précédemment, et ce pour des niveaux de contrainte différents. La Figure 6.8 montre les durées de vie obtenues en fonction de la contrainte maximale dans le rayon de raccordement du tube de renfort. Les résultats des essais (T071 à T074, T081 à T084) sont tracés à travers le nuage de points de la courbe S-N à 50% de probabilité de rupture.

Dans tous les cas, l'amorçage et la propagation de la fissure ont lieu exactement dans la zone de contrainte maximale prédite par le modèle d'éléments finis, soit le rayon de raccordement du tube de renfort.

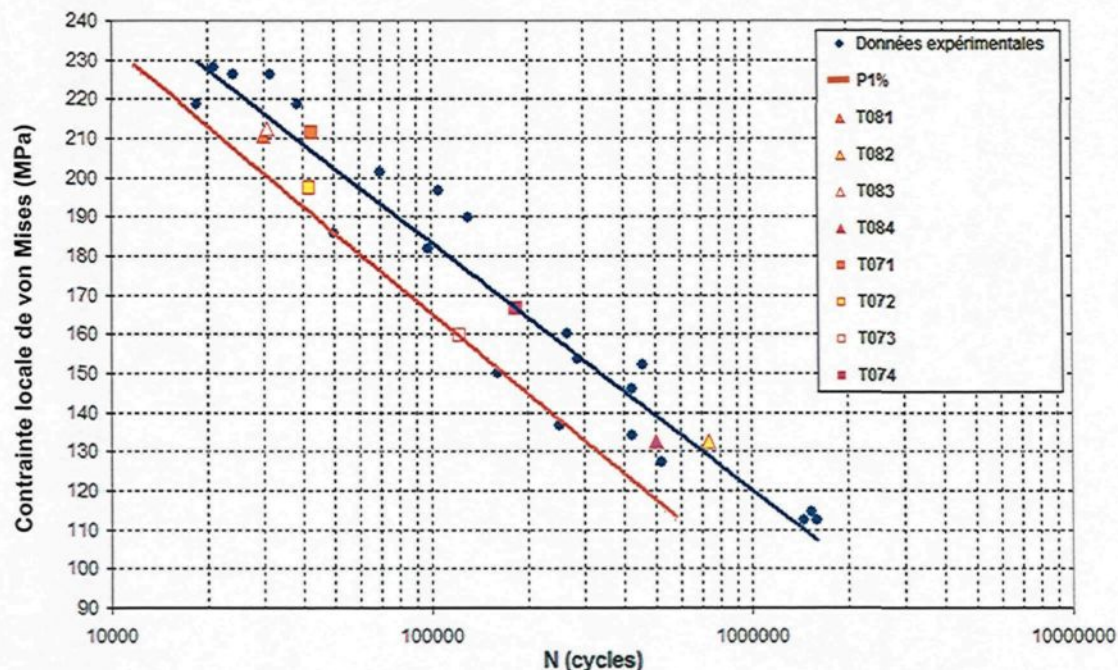


Figure 6.8- Résultats des essais de validation tracés au travers du nuage de points de la courbe S-N

Les résultats ci-dessus démontrent que la méthode de calcul des contraintes locales en pied de cordon de soudure s'applique à des structures de géométrie un peu plus complexe. En effet, les durées de vie obtenues lors des essais sur les échantillons T07 et T08 sont toutes contenues à l'intérieur du nuage de point des durées de vie des essais de la courbe S-N sur T01. Ces résultats sont d'ailleurs tous contenus dans l'intervalle de confiance à 1% de probabilité de rupture. Ceci est en accord avec le fait que l'amorçage de fissure est un phénomène local gouverné davantage par la taille du rayon de raccordement en pied de cordon que par la géométrie globale de la structure.

6.2 Essais de fatigue sur des cadres de vélo

Des essais de fatigue à amplitude constante sont effectués sur des cadres de vélo Devinci réels afin de vérifier si la méthode s'applique à des cas de chargement et à des structures plus complexes que les échantillons en T.

6.2.1 Échantillon à l'étude

Tel que décrit à la sous-section 5.3.2, le cadre de vélo à l'étude est un Devinci Desperado SL 2007. Il est fabriqué à partir des mêmes matériaux et selon les mêmes méthodes que les échantillons en T. La Figure 6.9 montre ce cadre.



Figure 6.9- Cadre de vélo Devinci Desperado SL 2007 (source : www.devinci.com)

Il s'agit d'un cadre de compétition haute performance de type « cross-country ». Ces cadres sont fortement sollicités en pédalage par des athlètes de haut niveau.

6.2.2 Montage expérimental et cas de chargement

La Figure 6.10 montre le montage expérimental utilisé lors des essais sur les cadres de vélo. Il s'agit du banc d'essai de pédalage de Cycles Devinci. Les conditions aux limites imposées au cadre sont les mêmes que celles du modèle d'éléments finis présenté à la sous-section 5.3.2.1. Les vérins, ainsi que le système de contrôle et d'acquisition de données sont les mêmes que ceux utilisés lors des essais sur les échantillons en T. Le cas de chargement simule le pédalage en position debout, soit lors d'un sprint ou en montée. Les vérins appliquent des forces cycliques variant de 0 à la valeur de force maximale et ce, en alternance sur chaque pédale. La fréquence de cyclage est de 4 Hz. Ceci entraîne

un rapport des contraintes de $R \approx -1$ au niveau de la jonction du boîtier de pédalier, qui est la partie la plus sollicitée du cadre lors du pédalage.



Figure 6.10- Montage expérimental utilisé pour les essais sur des cadres de vélo

6.2.3 Validation des contraintes

Des rosettes composées de trois jauges de déformation uniaxiales sont posées sur l'un des cadres afin de valider les contraintes nominales obtenues avec le modèle d'éléments finis. La jauge centrale de chaque rosette est alignée selon l'axe longitudinal du tube sur lequel elle est installée. Une première rosette est fixée du côté droit du tube de selle (R1), une seconde est installée du côté gauche du même tube (R2), tandis que deux autres sont installées sur la face externe de chaque tube de base (R3 et R4). La Figure 6.11 montre l'emplacement des rosettes.

Une charge statique augmentant de 0 à 340 lbf (1512 N) est appliquée sur chaque pédale, en alternance. Les déformations sont mesurées pour chacun de ces deux cas de chargement afin de calculer les contraintes. Le Tableau 6.4 présente les contraintes de von Mises obtenues expérimentalement, comparées aux valeurs calculées par le modèle

d'éléments finis aux endroits correspondants. La différence entre les valeurs mesurées et calculées est définie comme étant :

$$\text{diff (\%)} = \frac{(\sigma_{n,\text{exp}} - \sigma_{n,\text{MEF}})}{\sigma_{n,\text{exp}}} \times 100 \quad (6.2)$$

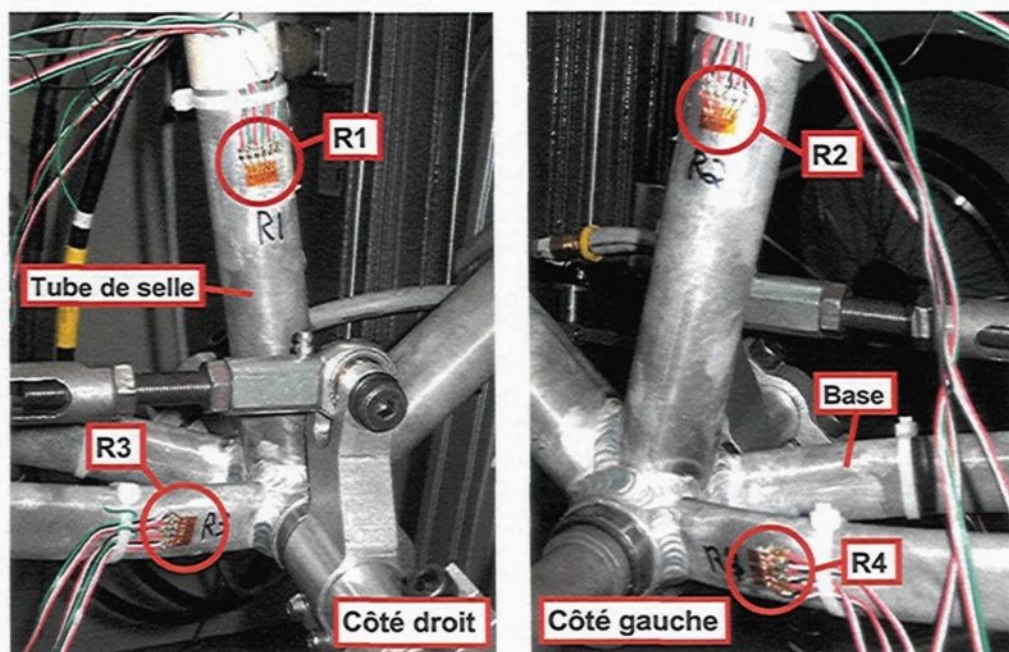


Figure 6.11- Emplacement des rosettes utilisées pour valider les contraintes nominales données par le modèle d'éléments finis

Tableau 6.4- Comparaison entre les contraintes de von Mises mesurées et celles calculées par le modèle d'éléments finis

Point de mesure	Force sur la pédale droite			Force sur la pédale gauche		
	$\sigma_{n,\text{exp}}$ (MPa)	$\sigma_{n,\text{MEF}}$ (MPa)	Diff. (%)	$\sigma_{n,\text{exp}}$ (MPa)	$\sigma_{n,\text{MEF}}$ (MPa)	Diff. (%)
R1	141	119	16	118	99	16
R2	123	105	15	136	109	21
R3	105	96	8	13	17	33
R4	93	90	3	13	12	6
	Moyenne :		10	Moyenne :		19

Le Tableau 6.4 montre qu'en moyenne, il y a une bonne concordance entre les valeurs de contraintes nominales mesurées et celle calculées par le modèle d'éléments

finis. En effet, on note une différence moyenne de 10% lors de l'application de force sur la pédale droite et de 19% pour la pédale gauche. Cette différence plus importante pour la pédale gauche s'explique en partie par la présence de friction entre l'axe de pédalier et le boîtier de pédalier lors du test réel. La force appliquée sur la pédale gauche n'est donc pas totalement transmise à la chaîne et de fait, au moyeu arrière.

