

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

PRÉDICTION NUMÉRIQUE DE LA DURÉE DE VIE EN
FATIGUE DE STRUCTURES COMPLEXES DE VÉHICULES EN
ALUMINIUM

Thèse de doctorat
Spécialité : Génie mécanique

Francis CORRIVEAU

Sherbrooke (Québec) Canada

07/2023

Membre du Jury

Alain DESROCHERS : Directeur

Ahmed MASLOUHI : Codirecteur

Julie LÉVESQUE : Évaluatrice

Myriam BROCHU : Évaluatrice

Sébastien LANGLOIS : Rapporteur

Sommaire

Le sujet du présent ouvrage consiste à développer une méthodologie de prédiction de la résistance en fatigue de structures complexes. Il est donc ici question d'évaluer les performances en fatigue de joints rivetés (rivet aveugle) et de joints soudés au laser à simple recouvrement de manière expérimentale et de simuler leur comportement de manière numérique. Lors de la fabrication d'un châssis d'un véhicule motorisé, plusieurs méthodes d'assemblages sont utilisées. Il est donc essentiel de connaître les limites en fatigue des assemblages fabriqués par ces méthodes, puisque les faiblesses d'une structure se situent généralement aux joints entre les divers composants de la structure complexe. Le fait d'être en mesure de prédire numériquement la durée de vie d'un assemblage complexe est d'une grande utilité pour les concepteurs, puisque cela permet de corriger tout éventuel problème lié à ce mode de bris lors de la conception du véhicule. Ceci permet également de s'assurer que celui-ci se conforme aux exigences mécaniques prescrites par la conception.

Pour ce faire, plusieurs essais mécaniques comme l'essai de traction et des essais de fatigue ont été effectués afin d'évaluer les propriétés mécaniques des assemblages choisis sous des chargements monotones et dynamiques et de caractériser leur comportement en fatigue. Afin d'évaluer les performances en fatigue des joints, la technologie de détection de l'endommagement par émissions acoustiques (EA) est utilisée pour détecter l'initiation de la fissuration des échantillons.

Ces données ont ensuite permis l'établissement de courbes de fatigue et modèles numériques pour ces méthodes d'assemblage. Afin d'obtenir un modèle se collant le plus possible à la réalité, l'influence du choix de plusieurs paramètres, comme l'approche de modélisation des joints ainsi que la façon d'évaluer les contraintes ont été étudiées. En outre, il est question de développer des méthodes de modélisation simples offrant le meilleur compromis entre la précision des résultats et la rapidité d'exécution. Pour atteindre cet objectif, la méthode de la contrainte structurale est utilisée conjointement au modèle probabiliste de Stüssi pour tracer les courbes de fatigue. Ces courbes sont ensuite combinées à un modèle d'éléments finis statique linéaire pour établir les modèles de prédiction numérique de la durée de vie en fatigue de structures complexes.

Par la suite, les modèles développés sont utilisés pour prédire la durée de vie de plusieurs assemblages complexes soumis à des chargements à amplitudes variables. Les modèles retenus sont ici comparés aux résultats des essais expérimentaux réalisés sur ces assemblages afin de

définir la méthodologie la plus prometteuse. De plus, plusieurs techniques permettant de traiter les chargements à amplitudes variables sont comparées afin de vérifier si l'ajout de certaines complexités aux modèles de prédiction, comme l'interaction entre les cycles de chargement et la chronologie du chargement, est pertinent.

Bref, les travaux réalisés dans le cadre de ce projet de recherche ont permis de développer une méthodologie pertinente pour évaluer la durée de vie de structures rivetées ou soudées complexes soumises à des chargements à amplitudes variables.

Mots clés : Aluminium, fatigue, simulation numérique, structure, joint riveté, joint soudé, endommagement cumulatif, émission acoustique, corrélation d'images (DIC)

Remerciements

Je tiens à remercier tout d'abord mes directeurs de recherche Alain Desrochers et Ahmed Maslouhi de m'avoir confié cette thématique de recherche, pour leur encadrement et pour les précieux conseils tout au long de ces deux années. Leur expertise scientifique ainsi que le soutien reçu m'ont permis de mener le projet à terme.

Je remercie également Mohammad Idriss et Sabri Ben Slimen de m'avoir transmis leurs résultats expérimentaux réalisés sur les joints soudés au laser à simple recouvrement. Ceux-ci ont été essentiels au développement des modèles de prédiction numérique traitant de cette méthode d'assemblage.

Je remercie Gilbert Lefrançois pour sa contribution importante au sein du projet de recherche. Son expérience ainsi que ses conseils m'ont permis de m'améliorer d'un point de vue professionnel. Gilbert a également été un atout incontournable en ce qui concerne la logistique du projet et la réalisation des essais expérimentaux. Je remercie également Maxime Desjardins-Goulet d'avoir piloté le programme Atlas et par le fait même supervisé ce projet de recherche.

Je remercie Maxime Turcotte et Francis Lambert pour l'aide apportée dans le cadre de la partie numérique du projet ainsi que pour m'avoir donné la chance de réaliser certains mandats de modélisation numérique. Ceci m'a offert la possibilité d'élever mon niveau d'expertise en matière d'analyse par éléments finis.

Je remercie aussi Jean-François Vachon pour son appui lors des essais expérimentaux. Son expertise et son aide ont été essentiels à la réalisation des essais de fatigue sur les structures complexes.

Finalement, je remercie toute l'équipe du CTA pour l'aide apportée dans le cadre de ce projet de recherche.

Table des matières

Sommaire	i
Remerciements.....	iii
Liste des figures	viii
Liste des tableaux.....	xi
Liste des variables.....	xiii
Chapitre 1 : Introduction	1
1.1. Mise en contexte	1
1.2. Problématique et définition de projet.....	3
1.3. Objectifs.....	5
1.4. Innovations.....	7
1.5. Contenu du document	8
Chapitre 2 : État de l’art.....	11
2.1. Approche de l’accumulation de l’endommagement	12
2.1.1. Modèles d’endommagement	12
2.1.2. Comptage des cycles.....	24
2.1.3. Lois d’endommagement.....	25
2.1.4. Évaluation numérique des contraintes pour les joints rivetés et soudés	34
2.1.5. Revue de l’approche basée sur l’accumulation de l’endommagement	48
2.2. Approche de la propagation de fissures	50
2.3. Modélisation numérique des joints	50
2.3.1. Modélisation des joints rivetés.....	51
2.3.2. Applications aux joints soudés à recouvrement simple	55
2.3.3. Revue des méthodologies de modélisation numérique	60
2.4. Techniques d’acquisitions de données expérimentales en fatigue	62
2.4.1. Fissures de surface	63
2.4.2. Résistance électrique.....	63
2.4.3. Mesure des déformations de la face arrière.....	63
2.4.4. Rayon X.....	64
2.4.5. Ultrason.....	64
2.4.6. Méthodologie de détection de l’initiation des dommages par la technologie d’émission acoustique	65
2.4.7. Corrélation d’image	67
2.4.8. Revue des diverses méthodes de détection de fissures	68
Chapitre 3 : Caractérisation expérimentale en fatigue des joints rivetés et soudés à simple recouvrement.....	71

3.1.	Méthodologie des essais expérimentaux.....	71
3.2.	Détection de l'initiation des dommages par émissions acoustiques (EA)	75
3.3.	Résultats des essais mécaniques sur les échantillons rivetés	76
3.3.1.	Résultats des essais statiques	76
3.3.2.	Résultats des essais de fatigue	79
3.4.	Résultats des essais de fatigue sur les échantillons soudés au laser.....	84
3.3.	Faits saillants du chapitre 3.....	88
Chapitre 4 : Modèle numérique pour les joints rivetés		89
4.1.	Présentation du modèle.....	89
4.2.	Analyse de la rigidité du modèle.....	90
4.2.1.	Paramètres de l'étude de rigidité.....	91
4.2.2.	Résultats de l'analyse de rigidité	91
4.3.	Analyse de convergence.....	94
4.4.	Courbe de fatigue pour les joints rivetés.....	96
4.5.	Modèles probabilistes	100
4.6.	Faits saillants chapitre 4.....	102
Chapitre 5 : Modèle numérique pour les joints soudés		105
5.1.	Présentation des modèles	105
5.2.	Étude de rigidité.....	108
5.3.	Étude de convergence	109
5.3.1.	Technique d'évaluation des contraintes structurales.....	109
5.3.2.	Résultats.....	111
5.3.3.	Analyse des résultats.....	114
5.3.4.	Conclusion de l'analyse de convergence et choix des méthodes	117
5.4.	Génération des courbes de prédiction en fatigue pour les joints soudés au laser à recouvrement simple.....	118
5.4.1.	Courbe de fatigue de la méthode 1 : Ligne contrainte maximale.....	118
5.4.2.	Courbe de fatigue de la méthode 2 : Surface contrainte maximale.....	120
5.4.3.	Courbe de fatigue de la méthode 3 : Ligne contrainte globale et de la méthode 4 : Surface contrainte globale.....	122
5.4.4.	Comparaison des méthodes d'évaluation des courbes S(N)	123
5.5.	Faits saillants du chapitre 5	124
Chapitre 6 : Évaluation numérique de la durée de vie de structures complexes rivetées.....		127
6.1.	Essais de fatigue des joints rivetés multiples	127
6.1.1.	Méthodologie des essais.....	127

6.1.2.	Modèle numérique	131
6.1.3.	Résultats des essais sur les échantillons à rivets multiples	131
6.2.	Comportement en fatigue du module E	135
6.2.1.	Méthodologie des essais expérimentaux	136
6.2.2.	Développement d'un modèle de prédiction en fatigue du module E	139
6.2.3.	Résultats	141
6.3.	Comparaisons des modèles non linéaires avec la loi de Miner	142
6.4.	Comparaison des modèles aux résultats expérimentaux	144
6.5.	Ajustement des prédictions en fonction du chargement réel	149
6.6.	Faits saillants du chapitre 6	150
Chapitre 7 : Prédiction numérique de la durée de vie d'une structure soudée au laser		151
7.1.	Essais de fatigue sur le module T	151
7.1.1.	Méthodologie des essais expérimentaux	153
7.1.2.	Modèle numérique pour le module T	156
7.1.3.	Résultats	157
7.2.	Comparaisons des lois non linéaires avec la loi de Miner pour le module T	160
7.3.	Comparaison des modèles aux résultats expérimentaux	163
7.4.	Faits saillants du chapitre 7	168
Conclusion générale		171
Travaux en perspective		175
Contributions scientifiques		176
Références		177
Annexe 1 : Description des critères de fatigue multiaxiaux		195
Annexe 2 : Comptage de cycles pour un chargement multiaxial		198
Annexe 3 : Approche de la propagation des fissures		201
A3.1.	Théorie traitant de la mécanique de rupture	201
A3.2.	Méthode de prédiction de la fatigue basée sur la propagation de fissures	202
A3.3.	Évaluation numérique de la propagation d'une fissure	206
Annexe 4 : Résultats des essais de fatigue joints soudés au laser		213

Liste des figures

Figure 1 : Châssis en aluminium de la Jaguar XK.....	1
Figure 2 : Organigramme de la thèse.....	9
Figure 3 : Exemple d'une courbe S(N).....	13
Figure 4 : Illustration de la norme ASTM E739.....	20
Figure 5 : Champ probabiliste du modèle de Castillo.....	22
Figure 6 : Nomenclature de la méthode de la goutte d'eau.....	24
Figure 7 : Schéma de la loi séquentielle multiaxiale.....	30
Figure 8 : Principe de l'approche « Hot-spot ».....	35
Figure 9 : Illustration l'approche de l'encoche.....	36
Figure 10 : Illustration de la méthode PM (a) et de la méthode LM (b).....	39
Figure 11 : Illustration de la calibration de la relation entre L et N_f	40
Figure 12 : Relation entre σ_{sn} , σ_{sm} et σ_{sb} pour une soudure.....	41
Figure 13 : Utilisation de la méthode de la contrainte structurale.....	42
Figure 14 : Définition de la contrainte structurale pour une soudure.....	43
Figure 15 : Idéalisation d'un rivet pour l'évaluation des contraintes structurale.....	44
Figure 16 : Exemple d'une courbe universelle.....	46
Figure 17 : Illustration de diverses techniques de modélisation pour les rivets.....	52
Figure 18 : Illustration du principe de l'élément Rivet.....	53
Figure 19 : Modélisation 2D d'un rivet.....	53
Figure 20 : Exemple d'un modèle FEA 3D d'une soudure.....	56
Figure 21 : Modèle 3D d'une soudure avec une encoche.....	57
Figure 22 : Modèle 2D plan d'une soudure.....	58
Figure 23 : Modélisation de type ligne d'une soudure.....	59
Figure 24 : Modélisation de type surface.....	59
Figure 25 : Échantillon des séries 1 et 2 (joint à recouvrement).....	72
Figure 26 : Échantillon des séries 3 et 4 (pelage).....	72
Figure 27 : Montage utilisé pour les essais sur rivets simples.....	73
Figure 28 : Exemple d'un échantillon riveté avec espaces.....	73
Figure 29 : Montage typique de l'utilisation du système d'émissions acoustiques.....	75
Figure 30 : Illustration de l'analyse des résultats d'émissions acoustiques.....	76
Figure 31 : Courbes Force — Déplacement des joints rivetés.....	77
Figure 32 : Bris typique des joints rivetés de la série 1.....	78
Figure 33 : Bris typique des joints rivetés de la série 2.....	78
Figure 34 : Bris typique des joints rivetés de la série 3.....	79
Figure 35 : Bris typique des joints rivetés de la série 4.....	79
Figure 36 : Résultats expérimentaux des essais de fatigue des joints rivetés.....	80
Figure 37 : Bris typique en fatigue des joints rivetés de la série 1.....	83
Figure 38 : Bris typique en fatigue des joints rivetés de la série 2.....	83
Figure 39 : Bris typique en fatigue des joints rivetés de la série 3.....	84
Figure 40 : Bris typique en fatigue des joints rivetés de la série 4.....	84
Figure 41 : Configurations du cordon de soudure des joints soudés.....	84
Figure 42 : Résultats expérimentaux des joints soudés en fatigue – configuration A.....	85
Figure 43 : Résultats expérimentaux des joints soudés en fatigue – configuration B.....	86
Figure 44 : Résultats expérimentaux des joints soudés en fatigue — configuration F.....	86
Figure 45 : Zone fusionnée en fonction de l'espacement.....	87

Figure 46 : Zone fusionnée en fonction du nombre de passes	87
Figure 47 : Modèle FEA – joint à recouvrement riveté	89
Figure 48 : Modèle FEA — joint en pelage riveté.....	89
Figure 49: Génération des courbes S(N) pour les joints rivetés.....	90
Figure 50 : Méthodes d'évaluation de la contrainte structurale	94
Figure 51 : Convergence de la méthode simplifiée.....	95
Figure 52 : Convergence de la méthode classique.....	95
Figure 53 : Contraintes structurales - rupture du rivet	96
Figure 54 : Contraintes structurales - fissuration de la tôle d'aluminium.....	97
Figure 55 : Comparaison des modèles analytiques pour le bris du rivet	98
Figure 56 : Comparaison des modèles analytiques pour l'initiation des fissures dans la tôle d'aluminium.....	99
Figure 57 : Comparaison des modèles probabilistes - méthode simplifiée.....	100
Figure 58 : Comparaison des modèles probabilistes - méthode classique	101
Figure 59 : Comparaison des modèles probabilistes – bris rivet	101
Figure 60 : Approche de modélisation des joints à recouvrement soudés	106
Figure 61 : Modèle utilisé pour modéliser les échantillons simples soudés	106
Figure 62 : État de contraintes, joint soudé à simple recouvrement	107
Figure 63 : Coupes du trait de soudure des joints soudés	107
Figure 64 : Emplacement du déplacement mesuré	108
Figure 65 : Illustration des deux catégories de techniques d'évaluation.....	110
Figure 66 : Éléments pris en considération lors de l'analyse de convergence.....	111
Figure 67 : Exemple de lissage de l'état de contrainte pour la configuration A	111
Figure 68 : Convergence des contraintes pour la configuration A du joint	114
Figure 69 : Convergence des contraintes pour la configuration B du joint.....	114
Figure 70 : Convergence des contraintes pour la configuration F du joint	115
Figure 71 : Convergence des contraintes pour le châssis de la motoneige	115
Figure 72 : Influence du lissage sur la convergence pour la configuration A du joint	116
Figure 73 : Influence du lissage sur la convergence pour la configuration B du joint.....	116
Figure 74 : Influence du lissage sur la convergence pour la configuration F du joint	116
Figure 75 : Influence du lissage sur la convergence pour le châssis de la motoneige	117
Figure 76 : Regroupement des résultats expérimentaux avec la méthode 1	118
Figure 77 : Courbes S(N) pour la méthode 1 (rupture).....	119
Figure 78 : Courbes S(N) pour la méthode 1 basée sur la détection de l'initiation des fissures par EA	119
Figure 79 : Regroupement des résultats expérimentaux avec la méthode 2	120
Figure 80 : Courbes S(N) pour la méthode 2 (rupture).....	121
Figure 81 : Courbes S(N) pour la méthode 2 basée sur la détection de l'initiation des fissures par EA	121
Figure 82 : Courbes S(N) pour la méthode 3	122
Figure 83 : Courbes S(N) pour la méthode 4	123
Figure 84 : Échantillons à rivets multiples.....	128
Figure 85 : Dimensions en millimètre des échantillons à rivets multiples (recouvrement)	128
Figure 86 : Dimensions en millimètre des échantillons à rivets multiples (pelage)	128
Figure 87 : Modèle numérique — échantillons à rivets multiples (recouvrement)	131
Figure 88 : Modèle numérique — échantillons à rivets multiples (pelage).....	131
Figure 89 : Courbes Force — Déplacement des échantillons à rivets multiples (recouvrement)	132
Figure 90 : Courbes Force — Déplacement des échantillons à rivets multiples (pelage).....	132