La moyenne de l'ensemble des différences permet de dire que les valeurs de contrainte calculées sont en général inférieures de 14,5% aux valeurs mesurées par les rosettes ; inversement les contraintes réelles sont donc supérieures à celles calculées. Cela peut être dû à l'effet combiné des jeux mécaniques, des différences géométriques entre le banc réel et le modèle, de l'incertitude des valeurs de forces données par les cellules de charge, ou à des différences de propriétés mécaniques du matériau par rapport au modèle d'éléments finis. Toutefois, compte tenu de la complexité du modèle de simulation et de calcul des contraintes, cette différence est considérée comme acceptable. Les valeurs de contrainte fournies par le modèle d'éléments finis sont donc utilisées en confiance dans la suite de l'étude.

6.2.4 Essais de fatigue

Trois essais de fatigue à amplitude constante sont effectués sur des cadres de vélo. Un niveau de contrainte différent est appliqué sur chacun. La Figure 6.12 présente les durées de vie obtenues pour ces essais en les ajoutant à la courbe de fatigue obtenue précédemment. Sur cette figure, les essais effectués sur les structures en T simples (T01) sont représentés par des points (●), les essais sur les structures en T plus complexes (T07 et T08) sont représentés par des carrés (□) et des triangles (Δ), puis ceux sur les cadres de vélo correspondent aux losanges (◆).

Dans tous les cas, la fissure est apparue à l'endroit prédit par le modèle d'éléments finis, soit le rayon de raccordement du cordon entre le boîtier de pédalier et le tube de selle, du côté gauche ou du côté droit. La Figure 6.13 montre une fissure typique obtenue lors des essais.

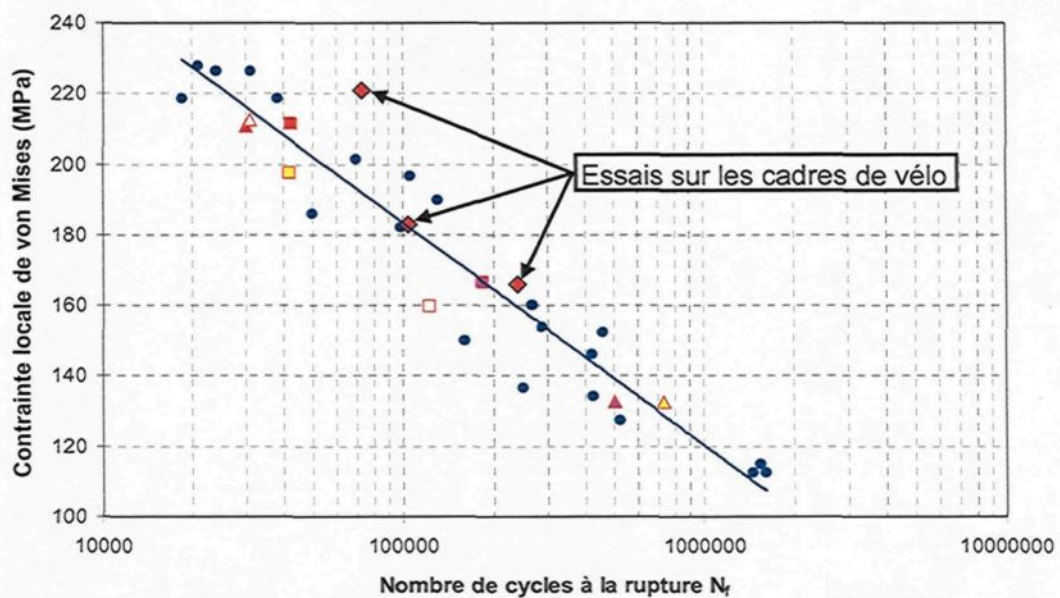


Figure 6.12- Résultats des essais de fatigue à amplitude constante sur les cadres de vélo (♦) comparés aux résultats des essais sur les structures en T



Figure 6.13- Fissure typique obtenue lors des essais

Le Tableau 6.5 compare les durées de vie théorique (N_{th}) et expérimentales (N_{exp}), en plus de présenter la somme de dommage expérimentale (D_{exp}). La durée de vie théorique est obtenue selon la courbe S-N pour une probabilité de rupture de 50% et la théorie de Miner pour une somme de dommage $D_{th} = 1$.

Tableau 6.5- Résultats des essais de fatigue à amplitude constante sur les cadres de vélo

Essai	Soudeur no.	$\sigma_{\text{locale}, p/15}$ (MPa)	$N_{\text{th}, 50\%}$	N_{exp}	$D_{\text{exp}} = N_{\text{exp}} / N_{\text{th}}$
1	4	221	25 350	73 000	2,88
2	3	183	105 050	104 000	0,99
3	2	166	188 000	238 800	1,27
Moyenne:					1,71

La somme de dommage « D_{exp} » moyenne est de 1,71. On remarque que l'essai numéro 1 possède un D_{exp} de 2,88, tandis que les essais 2 et 3 ont des sommes de dommage plus près de 1. Cette tendance est en accord avec ce qui a été observé à la sous-section 6.1.4, où les structures en T fabriquées par le soudeur numéro 4 possédaient une durée de vie moyenne 41% plus élevée que celle prédite par la théorie. Ceci s'explique par la présence de rayons de raccordement moyens plus grands pour ce soudeur.

Dans les trois cas, la durée de vie est supérieure ou égale à la courbe de probabilité de rupture de 50%. Malgré que le nombre d'échantillons soit faible, ceci s'explique en partie par le fait que les cadres de vélo sont moins sensibles à l'apparition d'une fissure que les structures en T. En effet, les fissures obtenues lors de l'arrêt du test pour les cadres de vélo sont beaucoup plus importantes que celles sur les structures en T, et ce pour un même critère d'arrêt. Les essais sur les cadres de vélo tolèrent donc une propagation de fissure plus importante avant l'atteinte de la diminution de force appliquée de 15%. Si le critère d'arrêt utilisé lors des essais sur les cadres de vélo avait été d'avoir une longueur de fissure égale à la longueur moyenne obtenue sur les structures en T, les durées de vie présentées au Tableau 6.5 auraient probablement été un peu plus basses.

Malgré le faible nombre d'essais effectués, ces résultats permettent de conclure que la règle de Miner est applicable à la courbe S-N à 50% de probabilité de rupture obtenue expérimentalement afin de prédire la durée de vie des cadres de vélo Devinci soumis à des cas de chargement d'amplitude constante.

Ces résultats prouvent également que la méthode de calcul des contraintes locales aux joints soudés proposée dans le cadre de ce projet est applicable à des structures tubulaires à parois minces aussi complexes qu'un cadre de vélo. Toutefois, il est conseillé d'utiliser uniquement des niveaux de contraintes contenus à l'intérieur du domaine de la courbe S-N.

7 ESSAIS DE FATIGUE A AMPLITUDE VARIABLE

La méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue développée pour des cas de chargement d'amplitude constante est appliquée à des cas de chargement d'amplitude variable. Ce chapitre présente les essais expérimentaux effectués sur des échantillons en T et sur des cadres de vélo, ainsi que la règle d'endommagement retenue.

7.1 Spectres de chargement

Trois spectres de chargement différents sont utilisés pour les essais expérimentaux. Les deux premiers proviennent directement d'essais d'acquisition de données effectués par Devinci avec un vélo instrumenté de route. Ces spectres représentent les forces appliquées aux pédales par un cycliste de haut niveau, puis par un cycliste moyen. Un troisième spectre est élaboré à partir des deux premiers afin de représenter le cas typique d'un cycliste de bas niveau.

Les trois spectres représentent chacun 45 minutes d'utilisation réelle d'un vélo sur un parcours routier varié contenant des montées, des descentes et du plat. Pour simplifier le problème et faciliter les comparaisons, le nombre de cycles total de chaque spectre est arrondi à 4000 et le nombre de plages d'amplitude de force est regroupé en 4 divisions. Les spectres initiaux de force de pédalage sont transformés en spectres de contrainte en supposant que la force maximale mesurée avec le vélo instrumenté entraîne un niveau de contrainte correspondant à la limite supérieure du domaine de la courbe S-N, soit 230 MPa. La valeur de contrainte minimale des spectres de chargement est fixée à 125 MPa, ce qui correspond à la limite inférieure du domaine de validité de la courbe S-N. La Figure 7.1 montre ces spectres.

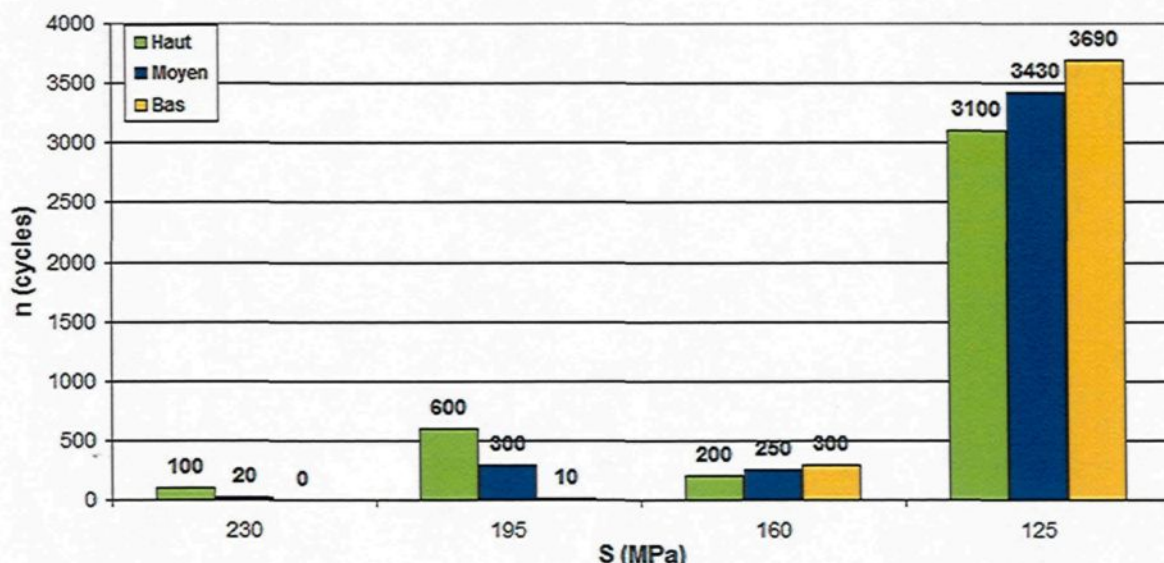


Figure 7.1- Comparatif entre les spectres de chargement pour des niveaux de performance haut, moyen et bas

La Figure 7.1 montre bien les différences entre les niveaux de performance des cyclistes. Le niveau « haute performance » (HP) contient plus de valeurs à haute et moyenne contrainte, tandis que le niveau « basse performance » (BP) contient presque exclusivement des valeurs de faible contrainte. Le niveau « moyenne performance » (MP) se situe entre les deux.

7.2 Calcul de l'endommagement cumulatif théorique

La règle du dommage cumulatif linéaire de Miner est utilisée en première approximation afin d'estimer les durées de vie des structures en T soumises aux spectres de chargement. Les contraintes dans la structure sont celles obtenues avec le modèle d'éléments finis pour un maillage raffiné à $p/15$ dans les rayons de raccordement en pied de cordon. Le nombre de cycles « N » toléré par la courbe S-N à un niveau de contrainte donné est obtenu par l'équation de la courbe à 50% de probabilité de rupture présentée à la sous-section 6.1.4. Le Tableau 7.1 montre le calcul de la fraction de dommage « d » causé par une boucle de 4000 cycles de chaque spectre de chargement, ainsi que le ratio de dommage en pourcentage causé par chaque niveau de contrainte à l'intérieur d'un spectre.

Tableau 7.1- Calcul de la fraction de dommage théorique causée par une boucle de 4000 cycles de chaque spectre selon Miner

Contrainte (MPa)	n	N _{P50%}	n/N	ratio de dommage du niveau de contrainte dans la boucle (%)
Spectre no. 1 : haute performance				
230	100	24247	0.004124	21
195	600	61078	0.009824	51
160	200	184800	0.001082	6
125	3100	735704	0.004214	22
Fraction de dommage « d » :			0.019244	100
Spectre no. 2 : moyenne performance				
230	20	24247	0.000825	7
195	300	61078	0.004912	42
160	250	184800	0.001353	12
125	3430	735704	0.004662	40
Fraction de dommage « d » :			0.011752	100
Spectre no. 3 : basse performance				
230	0	24247	0.000000	0
195	10	61078	0.000164	2
160	300	184800	0.001623	24
125	3690	735704	0.005016	74
Fraction de dommage « d » :			0.006803	100

La théorie de Miner stipule qu'il y a rupture lorsque la somme des fractions de dommage « D » est égale à 1, soit $D = \sum d = 1$. Il faut donc répéter les boucles ci-dessus un certain nombre de fois pour obtenir la rupture de l'échantillon. Le Tableau 7.2 montre le nombre théorique de boucles à compléter pour chaque spectre, afin d'obtenir la rupture.

Tableau 7.2- Nombre théorique de boucles à répéter pour obtenir la rupture de l'échantillon selon la règle de Miner linéaire

Spectre de chargement	Nombre de boucle théorique à la rupture selon Miner « N _{b,th} », P50% (D = $\sum d = 1$)
haute performance (HP)	52
moyenne performance (MP)	85
basse performance (BP)	147

Les essais de fatigue à amplitude variable sur les structures en T permettent de comparer le nombre de boucles réel au nombre théorique calculé au Tableau 7.2. La section suivante présente ces essais.

7.3 Essais de fatigue sur des structures en T

Le montage et le cas de chargement de flexion plane utilisés lors des essais de fatigue à amplitude variable sont les mêmes que lors des essais à amplitude constante. L'échantillon de test est également le même, soit T01. Le critère d'arrêt du test est une diminution de force de 15% pour un déplacement demeurant fixe.

Lors des essais, un spectre est appliqué en boucle jusqu'à la rupture de l'échantillon, tel qu'illustré à la Figure 7.2. Le nombre de boucles à la rupture « $N_{b,exp}$ » est comparé au nombre théorique « $N_{b,th}$ » estimé selon la règle de Miner à la section précédente, afin de calculer la somme de dommage expérimentale « D_{exp} ».

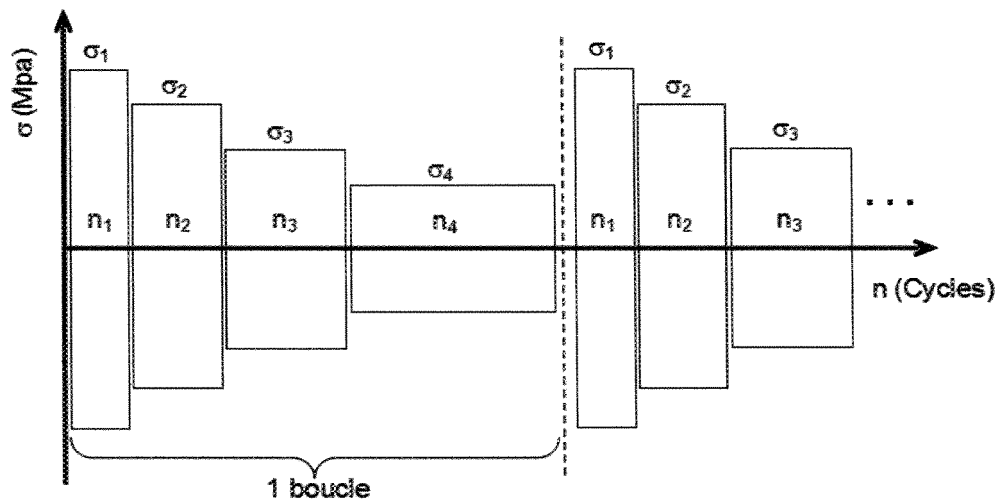


Figure 7.2- Exemple d'application en boucle d'un spectre de chargement

Un total de onze essais est effectué, soit quatre échantillons pour le spectre HP, quatre échantillons pour le spectre MP et trois échantillons pour le spectre BP. Le nombre d'essais pour le spectre BP est moindre étant donné la longueur du test et la disponibilité limitée du montage expérimental. Les soudeurs 1, 2 et 3 ont fabriqué chacun trois échantillons, soit un par spectre de chargement. Le soudeur 4 a fabriqué deux échantillons qui sont testés à haute et moyenne performance uniquement.

Le Tableau 7.3 présente les résultats obtenus en fonction de l'estimation du nombre de boucles théorique selon la règle de Miner linéaire et une somme de dommage de 1.

Tableau 7.3- Résultats des essais de fatigue à amplitude variable sur les structures en T

spectre	$D_{exp} = N_{b,exp} / N_{b,th}$			
	min	max	écart type	moyenne
HP (4 essais)	0,77	2,82	0,93	1,50
MP (4 essais)	1,00	1,73	0,33	1,36
BP (3 essais)	0,86	1,87	0,54	1,26
Tous les essais confondus (11 essais)	0,77	2,82	0,60	1,37

Le Tableau 7.4 montre les sommes de dommage moyennes obtenues par soudeur.