Figure 91 : Bris typique des échantillons à rivets multiples (recouvrement).....	133
Figure 92 : Bris typique des échantillons à rivets multiples (pelage)	133
Figure 93 : Performances du modèle numérique des joints rivetés (méthode simplifiée)	135
Figure 94 : Présentation du module E.....	136
Figure 95 : Montage expérimental des essais sur le Module E.....	139
Figure 96 : Emplacement des capteurs AE pour les essais physiques sur le module E	139
Figure 97 : Modèle numérique du Module E.....	140
Figure 98 : Bris typique du module E lors des essais expérimentaux.....	141
Figure 99 : Comparaison du modèle numérique aux résultats expérimentaux (module E)	142
Figure 100 : Comparaison des lois pour les échantillons à rivets multiples (bris tôle, recouvrement)	146
Figure 101 : Comparaison des lois pour les échantillons à rivets multiples (bris rivet, pelage).....	146
Figure 102 : Comparaison des lois pour les échantillons à rivets multiples (bris tôle, pelage)	147
Figure 103 : Comparaison des lois pour l'échantillon du module E n° 1.....	147
Figure 104 : Comparaison des lois pour l'échantillon du module E n° 2.....	148
Figure 105 : Comparaison des lois pour l'échantillon du module E n° 3.....	148
Figure 106 : Illustration des tôles de l'assemblage du module T.....	151
Figure 107 : Soudure à l'avant du module T	152
Figure 108 : Soudure à l'arrière du module T.....	152
Figure 109 : Montage des essais du module T : Application du chargement	153
Figure 110 : Montage des essais du module T — conditions frontières.....	154
Figure 111 : Emplacement des capteurs EA et zone d'intérêt pour la corrélation d'images	156
Figure 112 : Modèle numérique du module T — vue d'ensemble	156
Figure 113 : Modèle numérique du module T — matériaux	157
Figure 114 : Bris rencontré lors des essais expérimentaux sur module T.....	158
Figure 115 : Comparaison de l'état de déformation des modèles numériques aux résultats expérimentaux.....	159
Figure 116 : Visualisation de la propagation de la fissure	159
Figure 117 : Comparaison des lois (méthode 1 et 2) pour l'échantillon module T n° 1	165
Figure 118 : Comparaison des lois (méthode 3 et 4) pour l'échantillon module T n° 1	166
Figure 119 : Comparaison des lois (méthode 1 et 2) pour l'échantillon module T n° 2	166
Figure 120 : Comparaison des lois (méthode 3 et 4) pour l'échantillon module T n° 2	167
Figure 121 : Illustration des trois phases de la propagation d'une fissure ¹⁹⁶	202
Figure 122 : Modes de chargement pour la propagation d'une fissure ¹⁹⁷	202
Figure 123 : Accroissement de la taille d'une fissure (mode 1) ⁵	203
Figure 124 : Diagramme de Kitagawa-Takahashi	204
Figure 125 : Illustration des étapes d'un remaillage	209
Figure 126 : Représentation schématique de la différence entre la méthode FEM et la méthode XFEM a) Méthode FEM b) Méthode XFEM	212

Liste des tableaux

Tableau 1 : Comparaison des techniques d'évaluation des contraintes	49
Tableau 2 : Comparaison des techniques de modélisation des joints rivetés.....	60
Tableau 3 : Comparaison des techniques de modélisation des joints soudés.....	61
Tableau 4 : Description des rivets ¹⁹⁰	72
Tableau 5 : Caractéristiques principales des échantillons rivetés	73
Tableau 6 : Paliers de forces des essais de fatigue.....	78
Tableau 7 : Résultats des essais de fatigue des séries 1 et 2	81
Tableau 8 : Résultats des essais de fatigue des séries 3 et 4	82
Tableau 9 : Plan des essais de fatigue pour les joints soudés.....	85
Tableau 10 : Résultats de l'analyse de rigidité sur les joints rivetés.....	93
Tableau 11 : Résultats de l'analyse de convergence des joints rivetés	94
Tableau 12 : Coefficients de corrélation pour les courbes bris rivet.....	98
Tableau 13 : Coefficients de corrélation pour les courbes fissuration de la tôle	99
Tableau 14 : Résultats de l'analyse de rigidité pour les joints soudés (déplacement Δ).....	109
Tableau 15 : Techniques d'évaluation des contraintes structurales	110
Tableau 16 : Résultats de l'étude de convergence pour la configuration A.....	112
Tableau 17 : Résultats de l'étude de convergence pour la configuration B.....	112
Tableau 18 : Résultats de l'étude de convergence pour la configuration F	113
Tableau 19 : Résultats de l'étude de convergence pour le module T.....	113
Tableau 20 : Méthodes d'évaluation des contraintes retenues pour les joints soudés	117
Tableau 21 : Paramètres du modèle analytique de Stüssi des courbes S(N) — méthode 1	120
Tableau 22 : Paramètres du modèle analytique de Stüssi des courbes S(N) — méthode 2	122
Tableau 23 : Paramètres du modèle de Stüssi des courbes S(N) pour les méthodes 3 et 4.....	123
Tableau 24 : Caractéristiques des chargements en fatigue à amplitude constante.....	129
Tableau 25 : Chargements à amplitudes variables — Joint à recouvrement	130
Tableau 26 : Chargements à amplitudes variables — Joint en pelage.....	130
Tableau 27 : Résultats des essais de fatigue réalisés sur les échantillons à rivets multiples.....	134
Tableau 28 : Paramètres du chargement pour l'essai n° 1 (module E)	136
Tableau 29 : Paramètres du chargement pour l'essai n° 2 (module E)	137
Tableau 30 : Paramètres du chargement pour l'essai n° 3 (module E)	138
Tableau 31 : Résultats des essais expérimentaux sur le module E	141
Tableau 32 : Comparaison des lois d'endommagement non linéaires avec la loi de Miner	143
Tableau 33 : Comparaison avec les résultats expérimentaux — Fissuration de la tôle	144
Tableau 34 : Comparaison avec les résultats expérimentaux — bris du rivet	145
Tableau 35 : Numéros associés aux lois d'endommagement.....	145
Tableau 36 : Prédictions de la durée de vie ajustées pour les essais sur le module E.....	149
Tableau 37 : Épaisseur des tôles de l'assemblage du module T	152
Tableau 38 : Paramètres de soudage pour les échantillons du module T.....	153
Tableau 39 : Caractéristiques des traits de soudure	153
Tableau 40 : Paramètres du chargement : test n° 1	154
Tableau 41 : Paramètres du chargement : test n° 2	155
Tableau 42 : Résultats des essais expérimentaux sur le module T	157
Tableau 43 : Valeur maximale de l'état de déformation pour une force de 3000 N.....	160

Tableau 44 : Comparaison des lois non linéaires avec la loi de Miner pour les essais sur le module T (rupture)	161
Tableau 45 : Comparaison des lois non linéaires avec la loi de Miner pour les essais sur le module T (AE)	162
Tableau 46 : Comparaison du modèle numérique avec les résultats expérimentaux – rupture du module T, test n° 1	163
Tableau 47 : Comparaison du modèle numérique avec les résultats expérimentaux – rupture du module T, test n° 2	164
Tableau 48 : Comparaison du modèle numérique avec les résultats expérimentaux – fissuration du module T, test n° 1	164
Tableau 49 : Comparaison du modèle numérique avec les résultats expérimentaux – fissuration du module T, test n° 2	165
Tableau 50 : Résultats 1 passe, espacement 0 mm, configuration A	213
Tableau 51 : Résultats 1 passe, espacement 0,5 mm, configuration A	213
Tableau 52 : Résultats 1 passe, espacement 0 mm, configuration B	214
Tableau 53 : Résultats 1 passe, espacement 0,5 mm, configuration B	214
Tableau 54 : Résultats 1 passe, espacement 0 mm, configuration F	215
Tableau 55 : Résultats 1 passe, espacement 0,5 mm, configuration F	215
Tableau 56 : Résultats 2 passes, espacement 0 mm, configuration A	216
Tableau 57 : Résultats 2 passes, espacement 0,5 mm, configuration A	216
Tableau 58 : Résultats 2 passes, espacement 0 mm, configuration B	217
Tableau 59 : Résultats 2 passes, espacement 0,5 mm, configuration B	217
Tableau 60 : Résultats 2 passes, espacement 0 mm, configuration F	218
Tableau 61 : Résultats 2 passes, espacement 0,5 mm, configuration F	218

Liste des variables

Variables	Description
a	Longueur d'une fissure
a_i et a_f	Longueur initiale et finale d'une fissure
a_1, a_2, b_1, b_2, M_0 et χ	Paramètre de la loi de Chaboche
c	Coefficient de ductilité en fatigue
d	Diamètre
C	Constante
D	Endommagement cumulatif
E	Module de Young
F_x, F_y et F_z	Composant de force
f_x, f_y et f_z	Composant de force linéique
f_p	Distribution de Snedecor
k_g et p	Constante de la relation de Gatt
K_h	Paramètre d'écrouissage
K_c	Ténacité d'un matériau
ΔK	Facteur d'intensité de contrainte
ΔK_{th}	Facteur d'intensité de contrainte critique
L	Longueur critique
M_x, M_y et M_z	Composant de moment
m_x, m_y et m_z	Composant de moment linéique
m et m_τ	Coefficient lié à la propagation d'une fissure
n_{eff}	Nombre de cycle effectif
n_{ec}	Coefficient d'écrouissage
N ou n	Nombre de cycle
N_f	Nombre de cycle à la rupture
r et r_τ	Ratio de mixité
R	Rapport des contrainte en fatigue
R_m	Résistance ultime
t	Épaisseur
Y	Coefficient géométrique
α	Coefficient de la relation de Manson-Hartford
β, δ et λ	Paramètre de la distribution de Weibull
γ_D	Rapport de la limite d'endurance
γ_u	Rapport de la résistance ultime
γ_{Dc}	Rapport critique de γ_D
ε_e	Déformation élastique

ε_p	Déformation plastique
ε_t	Déformation totale
$\Delta\varepsilon$	Amplitude de déformation
σ	Contrainte mesurée
$\hat{\sigma}$	Variance de contrainte
σ_{edi}	Contrainte équivalente corrigé
σ_{eq}	Contrainte équivalente statique
σ'_f et ε'_f	Paramètre lié à la résistance en fatigue
σ_m	Contrainte moyenne
$\bar{\sigma}_m$	Contrainte équivalent moyenne
σ_{max}	Contrainte cyclique maximale
$\bar{\sigma}_{max}$	Contrainte équivalente maximale
σ_r	Contrainte résiduelle
$\Delta\sigma$	Amplitude de contraintes
$\Delta\sigma_{eq}$	Amplitude de contrainte équivalente
$\Delta\sigma_{xx}, \Delta\sigma_{yy}$ et $\Delta\sigma_{zz}$	Amplitude de contrainte normale
$\Delta\tau_{xy}, \Delta\tau_{yz}$ et $\Delta\tau_{zx}$	Amplitude de contrainte cisaillement
$\Delta\gamma_{xy}, \Delta\gamma_{yz}$ et $\Delta\gamma_{xz}$	Amplitude des déformations en cisaillement
σ_D	Limite de fatigue
σ_{D0}	Limite de fatigue initial
σ_{DN}	Limite de fatigue à N cycles
σ_{li}	Limite de fatigue $R=-1$
σ_{sb}	Contrainte structurale de flexion
σ_{sm}	Contrainte structurale membrane
σ_{sn}	Contrainte structurale normal
σ_{se}	Contrainte structurale équivalente
τ_{sz} et τ_{ss}	Contrainte structurale en cisaillement
ΔS_{sn}	Amplitude de contrainte structurale normal corrigée
ΔT_{ss} et ΔT_{sz}	Amplitude de contrainte structurale cisaillement corrigée
ΔS_{se}	Amplitude de contrainte structurale équivalente corrigée

Chapitre 1 : Introduction

1.1. Mise en contexte

De nos jours, il est possible de remarquer que le domaine du transport est soumis à de fortes pressions en ce qui concerne la réduction des émissions de gaz à effet de serre et la consommation en carburant des véhicules. Afin de répondre aux demandes des consommateurs, les constructeurs développent de manière continue de nouveaux groupes motopropulseurs plus efficaces et des véhicules plus légers. Pour ce faire, plusieurs constructeurs automobiles se sont penchés sur des options basées sur l'utilisation d'aluminium afin de réduire le poids de leurs véhicules ainsi que leur consommation de carburant ¹. Il n'est pas surprenant de pouvoir observer cette tendance puisque l'aluminium est un matériau idéal pour ce type d'application. En effet, les alliages de ce métal offrent une rigidité et une résistance attrayante tout en ayant une masse spécifique faible. De plus, ceux-ci possèdent également une excellente résistance à la corrosion et une bonne capacité de mise en forme dans certaines conditions. Un exemple typique de cette tendance est le constructeur de voitures Jaguar qui, depuis 2003, conçoit le châssis de tous ses véhicules exclusivement en alliage d'aluminium. En utilisant certains alliages d'aluminium lors de la conception de la nouvelle XJ (X350 en 2003), Jaguar a été en mesure de réduire le poids du châssis de 200 kg ce qui représente environ 40 % de la masse du châssis précédent. Un exemple d'un de ces châssis est présenté à la figure 1. En plus de cette réduction de poids, le nouveau châssis était également plus rigide et moins coûteux que son prédécesseur. Il est donc possible de remarquer que l'utilisation de l'aluminium exerce une influence sur plusieurs paramètres d'un véhicule comme sa rigidité, sa masse, ses performances sur la route, son esthétisme ainsi que son coût.



Figure 1 : Châssis en aluminium de la Jaguar XK ²

À la lumière de cette réalité, un programme de recherche nommé Atlas a été établi. Ce projet est issu d'un partenariat entre l'Université de Sherbrooke (UdeS), le Centre de Technologies Avancées BRP-Université de Sherbrooke (CTA) et l'Université Laval (UL). L'objectif général

de celui-ci est en fait de concevoir un châssis optimisé de véhicule récréatif en alliage d'aluminium afin d'en réduire le poids, le nombre de pièces et le coût, tout en offrant de bonnes performances en matière de comportement dynamique et de fiabilité. Ce projet vise donc à adapter les avancées réalisées dans le domaine automobile en matière de réduction de poids en prenant en considération les contraintes et limitations propres à l'industrie du produit récréatif. Malgré plusieurs points communs entre les deux industries, l'industrie des produits récréatifs possède certaines particularités telles qu'un volume relativement faible de production.

Afin d'atteindre ce but, il est important, vers la fin du projet, d'être en mesure de valider les outils développés précédemment ainsi que de déterminer la durée de vie du châssis nouvellement conçu. En effet, pour valider la phase de conception et d'optimisation du châssis, il est primordial de maîtriser les notions relatives à la caractérisation expérimentale des performances mécaniques d'un assemblage complexe. Cette étape consiste donc à fermer la boucle sur le cycle complet de réalisation du châssis en validant à la fois les méthodologies et les prototypes de châssis développés et en évaluant la durée de vie de celui-ci.

Le cadre de ce projet de recherche s'inscrit donc dans cette perspective et traitera plus précisément de la prédiction numérique du comportement en fatigue de châssis de véhicules récréatifs. Bien entendu, les outils développés seront validés par l'entremise d'essais expérimentaux. Lors de la conception d'un châssis de produit récréatif, il est important de tenir en compte de la résistance en fatigue de ce dernier afin de déterminer si ce dernier sera en mesure de garder son intégrité au cours de la durée de vie estimée du véhicule. En effet, le fait de maîtriser certains outils permettant de prédire les performances en fatigue d'un châssis permet de concevoir ce dernier de manière optimisée afin que celui-ci résiste aux cas de chargements prescrits. Les travaux réalisés dans le cadre de ce doctorat permettront donc d'acquérir les connaissances et les outils numériques et expérimentaux nécessaires en ce qui concerne l'étude des performances en fatigue d'un châssis de produit récréatif. Étant donné que le châssis d'un véhicule motorisé possède une multitude de joints, il est question dans ce projet de prédire la durée de vie de joints réalisés avec diverses méthodes d'assemblage, en particulier les joints soudés au laser et les joints rivetés.

1.2. Problématique et définition de projet

Sur les véhicules récréatifs actuellement sur le marché, les fonctions structurales et esthétiques sont remplies par des pièces ou des composants distincts. Par exemple, un véhicule récréatif typique comprend habituellement un châssis sur lequel sont intégrées des pièces structurales intermédiaires qui servent de support aux composants d'habillage. Bien évidemment, cette approche de conception s'avère assez coûteuse en pièce et en main d'œuvre.

Comme mentionné précédemment, un des objectifs principaux du projet Atlas est d'optimiser la masse du châssis de produits récréatifs. Dans le domaine automobile, cela se traduit généralement par une diminution du nombre de composants ainsi que par une diminution de leur épaisseur. En effet, on préfère généralement positionner la matière judicieusement de manière à alléger la structure tout en augmentant la rigidité globale du châssis. Pour ce faire, certains constructeurs automobiles comme Jaguar² ont recours à l'utilisation de tôles minces. En plus de diminuer la masse du châssis et d'augmenter substantiellement sa rigidité, l'utilisation de cette approche de conception permet également de réduire le coût global associé à la fabrication de celui-ci.

Se basant sur cette approche de conception, les pièces conçues, de géométries relativement complexes, sont généralement multifonctionnelles (fonctions structurale et esthétique). Bien évidemment, la complexité géométrique de ces pièces entraîne la plupart du temps de nouveaux défis liés à leur assemblage. En effet, il est plus difficile d'assembler des tôles minces avec des procédés d'assemblage conventionnel comme le MIG étant donné que l'apport d'énergie occasionné par ce procédé a tendance à créer des distorsions importantes au niveau des tôles. Il est donc la plupart du temps nécessaire de se tourner vers des technologies d'assemblage de pointe, comme le soudage laser, le rivetage ou le collage, pour arriver à ces fins. Bien évidemment, l'utilisation de nouvelles méthodes d'assemblage nécessite une caractérisation exhaustive de ces dernières pour connaître les forces et limites en ce qui concerne la rigidité, la résistance ultime et les performances en fatigue. Une bonne maîtrise des procédés d'assemblage est très importante dans le cadre de la conception d'un nouveau châssis puisque cela permet d'optimiser les assemblages du châssis tout en assurant l'intégrité structurale de ce dernier. Par exemple, Jaguar avait réduit de 40 % la masse de la XJ tout en augmentant sa rigidité de 60 %.

Pour la majorité des véhicules récréatifs actuellement sur le marché, la validation expérimentale de la résistance à la fatigue s'effectue généralement à l'aide d'un prototype sur la route. Bien entendu, ce contrôle de fiabilité s'avère être assez coûteux étant donné qu'il est

nécessaire de fabriquer un prototype fonctionnel pour être en mesure d'effectuer les essais nécessaires. Étant donné que la validation de la résistance à la fatigue du véhicule est réalisée vers la fin du cycle de développement, il devient assez ardu d'effectuer des changements importants sur le véhicule advenant le cas où le véhicule ne répond pas aux attentes. De plus, la vérification de certains produits en conditions réelles, comme la motoneige, peut uniquement être effectuée l'hiver pour des raisons évidentes. Cette réalité est assez problématique, surtout lorsque l'on intègre de nouveaux procédés d'assemblage ou de mise en forme moins connus dans un contexte industriel.

Il devient donc pertinent de se demander *comment développer des outils numériques fiables et performants qui permettent d'évaluer, en amont du développement d'un produit, la durée de vie en fatigue du châssis de produit récréatif.*

L'élaboration de ces outils comporte son lot de difficultés. En ce qui concerne les outils numériques, la résistance à la fatigue d'un châssis est dictée par plusieurs phénomènes liés à la mécanique de rupture ainsi qu'aux propriétés mécaniques du matériau et des assemblages. De plus, il existe une multitude de modèles qui ont pour objectif de prédire la durée de vie en fatigue d'un matériau. Dans un contexte, industriel, il est également pertinent de prendre en considération la simplicité et la rapidité d'exécution des outils utilisés. En effet, cela permet d'effectuer plus d'itérations, ce qui est fortement bénéfique lors de l'optimisation d'une structure complexe. Il est donc nécessaire de considérer tous ces facteurs lors du développement des outils numériques afin d'obtenir un modèle efficace qui est représentatif de la réalité.