Tableau 7.4- Somme de dommage expérimentale moyenne des échantillons fabriqués par chacun des soudeurs

Soudeur no.	$D_{exp, moy}$
1	0,94
2	1,17
3	1,31
4	2,14

Ces résultats permettent de constater que la règle du dommage cumulatif linéaire de Miner entraîne un calcul de la somme de dommage expérimentale moyenne de 1,37 avec un écart type de 0,60 et des valeurs minimales et maximales de 0,77 et 2,82. Les résultats semblent se rapprocher de la somme de dommage de 1 lorsque le niveau de performance diminue.

Ceci démontre que la règle de Miner linéaire permet une estimation correcte de la durée de vie des échantillons de structures en T testés sous chargement d'amplitude variable. Ceci est en accord avec Grover [56], selon lequel les résultats d'essais pour des spectres « biens mélangés » à plusieurs niveaux de contrainte répétés en boucle s'approchent de ceux prédits par la relation linéaire de Miner. Les essais effectués ne semblent donc pas influencés outre mesure par l'effet de séquence des niveaux de contrainte. Toutefois, la règle de Miner linéaire a tendance à sous-estimer la durée de vie ; elle permet donc des prédictions conservatrices.

On remarque également que l'influence du soudeur est assez marquante. En effet, le soudeur numéro 1 fabrique des échantillons avec une somme de dommage moyenne de 0,94, tandis que la somme de dommage moyenne des échantillons fabriqués par le soudeur numéro 4 est de 2,14. Ceci est en accord avec l'ensemble des résultats obtenus jusqu'à présent et confirme que l'habileté du soudeur est un paramètre majeur de la tenue en fatigue d'une structure tubulaire soudée.

7.4 Essai de fatigue sur des cadres de vélo

Afin de vérifier le fonctionnement de la méthode sur des structures complexes, les trois spectres de chargement de la Figure 7.1 sont appliqués directement à des cadres de vélo. Le modèle de cadre et le montage expérimental sont les mêmes que lors des essais à amplitude constante.

La relation entre la force appliquée sur la pédale et la valeur de contrainte maximale dans le rayon de raccordement du tube de selle est celle obtenue avec le modèle d'éléments finis, soit 0,133 MPa/N. Les valeurs de force appliquées par les vérins sont ajustées en conséquence pour obtenir les 4 niveaux de contrainte locale des spectres.

Étant donné le nombre limité de cadres à tester, seulement deux essais sont effectués pour le spectre HP et deux autres pour le spectre MP. Aucun essai n'est effectué pour le spectre BP étant donnée la trop grande durée estimée du test. Chacun des cadres est fabriqué par un soudeur différent.

Lors du premier essai, une défaillance de la machine de test entraîne l'élimination du premier échantillon au spectre HP, soit le cadre fabriqué par le soudeur numéro 3. Le Tableau 7.5 présente les résultats des trois essais restants. La durée de vie théorique est estimée à l'aide de la règle de Miner linéaire et de la courbe de fatigue pour une probabilité de rupture de 50% obtenue lors des essais à amplitude constante sur les structures en T.

Dans tous les cas, la fissure est apparue à l'endroit prédit par le modèle d'éléments finis, soit la forte concentration de contrainte dans le rayon de raccordement du tube de selle, à la jonction avec le boîtier de pédalier (voir Figure 6.13).

Tableau 7.5- Résultats des essais de fatigue à amplitude variable sur les cadres de vélo

Essai no.	spectre	soudeur	N_{th} (cycles)	N_{exp} (cycles)	D_{exp} = N_{exp} / N_{th}
2	HP	4	249 000	382 000	1,53
3	MP	2	552 000	1 132 000	2,05
4	MP	1	403 000	572 000	1,42
Moyenne :					1,67
Écart type :					0,34

Ces résultats sont du même ordre que ceux obtenus lors des essais à amplitude variable sur les structures en T. Bien que le nombre d'essais soit limité, on obtient une somme de dommage expérimentale moyenne de 1,67 avec un écart type de 0,34, comparativement à 1,37 et 0,60 pour les structures en T. La méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue développée au cours de ce projet est donc applicable aux structures complexes telles que les cadres de vélo.

Comme il a été observé à la sous-section 6.2.4, la somme de dommage expérimentale moyenne des essais à amplitude variable sur les cadres de vélo est plus élevée que celle obtenue pour les structures en T. Ceci tend à confirmer l'hypothèse selon laquelle les cadres de vélo sont moins sensibles à la taille de la fissure, ce qui retarde l'atteinte du critère d'arrêt.

Tel que cité précédemment, l'utilisation de la règle du dommage cumulatif de Miner linéaire tend à fournir des prédictions conservatrices, mais tout de même assez juste de la durée de vie. En effet, la somme de dommage moyenne de l'ensemble des essais à amplitude variable (structures en T et cadres de vélo) est de 1,44 avec un écart type de 0,56. Dans une optique d'optimisation structurale poussée telle que la conception des cadres de vélo, il est intéressant d'utiliser une loi d'endommagement moins conservatrice, permettant de prédire plus fidèlement la durée de vie en fatigue. La section suivante présente l'étude de deux lois d'endommagement supplémentaires afin de raffiner la prédiction de durée de vie en fatigue sous chargement d'amplitude variable.

7.5 Identification d'une règle d'endommagement appropriée

Deux autres règles de calcul du dommage cumulatif sont appliquées aux essais effectués dans le cadre du projet afin d'améliorer la prédiction de la durée de vie. La première règle est la règle de Miner non-linéaire, tandis que la deuxième est la règle de Marco et Starkey.

7.5.1 Règle de Miner non-linéaire

L'application de la règle de Miner non-linéaire s'effectue de la même façon que la règle linéaire, à l'exception de l'ajout d'un exposant à la fraction n/N , soit :

$$D = \sum \left(\frac{n}{N} \right)^e = 1 \quad (7.1)$$

L'exposant doit être supérieur à 1 et a pour effet de tenir compte d'une pente d'accumulation du dommage non-linéaire. C'est-à-dire que le taux d'accumulation de dommage est plus faible en début de durée de vie et augmente progressivement jusqu'à la rupture. Ceci simule de façon simplifiée les phénomènes physiques de l'amorçage et de la propagation de fissure. Cette règle non-linéaire possède les mêmes faiblesses que la règle linéaire, soit qu'elle ne tient pas compte de l'effet de séquence, ni de l'effet des cycles en dessous de la limite d'endurance. Toutefois, comme il a été démontré que l'effet de séquence a peu d'influence sur les spectres « bien mélangés », on suppose que la règle non-linéaire permet d'obtenir de bons résultats.

Dans le cadre de cette étude, l'exposant est déterminé à partir des résultats des onze essais à amplitude variable sur les structures en T. Pour ce faire, on fait varier l'exposant jusqu'à l'obtention d'une somme de dommage D_{exp} moyenne pour l'ensemble des essais égale à 1. L'exposant obtenu est $e = 1,062$.

Le calcul de la somme de dommage expérimentale « D_{exp} » est refait pour chaque essai à amplitude variable selon l'équation 7.1 et l'exposant ci-dessus. Les résultats obtenus sont présentés au Tableau 7.6 et comparés à l'estimation faite selon la règle linéaire.

Tableau 7.6- Somme de dommage expérimentale selon la règle de Miner non-linéaire (e = 1,062) comparée à la règle linéaire

Échantillon	D _{exp} , non-linéaire		D _{exp} , linéaire	
	moyenne	Écart type	moyenne	Écart type
Structures en T (11)	1,00	0,42	1,37	0,60
Cadres de vélo (3)	1,18	0,21	1,67	0,34
Ensemble des essais (14)	1,03	0,40	1,44	0,56

Ces résultats démontrent que la règle d'endommagement de Miner non-linéaire avec exposant de 1,062 permet des estimations de durée de vie en fatigue sous chargements d'amplitude variable plus près des valeurs expérimentales. En effet, la somme de dommage D_{exp} moyenne de l'ensemble des essais est de 1,03 avec un écart type de 0,40. Par contre, cette règle de calcul du dommage est moins conservatrice et doit être utilisée avec prudence. En effet, la somme de dommage minimale calculée avec la règle non-linéaire est de 0,56, comparativement à 0,77 pour le même essai calculé selon la règle linéaire.

7.5.2 Règle de Marco et Starkey

La théorie de Marco et Starkey [55] est une règle d'endommagement non-linéaire avec effet de séquence représentée par :

$$D_i = \left(\frac{n_i}{N_i} \right)^{x_i} \quad \text{où} \quad x_i > 1 \quad (7.2)$$

Dans ce cas, l'exposant x_i varie selon le niveau de contrainte appliqué. La mise en œuvre de cette règle est beaucoup plus complexe que celle de la règle de Miner puisque des essais expérimentaux doivent être effectués au préalable afin de déterminer la relation expérimentale entre x_i et la contrainte appliquée « S ». De plus, le calcul de la somme de dommage s'effectue de façon séquentielle en tenant compte de la somme de dommage de tous les cycles effectués avant le bloc « i ». L'équation 7.3 illustre le caractère séquentiel de la méthode, tandis que la référence [57] donne plus de détails quant à son application.

$$D_p = \left(\frac{n_p + n'_p}{N_p} \right)^{x_p} - \sum_{i=1}^{p-1} D_i \quad \text{où} \quad x_p > 1 \quad (7.3)$$

Dans le cadre de ce projet, la règle de Marco et Starkey est utilisée de façon exploratoire puisque la relation entre x_i et le niveau de contrainte est inconnue. Toutefois, comme on sait que $x_i > 1$, on suppose une relation linéaire entre x_i et S variant entre deux valeurs extrêmes.