1.3. Objectifs

Afin de répondre à la problématique, l'objectif principal du projet de recherche est de *prédire numériquement la durée de vie en fatigue de structures complexes soumises à des chargements variables*. Ces outils numériques sont développés plus spécifiquement pour deux technologies d'assemblage, soit le soudage laser hétérogène à simple recouvrement et le rivetage de type aveugle. Dans les deux cas, les tôles jointes l'une à l'autre sont en alliages d'aluminium de la série 5000. Cet alliage a été choisi puisqu'il est l'alliage principalement utilisé par les divers partenaires du programme de recherche Atlas. De cet objectif général, il en découle bien entendu plusieurs objectifs spécifiques.

Tout d'abord, le premier objectif spécifique consiste à *caractériser de manière expérimentale en fatigue les joints rivetés*. Cet objectif implique de tester de manière expérimentale des échantillons rivetés à simple recouvrement dans le but de tracer une courbe de fatigue ultérieurement. Dans ce projet de recherche, deux types de rivets distincts sont à l'étude. Ceux-ci correspondent aux rivets les plus sollicités sur l'un des produits du partenaire industriel de ce projet. Bien évidemment, pour définir les paliers des essais de fatigue, des essais statiques ont d'abord été réalisés pour évaluer la résistance maximale des assemblages réalisés avec les deux rivets à l'étude. Dans le cadre de ce projet, il n'est pas nécessaire de répéter cet exercice pour les joints soudés au laser. En effet, les résultats expérimentaux réalisés sur ce type de joint de Mohammad Idriss³ et de Sabri Ben Slimen⁴ seront exploités pour le développement de l'outil numérique.

Le deuxième objectif spécifique consiste à *développer un modèle numérique qui permet d'évaluer les contraintes des joints étudiés lorsque ceux-ci sont soumis à des chargements complexes*. Cet objectif implique en fait de concevoir un modèle qui simule numériquement le comportement en fatigue du châssis par rapport au chargement préalablement défini. Il est donc ici nécessaire de déterminer les paramètres optimaux du modèle afin de faire coller les résultats numériques aux résultats expérimentaux. Alors, une attention particulière est apportée aux choix de conception du modèle, aux techniques d'idéalisation utilisées pour le maillage ainsi qu'à l'approche de simulation choisie afin que la méthodologie choisie pour évaluer les contraintes converge, soit utilisable, pour tout cas de chargement, et ce, tout en étant simple et rapide à mettre en œuvre. Étant donné que les résultats de ce projet seront éventuellement utilisés par certains partenaires industriels, il est important de vérifier rigoureusement la complexité du modèle. En effet, il est ici question de déterminer le meilleur compromis entre la vitesse de calcul et la précision des résultats pour chaque type de joint étudié. De cette façon,

il devient possible d'établir certaines recettes de modélisation permettant de prédire l'endommagement en fatigue d'une structure soumise à des chargements complexes, tout en n'étant pas gourmand sur le plan des ressources informatiques.

Le troisième objectif spécifique consiste, quant à lui, à *générer des courbes de fatigue qui traitent des joints rivetés ainsi que des joints soudés au laser à simple recouvrement*. Cet objectif implique de générer des courbes de fatigue pour chaque méthode d'assemblage à l'étude. Pour ce faire, les résultats des essais expérimentaux sont combinés au modèle numérique. En effet, en évaluant les contraintes associées à chaque essai expérimental il est possible de tracer les courbes de fatigue convoitées. Cet objectif spécifique est en fait étroitement lié au second objectif spécifique de ce projet de recherche. En effet, ceux-ci ont été réalisés conjointement afin d'obtenir des résultats pertinents. Lors de l'élaboration des courbes de fatigue, il est important que la méthode d'évaluation des contraintes permette de regrouper les résultats des essais expérimentaux sur une courbe unique afin d'être en mesure par la suite de prédire la durée de vie de structures complexes. Alors, il est nécessaire d'ajuster la méthode d'évaluation des contraintes pour arriver à cette fin.

Le quatrième et dernier objectif spécifique de ce projet consiste à *prédire numériquement la durée de vie de structures complexes soumises à un chargement à amplitudes variables*. Bien entendu, cet objectif implique d'utiliser les courbes de fatigue ainsi que le modèle numérique développé auparavant pour prédire la durée de vie en fatigue d'assemblage complexe. En plus du modèle numérique, il est également nécessaire, lors de cette étape du projet, de développer une méthodologie efficace qui permet de prendre en considération les chargements à amplitudes variables. Donc plusieurs méthodes traitant de l'endommagement cumulatif seront ici comparées (ex. loi de Miner) afin d'évaluer la pertinence de chacune. En combinant l'une de ces méthodes aux courbes $S(N)$ développées, il sera par la suite possible d'évaluer la durée de vie d'un module du châssis d'une motoneige soumise à un chargement à amplitude variable. Pour valider la méthodologie développée, des essais expérimentaux de fatigue sont effectués sur des structures complexes pour chaque technique d'assemblage étudiée (rivet et soudure).

1.4. Innovations

Étant réalisé dans le cadre d'un projet de doctorat, il va de soi que ce projet de recherche apporte son lot d'innovations. Cette section présente un résumé de celles-ci.

Dans son ensemble, cette thèse propose une approche novatrice permettant d'évaluer la durée de vie de structures complexes soudées au laser et rivetées soumises à des chargements à amplitudes variables. L'approche développée combine judicieusement des essais expérimentaux réalisés sur des échantillons simples avec un modèle numérique afin de définir une courbe de fatigue pouvant être ensuite utilisée sur des assemblages complexes. La principale particularité de l'approche novatrice est que le modèle numérique permet de regrouper sur une même courbe $S(N)$ des échantillons testés en fatigue comportant des caractéristiques différentes, comme l'épaisseur des tôles, le sens du trait de soudure, le ratio de mixité, etc. Cette particularité est très intéressante et rend l'approche très robuste, puisque les courbes de fatigue élaborées sont polyvalentes et valides pour tout cas de chargement. Ceci est un net avantage comparativement aux courbes de fatigue traditionnelles qui sont généralement valides uniquement pour une configuration bien précise. L'approche novatrice étant probabiliste, celle-ci prend donc en considération le comportement stochastique de la fatigue des matériaux. De plus, contrairement à la majorité des méthodologies développées dans la littérature, l'approche novatrice faisant l'objet de cette thèse a été validée sur des structures complexes réelles afin de vérifier son efficacité. Bref, les principales innovations de ce projet de recherche sont les suivantes :

- Méthodologie novatrice de prédiction probabiliste de la durée de vie adaptée aux structures rivetées (rivet aveugle) et aux structures soudées au laser hétérogène à simple recouvrement.
- Applications des méthodologies développées pour prédire la durée de vie de structures complexes, telles que des modules du châssis d'un produit récréatif.

Bien que ce document se concentre sur les joints rivetés (rivet aveugle) et les joints soudés au laser à simple recouvrement, il est possible d'utiliser la même méthodologie pour traiter tout autre type de méthode d'assemblage, comme les joints collés ou bien les joints soudés par friction malaxage.

1.5. Contenu du document

Cette section a pour objectif d'effectuer une brève description de la thèse afin de fournir une vue d'ensemble des activités réalisées dans le cadre de ce projet de recherche. Le premier chapitre du document présente d'abord une mise en contexte du projet de recherche. Le chapitre enchaîne ensuite en exposant la problématique et en définissant brièvement le sujet de recherche, l'objectif principal et les objectifs spécifiques de la recherche les principales innovations du projet et finit par une brève exposition du contenu de chaque chapitre constituant ce manuscrit.

Le deuxième chapitre présente une revue de littérature qui a pour objectif de classer les modèles et les approches prometteurs en lien avec la modélisation de la fatigue des alliages d'aluminium en plus d'établir les lacunes et les forces de ceux-ci. Ce chapitre présente également une revue des méthodes de caractérisation expérimentales permettant de détecter la propagation d'une fissure dans une structure. Ces méthodes sont ensuite comparées afin d'en déterminer les plus pertinentes pour les requis de ce projet de recherche. De son côté, le troisième chapitre du document présente les résultats des essais expérimentaux qui ont été effectués afin de caractériser le comportement en fatigue des joints rivetés à simple recouvrement. Les résultats de cette caractérisation expérimentale des joints sont ensuite utilisés dans les chapitres 4 et 5 pour développer les modèles de prédiction numériques.

En ce qui concerne les chapitres 4 et 5, ces derniers présentent le travail et les analyses qui ont été effectués pour développer les modèles de prédiction numériques pour les joints rivetés et les joints soudés au laser. En outre, ces chapitres contiennent des analyses de convergences des modèles numériques, ainsi qu'une comparaison des performances de plusieurs modèles probabilistes. On retrouve également, dans ce chapitre, les courbes de fatigue élaborées pour chaque méthode d'assemblage en plus des recommandations en ce qui concerne la modélisation numérique de chaque type de joint.

Finalement, les chapitres 6 et 7 agissent en quelque sorte comme une validation finale des modèles de prédiction numériques. En effet, dans ces chapitres, il est question de valider les modèles numériques en les utilisant pour prédire la durée de vie de modules du châssis d'une motoneige. Les chargements appliqués sur ces structures étant à amplitudes variables, ce chapitre comporte également plusieurs analyses, tel qu'une évaluation des performances de plusieurs modèles permettant de quantifier l'endommagement d'une structure, afin de déterminer la meilleure approche permettant de prendre en considération ce type de chargement.

Comme il est possible de le constater, cette thèse comporte trois parties principales. La première partie intitulée définition du projet se compose des chapitres 1 et 2 de la thèse. De son côté, la deuxième partie se nomme caractérisation expérimentale et modélisation numérique des joints rivetés et soudés et traite des travaux qui ont été réalisés pour caractériser et modéliser numériquement les joints rivetés et les joints soudés au laser simple. Cette partie comporte donc les chapitres 3, 4 et 5. Finalement, la troisième partie intitulée caractérisation expérimentale et modélisation numérique des assemblages complexes regroupe tous les chapitres 6 et 7 qui portent sur les travaux réalisés en matière de caractérisation expérimentale et de modélisation numérique sur les assemblages complexes étudiés lors de ce projet de recherche. La Figure 2 présente un organigramme du contenu de cette thèse.

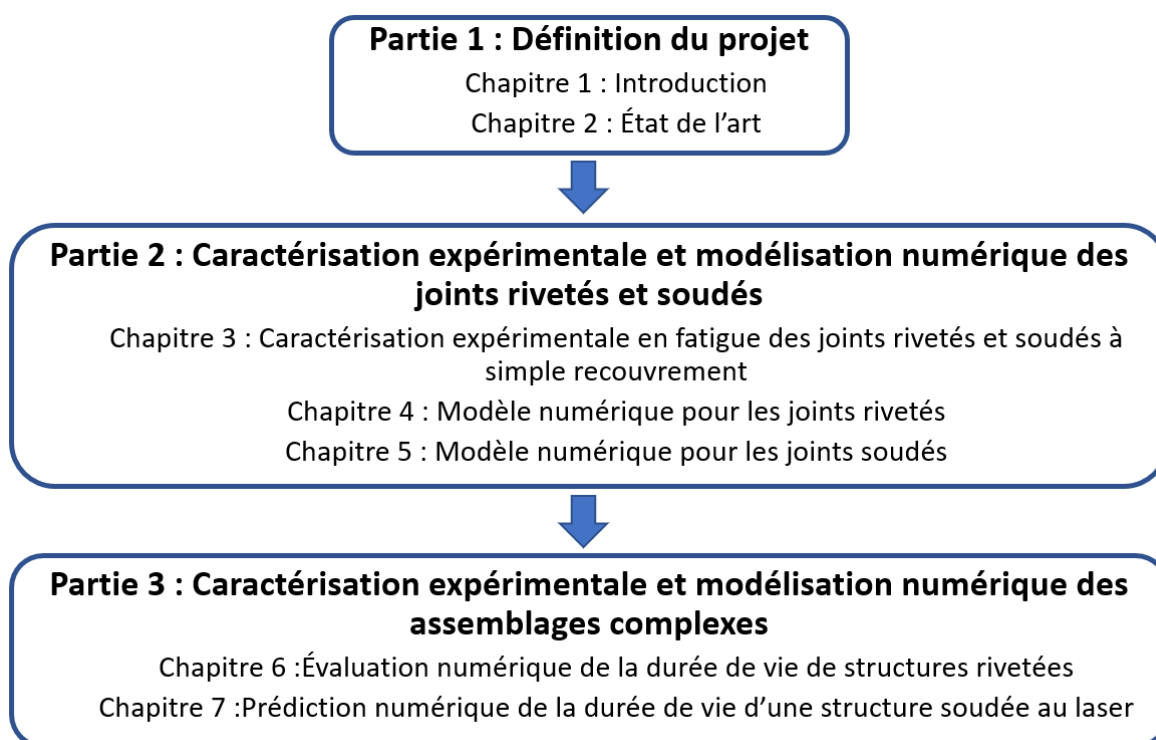


Figure 2 : Organigramme de la thèse

Chapitre 2 : État de l'art

Dans cette section du document, une revue de littérature traitant des principaux aspects de ce projet de doctorat est présentée.

Il existe plusieurs modèles qui permettent de prédire la durée de vie en fatigue d'un composant en matériaux métalliques. Ceux-ci peuvent être divisés en deux méthodes distinctes : la méthode de l'accumulation de l'endommagement en fatigue (Cumulative fatigue damage) et la méthode de la propagation de fissures (fatigue crack propagation). Dans cette section, une revue de littérature de ces deux approches est présentée avec pour objectif d'identifier les forces et les faiblesses de chaque approche pour ensuite choisir la plus appropriée à ce projet de recherche.

Ensuite, une revue des méthodologies de modélisation numérique par éléments finis est effectuée dans le but de déterminer les méthodes les plus prometteuses pour les types de joints à l'étude. Il est donc ici question de présenter et comparer les méthodes de modélisation permettant de simuler de manière numérique les joints rivetés et les joints soudés afin d'être en mesure de développer une approche de modélisation robuste et efficace en ce qui concerne la prédiction de la durée de vie en fatigue de structure complexe.

Finalement, une revue des principales méthodes utilisées pour détecter la propagation des fissures lors d'un essai expérimental de fatigue est présentée. Dans ce projet de recherche, il est nécessaire d'effectuer des essais expérimentaux de fatigue sur des échantillons simples pour alimenter les modèles numériques ainsi que pour valider ceux-ci à l'aide d'essais expérimentaux sur des assemblages complexes. Il est donc important de définir les méthodes d'instrumentation les mieux adaptées aux applications de ce projet de recherche afin d'obtenir des résultats pertinents.

2.1. Approche de l'accumulation de l'endommagement

L'approche de l'accumulation de l'endommagement est à ce jour la méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue la plus utilisée en industrie ⁵. Celle-ci consiste sommairement à quantifier le degré d'endommagement occasionné par chaque cycle de la pièce étudiée pour ensuite additionner cet endommagement et évaluer la durée de vie de la pièce étudiée. De manière générale, pour un cycle de chargement variable, cette technique comporte trois parties distinctes : un critère d'endommagement, une méthode pour compter les cycles et une loi d'endommagement. Chacune de ces parties est présentée dans les sous-sections suivantes.

2.1.1. Modèles d'endommagement

L'endommagement en fatigue est essentiellement le résultat de changements structurels importants au niveau microscopique. Il est raisonnable de croire que les paramètres microscopiques régissant l'endommagement ont une relation inhérente avec les quantités de déformations et de contraintes macroscopiques basées sur les concepts de la mécanique continue. Les divers modèles d'endommagement développés au fil du temps, basés sur ce principe, peuvent être divisés en deux approches distinctes : l'approche basée sur les contraintes et l'approche basée sur les déformations.

2.1.1.1. Approche basée sur les contraintes

L'approche basée sur les contraintes est la première méthode qui a été développée pour un nombre de cycles élevé en plus d'être toujours la plus utilisée aujourd'hui. Dans celle-ci, la durée de vie en fatigue est directement liée à l'amplitude de la contrainte appliquée. De manière générale, cette relation est exprimée par une courbe S(N) qui suit la relation de Basquin ⁶.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (2.1)$$

Où, N_f est le nombre à la rupture, σ'_f et b sont respectivement un coefficient et un exposant lié à la résistance à la fatigue. Un exemple d'une courbe S(N) est présenté à la Figure 3.

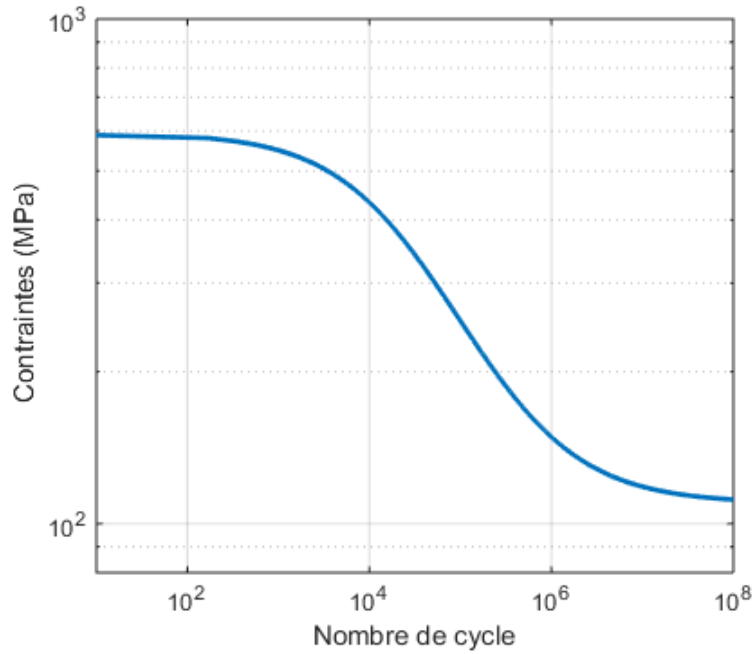


Figure 3 : Exemple d'une courbe S(N)

Il existe, bien entendu, plusieurs autres modèles analytiques distincts qui permettent de tracer une courbe de fatigue.