La première approximation est de faire varier x_i entre 1,062 (la valeur de l'exposant du Miner non-linéaire) et 1,954. Cette variation est proportionnelle à l'inverse du rapport entre les contraintes maximale et minimale des spectres de chargement : $(125/230)^{-1} = 1,84$. L'exposant augmente donc lorsque la contrainte diminue. L'objectif est de faire varier les valeurs de x_i en fonction de S et d'essayer de trouver une relation permettant d'obtenir une somme de dommage D_{exp} moyenne près de 1 pour l'ensemble des essais expérimentaux à amplitude variable effectués dans le cadre de ce projet. Un algorithme programmé sous Matlab permet le calcul de la durée de vie théorique « N_{th} » selon la règle de Marco et Starkey (équation 13) en fonction de la relation choisie entre x_i et S , du spectre de chargement appliqué, ainsi que de la courbe S-N à 50% de probabilité de rupture obtenue lors des essais sur les structures en T.

Plusieurs valeurs de x_i différentes sont essayées, mais les durées de vie théoriques calculées selon la règle de Marco et Starkey ne semblent pas donner un D_{exp} moyen près de 1. En fait, ces durées de vie sont comparables aux valeurs obtenues avec la règle de Miner linéaire. En somme, peu importe la relation choisie pour x_i , les durées de vie calculées selon Marco et Starkey sont toujours très conservatrices et entraînent un D_{exp} moyen supérieur à 1. Ceci est probablement dû au fait que cette règle tient compte de l'effet de séquence. La somme de dommage calculée augmente donc plus rapidement qu'avec la règle de Miner non-linéaire.

Puisque la règle de Miner non-linéaire fonctionne très bien dans le cadre de la méthode développée au cours de ce projet et que la relation expérimentale entre x_i et S est inconnue, les travaux concernant l'application de la règle de Marco et Starkey ne sont pas élaborés davantage. La loi d'endommagement retenue est donc la règle de Miner non-linéaire avec un exposant de 1,062.

8 APPLICATION À UN CAS RÉEL

Ce chapitre présente l'étude de prédiction de la durée de vie en fatigue du cadre de vélo de route Devinci Silverstone SL, soumis aux spectres de chargement mesurés avec le vélo de route instrumenté de Devinci. Ce cadre est fabriqué du même matériau et selon les mêmes méthodes que le Desperado SL présenté aux sections précédentes. On cherche à connaître la durée de vie du cadre telle qu'estimée par la méthode développée au cours de ce projet et à comparer celle-ci à la durée de vie réelle. Ceci permet ensuite de vérifier si le cadre est bien optimisé.

Les hypothèses suivantes sont posées :

- les soudures au boîtier de pédalier sont de type standard (striées) en métal d'apport 4043 ;
- le cadre est soumis au cas de chargement de pédalage complètement alterné : $R = -1$;
- pour fins de comparaison, les courbes de fatigue utilisées sont celles à 10% et à 50% de probabilité de rupture ;
- la règle d'endommagement utilisée est celle de Miner non-linéaire avec exposant de 1,062 ;
- la vitesse moyenne du cycliste de haute performance est de 35 km/h ; celle du cycliste de moyenne performance est de 30 km/h ;
- on suppose une utilisation annuelle allant du mois d'avril au mois d'octobre (7 mois).

8.1 Calcul des contraintes

Le cadre Silverstone SL est modélisé en 3D dans *Solidworks*. Les soudures à la jonction du boîtier de pédalier sont également modélisées selon les paramètres géométriques moyens mesurés à la section 5.1.

Un maillage solide avec des éléments tétraèdres quadratiques et un raffinement local à $p/15$ dans les rayons de raccordement des cordons de soudure est créé. La méthode de calcul des contraintes développée à la section 5.3 est appliquée au modèle du cadre pour

un cas de chargement de pédalage avec une force de 346 lbf (1539 N) sur la pédale droite, ce qui correspond à la plus haute valeur mesurée avec le vélo instrumenté. La Figure 8.1 montre la distribution locale des contraintes de von Mises à la jonction du boîtier de pédalier. La contrainte maximale de tension alternée est de 224 MPa. Celle-ci se retrouve dans le rayon de raccordement du tube de selle, à la soudure le raccordant au boîtier de pédalier.

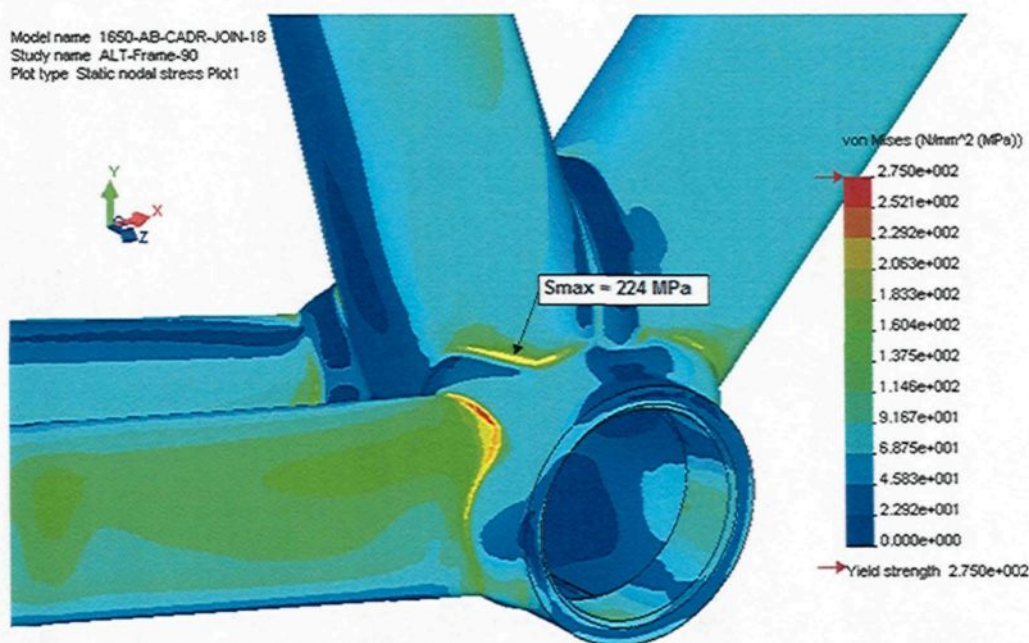


Figure 8.1- Distribution des contraintes locales de von Mises au boîtier de pédalier du cadre Silverstone SL

8.2 Calcul de la durée de vie

Deux calculs de durée de vie sous chargement d'amplitude variable sont effectués; l'un pour le spectre de pédalage « haute performance » et l'autre pour le spectre « moyenne performance ». Pour cette étude, les spectres n'ont pas été simplifiés comme c'était le cas à la section 7.1. Il s'agit donc des spectres originaux mesurés par Devinci lors des essais avec leur vélo de route instrumenté.

Dans les deux cas, la durée de vie est calculée selon la courbe de fatigue pour une probabilité de rupture de 10%, puis celle pour une probabilité de 50%. Le modèle

d'endommagement est la règle de Miner non-linéaire avec exposant de 1,062 (voir la sous-section 7.5.1). Le Tableau 8.1 présente les résultats du calcul de durée de vie.

Tableau 8.1- Résultats de l'estimation de durée de vie du cadre Silverstone SL pour deux spectres de chargement d'amplitude variable différents

Durée de vie	Spectres de chargement			
	Haute performance		Moyenne performance	
	P10%	P50%	P10%	P50%
heures	350	545	625	1 025
km	12 300	19 000	18 725	30 850

Les courbes de fatigue pour différentes probabilités de rupture obtenues au cours de ce projet permettent également d'estimer la durée de vie sous amplitude constante lors du test de pédalage à 300 lbf (1334 N), qui est un standard chez Devinci. Le Tableau 8.2 montre les durées de vies estimées selon les courbes S-N pour différentes probabilités de rupture.

Tableau 8.2- Estimation des durées de vie sous amplitude constante selon différentes probabilités de rupture

F (lbf)	$\sigma_{local, max}$ (MPa)	Durée de vie en nombre de cycles			
		P50%	P10%	P5%	P1%
300	194	66 700	50 500	45 500	37 500

8.3 Discussion

8.3.1 Estimation de la durée de vie sous amplitude variable

Les résultats présentés au Tableau 8.1 montrent que le cadre a une durée de vie deux fois plus longue lorsque soumis au spectre MP, comparativement au spectre HP. En effet, le spectre MP entraîne une estimation de durée de vie entre 600 et 1000 heures d'utilisation, ce qui se traduit par environ 19 000 à 31 000 km. Bien qu'aucun cadre Silverstone SL n'ait été retourné en garantie jusqu'à présent étant donné la mise en marché assez récente de ce produit (2006), cette durée de vie est en accord avec ce à quoi on peut s'attendre pour ce type de cadre selon les experts de Devinci. En moyenne, un utilisateur représentatif du spectre MP effectue environ 4000 km annuellement, ce qui

donne une durée de vie comprise entre 5 et 7 ans. Ce cadre semble donc bien optimisé pour un utilisateur de type « moyenne performance ».

L'estimation de durée de vie pour le spectre HP prédit entre 350 et 550 heures d'utilisation. Ceci se traduit par environ 12 000 à 19 000 km. En supposant qu'un athlète « haute performance » effectue 10 000 km annuellement, le cadre aurait une durée de vie comprise entre 1 et 2 ans. Une fois de plus, ceci est en accord avec les observations faites par les experts de Devinci au cours des années, c'est-à-dire qu'un athlète de haut niveau réussira à briser un cadre d'aluminium en fatigue au bout de deux ans. Ceci explique le fait que les cadres de route haute performance offerts dans l'industrie cycliste sont fabriqués de fibre de carbone. Le cadre du Silverstone SL n'est donc pas conçu pour une utilisation de type « haute performance ».

8.3.2 Estimation de la durée de vie sous amplitude constante

Lors du développement du cadre Silverstone SL, l'un des premiers prototypes a été soumis au test de pédalage de 300 lbf jusqu'à rupture. Ce cadre a été fabriqué par un sous-traitant asiatique, mais les soudures au boîtier de pédalier sont tout de même de type standard strié en apport 4043.

La durée de vie de ce cadre prototype au test de pédalage est de 27 500 cycles. Cette valeur est inférieure à la prédiction de durée de vie de la courbe à 1% de probabilité de rupture qui est de 37 500 cycles. Ceci s'explique par le fait que le cadre prototype possédait des défauts de soudure à la jonction du boîtier de pédalier entraînant une diminution d'environ 50% de l'épaisseur locale du tube de selle à l'endroit où la fissure est apparue. La Figure 8.2 montre la fissure obtenue au boîtier de pédalier, ainsi que le défaut de soudure interne ayant causé son apparition prématurée.



Figure 8.2- Fissure au boîtier de pédalier d'un cadre Silverstone SL prototype (gauche) et défaut de soudure interne ayant causé l'apparition prématurée de la fissure (droite)

On peut croire que le cadre aurait eu une durée de vie minimale comprise entre 37 500 et 67 700 cycles sans ce défaut. Toutefois, aucun autre résultat de test effectué chez Devinci ne permet de conclure à ce sujet.

En conclusion, l'application de la méthode développée au cours de ce projet pour l'estimation de durée de vie en fatigue du cadre de route Devinci Silverstone SL a permis de constater que :

- le cadre est bien optimisé pour des cyclistes de niveau de performance moyen ;
- le cadre n'est pas conçu pour une utilisation à long terme par des cyclistes de haute performance ;
- la méthode proposée permet seulement une estimation de la durée de vie en fatigue de structures possédant des soudures avec des défauts minimes, et ce lors du processus de conception. Il est toutefois impératif d'effectuer des essais en laboratoire afin de valider la qualité de fabrication des prototypes. Il est également recommandé d'effectuer ces essais sur plus d'un vélo, étant donné la forte dispersion statistique des résultats.

9 RECOMMANDATIONS ET CONCLUSION

9.1 Recommandations

Aux chapitres précédents, il a été démontré que la méthode proposée fonctionne pour la prédiction de la durée de vie en fatigue des cadres de vélo soumis à des cas de chargement d'amplitude constante, puis variable. Toutefois, certaines recommandations peuvent être faites afin de l'améliorer. Cette section présente une discussion quant aux possibilités d'optimisation de la méthode afin de faciliter sa mise en application et de maximiser sa précision.

9.1.1 Augmentation du nombre d'échantillons testés

Un moyen relativement simple d'améliorer la précision de la méthode pour la prédiction de la durée de vie en fatigue des cadres de vélo sous amplitude variable est d'augmenter le nombre d'échantillons de cadres testés. Puisque l'exposant de la règle de Miner non-linéaire a été obtenue à partir des résultats d'essais sur les structures en T, il serait intéressant de répéter l'exercice en se basant cette fois sur plusieurs essais appliqués aux cadres de vélo.

9.1.2 Modification du critère d'arrêt lors des essais sur les cadres de vélo

Les essais de fatigue à amplitude constante et variable effectués sur les cadres de vélo ont démontré que les sommes de dommage expérimentales moyennes obtenues sont plus élevées que celles des structures en T. Ceci a été expliqué par le fait que les cadres sont moins sensibles à la propagation d'une fissure de longueur importante, ce qui retarde l'atteinte du critère d'arrêt.

En effet, les fissures obtenues sur les cadres lors des essais sont représentatives de ce qui est observé chez Devinci sur les cadres de vélo en retour de garantie, sauf qu'elles sont plus longues et plus marquées. En général, un cycliste décèle une fissure sur son cadre avant qu'elle n'atteigne la taille de celles observées au cours de ce projet.

Il serait donc opportun de modifier le critère d'arrêt du test pour les cadres de vélo. Pour ce faire, on peut diminuer le critère d'arrêt automatique du banc de test de 15% à 5% de diminution de force, par exemple. La nouvelle valeur choisie doit par contre être validée par d'autres essais en laboratoire afin de s'assurer que les fissures obtenues sont approximativement de la même taille que celles sur les cadres en retour de garantie. Cette façon de faire risque par contre d'être difficile à mettre en œuvre étant donné la variation tout de même importante (± 5 lbf) des valeurs mesurées par les cellules de charge des vérins lors d'un test à cause du bruit électrique.

Une autre façon de faire est d'adopter un critère d'arrêt visuel. Ainsi, une personne doit inspecter la structure de façon ponctuelle lors d'un essai afin de noter l'apparition de fissures. Cette personne arrête l'essai lorsqu'une fissure atteint la taille représentative de celles observées sur les cadres en garantie.

9.1.3 Représentativité des spectres de chargement

Le paramètre majeur pour une bonne estimation de la durée de vie en fatigue sous amplitude variable est de connaître les spectres de chargement représentatifs de l'utilisation réelle. Une optimisation structurale avancée est impossible sans ces informations. Devinci possède ce type de données, mais en quantité limitée. Bien qu'il soit quasi impossible de mesurer des cas de chargement représentatifs de tous les types de cyclistes et de tous les types de terrain, il est important d'effectuer le plus grand nombre de séances d'acquisition de données possible lors d'essais sur le terrain.

Il est également primordial de connaître l'utilisation typique ainsi que les attentes des utilisateurs face au produit (le cadre dans ce cas). Le nombre d'heure moyen d'utilisation annuelle (ex : 100 h/année), ainsi que la durée de vie voulue (ex : 10 ans) sont deux

paramètres importants dans le dimensionnement et l'optimisation structurale d'un cadre en fonction de la durée de vie en fatigue. Il serait intéressant pour Devinci de se doter d'une base de données contenant ces informations pour un grand nombre de ses clients.

9.1.4 Utilisation d'une règle d'endommagement non-linéaire avec effet de séquence

Il a été démontré que la règle du dommage cumulatif de Miner non-linéaire avec un exposant de 1,062 permet des estimations réalistes des durées de vie moyennes d'un nombre limité d'essais (14 échantillons). Toutefois, l'écart type observé sur la somme de dommage moyenne de l'ensemble des résultats est assez élevé (0,40).

La règle d'endommagement de Marco et Starkey n'a pas été appliquée avec succès dans le cadre de ce projet, par manque de données spécifiques et de temps. Malgré cela, il serait intéressant d'étudier davantage une règle d'endommagement tenant compte du niveau de contrainte et de l'effet de séquence. Une telle règle permettrait peut-être des prédictions plus justes des durées de vie avec un écart type moindre.

9.1.5 Obtention de courbes S-N pour d'autres cas de chargement et types de soudure

La méthode proposée dans le cadre de ce projet s'intéresse uniquement aux joints à 90° avec soudures striées en métal d'apport 4043, soumis à un cas de chargement de flexion plane complètement alternée ($R = -1$). Pour l'utilisation de cette méthode chez Devinci, il est nécessaire d'obtenir les courbes de fatigue pour d'autres types de joints (bout-à-bout, à angle, etc), d'autres types de soudures (refondue, grenillée, autre métal d'apport) et d'autres rapports de chargement ($R = 0$, $R = -0,5$). Pour ce faire, il suffit de reproduire la méthode proposée sur des structures soudées simples représentatives des nouveaux paramètres étudiés.

9.1.6 Automatisation de la méthode

Un moyen simple permettant de simplifier l'application de la méthode chez Devinci est d'automatiser les calculs de prédiction de la durée de vie à l'intérieur d'un utilitaire

informatique. Avant même la modélisation 3D et les analyses par éléments finis, le concepteur pourrait fournir au logiciel le spectre de chargement et la durée de vie voulue (en heures), en plus de lui indiquer la courbe de fatigue à utiliser (rapport de chargement et probabilité de rupture). L'utilisateur effectuerait instantanément les calculs et indiquerait la contrainte à ne pas dépasser pour le cas de chargement maximal du spectre. Le concepteur pourrait alors procéder à la modélisation et aux calculs des contraintes en connaissant la valeur maximale à ne pas dépasser afin d'obtenir la durée de vie voulue.

9.1.7 Obtention d'une courbe S-N pour $R = -0,91$

Puisque le rapport de chargement réel calculé par le modèle d'éléments finis à la base du tube de selle pour le cas de chargement de pédalage est de $-0,91$, il serait possible d'optimiser encore davantage la méthode en utilisant une courbe S-N obtenue spécifiquement pour ce rapport de chargement. Ceci nécessiterait cependant au moins une douzaine d'autres essais de fatigue sur des structures en T.