Modèle de Morrow :

$$\Delta\sigma = (\sigma'_f - \sigma_m) N^b \quad (2.2)$$

Modèle de Stormeyer :

$$\Delta\sigma = \sigma'_f N^b + \sigma_D \quad (2.3)$$

Modèle de Palmgren :

$$\Delta\sigma = \sigma'_f (N + D)^b + \sigma_D \quad (2.4)$$

Modèle de Weibull :

$$\log(N + D) = \sigma'_f - b \log\left(\frac{\Delta\sigma - \sigma_D}{R_m - \sigma_D}\right) \quad (2.5)$$

Modèle de Kohout et Vechet :

$$\Delta\sigma = \sigma'_f \left[\frac{(N + B)C}{N + C} \right]^b \quad (2.6)$$

Modèle de Stüssi :

$$\Delta\sigma = \frac{R_m \left(1 + \sigma'_f N^b \left(\frac{\sigma_D}{R_m} \right) \right)}{1 + \sigma'_f N^b} \quad (2.7)$$

Où N est le nombre de cycles, R_m est la résistance ultime d'un essai statique, σ_m est la contrainte moyenne, σ_D la limite de fatigue et $\Delta\sigma$ l'amplitude des contraintes. De leur côté, σ'_f , b , B , C , D sont des paramètres à optimiser. Mis à part les modèles de Basquin et de Morrow, les autres modèles permettent de prendre en considération les extrêmes de la courbe de fatigue, c'est-à-dire les parties pour un nombre de cycles faible et pour un nombre de cycles très élevé. Bien entendu, il n'existe pas réellement de limite en fatigue pour l'aluminium. Cependant, il est tout de même possible d'optimiser sa valeur dans les équations pour tracer une courbe $S(N)$.

2.1.1.2. Approche basée sur les déformations

Les approches basées sur les déformations sont généralement utilisées pour des applications à faible nombre de cycles, où les déformations plastiques sont dominantes. Dans cette approche, la durée de vie en fatigue est directement liée à l'amplitude de la déformation plastique. De manière générale, cette relation est exprimée par une courbe εN qui suit la relation de Mason-Coffin⁷. Cette relation est présentée à l'équation (2.8).

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.8)$$

Où, ε'_f est un coefficient lié à la résistance à la fatigue du matériau et c est un exposant de ductilité à la fatigue. Pour tenir en compte des déformations plastiques et élastiques, il est possible de combiner les équations (2.1) et (2.8). Cette formulation, intitulée la relation de Manson-Coffin-Basquin (équation (2.9)), permet de tenir en compte de la déformation totale, ce qui fait en sorte que celle-ci peut être utilisée pour des applications de fatigue à faible et à haut nombre de cycles.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{2} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.9)$$

Par contre, il est important de noter que l'équation (2.9) est uniquement valable pour un ratio de contraintes égale à $R = -1$. Plusieurs auteurs ont proposé de modifier la relation afin de prendre en compte l'effet de la contrainte moyenne. La formulation la plus simple reste la solution proposée par Morrow⁸. Cette relation est représentée par l'équation (2.10).

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{2} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (2.10)$$

Où σ_m représente la contrainte moyenne appliquée. Une autre méthode utilisée pour prendre en considération l'effet de la contrainte moyenne est la technique de Smith-Watson-Topper

(SWT)⁹. Puisque la correction apportée par Smith-Watson-Topper maintient indépendant le ratio des déformations de la contrainte moyenne, celle-ci est généralement préférée à la correction de Morrow¹⁰. Cependant, la méthode de correction SWT est moins efficace lorsque la contrainte maximale appliquée est négative étant donné que cette dernière ne prédit pas d'endommagement en compression. La correction de la contrainte moyenne par la méthode SWT se définit selon l'équation (2.11).

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (2.11)$$

Les équations présentées dans cette section sont généralement implantées dans les logiciels traitant de la fatigue et sont couramment utilisées en industrie¹¹. Par exemple, celles-ci ont été utilisées pour prédire la vie en fatigue d'un ressort parabolique provenant d'un véhicule automobile¹². De cette étude, il a été conclu que la correction SWT permettait d'obtenir des résultats plus près des résultats expérimentaux que la correction proposée par Morrow. Ces équations ont également été utilisées pour l'évaluation de la durée de vie en fatigue d'un bras de suspension à l'aide de la méthode des éléments finis¹³. D'autres études traitent de la pertinence et de la justesse de ces équations^{14 15 16}.

Il est également important de noter que les relations, présentées dans cette section, sont adaptées à des matériaux se déformant de manière plastique. Le calcul de la déformation total ε_t est lié à la relation de Ramberg-Osgood.

$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K_h} \right)^{\frac{1}{n_{ec}}} \quad (2.12)$$

Dans l'équation (2.12), σ est la contrainte mesurée, ε_e est la déformation élastique, n est le coefficient d'écrouissage du matériau et K_h est le facteur proportionnel d'écrouissage provenant d'une loi de puissance¹¹. De manière générale, il est admis que l'approche basée sur les déformations permet de prédire la durée de vie d'un échantillon avec une bonne précision. Cependant, celle-ci comporte une lacune importante par rapport à l'approche basée sur les contraintes. En effet, il est plus complexe d'effectuer des essais de fatigue contrôlés en déformation plutôt qu'en force. Ceci est particulièrement vrai pour des essais de fatigue réalisés sur des assemblages simples, puisqu'il est essentiellement impossible de mesurer correctement la déformation réelle de l'échantillon (ex. joint riveté). Cette approche semble donc moins adaptée à ce projet de recherche.

2.1.1.3. Critères d'endommagement multiaxiaux

Étant donné qu'une grande quantité de structures sont soumises à des efforts multiaxiaux ayant une amplitude variable, il est important, lors d'une analyse en fatigue de ces structures, d'utiliser un critère d'endommagement qui permet de modéliser ce phénomène. Il existe plusieurs revues de littérature qui traitent de ces critères d'endommagement^{17 11}. Plusieurs de ces critères, généralement basés sur l'approche en déformation, sont présentés ci-dessous. Ces modèles ainsi que leurs équations sont présentés plus explicitement à l'annexe 1 (p. 195).

- Modèle de la déformation équivalente ou de la contrainte équivalente (Von Mises)
- Modèle de Fatemi-Socie (FS)¹⁸
- Modèle de Kandil-Brown-Miller (KBM)¹⁹
- Modèle de Kandil-Brown-Miller modifié (MKBM)²⁰
- Modèle de Smith-Watson-Topper (SWT)⁹

Le modèle de la contrainte équivalente ou de la déformation équivalente peut être utilisé conjointement avec les relations de la section 2.1.1.1 et 2.1.1.2 en évaluant les valeurs de $\Delta\sigma$ ou de $\Delta\varepsilon$ avec ce modèle. Ceci permet de prendre en considération un état de contrainte complexe, qu'on retrouve généralement lors de l'évaluation de la durée de vie du châssis d'un véhicule. En effet, il est assez rare de rencontrer un chargement simple uniaxial pour ce type de structure. Il est généralement admis que ce critère est le plus facile à implanter dans un modèle numérique. Par contre, celui-ci possède plusieurs limitations. En effet, ce critère d'endommagement ne fait aucune distinction entre un cas de chargement en tension pure et un cas de chargement en cisaillement pur. De plus, ce critère d'endommagement ne peut déterminer le mode de rupture de la structure ainsi que le plan où la rupture de la structure est attendue. Ceci peut être expliqué par le fait que ce critère calcule la contrainte ou la déformation moyenne sur un volume donné. Ce critère peut cependant être utilisé conjointement avec l'un des modèles de la section 2.1.1.1, ce qui augmente la polyvalence et la robustesse de ces derniers. Les principaux avantages de cette approche sont sa simplicité et son accessibilité. Effectivement, les entrants nécessaires pour utiliser cette méthode peuvent être obtenus avec des essais expérimentaux bien connus et normés (ASTM E466²¹, ASTM E739²²). Le modèle de la contrainte équivalente peut également être facilement intégré dans un modèle numérique en comparant les contraintes critiques du modèle de la structure étudiée à la courbe de fatigue définie, ce qui est un autre avantage indéniable.

Mis à part l'utilisation de la déformation équivalente, les modèles présentés dans cette section sont basés sur la théorie du plan critique. Cette approche est basée sur des observations

physiques selon lesquelles les fissures de fatigue commencent et se développent dans un matériau suivant des plans spécifiques, où la croissance et l'orientation dépendent des contraintes normales et des déformations de cisaillement sur ces plans. L'endommagement en fatigue se produit sur ces plans, appelés plans critiques. Les modèles FS, KBM et MKBM supposent que la rupture de la pièce étudiée aura lieu sur le plan où la déformation en cisaillement est maximale. Contrairement aux trois modèles précédents, le modèle de SWT est plutôt adapté aux matériaux qui ont l'habitude d'entrer en rupture suivant un plan critique par rapport aux contraintes en tension-compression. Celui-ci a été utilisé pour analyser la durée de vie en fatigue d'un bras de suspension ²³. Il est cependant nécessaire de prendre certaines précautions lors de l'utilisation du modèle SWT. En effet, étant donné que ce critère de rupture présume que la propagation des fissures est engendrée par des efforts en tension, une erreur importante peut être observée lorsque le critère est appliqué à des matériaux ayant comme mode de rupture prédominant le cisaillement ²⁴.

Les modèles présentés dans cette section ont été utilisés à plusieurs occasions afin de valider leur pertinence et d'évaluer la vie en fatigue d'une structure. Par exemple, les critères KBM, FS et SWT ont été comparés pour évaluer la durée de vie en fatigue de manière numérique d'un des composants principaux d'un actionneur ²⁵. Selon cette étude, le critère SWT donnait les résultats les plus conservateurs. Une autre étude portant sur l'évaluation de la durée de vie en fatigue d'un ressort hélicoïdal a également comparé la pertinence des critères KBM, FS et SWT ²⁶ en utilisant le logiciel de prédiction de la fatigue nCode. Selon cette étude, le critère FS donne une bonne prédiction de l'endommagement en fatigue, tandis que le critère KBM surestime la durée de vie en fatigue de la pièce. Le critère FS a également été utilisé dans plusieurs autres études avec succès ^{27 28 29 30}. Une étude ³¹ portant sur la validation des critères KBM, MKBM, FS et le critère de la déformation équivalente a démontré que les critères FS et MKBM sont beaucoup plus efficaces que les autres critères pour évaluer la durée de vie en fatigue d'une pièce. Bien que les modèles FS, KMB, MKBM et SWT permettent de prendre en considération des états de contraintes multiaxiales, ceux-ci comportent tout de même les lacunes de l'approche en déformation. Ces modèles sont donc moins adaptés aux applications de ce projet de recherche.

2.1.1.4. Modèles probabilistes

Le phénomène de fatigue étant de nature stochastique, celui-ci est complexe et difficile à comprendre, car même dans des environnements expérimentaux contrôlés soumis à une contrainte nominale constante, des échantillons identiques présentent une dispersion élevée des

résultats. Il est donc important de ne pas négliger la nature stochastique inhérente du processus de fatigue des matériaux lors de la prédiction de la durée de vie d'une structure complexe. En effet, être en mesure de quantifier la dispersion du comportement en fatigue d'un matériau est nécessaire pour augmenter la fiabilité d'une structure lors de sa conception.

Dans les sections 2.1.1.1 à 2.1.1.3, les modèles présentés sont déterministes et génèrent des courbes de durée de vie qui représentent au mieux toutes les données expérimentales. Alors, ces modèles ne prennent pas en considération la dispersion des résultats inhérente au phénomène de fatigue lors de l'estimation de la durée de vie d'une structure. Pour résoudre ce problème, il est possible d'utiliser un modèle déterministe-stochastique avec les critères de l'approche en contraintes ou l'approche en déformations pour construire des champs S(N) probabilistes (champs P-S-N), ce qui permet d'obtenir une meilleure estimation de la durée de vie d'un composant. Cette section a pour objectif de présenter certains modèles probabilistes utiles pour le traitement des courbes de fatigue.

ASTM 739

La norme ASTM E739²² est une norme couramment utilisée dans la construction de courbes S(N) ou $\epsilon(N)$, qui considère le comportement linéaire de la courbe sur une échelle log-log ou bien sur une échelle semi-log. Les courbes sont limitées à la région des données expérimentales et ne doivent pas être extrapolées pour prédire la résistance à la fatigue pour une contrainte ou une déformation spécifique pour des niveaux de fiabilité supérieurs à 95 % ou pour une probabilité de défaillance inférieure à 5 %. Les relations entre les courbes S(N) sont linéarisées selon l'expression suivante :

$$\log(N_f) = a + b \log(\sigma) \quad (2.13)$$

Dans cette équation, la contrainte, donnée par σ , est la contrainte maximale ou l'amplitude de contrainte et la valeur de N_f correspond au nombre de cycles à la rupture. Les valeurs de a et de b sont les paramètres les mieux adaptés pour que la courbe S(N) représente au mieux la relation de cause à effet entre le niveau de contrainte (variable indépendante) et le nombre de cycles jusqu'à la défaillance (variable dépendante). La détermination probabiliste de la durée de vie en fatigue n'est pas représentée directement. Pour simplifier cette situation, la norme ASTM suppose que les logarithmes du nombre de cycles de fatigue sont naturels. En supposant que $\log(N)$ est la variable dépendante aléatoire et $\log(\sigma)$ ou $\log(\epsilon)$ est la variable indépendante, il est possible d'exprimer cette relation de la manière suivante :

$$Y = A + BX \quad (2.14)$$

Où les paramètres A et B sont les coefficients d'ajustement linéaire du modèle qui peuvent être estimés par régression linéaire ²². Il est possible d'évaluer la valeur de A et de B de la manière suivante :

$$\begin{aligned} A &= \bar{Y} - B\bar{X} \\ B &= \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Où,

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{X_i}{k} \right) \quad \bar{Y} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{Y_i}{k} \right) \quad (2.16)$$

Il est ensuite possible d'estimer la variance avec l'équation suivante :

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y})^2}{k-2} \quad (2.17)$$

Où k est la taille de l'échantillonnage. Une plage de confiance peut être déterminée pour toute la longueur médiane de la courbe $S(N)$ ou $\varepsilon(N)$, et peut être estimée par l'équation suivante.

$$A + BX \pm \sqrt{2F_p} \hat{\sigma} \left[\frac{1}{k} + \frac{(X - \bar{X})^2}{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \right]^{1/2} \quad (2.18)$$

Dans cette équation, F_p est la valeur de distribution Snedecor contenue dans ASTM E739 selon le degré de liberté approprié, pour des niveaux de fiabilité de 90 % ou 95 %. Les intervalles de probabilité sont donc déduits avec ce paramètre. La norme ASTM E739 recommande un nombre minimum d'échantillons pour l'ensemble de la courbe pour l'application de cette technique qui dépend du type de programme d'essais. Pour les essais de recherche et développement exploratoires ainsi que les essais de recherche et développement sur les composants et les échantillons, un nombre minimum d'échantillons allant de 6 à 12 est requis. Pour les critères de conception et les données de fiabilité, 12 à 24 échantillons doivent être réalisés. La Figure 4 illustre cette méthode.

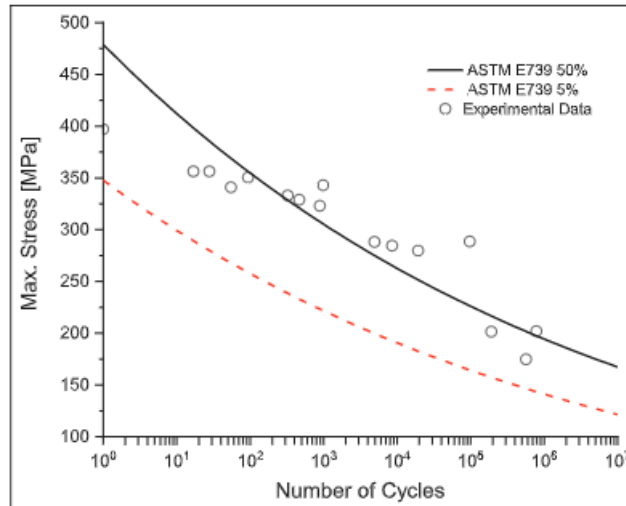


Figure 4 : Illustration de la norme ASTM E739 ³²

Malgré la simple application de la norme ASTM E739 et la nécessité d'un petit ensemble de données expérimentales, ce modèle probabiliste comporte quelques limites. En effet, celui-ci n'est pas adapté pour traiter des échantillons testés en fatigue ayant subi un nombre de cycles faible (<10 000 cycles) et élevé (>1 000 000 cycles) simultanément ³³. Ce modèle probabiliste préconise l'utilisation de la distribution normale, ce qui est une lacune étant donné que la distribution de Weibull est généralement plus efficace pour décrire la distribution de résultats provenant d'essais de fatigue. Pour utiliser ce modèle probabiliste, il est important d'avoir un nombre suffisant d'échantillons pour chaque palier de contraintes ou de déformation. Il est cependant possible d'éliminer cette limitation en utilisant une version modifiée du modèle qui utilise un intervalle de confiance constant calculé à partir de tous les échantillons utilisés pour générer la courbe ³⁴.

Modèle de Sendeckyj

Le modèle d'usure ou de dégradation de la résistance de Sendeckyj repose sur trois hypothèses. Celles-ci sont les suivantes :

- L'équation déterministe de la courbe S(N) est basée sur un phénomène physique qui considère l'accumulation de l'endommagement en fatigue.
- Le matériau perd de sa résistance à mesure que l'endommagement s'accumule, créant une relation de cause à effet entre le nombre de cycles et la résistance résiduelle du matériau.
- Les données de résistance statique peuvent être décrites par une distribution de Weibull à deux paramètres.

Pour modéliser les courbes $S(N)$ à l'aide de la méthode Sendekyj, les paramètres d'équation déterministe doivent être ajustés simultanément avec les paramètres de distribution de Weibull. Les données de fatigue (N_i) sont converties en contrainte statique équivalente (σ_{eq} en utilisant l'équation $S(N)$). Ensuite, les paramètres de distribution de Weibull sont calculés. L'optimisation de l'ajustement des paramètres de la courbe $S(N)$ se produit jusqu'à ce que le point maximum soit atteint. Pour ce faire, il est nécessaire d'utiliser l'équation suivante :

$$\sigma_{eq} = \sigma_{\max} (1 - C + CN)^S \quad (2.19)$$

Dans l'équation précédente, σ_{eq} est la contrainte statique équivalente, σ_{\max} est la contrainte cyclique maximale, N le nombre de cycles, et S et C sont les paramètres de la courbe $S(N)$ à déterminer. Le paramètre C de l'équation précédente détermine l'ajustement de la courbe $S(N)$ dans la région de fatigue à faible nombre de cycles. Pour une valeur de $C = 1$, l'équation (2.19) est réduite à une loi de puissance, comme la relation de Basquin. En fait, plus la valeur de C est élevée, plus la transition entre le comportement statique du matériau et le comportement en fatigue pour un faible nombre de cycles est importante. Pour obtenir la courbe de fatigue optimale, un ajustement heuristique entre les paramètres C et S et la maximisation de la valeur de forme de la distribution de Weibull (β) des données de contraintes statiques équivalentes est effectué jusqu'à ce que la dispersion de données statiques la plus faible soit trouvée. La distribution de Weibull à deux paramètres est plus appropriée pour cette application. La probabilité de survie de données statiques équivalentes est donnée par l'équation suivante :

$$P(\sigma_{eq}) = \exp \left[- \left(\frac{\sigma_{eq}}{\delta} \right)^\beta \right] \quad (2.20)$$

Par la suite, il est possible de calculer la distribution des probabilités avec l'équation suivante :

$$\sigma_{\max} = \delta \left\{ \left[-\ln(P(N)) \right]^{\frac{1}{\beta}} \right\} \left[\left(N + \left(\frac{1-C}{C} \right) \right) C \right]^{-S} \quad (2.21)$$

Les paramètres C , S , β et δ de l'équation précédente sont estimés à l'aide d'un processus d'optimisation interactif. Une estimation des paramètres est réalisée pour atteindre la valeur maximale. Selon certains chercheurs³², le modèle de Sendekyj est efficace pour décrire le comportement en fatigue de matériaux composites. Cependant, ce dernier est moins efficace pour les matériaux métalliques, et ce, surtout pour un nombre de cycles à la rupture élevé.

Modèle de Castillo et Fernandez-Cateli

Castillo et Fernandez-Cateli^{35 36} ont développé un modèle basé sur une régression de Weibull. Ce modèle, formulé dans l'espace des contraintes, est recommandé pour une fatigue cyclique moyenne à élevée, voire très élevée. Ce modèle probabiliste est présenté à l'équation (2.22).

$$F(\log(N)); \log(\Delta\sigma) = 1 - \exp \left\{ - \left[\frac{(\log(N) - B)(\log(\Delta\sigma) - C) - \lambda}{\delta} \right]^\beta \right\} \quad (2.22)$$

Où N est la durée de vie ; $\Delta\sigma$ est le niveau de stress ; $F(\log(N))$ est la fonction de distribution de probabilité cumulative (CFD) de N pour $\Delta\sigma$ donnés ; $B = \log(N_0)$, N_0 étant une valeur seuil de durée de vie ; $C = \log(\Delta\sigma_0)$, $\Delta\sigma_0$ étant la limite de fatigue d'endurance ; et λ , β et δ sont des paramètres de modèle non dimensionnel (β : paramètre de forme de Weibull ; δ : paramètre de l'échelle de Weibull ; λ : paramètre de localisation de Weibull). La Figure 5 illustre le modèle de Castillo.

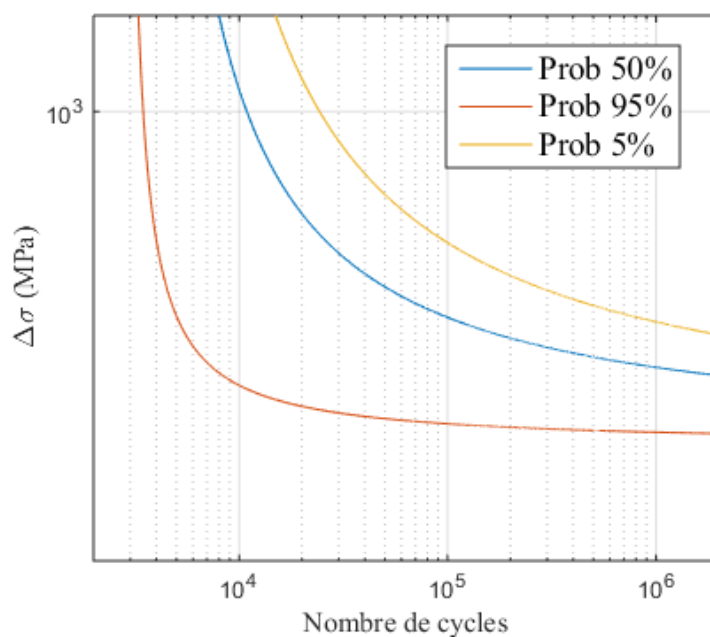


Figure 5 : Champ probabiliste du modèle de Castillo

Ce modèle a été utilisé plusieurs fois dans la littérature pour effectuer des analyses de fatigue. Par exemple, celui-ci a été utilisé avec un modèle FEA pour prédire avec succès la durée de vie en fatigue d'un assemblage comportant deux rivets^{37 38 39 40}. En effet, en combinant ce modèle probabiliste, la loi de Miner et un modèle FEA, les auteurs ont développé une méthodologie permettant d'évaluer la durée de vie d'une structure simple à deux rivets. Par contre, ces derniers utilisent un modèle FEA avec des éléments 3D très raffinés, ce qui peut

être problématique dans le cadre de ce projet. Bien que ce modèle considère la nature aléatoire du phénomène de fatigue, celui-ci est tout de même limité en raison de l'asymptote verticale B du modèle. En effet, cette asymptote fait en sorte que le modèle n'est pas adapté pour traiter des échantillons compris dans la région à faible nombre de cycles³² d'une courbe $S(N)$ ($\leq 10\,000$ cycles). Bien que cette réalité ne soit pas problématique pour plusieurs applications industrielles, celle-ci est assez limitante dans le domaine du produit récréatif en raison des manœuvres généralement réalisées avec ce type de véhicule (saut, route accidentée, etc.).

Modèle de Stüssi

À la section 2.1.1.1, la fonction non linéaire de Stüssi a été présentée pour représenter les courbes $S(N)$. Comparativement à des fonctions plus simples comme la fonction de Basquin, celle-ci permet d'ajuster les extrémités d'une courbe $S(N)$ en prenant en considération la résistance ultime du matériau et la limite de fatigue de celui-ci. Cependant, ce modèle est basé uniquement sur le comportement moyen du nombre de cycles de défaillance du matériau, et ne prend pas en compte le caractère stochastique de la fatigue. Afin de contourner cette limitation, des chercheurs³² ont proposé d'inclure la fonction de Stüssi dans une distribution de Weibull à trois paramètres afin d'intégrer l'aspect probabiliste et pouvoir générer les courbes de fiabilité $S(N)$ d'un matériau. Le modèle probabiliste de Stüssi est une combinaison de la distribution de Weibull à trois paramètres et de l'équation de Stüssi (équation (2.7)). À cette fin, le modèle probabiliste est donné à l'équation suivante.

$$P = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\Delta\sigma - \frac{R_m + \sigma'_f N^b \sigma_D}{1 + \sigma'_f N^b} - \lambda}{\beta} \right)^\delta \right] \quad (2.23)$$

Où P est la probabilité de défaillance, $\lambda \in R$ est le paramètre de localisation de Weibull, $\beta > 0$ est le paramètre d'échelle de Weibull et δ est le paramètre de forme de Weibull. De son côté, la variable $\Delta\sigma$ est l'amplitude des contraintes d'un échantillon donné. Selon certains auteurs, ce modèle probabiliste est plus efficace que le modèle de Sendeckyj pour décrire le comportement en fatigue de matériaux métalliques³², tout en étant également efficace avec les matériaux composites.

Pour le moment, il est difficile de se prononcer sur l'efficacité des divers modèles probabilistes présentés dans cette section étant donné que leur pertinence varie en fonction de la nature des échantillons testés (alliage, type de joint, etc.). Les modèles de Stüssi, de Castillo et de la norme

ASTM seront comparés dans le cadre de cette thèse. Le modèle de Sendeckyj en raison de son manque de précision pour les matériaux métalliques.

2.1.2. Comptage des cycles

Tout comme il a été mentionné précédemment, il est nécessaire d'utiliser une méthode permettant de compter les cycles pour réaliser une analyse en fatigue comportant un chargement à amplitudes variables. L'objectif de ces méthodes consiste à séparer la séquence du chargement à amplitudes variables en plusieurs blocs à amplitude constante. Une fois que ces blocs ont été identifiés, il devient par la suite possible d'évaluer la vie en fatigue d'une pièce ou d'un assemblage en utilisant, avec les courbes $S(N)$ ou $\epsilon(N)$, l'amplitude des contraintes et des déformations des divers blocs ainsi que la contrainte moyenne appliquée. Cette méthode n'est pas limitée au chargement et peut être utilisée avec un spectre de contraintes, de déformations, d'accélération, etc. De manière générale, il est admis que la méthode la plus efficace qui permet d'obtenir des résultats pertinents est la méthode de la cascade⁴¹. Le principe général de cette méthode est assez simple. En effet, la technique consiste à déterminer l'amplitude des sommets et des vallées du chargement. En se basant sur la Figure 6, les renversements sont considérés comme étant tout changement de direction du chargement et un cycle complet est la combinaison de deux renversements subséquents. La méthode de la goutte d'eau préconise l'identification de renversements indépendants (demi-cycle) tout en essayant d'identifier les renversements adjacents pour former un cycle complet. L'algorithme permettant d'utiliser la méthode de la goutte d'eau est présenté en détail dans la norme ASTM E1049-85⁴².

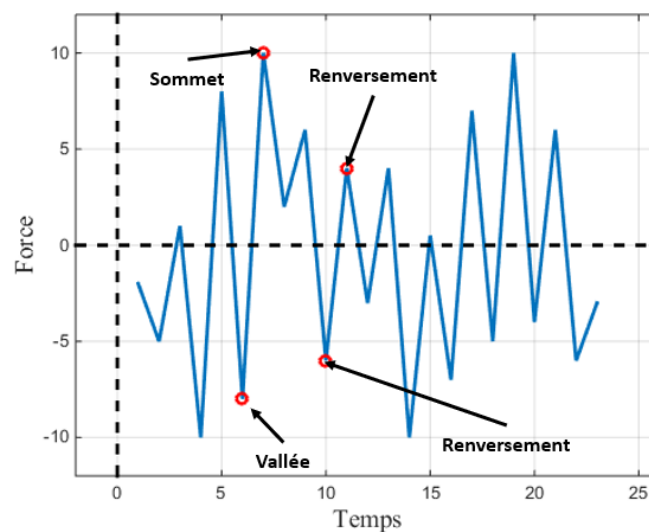


Figure 6 : Nomenclature de la méthode de la goutte d'eau

La méthode de la goutte d'eau a été utilisée à plusieurs reprises dans la littérature pour réaliser une étude portant sur la fatigue d'une pièce ou d'un assemblage^{43 15 44 45}. Celle-ci peut également facilement être combinée à une loi d'endommagement comme la loi de Palmgren-Miner. Bien que la méthode de la goutte d'eau ait été éprouvée dans la littérature, celle-ci est uniquement applicable à des chargements uniaxiaux. Pour pallier ce problème, certains auteurs ont développé des méthodes, basées sur la technique de la goutte d'eau, permettant de compter les cycles pour des chargements multiaxiaux. En outre, la méthode de Bannantine et Socie⁴⁶ et la méthode de Wang-Brown⁴⁷, basées sur le concept du plan critique, sont largement utilisées pour ce type d'application. Ces deux méthodes permettent également, en utilisant le critère d'endommagement de FS, d'obtenir des résultats intéressants lors de l'évaluation de la durée de vie en fatigue de structures soumises à des chargements multiaxiaux³⁰. De plus, selon certains chercheurs, la méthode de Wang-Brown est efficace pour évaluer la durée de vie d'un composant structural, et ce même en utilisant plusieurs critères d'endommagement⁴⁸. De son côté, la méthode de Bannantine et Socie a été utilisée, avec le critère d'endommagement FS, pour prédire le comportement en fatigue d'échantillon avec ou sans encoche avec succès^{27,28}. La méthodologie permettant d'utiliser ces deux méthodes est, quant à elle, présentée à l'annexe 2.

2.1.3. Lois d'endommagement

Dans l'approche de l'accumulation de l'endommagement, il est stipulé que l'endommagement en fatigue augmente en fonction du nombre de cycles appliqués sur la structure de manière cumulative. Il devient donc intéressant d'établir une loi ou une relation qui permet de quantifier cet endommagement et ainsi prédire la vie en fatigue d'une structure étudiée. Pour ce faire, plusieurs lois différentes ont été développées au fil du temps. Celles-ci peuvent être divisées en deux catégories distinctes : les lois d'endommagement linéaires et les lois d'endommagement non linéaires. En combinant l'une de ces lois à un critère d'endommagement et une technique de comptage de cycles, il devient possible d'évaluer la vie en fatigue d'une structure soumise à un chargement d'amplitude variable. Comme le démontrent certains chercheurs^{49 50}, il existe une multitude de lois d'endommagement. Cependant, aucune de celles-ci ne fait l'unanimité en matière d'efficacité dans le domaine de la fatigue. Cette section présente donc quelques lois d'endommagement qui ont été jugées intéressantes.

2.1.3.1. Lois d'endommagement linéaires

La première loi établie permettant de quantifier l'accumulation du dommage en fatigue est la loi de Palmgren-Miner ⁵¹. Cette loi, la plus connue et la plus utilisée aujourd'hui, se définit de la façon suivante :

$$D = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_{fi}} = 1 \quad (2.24)$$

Dans l'équation (2.24), n_i représente le nombre de cycles d'un bloc à amplitude constante déterminé à l'aide d'une technique de comptage de cycles comme la méthode de la goutte d'eau. De son côté, N_{fi} représente le nombre de cycles à la rupture du matériau pour cette amplitude. La loi de Palmgren-Miner stipule qu'il y aura rupture en fatigue si la somme des ratios n_i/N_{fi} atteint une valeur critique de 1. Cette loi linéaire d'endommagement est assez populaire en industrie et a été utilisée à maintes reprises dans la littérature. Par exemple, la loi de Palmgren-Miner a été utilisée pour réaliser l'optimisation d'un système dynamique en prenant en considération sa durée de vie ⁵². Il a également été prouvé que cette loi d'endommagement linéaire permettait d'obtenir des résultats pertinents pour des applications comprenant un chargement multiaxial en combinant la loi à certains critères d'endommagement ³⁰. D'autres auteurs ont également utilisé cette loi avec un certain niveau de succès pour une multitude d'applications ^{10 44 53 54 12 43}. Cependant, cette loi a souvent été critiquée en raison de ses lacunes. En effet, la loi de Palmgren-Miner néglige l'effet de la séquence de l'historique de chargement et néglige l'effet de l'interaction entre les chargements ^{10 49}.

2.1.3.2. Lois d'endommagement non linéaires

Afin de combler les lacunes de la loi de Palmgren-Miner, plusieurs auteurs ont proposé des lois alternatives à cette dernière en introduisant certaines non-linéarités afin de prendre en considération certains phénomènes comme la séquence de l'historique du chargement. Plusieurs de ces lois sont donc présentées dans cette section.

Loi de Henry

Pour prendre en considération l'interaction entre les cycles sur l'endommagement, une relation a été proposée par Henry ⁴⁹ en 1955. Cette relation est basée sur les hypothèses suivantes :

- La courbe S(N) d'une éprouvette en acier peut être décrite par une relation de forme hyperbolique de la forme $N_f(\sigma - \sigma_D) = C$ (C est une constante et σ_D est la limite d'endurance du matériau).
- Les deux paramètres C et σ_D sont modifiés au fur et à mesure que le dommage par fatigue s'accumule. La résistance à la fatigue diminue et C varie de manière proportionnelle à σ_D .
- Tant que s est inférieur à $1,5 \sigma_D$, l'auteur estime que la relation (2.25) est applicable.

De ses hypothèses, l'auteur montre que l'endommagement subi par un matériau est fonction de la variation de la limite d'endurance de celui-ci. La loi de Henry est en fait définie de la manière suivante :

$$D = \frac{\sigma_D - \sigma'_D}{\sigma_D} = \frac{\frac{n}{N_f}}{\sigma_D \left(1 - \frac{n}{N_f}\right) + \frac{\sigma_D}{1 + \frac{\sigma_D}{\sigma_D}}} \quad (2.25)$$

Loi de Gatts

Gatt⁵⁵ a développé une autre équation qui a pour utilité d'effectuer la sommation de l'endommagement d'une pièce ou d'un composant. Cette équation, est définie de la manière suivante ⁵⁵ (équation(2.26)) :

$$\frac{d\sigma_D}{dn} = -k_g (\Delta\sigma - C\sigma_D)^p \quad (2.26)$$

Où σ_D est la limite d'endurance du matériau, R est une variable homogène à une contrainte, k_g est une constante de proportionnalité et p est un exposant qui dépend du matériau. Dans cette équation, $\sigma_D = \sigma_{D0}$ si $n=0$ et $\sigma_D = \sigma_{DN}$ si $n=N$.

Loi de Bui Quoc et coll. ⁵⁶

Pour traduire l'endommagement en fatigue, les auteurs proposent l'équation (2.27) ⁵⁶ :

$$\frac{d\gamma_D}{dn} = -\frac{1}{k} \gamma_{max}^q \left(\frac{\gamma_{max} - \gamma_{min}}{\gamma_{max}} \right) (\gamma_{max} - \gamma_D)^2 \quad (2.27)$$

Où,

$$\begin{aligned} \gamma_{max} &= \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{D0}} \\ \gamma_{min} &= \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{D0}} \end{aligned} \quad (2.28)$$

Dans l'équation (2.27), σ_{D0} est la limite d'endurance du matériau vierge, k et b sont des constantes propres au matériau, n le nombre de cycles appliqués et γ_D est le rapport de la limite d'endurance à un état d'endommagement donné sur la limite d'endurance du matériau vierge. En intégrant l'équation (2.27), on obtient une expression (équation (2.29)) qui permet de tracer une courbe de fatigue.

$$N_r = \frac{k}{1-R} \frac{1}{\gamma_{max}^q} \left[\frac{1}{\gamma_{max}^{-1}} - \frac{1}{\gamma_{max} - \left(\frac{\gamma_{max}}{\gamma_u} \right)^m} \right] \quad (2.29)$$

Où R est le rapport de contrainte et γ_u est le rapport de la résistance ultime du matériau en traction monotone sur la limite d'endurance du matériau vierge. Des équations précédentes, les auteurs ont proposé une fonction permettant d'évaluer l'endommagement cumulatif. Celle-ci est de la forme suivante (équation (2.30)) :

$$D = \frac{1 - \gamma_D}{1 - \gamma_{Dc}} \quad (2.30)$$

Dans l'équation (2.30), γ_{Dc} représente la valeur critique de γ_D pour l'ensemble des cycles appliqués. Cette loi non linéaire prend en compte la contrainte moyenne, mais elle ne considère pas les amplitudes de contraintes inférieures à la limite d'endurance.

Loi de Lemaitre-Chaboche

La loi de Lemaitre-Chaboche⁵⁷ repose sur l'évolution non linéaire du paramètre d'endommagement en fonction du nombre de cycles et de sa dépendance au niveau de chargement. Bien que cette loi soit conçue pour les cycles de chargement uniaxial à amplitude variable, il est également possible de l'utiliser pour des chargements multiaxiaux. En effet, l'utilisation d'un critère multiaxial de fatigue permet de calculer la durée de vie pour tout cycle

multiaxial en transformant ce chargement multiaxial en un chargement uniaxial équivalent. La loi de Lemaitre-Chaboche stipule que l'accroissement du dommage en fatigue est fonction du nombre de cycles identiques (d'amplitude σ_{ai} et de moyenne σ_{mi}) comme l'exprime l'équation (2.31) ⁵⁷.

$$\frac{dD}{dN} = \left[1 - (1-D)^{\chi+1} \right]^{a_2} \left[\frac{\sigma_{\max} - \sigma_m}{M_0 (1 - b_2 \sigma_m) (1-D)} \right]^{\chi} \quad (2.31)$$

Où,

$$a_2 = 1 - a_1 \left(\frac{\sigma_{\max} - \sigma_D(\sigma_m)}{R_m - \sigma_{\max}} \right) \quad (2.32)$$

$$\sigma_D(\sigma_m) = \sigma_{li} + \sigma_m (1 - b_1 \sigma_{li})$$

$\sigma_D(\bar{\sigma}_m)$ est la limite de fatigue en fonction de la contrainte moyenne σ_m . χ , a , b_1 , b_2 et M_0 sont des coefficients propres au matériau utilisé, σ_{li} est la limite d'endurance du matériau pour un chargement cyclique $R = -1$. En intégrant l'équation (2.31), il devient possible d'évaluer la durée de vie en fatigue d'un matériau ⁵⁸. Cette loi semble cependant un peu limitée pour des chargements à amplitude variable complexes. En effet, pour ce type de chargement, l'amplitude du chargement varie aléatoirement et non par bloc de chargement bien défini.