9.2 Rétrospective

Ce travail de recherche avait pour objectif de développer une méthode pratique de prédiction de la durée de vie en fatigue de structures d'aluminium tubulaires soudées à parois minces. Cette étude ayant été réalisée en partenariat avec Cycles Devinci, la méthode a été appliquée spécifiquement au dimensionnement des cadres de vélo.

Une analyse métallurgique a tout d'abord été effectuée sur un échantillon de cadre de vélo fissuré en conditions réelles d'utilisation. Cette étude a démontré qu'il s'agissait bien d'un cas de fatigue causé par la concentration de contrainte dans le rayon de raccordement du cordon de soudure dans la zone d'amorçage, sans effets métallurgiques.

Un modèle de calcul des contraintes locales aux joints soudés par éléments finis a été développé. Celui-ci a été validé par des essais de fatigue de flexion plane complètement alternée sur 21 structures soudées simples en forme de « T », fabriquées chez Devinci de façon à être représentatives des cadres de vélo. Une courbe S-N de contrainte locale

complètement alternée a ainsi été obtenue pour une probabilité de rupture de 50%. Une analyse statistique des résultats d'essai a permis l'obtention des courbes pour des probabilités de rupture de 10%, 5% et 1%.

La méthode de calcul des contraintes, ainsi que les courbes de fatigue ont été validées par des essais de fatigue à amplitude constante sur huit structures en T plus complexes, puis sur trois cadres de vélo soumis au cas de chargement de pédalage. Les résultats obtenus ont montré la pertinence d'utiliser des structures simples et un modèle de calcul des contraintes locales pour le développement de la méthode.

La méthode a ensuite été appliquée à l'estimation de durée de vie en fatigue sous chargement d'amplitude variable. Pour ce faire, trois spectres de chargement mesurés par Devinci en conditions réelles d'utilisation avec un vélo de route instrumenté ont été utilisés. Ces spectres représentent des cyclistes de « haute performance », « moyenne performance » et « basse performance ». La règle du dommage cumulatif linéaire de Miner a été utilisée afin d'estimer les durées de vie en première approximation. Des essais de flexion plane à amplitude variable complètement alternée effectués sur 11 structures en T (quatre pour le spectre « HP », quatre pour le « MP » et 3 pour le « BP ») ont démontré que la règle de Miner linéaire donne des estimations conservatrices de la durée de vie sous amplitude variable avec une somme de dommage expérimentale moyenne de 1,37. Trois cadres de vélo ont également été soumis aux spectres « HP » (1 cadre) et « MP » (2 cadres) lors d'essais de fatigue de pédalage. Dans ce cas, la somme de dommage expérimentale moyenne est de 1,67.

Afin d'obtenir une estimation plus juste de la durée de vie, deux autres modèles d'endommagement ont été étudiés. Le premier est la règle de Miner non-linéaire. Ce modèle a été appliqué aux résultats des 11 essais à amplitude variable sur les structures en T de façon à trouver la valeur de l'exposant donnant une somme de dommage expérimentale moyenne égale à 1. L'exposant obtenu est 1,062. Lorsqu'appliqué aux trois essais à amplitude variable sur les cadres de vélo, la somme de dommage expérimentale moyenne est de 1,18. Ceci démontre que la règle de Miner non-linéaire permet des estimations de durée de vie en fatigue plus précise que la version linéaire.

L'autre modèle à l'étude était celui de Marco & Starkey qui est non-linéaire, puis qui tient compte de l'amplitude de contrainte et de l'effet de séquence des niveaux de chargement. Par manque de données spécifiques à l'alliage utilisé, ce modèle ne semblait pas donner de résultats concluants. Le modèle de Miner non-linéaire avec exposant de 1,062 a donc été adopté pour l'application réelle de la méthode.

Suite à son développement et à sa validation, la méthode en son ensemble a été appliquée à l'étude d'un cas réel, soit l'estimation de la durée de vie en fatigue d'un cadre de vélo de route Devinci Silverstone SL. Les durées de vie estimées pour les spectres « HP » et « MP » ont été comparées à la durée de vie réelle d'un cadre de route. Cette analyse a montré que ce cadre est bien conçu pour des utilisateurs de type « moyenne performance » qui constituent en fait la clientèle cible pour ce modèle. Par contre, le cadre possède une durée de vie trop courte lorsqu'utilisé par un cycliste de « haute performance ». La durée de vie sous amplitude constante a également été comparée aux résultats d'un essai en laboratoire sur un cadre prototype du même modèle. Bien que du même ordre de grandeur, la durée de vie expérimentale était inférieure à celle estimée selon la courbe S-N à 1% de probabilité de rupture. Ce résultat était dû à un défaut de soudure interne sur le prototype. Ceci démontre l'importance de toujours valider les calculs de durée de vie par des essais en laboratoire sur plus d'un prototype.

En considérant l'ensemble des résultats obtenus au cours de ce projet, des recommandations ont été apportées pour optimiser la méthode et faciliter son utilisation chez Devinci. Ces recommandations sont :

- augmenter le nombre d'échantillons de cadre de vélo à tester afin d'identifier l'exposant de la règle de Miner non-linéaire ;
- modifier le critère d'arrêt lors des essais sur les cadres de vélo afin d'obtenir des fissures encore plus représentatives de l'utilisation réelle ;
- s'assurer autant que possible de la représentativité des spectres de chargement utilisés lors des calculs de dimensionnement d'un cadre ;
- utiliser une règle d'endommagement non-linéaire tenant compte de l'effet de séquence ;

- effectuer des essais sur des structures simples afin d'obtenir les courbes de fatigue pour d'autres rapports de chargement, types de chargement, types de soudure, types de joint, etc ;
- automatiser la méthode en l'intégrant dans un programme informatique.

En conclusion, malgré les recommandations ci-dessus, la méthode développée au cours de ce projet permet d'estimer de façon pratique et relativement précise la durée de vie en fatigue de structures d'aluminium tubulaires soudées sous chargement complètement alterné d'amplitude constante ou variable. Il est toutefois important de rappeler que les estimations obtenues par cette méthode ne sont valides que pour les paramètres de fabrication et de calcul des contraintes utilisés au cours de ce projet. De plus, des essais de validation des prototypes en laboratoire sont fortement recommandés.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] BOIVIN Y., *Approche moderne de conception et d'analyse de durabilité d'un châssis de motoneige*, Mémoire de maîtrise, Faculté des sciences appliquées, Département de génie mécanique, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, 1999, p.105
- [2] CHAMPOUX Y., P. VITTECOQ, P. MALTAIS, B. GAUTHIER et E. AUGER, *Measuring the dynamic structural load of an off-road bicycle frame*, Society for Experimental Mechanics, Experimental Techniques, Vol. 28 No. 3, may-june 2004, pp.33-36
- [3] STEPHENS R.I., A. FATEMI, R.R. STEPHENS et H.O. FUCHS, *Metal fatigue in engineering*, 2nd edition, John Wiley and sons, New-York, 2001, ISBN0-471-51059-9, p.472
- [4] HOBBSACHER A., *Fatigue Design of Welded Joints and Components*, International Institute of Welding, Abington Publishing, Cambridge, 1996, IIW-XIII-1539-96/XV-845-96, ISBN 1-85573-315-3, p.127
- [5] SHARP M.L., G.E. NORDMARK et C.C. MENZEMER, *Fatigue design of aluminum components and structures*, McGraw-Hill, New-York, 1996, ISBN 0-07-056970-3, p.353
- [6] LIEURADE H.P., *La fatigue des métaux*, Institut Supérieur des Matériaux et de la Construction Mécanique, Saint Ouen, 1999
- [7] *Design of Aluminium Structures*, Eurocode 9, part 2, Draft for development DD ENV 1999-2:2000, British Standards Institution, London, 2000, ISBN 0-580-36783-5, p.91
- [8] *Aluminum Design Manual – Specifications & Guidelines for Aluminum Structures*, The Aluminum Association, Washington, 1994
- [9] FERMÉR M. et H. SVENSSON, *Industrial experiences of FE-based fatigue life predictions of welded automotive structures*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 24, pp. 489-500, 2001
- [10] NIEMI E., W. FRICKE et S.J. Maddox, *Fatigue analysis of welded components: Designer's guide to the structural hot-spot stress approach*, International Institute of Welding, Woodhead Publishing, Cambridge, 2006, IIW-1430-00, ISBN 1-84569-124-5, p.50
- [11] BAZERGUI A. et al., *Résistance des matériaux*, 2^e édition, Éditions de l'école Polytechnique de Montréal, Montréal, 1993, p. 593