Loi séquentielle multiaxiale (Mesmacque)

Une autre loi⁵⁹, qui permet de prendre en compte l'ordre de l'application du chargement, a été développée récemment pour pallier les lacunes de la loi de Palmgren-Miner. Cette loi, basée sur une approche en contraintes, s'exprime selon l'équation (2.33).

$$D_i = \frac{\sigma_{edi} - \sigma_i}{R_m - \sigma_i} \quad (2.33)$$

Où, σ_i est la charge appliquée, R_m est la résistance ultime du matériau et σ_{edi} est la contrainte corrigée en fonction du dommage accumulé. L'endommagement subi par la première série de cycles est ensuite transféré à la prochaine série de la façon suivante :

$$D_i = \frac{\sigma_{edi} - \sigma_i}{R_m - \sigma_i} = \frac{\sigma_{eq} - \sigma_{i+1}}{R_m - \sigma_{i+1}} \quad (2.34)$$

Il est ensuite nécessaire d'évaluer à l'aide d'une courbe S(N) le nombre de cycles équivalent N_{equiv} au niveau $i+1$ par rapport à n_i cycles au niveau i . Afin de déterminer la durée de vie en fatigue d'un matériau, l'algorithme doit être utilisé jusqu'à ce que $\sigma_{edi} = R_m$. Un exemple

concret de la démarche à suivre est présenté dans un article ⁵⁹. Selon certains chercheurs ^{59 60}, celle-ci permet d'obtenir des résultats plus fidèles à la réalité que la loi de Miner. Cependant, cette loi possède les mêmes lacunes que la loi de Lemaitre-Chaboche. La définition de l'ordre des blocs de chargement devient donc plus difficile à établir. Il existe également une version multiaxiale de la loi ici présentée. Développée par les mêmes auteurs que la précédente, celle-ci est définie selon l'équation (2.35).

$$D_i = \frac{\sigma_i^{eq} - \sigma_{eq}^{i, \max}}{\tau_u - \sigma_{eq}^{i, \max}} \quad (2.35)$$

Dans cette relation, σ_i^{eq} est défini comme étant l'amplitude de la contrainte d'endommagement à l'itération i , τ_u est la résistance ultime au cisaillement du matériau et $\sigma_{eq}^{i, \max}$ est la contrainte équivalente maximale à l'itération i . Un exemple concret de la démarche à suivre pour utiliser cette loi est présenté dans un article ⁶¹. Un schéma explicatif de la loi est présenté à la Figure 7.

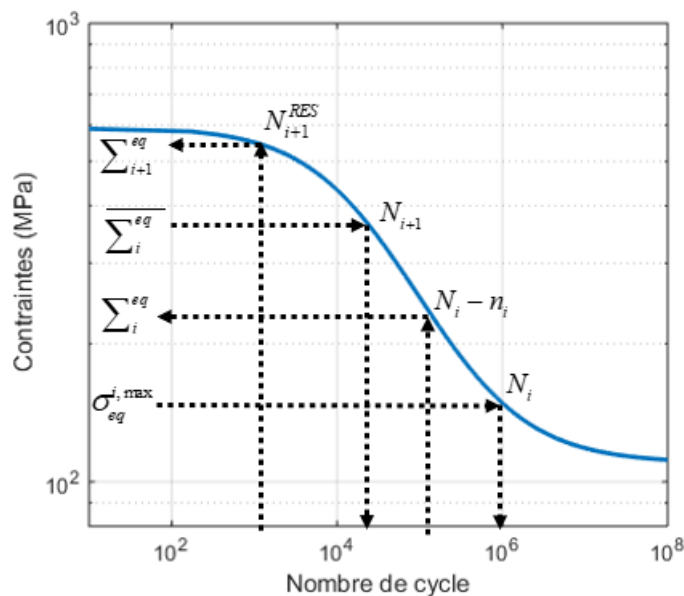


Figure 7 : Schéma de la loi séquentielle multiaxiale

Modèle de Manson-Hartford

Un autre modèle⁶², qui permet de prendre en compte l'ordre de l'application du chargement, a été développé en utilisant une approche basée sur une courbe d'endommagement. Celui-ci permet de décrire proprement l'interaction entre deux amplitudes de chargement subséquent. De façon générale, le modèle prend la forme suivante :

$$\left[\left[\left[\left(\frac{n_1}{N_{f1}} \right)^{\alpha_{1,2}} + \frac{n_2}{N_{f2}} \right]^{\alpha_{2,3}} + \frac{n_3}{N_{f3}} \right]^{\alpha_{3,4}} + \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{f(i-1)}} \right]^{\alpha_{i-1,4i}} + \frac{n_i}{N_{fi}} = 1 \quad (2.36)$$

Où,

$$\alpha_{i-1,i} = \left(\frac{N_{f(i-1)}}{N_{fi}} \right)^{0.4} \quad (2.37)$$

Dans l'équation précédente, n_i représente le nombre de cycles réalisés pour chaque palier de force, N_{fi} représente le nombre de cycles à la rupture pour chaque palier de chargement (courbe S(N)). L'exposant de 0,4 est donné à titre indicatif par les auteurs du modèle. Il est également possible d'ajuster l'exposant en fonction des résultats expérimentaux obtenus. Par exemple, un groupe de chercheurs⁶³ a utilisé un exposant de 0,77 pour des essais sur un alliage d'acier (P355NLI). D'autres auteurs^{64 65 66} ont proposé une modification à ce modèle. Cette modification s'applique aux coefficients α de l'équation (2.36) et permet de prendre en considération l'effet de la contrainte moyenne. Le paramètre est défini de la façon suivante.

Manson-Hartford contrainte⁶⁴ :

$$\alpha_{i-1,i} = \frac{\sigma_i}{\sigma_{i-1}} \quad (2.38)$$

Manson-Hartford contrainte min⁶⁵:

$$\alpha_{i-1,i} = \left(\frac{N_{f(i-1)}}{N_{fi}} \right)^{0.4 \cdot \min\left(\frac{\sigma_{i-1}}{\sigma_i}, \frac{\sigma_i}{\sigma_{i-1}}\right)} \quad (2.39)$$

Ye-Wang modifié⁶⁶:

$$\alpha_{i-1,i} = \frac{\ln(N_{f(i)})}{\ln(N_{f(i-1)})} \frac{\sigma_{i-1}}{\sigma_i} \quad (2.40)$$

Le modèle de base semble toutefois avoir des lacunes pour un chargement multiaxial complexe⁶⁷.

Modèle de Zuo

Un autre modèle permettant de prendre en considération la chronologie du chargement est le modèle de Zuo⁶⁸. Ce modèle est relié cycle par cycle à la courbe S(N) utilisée. Celui-ci a la forme suivante :

$$D = \sum_{i=1}^n \eta_i \frac{\ln(N_{fi})}{\ln(N_{f1})} = 1 \quad (2.41)$$

Où η_i est la fraction de la durée de vie restante au palier de contrainte i et N_{fi} représente le nombre de cycles à la rupture pour le palier de chargement actuel. Il est possible d'évaluer les valeurs de η_i de la façon suivante :

$$\eta_i = \frac{(1-\eta_1)\ln(N_{f1}) - \eta_2\ln(N_{f1}) - \eta_3\ln(N_{f1}) - \dots - \eta_{i-1}\ln(N_{f1})}{\ln(N_{fi})} \quad (2.42)$$

Une variation⁶⁹ de ce modèle est présentée ci-dessous :

$$\frac{n_n}{N_n} = \frac{\left(1 - \frac{n_1}{N_1}\right)\ln(N_1) - \frac{n_2}{N_2}\ln(N_2) - \frac{n_3}{N_3}\ln(N_3) - \dots - \frac{n_{n-1}}{N_{n-1}}\ln(N_{i-1})}{\ln(N_n)} \quad (2.43)$$

Un autre groupe d'auteurs⁷⁰ a également proposé sa version du modèle (Zhu).

$$\frac{n_i}{N_{fi}} \left(1 - \frac{n_1}{N_{f1}} - \frac{n_2}{N_{f2}} - \dots - \frac{n_{i-1}}{N_{f(i-1)}}\right) \left(\frac{\ln(N_{f1})}{\ln(N_{fi})}\right)^{\frac{\sigma_i-1}{\sigma_i}} \quad (2.44)$$

Modèle de Aeran

Pour ce modèle, l'endommagement pour un niveau de contrainte donné est déterminé à partir de la courbe $S(N)$ du matériau considéré. Ces dommages sont ensuite transférés au niveau de contrainte suivant en déterminant le nombre effectif de cycles à l'aide d'un facteur d'interaction de charge. Selon les auteurs du modèle⁷¹, celui-ci s'applique également au joint soudé. L'équation suivante décrit le modèle en question :

$$D_i = 1 - \left[1 - \frac{n_i}{N_i}\right]^{\delta_i} = 1 - \left[1 - \frac{n_{(i+1)eff}}{N_{i+1}}\right]^{\frac{\kappa_{i+1}}{\mu_{i+1}}} \quad (2.45)$$

Avec :

$$\kappa_i = \frac{-1.25}{\ln(N_i)} \text{ et } \mu_i = \left(\frac{\sigma_{i-1}}{\sigma_i}\right)^2$$

Où D_i est l'endommagement au cycle i et $n_{(i+1)eff}$ est le nombre effectif de cycles pour le palier de chargement σ_{i+1} , N_i et N_{i+1} sont les nombres de cycles à la rupture provenant d'une courbe $S(N)$ pour une amplitude de contrainte donnée. L'endommagement à l'étape $i+1$ peut ensuite être calculé de la façon suivante :

$$D_{i+1} = 1 - \left[1 - \frac{n_{(i+1)total}}{N_{i+1}} \right]^{\kappa_{i+1}} \quad (2.46)$$

$$n_{(i+1)total} = n_{(i+1)eff} + n_{(i+1)}$$

2.1.3.3. Comparaisons des diverses lois

Bien que l'utilisation de ces lois permette de combler les lacunes de la loi de Palmgren-Miner, ces dernières possèdent également des faiblesses. De plus, leur utilisation est souvent limitée à des cas bien précis. Par exemple, l'usage de la loi de Henry est assez limité étant donné que celle-ci s'appuie sur le concept de la limite d'endurance. Ce concept ne s'appliquant pas à tous les matériaux comme les alliages d'aluminium, il va donc de soi que les résultats obtenus à l'aide de cette loi sont discutables. De son côté, la loi de Gatts prend en considération la nature de la sollicitation, l'effet de la contrainte moyenne et l'effet de séquence du chargement, mais ne tient pas compte des cycles de chargement inférieurs à la limite d'endurance. Cette loi considère donc également la limite d'endurance du matériau, ce qui peut être un désavantage étant donné que cette limite ne s'applique pas à tous les matériaux comme les alliages d'aluminium.

La loi de Bui Quoc non linéaire prend en compte la contrainte moyenne et les effets de l'interaction entre les chargements, mais elle ne considère pas les amplitudes de contraintes inférieures à la limite d'endurance qui, rappelons-le, n'est pas réelle pour tous les matériaux. La loi de Lemaitre-Chaboche permet de prendre en considération la séquence du chargement⁵⁸ en séparant l'historique de chargement en plusieurs blocs distincts. Celle-ci est donc un peu limitée pour des chargements à amplitude variable complexes. En effet, pour ce type de chargement, l'amplitude du chargement varie aléatoirement et non par bloc de chargement bien défini. Selon certains chercheurs^{59 60 61}, la loi séquentielle multiaxiale permet d'obtenir des résultats plus fidèles à la réalité que la loi de Palmgren-Miner. Par contre, celle-ci possède les mêmes faiblesses que la loi de Lemaitre-Chaboche. La définition de l'ordre des blocs de chargement devient donc plus difficile à établir pour cette loi. Malgré leur lacune respective, il est généralement admis que les lois non linéaires sont plus performantes que les lois linéaires⁷². En effet, pour tous ces modèles, les chercheurs les ayant développés affirment haut et fort que leur modèle respectif permet d'obtenir des résultats pertinents. Ces modèles ont cependant été validés sur des échantillons simples soumis à des chargements ayant peu de paliers différents (de deux à quatre). Il a toutefois été observé que les modèles prenant en considération la séquence et l'interaction au sein du chargement sont moins performants pour un chargement complexe que pour un chargement ayant seulement 2 amplitudes distinctes⁵⁰. Il est donc

pertinent de vérifier davantage la pertinence de l'utilisation de l'une des lois présentées dans cette section. Étant donné qu'il est difficile de se prononcer sur l'efficacité des lois d'endommagement non linéaires, les modèles de Hartford, Mesmacque, Aeran et Zuo seront comparés à la loi de Miner dans le cadre de ce projet de recherche. Ceci permettra de quantifier leur pertinence en ce qui concerne leur efficacité à prédire la durée de vie de structures complexes soumises à des chargements à amplitudes variables. Les lois de Chaboche, Bui-Quoc, Henry et Gatt sont écartées de cette analyse en raison de leur dépendance au concept de la limite d'endurance qui ne s'applique pas pour les alliages d'aluminium.

2.1.4. Évaluation numérique des contraintes pour les joints rivetés et soudés

Dans un composant ou une structure, il existe deux types de concentration de contraintes. L'un est dû aux changements abrupts aux discontinuités de la géométrie et l'autre est due au soudage. Pour prendre en considération ces types de concentration, il existe plusieurs techniques différentes. Plusieurs auteurs présentent une brève revue de ces approches^{5 73 74 75 76 77}. Ces approches sont régulièrement utilisées pour l'évaluation de la durée de vie de joints soudés, de joints rivetés ou de toutes pièces ayant une géométrie complexe.

2.1.4.1. Approche de la contrainte nominale

L'approche de la contrainte nominale est de loin la plus utilisée. Celle-ci consiste tout simplement à utiliser une courbe $S(N)$ obtenue à partir d'essais de fatigue avec des échantillons comportant le type de concentration de contraintes étudié. Une fois les essais réalisés, il suffit de calculer la contrainte nominale ou moyenne à l'endroit de la concentration pour établir la courbe $S(N)$ en question. Étant donné que la courbe $S-N$ utilisée se réfère à une concentration de contrainte bien définie, il ne devient pas nécessaire de quantifier localement son effet.

De manière générale, il est admis que cette méthode n'est pas adaptée pour l'évaluation de la vie en fatigue d'une structure ou d'une pièce en tôles minces⁷⁸. Pour les joints soudés, plusieurs propositions ont été effectuées pour prendre en compte l'influence de l'épaisseur des tôles et le type de soudure⁷⁹. Lors de l'utilisation de cette méthode, il est important d'apporter une attention particulière aux hypothèses posées étant donné qu'il y a généralement une différence considérable entre la durée de vie en fatigue prédite à partir d'échantillons standards et la durée de vie d'une structure réelle⁸⁰. La méthode semble toutefois donner des résultats acceptables pour la caractérisation en fatigue d'échantillons soudés simples soumis à un chargement d'amplitude variable⁸¹.

2.1.4.2. Approche de la contrainte « hot-spot »

La méthode du hot-spot peut être considérée comme étant une version améliorée de l'approche de la contrainte nominale. Cette méthode a été développée afin de pouvoir prendre en considération les discontinuités géométriques que l'approche de la contrainte nominale ne permet pas⁸². Cette approche est généralement utilisée pour caractériser un joint soudé en fatigue. Dans celle-ci, on considère qu'il y a une concentration de contrainte au niveau du bout de la soudure⁸³. Ceci occasionne des pics de contraintes dans la structure qui peuvent mener à des singularités lors des calculs. En extrapolant les contraintes dans la zone de la soudure, il devient possible d'éliminer ces pics de contrainte. Ainsi, cette technique permet de prendre en compte l'accroissement des contraintes dans la structure tout en éliminant le besoin de modéliser la géométrie réelle de la soudure. Le principe de l'approche est présenté à la Figure 8.

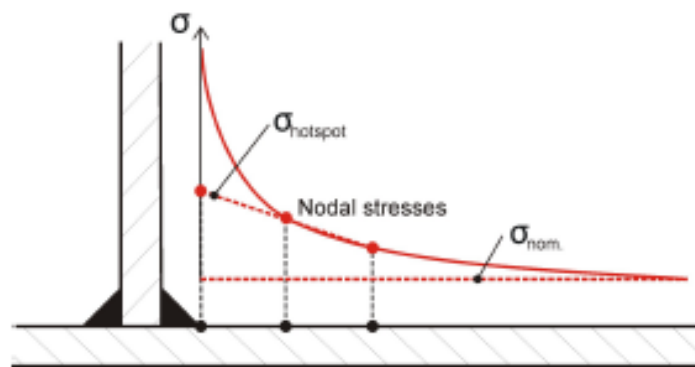


Figure 8 : Principe de l'approche « Hot-spot »⁷³

Généralement, l'évaluation de cette méthode est réalisée à l'aide de la méthode des éléments finis étant donné qu'il s'avère particulièrement difficile d'utiliser une approche analytique⁷⁷. De cette manière, il devient facile d'extrapoler les contraintes avec les nœuds des éléments tout en utilisant un maillage fin. Il est même possible de considérer certaines imperfections au niveau de la soudure en ajoutant des facteurs de correction. Cependant, cette méthode est utile seulement pour les ruptures commençant à l'un des bouts de la soudure. Lors de l'utilisation de cette méthode, il est important de suivre les recommandations proposées par *The Welding Institute*⁸⁴.

À l'aide de cette méthode, plusieurs auteurs^{75 85 86} ont été en mesure d'évaluer avec succès la durée de vie en fatigue d'une structure soudée par soudage laser ou par soudage MIG. De plus, l'approche « Hot-spot » a été étudiée en détail par Lee⁸⁷ pour l'utilisation de l'approche à l'aide de la méthode des éléments finis. En plus d'être en mesure de prédire convenablement la durée de vie en fatigue d'un assemblage soudé, celui-ci a comparé et évalué plusieurs variantes de l'approche pour en déterminer la plus efficace. Cette méthode a également été utilisée pour

modéliser le comportement en fatigue d'un joint soudé au laser ⁸⁸. Dans cette étude, l'auteur a utilisé avec succès une modélisation numérique préconisant des éléments 2D seulement.

2.1.4.3. *Approche de l'encoche*

L'approche de l'encoche consiste à modéliser une encoche fictive au niveau des bouts de la soudure ou au niveau de la racine de cette dernière ⁷⁷. Bien entendu, la modélisation des encoches requiert une bonne connaissance des différentes techniques de modélisation, spécialement pour les tôles minces ⁸⁵⁻⁸⁹. Cette approche est couramment utilisée pour l'évaluation de la fatigue dans un joint soudé étant donné que les résultats obtenus avec celle-ci sont plus précis qu'avec les autres méthodes ⁸⁶ et puisque la puissance de calcul des ordinateurs ne cesse d'augmenter. Comme il est montré sur la Figure 9, cette approche consiste en fait à remplacer la soudure par une encoche ayant un rayon effectif. Généralement, on suggère l'utilisation d'un rayon de 1 mm ⁸² pour des tôles ayant une épaisseur supérieure à 5 mm.

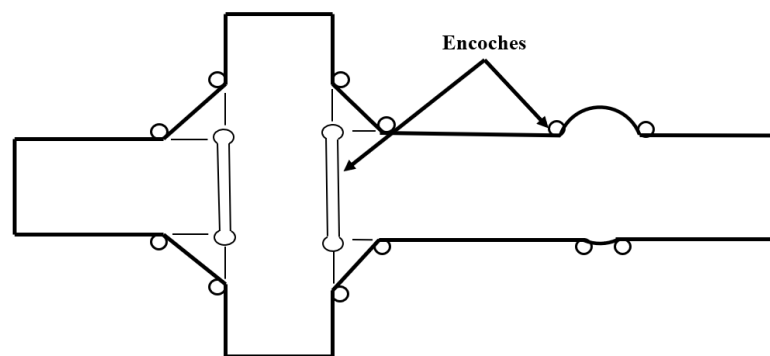


Figure 9 : Illustration l'approche de l'encoche

Par contre, pour les tôles minces, l'utilisation d'une encoche circulaire ayant un rayon de 1 mm n'est pas recommandée puisque le rayon de référence de l'encoche est considérable par rapport à l'épaisseur de la tôle. Il est plutôt recommandé d'utiliser un rayon caractéristique inférieur à 1 mm ⁹⁰⁻⁹¹. Il est également possible d'utiliser une encoche en V ⁹². Étant donné la forme de l'encoche, il est nécessaire d'utiliser une valeur effective de la contrainte pour éviter tout problème lié aux concentrations de contrainte. Cette valeur effective est généralement évaluée avec la méthode de la contrainte moyenne de Neuber ou la technique de la distance critique proposée par Taylor.

Cette approche a été utilisée avec succès pour évaluer la vie en fatigue de structures en tôles minces soudées par un faisceau laser ⁹³⁻⁹⁴. Ces études montrent qu'il est possible d'évaluer de manière satisfaisante la vie en fatigue d'une structure en tôles minces, en acier ou en aluminium, soudée par laser et soumise à des chargements complexes et multiaxiaux. Cette

approche est également recommandée par plusieurs auteurs pour l'évaluation de la contrainte en fatigue pour des applications comportant des tôles minces soudées puisque celle-ci prend en compte la majorité des défauts et des imperfections pouvant être rencontrées ^{73 91}.

Il existe également une version de cette technique qui considère le comportement élastoplastique des matériaux. Celle-ci est expliquée en détail dans un article par Malkoutsakis et Savaidis ⁸⁶.

2.1.4.4. Approche du facteur N-SIF (Notch Stress Intensity Factor)

Une autre approche, utilisée pour évaluer l'endommagement en fatigue d'un composant, est l'approche N-SIF. Cette approche, généralement utilisée pour évaluer la vie en fatigue d'un joint soudé, est basée sur le modèle linéaire de la rupture mécanique ⁹⁵. En fait, cette méthode suppose que la discontinuité ou les bouts d'une soudure sont une encoche en V ayant un angle de 135°. Bien entendu, le bout de cette encoche est singulier, il est donc nécessaire d'utiliser certains artifices pour évaluer la contrainte réelle. Il existe plusieurs façons d'évaluer le facteur de concentration de contrainte dont plusieurs sont basées sur l'évaluation de la densité de l'énergie de déformation ⁹⁶.

Plusieurs études ont été réalisées avec cette technique. Par exemple, Verreman et Nie ⁹⁷ ont proposé d'utiliser le facteur d'intensité (N-SIF) en tant que paramètre décrivant la durée de l'initiation d'une fissure dans une soudure, y compris la propagation de fissures courtes jusqu'à une profondeur de fissure d'env. 0,5 mm. De plus, Lazzarin et Tovo ⁹⁸ ont déterminé que le facteur d'intensité de contrainte (N-SIF) peut décrire avec précision les distributions de contraintes dans le voisinage de la pointe de la soudure.

Cette technique nécessite généralement un remaillage très fin. Il existe également une alternative à cette méthode. Celle-ci consiste en fait à prendre en considération la moyenne de la densité de l'énergie de déformation sur un volume de contrôle près du bout de l'encoche de la soudure ⁹⁹. Généralement, un volume de contrôle ayant un rayon de 0,28 mm est utilisé. Il est ensuite possible de dériver la contrainte équivalente à l'aide d'une relation entre celle-ci et la densité de l'énergie de déformation ¹⁰⁰.

2.1.4.5. Méthode de la distance critique

La théorie de la distance critique (TCD) est une technique permettant d'effectuer des analyses de fatigue ou des analyses statiques à partir du champ de contrainte avoisinant une concentration de contrainte. Lorsque celle-ci est appliquée à un problème de fatigue, cette technique suppose que les dommages dus à la fatigue peuvent être estimés correctement si la

distribution des contraintes élastiques avoisinant la concentration des contraintes est connue avec précision. Cette technique suppose que si la contrainte calculée avec cette technique est égale ou supérieure à la limite de fatigue du matériau brut, le composant étudié est dans sa condition de limite de fatigue. De manière générale, la distribution de la contrainte principale est utilisée pour réaliser ce type d'analyse ^{101 102}.

Lors de l'utilisation de la méthode TCD, la longueur caractéristique du matériau, L , doit être calculée en reliant la plage de la valeur seuil du facteur d'intensité de contrainte (ΔK_{th}) et la limite de fatigue du matériau brut ($\Delta\sigma_D$) tous deux déterminés sous le même rapport de contrainte (R) avec celui que connaît le composant évalué. La distance critique est calculée comme suit :

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\sigma_D} \right)^2 \quad (2.47)$$

Le fait que la valeur de L dépend de deux propriétés du matériau de base, ΔK_{th} et σ_D , implique que la distance critique peut être considérée comme étant une constante pour un matériau en question. Cette valeur est donc unique pour différents matériaux et pour différents rapports de contraintes (R). Il est important de garder à l'esprit que pour obtenir des prédictions satisfaisantes en utilisant la méthode TCD, la valeur de L doit être évaluée avec précision en utilisant des valeurs de ΔK_{th} et σ_D déterminés selon les directives pertinentes ¹⁰¹. Une fois que cette valeur critique (L) est déterminée, il est ensuite nécessaire, lors de l'application de la méthode TCD, d'évaluer la contrainte moyenne σ_m qui est associée à L en utilisant le champ de contrainte élastique avoisinant la concentration de contrainte étudiée.

Il existe en fait plusieurs techniques qui permettent d'évaluer la contrainte moyenne σ_m . De celle-ci la méthode ponctuelle (PM) est la plus simple. Celle-ci suppose qu'une condition de rupture par fatigue est atteinte si la contrainte principale maximale à une distance équivalente à $L/2$ de la racine de concentration de contrainte est égale à la limite de fatigue du matériau de base. Une méthode alternative à la méthode PM est la formulation moderne de la méthode linéaire (LM) de Neuber qui préconise l'utilisation du champ de contrainte élastique le long d'une ligne. Cette méthode considère que le composant étudié évalué est dans sa condition limite de fatigue si la contrainte principale maximale moyenne sur une distance de $2L$ à partir

du sommet de concentration de contrainte est égale à la limite de fatigue du matériau de base. La contrainte moyenne selon le critère LM peut être déterminée à l'aide de l'équation suivante :

$$\sigma_m = \frac{1}{2L} \int_0^{2L} \Delta\sigma_1(r) dr = \sigma_D \quad (2.48)$$

Où $\Delta\sigma_{avg}$ est l'amplitude de la contrainte de référence moyenne en fatigue, $\Delta\sigma_1$ est l'amplitude de la contrainte principale maximale le long de la ligne prise en considération, σ_D est la limite de fatigue du matériau et r est la distance par rapport à la concentration de contrainte. La Figure 10 illustre ces deux techniques.

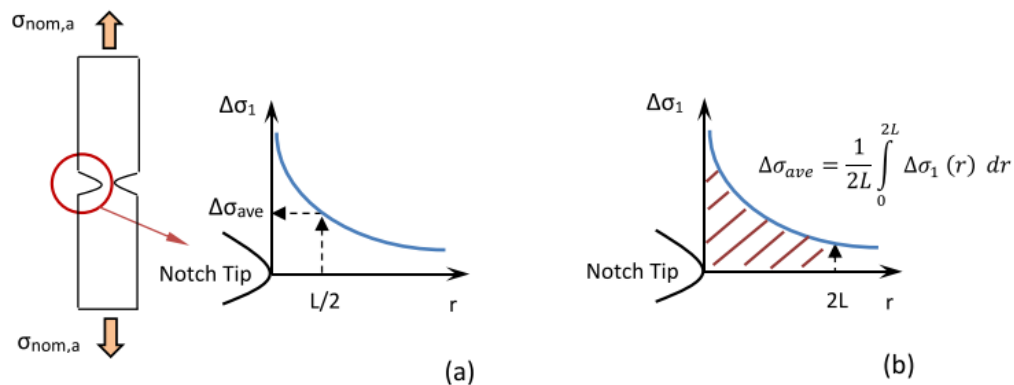


Figure 10 : Illustration de la méthode PM (a) et de la méthode LM (b) ¹⁰³

Dans la littérature, plusieurs études ont été réalisées afin de valider la méthode de la distance critique. Par exemple, les auteurs Taylor et al. ^{104 105} ont validé la pertinence de cette méthode d'évaluation de l'endommagement en fatigue en considérant des échantillons ayant des encoches normalisées. En utilisant des données expérimentales provenant de la littérature pour des échantillons couvrant une variété d'encoches, de ratios de contrainte et de matériaux différents, l'auteur a pu tirer plusieurs conclusions. En effet, cette enquête systématique a mis en évidence que la méthode TCD est en mesure de prédire la rupture en fatigue des échantillons testés. Selon cette analyse, les prédictions effectuées se situent dans un intervalle d'erreur d'environ 20 %, et ce indépendamment du matériau et de la caractéristique géométrique affaiblissant le composant considéré. D'autres études similaires ont également été réalisées pour l'évaluation des performances de la méthode pour des analyses de rupture statique ^{104 106 107 108 109}. Ces études montrent que la méthode TCD est également efficace pour les analyses statiques.

Cette méthode a également été utilisée avec succès pour évaluer l'endommagement en fatigue d'un bras de suspension d'une automobile ¹¹⁰. Dans cette étude, les auteurs ont comparé la méthode TCD à un logiciel traitant la fatigue à partir des résultats d'un modèle FEA. Ceux-ci

en sont venus à la conclusion que la méthode TCD est plus efficace pour déterminer l'emplacement de la rupture du composant étudié puisque celle-ci prend en considération le champ de contrainte avoisinant la concentration de contrainte. La méthode TCD a également été utilisée pour prédire l'influence du changement du rayon d'une encoche sur les performances en fatigue d'un composant d'une structure marine ¹¹¹. Selon les résultats obtenus, l'auteur a été en mesure de conclure que la méthode TCD était en mesure de capter l'influence du changement de rayon de l'encoche et ainsi prédire les performances en fatigue de la pièce. D'autres études ont également utilisé la méthode TCD pour évaluer la durée de vie en fatigue de structures rivetées ^{102 103}. Dans ces études, les auteurs ont comparé les performances en fatigue avec la méthode TCD avec une méthode d'évaluation de l'endommagement en fatigue classique. À la lumière de ces études, les auteurs ont conclu que la méthode TCD était plus efficace. La méthode de prédiction de l'endommagement en fatigue a également été modifiée afin de pouvoir traiter les cas de fatigue pour un nombre de cycles considéré moyen à élevé ¹¹² en supposant que la longueur critique varie en fonction du nombre de cycles. Pour ce faire, il suffit de tracer deux courbes de fatigue : une du matériau brut et une du matériau avec une encoche connue. Une illustration de la méthode est présentée à la Figure 11.

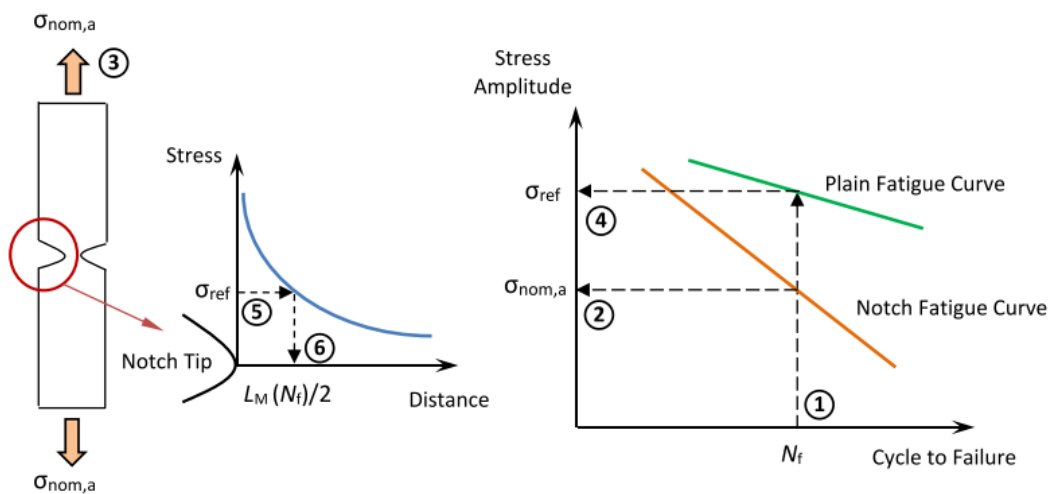


Figure 11 : Illustration de la calibration de la relation entre L et N_f ¹⁰³

En comparant les deux courbes, il devient possible d'établir une relation entre la longueur critique et le nombre de cycles à la rupture. Plusieurs auteurs ont utilisé cette technique pour évaluer l'endommagement en fatigue de composants subissant un chargement uniaxial variable avec succès ^{113 114}. La méthode a également été étendue pour prendre en considération les chargements multiaxiaux en combinant la méthode de la courbe de Whöler modifiée avec la technique de la distance critique ^{115 116}.

2.1.4.6. Méthode de la contrainte structurale

La méthode de la contrainte structurale, développée par Dong ¹¹⁷, est basée sur le calcul des contraintes en utilisant les forces et moments nodaux équilibrés à l'emplacement de la concentration de contraintes à partir d'un résultat provenant d'une analyse par éléments finis. Généralement utilisée pour effectuer des analyses de durabilité en fatigue de composants comportant des soudures, cette méthode a l'avantage d'être pratiquement insensible au niveau d'affinage du maillage ^{118 119}. Cette particularité de la méthode est très intéressante étant donné que généralement, pour une analyse FEA, la distribution des contraintes autour d'une discontinuité géométrique (soudure, arête, rayon, etc.) est très sensible à la taille du maillage du modèle ce qui peut entraîner une prédiction de la durée de vie en fatigue incohérente. En se basant sur la mécanique structurale élémentaire, la contrainte structurale (σ_{sn}) peut être définie par la somme de la contrainte membrane (σ_{sm}) et de la contrainte en flexion (σ_{sb}). L'équation régissant cette relation est présentée ci-dessous :

$$\sigma_{sn} = \sigma_{sm} + \sigma_{sb} = \frac{f_x}{t} + \frac{6m_y}{t^2} \quad (2.49)$$

Où f_x et m_y sont, respectivement, la force et le moment de ligne à un nœud spécifique et t est l'épaisseur de l'élément. La Figure 12 illustre la relation entre σ_{sn} , σ_{sm} et σ_{sb} .

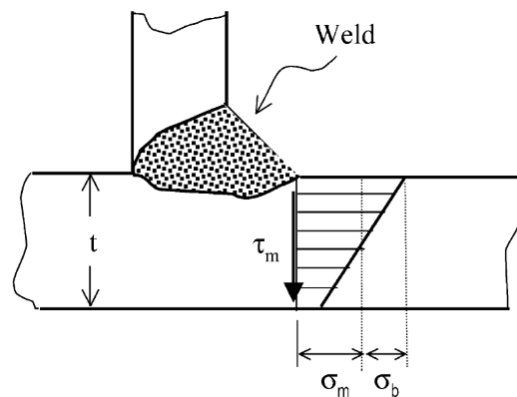


Figure 12 : Relation entre σ_{sn} , σ_{sm} et σ_{sb} pour une soudure ¹¹⁷

Pour un élément coque, il est possible d'évaluer les valeurs de f_x et m_y , en utilisant les forces nodales de la section de l'élément en contact avec la concentration de contrainte. Pour calculer ces valeurs, il est possible d'utiliser les équations suivantes :

$$f_1 = \frac{2}{l} (2F_1 - F_2) \quad (2.50)$$

$$f_2 = \frac{2}{l}(2F_2 - F_1) \quad (2.51)$$

$$m_1 = \frac{2}{l}(2M_1 - M_2) \quad (2.52)$$

$$m_2 = \frac{2}{l}(2M_2 - M_1) \quad (2.53)$$

Dans les équations précédentes, F_1 et F_2 représentent respectivement les forces nodales aux nœuds 1 et 2 (voir Figure 13) de l'élément étudié, M_1 et M_2 représentent respectivement les moments nodaux aux nœuds 1 et 2 de l'élément étudié, f_1 et f_2 représentent respectivement les forces linéiques aux nœuds 1 et 2 de l'élément étudié, m_1 et m_2 représentent respectivement les moments linéiques au nœud 1 et 2 de l'élément étudié. Bien évidemment, il existe également d'autres équations pour divers types d'éléments¹²⁰. Cependant, pour les travaux réalisés dans le cadre de la présente recherche, l'élément coque à quatre nœuds est le plus intéressant. Une fois que les forces et les moments de ligne sont obtenus à l'aide des équations ci-dessus, la contrainte structurale peut être calculée à l'aide de l'équation (2.49) à chaque nœud le long de la ligne de soudure. Il devient ensuite possible d'utiliser cette contrainte dans une analyse de fatigue.