- [12] BOUCHER C., *L'aluminium et ses alliages : soudabilité, métallurgie du soudage*, Publications du soudage et de ses applications, Institut de Soudure, Paris, 2000, ISBN 2-85701-340-X, p.204
- [13] FLAGEOLET B., *6MIG912 - Métallurgie de l'aluminium*, Notes de cours, Université du Québec à Chicoutimi, Hiver 2007
- [14] GHOSH P.K., B.K. MISHRA et B. ARUNA PRASAD, *Finite element analysis of stress distribution in fillet weld of high strength aluminium alloy*, International Journal of the Joining of Materials, Vol. 17 No. 1, pp. 20-25, 2005
- [15] LIEURADE H.P., I. HUTHER et D. LEBAILLIF, *Évaluation de la qualité des soudures vis-à-vis de la résistance à la fatigue*, Mécanique et Industries, Vol. 6, pp. 133-143, 2005
- [16] JUTLA T., *Fatigue and fracture control of weldments*, ASM Handbook, Vol. 19: Fatigue and Fracture, ASM International
- [17] HAAGENSEN P.J., *Fatigue of tubular joints and fatigue improvement methods*, Construction Research Communications Ltd., 1997, ISSN 1365-0556
- [18] NIEMI E., *Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components*, International Institute of Welding, Abington Publishing, Cambridge, 1995, IIW-1221-93, ISBN 1-85573-213-0, p.69
- [19] LIEURADE H.P. et I. HUTHER, *Dimensionnement des assemblages soudés en mécano-soudage : calcul à la fatigue*, Soudage et Techniques connexes, mai-juin 2000, pp. 3-8
- [20] XIAO Z. et K. YAMADA, *A method of determining geometric stress for fatigue strength evaluation of steel welded joints*, International Journal of Fatigue, Vol. 26, pp. 1277-1293, 2004
- [21] SUSMEL L. et R. TOVO, *Local and structural stress states in welded joints under fatigue loading*, International Journal of Fatigue, Vol. 28, pp. 564-575, 2006
- [22] DONG P., *A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints*, International Journal of Fatigue, Vol. 23, pp. 865-876, 2001
- [23] POUTIAINEN I. et G. MARQUIS, *A fatigue assessment method based on weld stress*, International Journal of Fatigue, Vol. 28, pp. 1037-1046, 2006
- [24] RADAJ D., *Review of fatigue strength assessment of nonwelded and welded structures based on local parameters*, International Journal of Fatigue, Vol. 18 No. 3, pp. 153-170, 1995

- [25] MAKHNENKO V.I. et R.Y. MOSENKIS, *Calculating the coefficient of concentration of stresses in welded joints with butt and fillet welds*, Automatic Welding, August 1985, pp. 10-16
- [26] BRENNAN F.P., P. PELETIES et A.K. HELLIER, *Predicting weld toe stress concentration factors for T and skewed T-joint plate connections*, International Journal of Fatigue, Vol. 22, pp. 573-584, 2000
- [27] MORGENSTERN C., C.M. SONSINO, A. HOBACHER et F. SORBO, *Fatigue design of aluminium welded joints by the local stress concept with the fictitious notch radius of $r_f = 1$ mm*, International Journal of Fatigue, Vol. 28, pp. 881-890, 2006
- [28] EIBL M., C.M. SONSINO, H. KAUFMANN et G. ZHANG, *Fatigue assessment of laser welded thin sheet aluminium*, International Journal of Fatigue, Vol. 25, pp. 719-731, 2003
- [29] ZENNER H. et J. GRZESIUK, *Influence of the weld preparation and weld execution on the fatigue strength of high-quality aluminium structures*, Welding and Cutting, Vol. 3 No. 4, pp. 224-227, 2004
- [30] MANN T., *Fatigue assessment methods for welded structures and their application to an aluminium T-joint*, Thèse de doctorat, Department of Engineering Design and Materials, Faculty of Engineering Science and Technology, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2006, p.138
- [31] SONSINO C.M., D. RADAJ, U. BRANDT et H.P. LEHRKE, *Fatigue assessment of welded joints in AlMg 4.5Mn aluminium alloy (AA 5083) by local approaches*, International Journal of Fatigue, Vol. 21, pp. 985-999, 1999
- [32] SONSINO C.M. et M. KUEPPERS, *Multiaxial fatigue of welded joints under constant and variable amplitude loadings*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 24, pp. 309-327, 2001
- [33] SONSINO C.M., *Multiaxial fatigue of welded joints under in-phase and out-of-phase local strains and stresses*, International Journal of Fatigue, Vol.17 No.1, pp. 55-70, 1995
- [34] YOUSEFI F., M. WITT et H. ZENNER, *Fatigue strength of welded joints under multiaxial loading: experiments and calculations*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 24, pp. 339-355, 2001
- [35] DANG VAN K., A. BIGNONNET, J.L. FAYARD et J.J. JANOSCH, *Assessment of welded structures by a local multiaxial fatigue approach*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 24, pp. 369-376, 2001
- [36] ATZORI B., G. MENEGHETTI et L. SUSMEL, *Estimation of the fatigue strength of light alloy welds by an equivalent notch stress analysis*, International Journal of Fatigue, Vol. 24, pp. 591-599, 2002

- [37] CUI W. *A state-of-the-art review on fatigue life prediction methods for metal structures*, Journal of Marine Science and Technology, Vol. 7, pp. 43-56, 2002
- [38] LAZZARIN P., C.M. SONSINO et R. ZAMBARDI, *A notch stress intensity approach to assess the multiaxial fatigue strength of welded tube-to-flange joints subjected to combined loadings*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 27, pp. 127-140, 2004
- [39] HUTHER I., H.P. LIEURADE et N. RECHO, *Fatigue life prediction method and calibration on T-joints*, International Conference on Fatigue of Welded Components and Structures, 7th International Spring Meeting, Les Éditions de Physique, Les Ulis, France, pp. 285-292, 1996
- [40] RADAJ D., C.M. SONSINO et D. FLADE, *Prediction of service fatigue strength of a welded tubular joint on the basis of the notch strain approach*, International Journal of Fatigue, Vol. 20 No. 6, pp. 471-480, 1998
- [41] BRAND A., J.F. FLAVENOT, R. GRÉGOIRE et C. TOURNIER, *Recueil de données techniques sur la fatigue*, CETIM, Senlis, 1980, ISBN 2-85400-024-2
- [42] HÉNAFF G. et F. MOREL, *Fatigue des structures : Endurance, critères de dimensionnement, propagation de fissures, rupture*, Ellipses Édition Marketing, Paris, 2005, ISBN 2-7298-2322-0
- [43] ZENNER H., *Extending the service life in the range of high numbers of stress cycles by means of favourable weld configuration*, Welding and Cutting, Vol. 55 No. 2, pp. 72-74, 2003
- [44] PETRONE N. et L. SUSMEL, *Biaxial testing and analysis of bicycle-welded components for the definition of a safety standard*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 26, pp. 491-505, 2003
- [45] PINHO-DA-CRUZ J.A.M., J.A.M FERREIRA, J.D.M. COSTA et L.F.P. BORREGO, *Fatigue analysis of thin AlMgSi welded joints under constant and variable amplitude block loadings*, Thin-Walled Structures, Vol. 41, pp. 389-402, 2003
- [46] TVEITEN B.W., *The fatigue strength of RHS T-joints - "NFR Kompetanseprosjekt – KMB 144004/213 – Fatigue and Durability"*, SINTEF Materials Technology report, Trondheim, Norway, 2003, p.73
- [47] DONGPO W., Z. YUFENG, H. LIXING, C. JUNMEI et W. WENXIAN, *Application of the local approach to the fatigue assessment for welded joints*, China Welding, Vol. 12 No. 2, pp. 116-121, 2003

- [48] SONSINO C.M., A. BERG-POLLACK et V. GRUBISIC, *Structural durability proof of automotive aluminium safety components – Present state of the art*, Fraunhofer – Institute for Structural Durability and System Reliability (LBF), Germany, SAE International 2005, 2005-01-0800, pp. 59-74
- [49] HUTHER M. et H.P. LIEURADE, *Statistics and fatigue test programs in view of design S-N curves*, International Conference on Fatigue of Welded Components and Structures, 7th International Spring Meeting, Les Éditions de Physique, Les Ulis, France, pp. 209-215, 1996
- [50] WITT M. et H. ZENNER, *Multiaxial fatigue behavior of welded flange-tube connections under combined loading. Experiments and lifetime prediction*, 5th International Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture, Cracow, Poland, pp. 421-434, 1997
- [51] TVEITEN B.W., A. FJELDSTAD, G. HARKEGARD, O.R. MYHR et B. BJORNEKLETT, *Fatigue life enhancement of aluminium joints through mechanical and thermal prestressing*, International Journal of the Joining of Materials, Vol. 28, pp. 1667-1676, 2006
- [52] ASM Handbook, *Volume 4: Heat treating*, ASM International, USA, 1991, p.1012
- [53] Site web: www.matweb.com
- [54] ISO 12107:2003, *Metallic materials – Fatigue testing – Statistical planning and analysis of data*, 1st edition, International Organization for Standardization, Switzerland, 2003, p.34
- [55] MARCO S.M. and W.L. Starkey, *A concept of fatigue damage*, Transactions of the ASME, Vol. 76, 1954, pp.627-632
- [56] GROVER H.J., *An observation concerning the cycle ratio in cumulative damage*, Symposium on fatigue of aircraft structures, American Society for Testing and Materials, Special technical publication, no. 274 (1960), p.120
- [57] O'NEILL M.J., *A review of some cumulative damage theories*, Department of Supply, Australian Defense Scientific Service, Aeronautical Research Laboratories, Structures and Materials Report 326, Melbourne, 1970, p.51