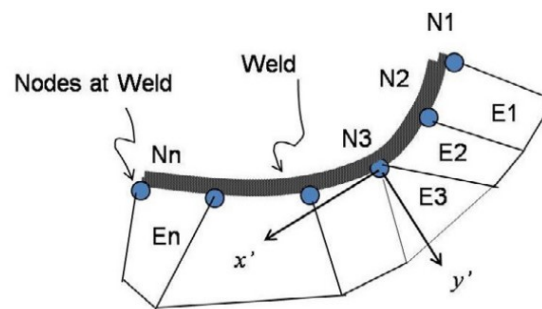


Figure 13 : Utilisation de la méthode de la contrainte structurale¹²¹

Fatigue multiaxiale

Pour certains cas de chargement appliqués sur une structure, il est fort possible que l'état des contraintes au niveau de la soudure soit multiaxial. Pour ces cas de chargement, il devient pertinent de considérer les efforts de cisaillement en plus des efforts normaux (équation (2.49)) lors de l'évaluation des contraintes structurales. Alors, en se référant à la Figure 14, il devient possible d'établir des équations permettant d'évaluer les contraintes de cisaillement au niveau du joint soudé en se basant sur le théorème de Von Mises.

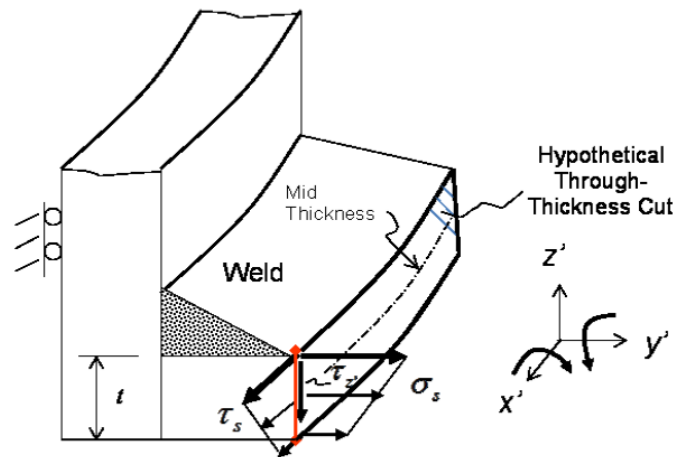


Figure 14 : Définition de la contrainte structurale pour une soudure ¹²¹

Les équations en question sont présentées ci-dessous.

$$\sigma_{sn} = \sigma_{sm} + \sigma_{sb} = \frac{f_{y'}}{t} - \frac{6m_{x'}}{t^2} \quad (2.54)$$

$$\tau_{ss} = \tau_{sm} + \tau_{sb} = \frac{f_{x'}}{t} + \frac{6m_{y'}}{t^2} \quad (2.55)$$

$$\tau_{sz} = \frac{f_{z'}}{t} \quad (2.56)$$

En utilisant le théorème de Von Mises et l'amplitude des contraintes occasionnées par le chargement sur la structure, il est possible d'obtenir une amplitude de la contrainte structurale équivalente.

$$\Delta\sigma_{se} = \sqrt{\Delta\sigma_{sn}^2 + 3(\Delta\tau_{ss}^2 + \Delta\tau_{sz}^2)} \quad (2.57)$$

Dans l'équation (2.57), le terme $\Delta\tau_{sz}^2$ est souvent négligé étant donné qu'il est de façon générale considérablement plus petit que les deux autres termes de l'équation. De plus, il est généralement admis que si l'amplitude des contraintes structurales en cisaillement est inférieure au tiers de l'amplitude de la contrainte structurale normale, il est possible de tout simplement utiliser l'équation (2.49) pour déterminer la contrainte équivalente. Dans ce cas, cela revient à négliger l'apport du cisaillement sur la contrainte équivalente ¹²¹.

Modèle simplifié pour les joints rivetés et les joints soudés par points

Pour traiter des joints rivetés, il existe une version simplifiée du modèle permettant d'évaluer les contraintes critiques ¹²². Ce modèle consiste à utiliser un élément poutre pour représenter le rivet étudié. La Figure 15 illustre ce modèle. Bien que cette image montre un rivet auto-perçant, la méthode est également applicable aux autres types de rivets.

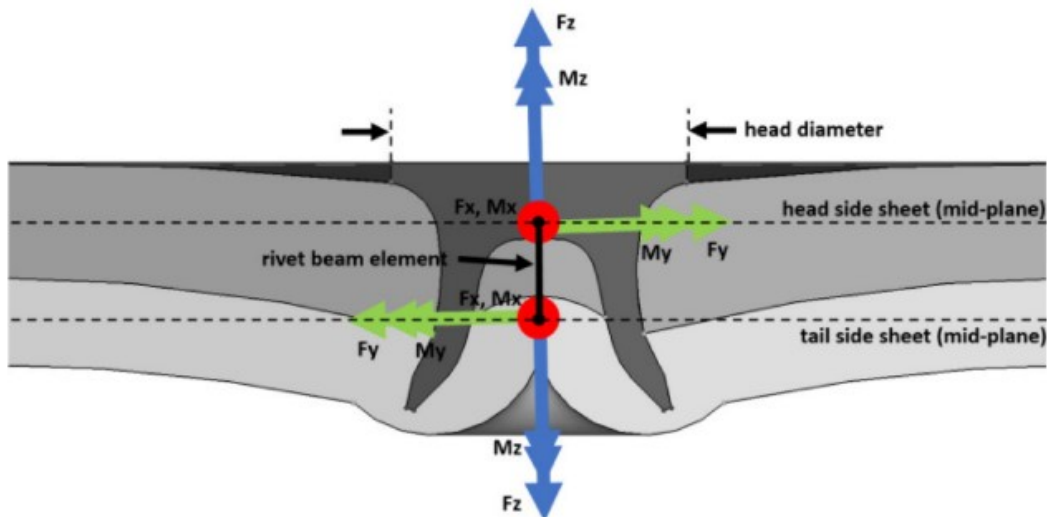


Figure 15 : Idéalisation d'un rivet pour l'évaluation des contraintes structurale ¹²³

Selon ce modèle, l'équation (2.54) devient la suivante :

$$\sigma_{sn} = \sigma_{sm} + \sigma_{sb} = \frac{2F}{\pi dt} + \frac{6F}{\pi d^2 t} + 1.744 \frac{F_z}{t^2} \quad (2.58)$$

$$\text{où } F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

De leur côté, les équations (2.55) et (2.56) prennent respectivement les formes suivantes.

$$\tau_{ss} = \tau_{sm} + \tau_{sb} = \frac{F_z}{\pi dt} + \frac{2M}{\pi d^2 t} \quad (2.59)$$

$$\tau_{sz} = \frac{2M_z}{\pi d^2 t} \quad (2.60)$$

Dans les trois équations précédentes, d est le diamètre de la tête du rivet et t est l'épaisseur d'une tôle.

Utilisation de la méthode de la contrainte structurale dans la littérature

La technique de la contrainte structurale a été utilisée à plusieurs reprises dans la littérature pour évaluer la durée de vie en fatigue de divers composants, et ce, spécialement pour des applications comportant des joints soudés. Par exemple, une étude portant sur l'évaluation de cette méthode pour des joints soudés ayant été effectués sur de la tuyauterie a été réalisée ¹²⁴. Les auteurs de cette étude ont pu démontrer que la méthode de la contrainte structurale est plus efficace que la méthode de la contrainte nominale et la méthode de la contrainte « hot-spot » pour prédire la durée de vie d'un composant en fatigue et donne des résultats pertinents. D'autres études utilisent également cette approche pour d'autres applications de joints soudés, comme des soudures continues sur des tubes ^{125 119}.

La méthode de la contrainte structurale a également été utilisée pour évaluer la durée de vie de composants simples comportant un joint soudé par point (spot weld) ¹¹⁸ avec succès. Dans cette étude, les auteurs proposent une légère modification de la méthode en introduisant un paramètre qui permet de prendre en considération le mode de chargement et l'épaisseur des tôles lors de l'analyse. De plus, la technique utilisée pour modéliser les joints soudés par points est très similaire aux techniques utilisées pour les joints rivetés ^{123 126}. Par exemple, le modèle simplifié a été utilisé pour tracer les courbes de fatigue de joints rivetés de type auto-perçant avec pour matériau le AA6111 ¹²⁷. La méthode a également été utilisée pour prédire le comportement en fatigue de joints rivetés entre un alliage d'aluminium et un alliage de magnésium ¹²⁸.

Certains auteurs ont également proposé plusieurs techniques différentes pour évaluer la contrainte structurale ^{129 130 131}, tandis que d'autres ont plutôt étudié l'influence de la technique de modélisation utilisée pour représenter une soudure¹³².

Technique de la courbe universelle

La technique de la courbe universelle ¹²⁰ consiste à tracer une courbe de fatigue en combinant les résultats d'essais de fatigue réalisés sur une multitude d'échantillons simples dans plusieurs configurations différentes en utilisant la méthode de la contrainte structurale. Ce type de courbe de fatigue a l'avantage d'être polyvalent étant donné qu'il est possible de considérer plusieurs facteurs comme l'épaisseur des tôles, le ratio de mixité (tension-flexion), le rapport de contrainte et la contrainte structurale. Ceci permet donc d'obtenir une courbe de fatigue qui est pertinente pour tout cas de chargement pouvant être appliqué sur une structure. Cette caractéristique des courbes universelles est un net avantage sur les courbes S(N) standard qui sont efficaces dans une situation précise uniquement. La Figure 16 présente un exemple d'une courbe universelle. Comme il est possible de remarquer sur cette figure, ces courbes de fatigue sont généralement accompagnées d'un modèle probabiliste pour prendre en considération les variations pouvant être rencontrées lors des essais de fatigue.

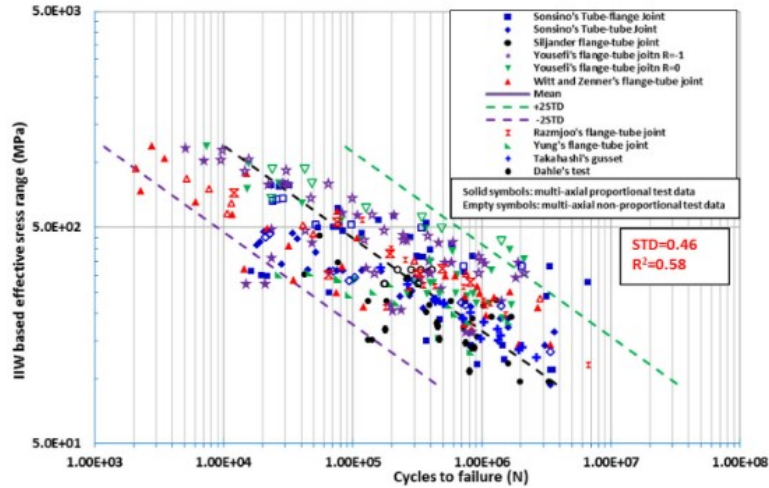


Figure 16 : Exemple d'une courbe universelle ¹³³

Afin de pouvoir regrouper plusieurs configurations de joint sur une même courbe, il est nécessaire d'utiliser une série de facteurs qui viennent pondérer l'amplitude de la contrainte structurale mesurée en fonction de divers phénomènes. Ces facteurs sont présentés à l'équation suivante ¹³⁴.

$$\Delta S_{sn} = \frac{\Delta \sigma_{sn}}{R^* \left(t^* \frac{2-m}{m} \right) \left(I(r)^{1/m} \right)} \quad (2.61)$$

$$R^* = \begin{cases} (1-R)^{1/m} & \text{si } R \geq 0 \\ (1-R)^{2/m} & \text{si } R < 0 \end{cases}$$

Dans l'équation (2.61), $t^* = t / t_{ref}$ avec t_{ref} qui est généralement égal à 1. et R est le rapport de l'amplitude du chargement. Le facteur R permet en fait de prendre en considération les effets du rapport de chargement sur la contrainte normale. En ce qui concerne le paramètre m , une valeur de 3,6 est généralement un bon point de départ pour calibrer le paramètre pour les matériaux métalliques ¹³⁴. De son côté, $I(r)$ est une fonction polynomiale dépendant du ratio de mixité (tension-flexion). Celle-ci a la forme suivante.

$$I(r) = 0.0011r^6 + 0.0767r^5 - 0.0998r^4 + 0.0946r^3 + 0.0221r^2 + 0.014r + 1.2233 \quad (2.62)$$

$$r = \frac{|\Delta \sigma_{sb}|}{|\Delta \sigma_{sm}| + |\Delta \sigma_{sb}|}$$

De manière similaire, il est possible d'utiliser des paramètres pour prendre en considération les efforts de cisaillement. Ces paramètres sont les suivants.

$$\Delta T_{ss} = \frac{\Delta \tau_{ss}}{\left(t * \frac{2-m_\tau}{m_\tau} \right) \left(I(r_\tau)^{1/m_\tau} \right)} \quad (2.63)$$

$$\Delta T_{sz} = \frac{\Delta \tau_{sz}}{\left(t * \frac{2-m_\tau}{m_\tau} \right) \left(I(r_\tau)^{1/m_\tau} \right)} \quad (2.64)$$

Pour les équations (2.63) et (2.64), m_τ est égal à 5 (valeur recommandée pour les matériaux métalliques ¹³⁵) et la fonction $I(r_\tau)$ prend la forme suivante.

$$I(r_\tau) = 051.21r_\tau^4 - 39.813r_\tau^3 + 12.638r_\tau^2 + 0.0654r_\tau + 1.245$$

$$r_\tau = \frac{|\Delta \tau_{sb}|}{|\Delta \tau_{sm}| + |\Delta \tau_{sb}|} \quad (2.65)$$

De la même façon que pour la contrainte structurale, il est possible d'évaluer un paramètre équivalent prenant en considération les efforts normaux ainsi que les efforts de cisaillement pour le traçage des courbes universelles. Ce paramètre est le suivant.

$$\Delta S_{se} = \sqrt{\Delta S_{sn}^2 + 3(\Delta T_{ss}^2 + \Delta T_{sz}^2)} \quad (2.66)$$

Les courbes universelles ont été utilisées à plusieurs reprises dans la littérature pour évaluer la durée de vie en fatigue de divers composants, et ce, spécialement pour des applications comportant des joints soudés. Par exemple, l'efficacité de la méthode a été démontrée en appliquant cette dernière sur un composant subissant des efforts biaxiaux ¹³⁵. La méthode a également été validée pour des joints rivetés ¹²³, pour des joints par soudure ponctuelle ¹²² ainsi que pour des joints réalisés par friction-malaxage ¹³⁶.

De plus, la méthode de la courbe universelle a été utilisée afin de prédire la durée de vie de plusieurs composants provenant de structures marines ¹³⁷. Dans cette étude, les auteurs ont démontré que la méthode était efficace pour prédire les performances en fatigue de plusieurs configurations différentes de joints. Les mêmes auteurs ¹³⁸ ont également réalisé une étude démontrant l'efficacité de la méthode pour une application traitant de tuyauterie sous pression. Cette étude démontre également qu'il est possible de prédire le comportement en fatigue de tuyaux sous pression en se basant sur des résultats expérimentaux obtenus avec des échantillons en tôlerie. Les mêmes conclusions ont pu être tirées par d'autres auteurs pour des structures tubulaires ¹³⁹.

Une autre étude a utilisé la méthode de la courbe structurale afin de prédire la durée de vie et le comportement en fatigue de caissons utilisés pour transporter de la marchandise d'un vraquier. Selon les auteurs de l'article ¹⁴⁰, la méthode utilisée permet d'obtenir des résultats intéressants et de prendre en considération plusieurs facteurs influençant de manière importante la durée de vie du composant étudié. Cependant, la méthode n'est pas en mesure de prendre en considération la dégradation du composant dû à la corrosion. Il est donc pertinent lors de l'élaboration de l'une de ces courbes de tester des échantillons ayant subi un conditionnement expérimental afin de quantifier cette problématique.

De plus, une nouvelle version de la méthode permettant de prendre en considération les chargements non proportionnels a été présentée récemment ¹³³. Bien que cette méthode semble prometteuse pour évaluer l'endommagement en fatigue de certains composants, d'autres études doivent être réalisées afin de valider son efficacité.

2.1.5. Revue de l'approche basée sur l'accumulation de l'endommagement

Comme il a été mentionné précédemment, les méthodes basées sur les contraintes sont plus appropriées aux applications de ce projet comparativement aux méthodes basées sur les déformations pour plusieurs raisons pertinentes. Par exemple, il est beaucoup plus difficile de contrôler une machine de test en déformation qu'en force, et ce particulièrement pour des assemblages. Cette réalité complique de manière drastique les essais expérimentaux nécessaires à l'élaboration des modèles numériques de prédiction de la durée de vie. C'est pourquoi les approches en contraintes sont privilégiées dans ce projet. Il sera donc important de comparer les divers modèles probabilistes et les lois d'accumulation de l'endommagement pour obtenir le modèle numérique le plus pertinent. Pour profiter au maximum des vertus de la méthode de l'accumulation de l'endommagement, il est important de choisir une méthode permettant d'évaluer les contraintes adaptées au besoin du projet. Le Tableau 1 compare les principales méthodes présentées à la section 2.1.4. Dans ce tableau, les diverses méthodes permettant d'évaluer les contraintes sont notées sur 5, où 5 est la note maximale. Une note de 1 signifie que la méthode n'est pas performante pour ce point d'évaluation et une note de 5 (excellent) signifie que celle-ci est très performante. Pour cet exercice, trois points d'évaluation sont utilisés. Le premier point est la convergence de la méthode. Ce point évalue si la méthode converge rapidement sans nécessiter un affinage du maillage important. Le deuxième point évalue la facilité d'utilisation de chaque technique tandis que le dernier point note ces dernières par rapport au temps nécessaire pour obtenir des résultats.

Tableau 1 : Comparaison des techniques d'évaluation des contraintes

Techniques	Convergence	Facilité d'utilisation	Temps d'utilisation	Total
	/5	/5	/5	/15
Contrainte nominale	5	1	5	11
Contrainte hot-spot	3	5	5	13
Approche de l'encoche	1	3	3	7
Facteur N-SIF	1	3	3	7
Distance critique	3	3	5	11
Contrainte structurale	5	5	5	15
Barème : 5 = Excellent, 3 = Moyen, 1 = Mauvais				

Bien que les approches de l'encoche et du facteur d'intensité de contrainte soient considérées comme des méthodes efficaces dans la littérature, leur utilisation sur une structure comportant une quantité élevée de soudures peut être problématique puisque ces méthodes nécessitent un maillage affiné pour modéliser les joints. De plus, ces méthodes nécessitent généralement un maillage 3D et ne sont pas tellement adaptées aux joints rivetés. Il peut donc être plus efficace d'utiliser une autre approche, comme l'approche « hot-spot » qui peut, quant à elle, être utilisée facilement sur une structure comportant plusieurs soudures. Par contre, la contrainte obtenue est largement dépendante du niveau de raffinement du maillage et laisse place à beaucoup d'interprétation, alors cette méthode manque de robustesse. De plus, celle-ci a été développée pour traiter principalement les soudures de type filet. Elle est donc moins adaptée aux joints soudés à recouvrement ou aux joints rivetés. La méthode de la distance critique souffre également d'un problème de maillage étant donné que la distance est très petite pour l'aluminium. Il est donc nécessaire d'utiliser un maillage très fin pour obtenir des résultats pertinents. De son côté, la méthode de la contrainte nominale est moins adaptée pour des structures ayant plusieurs caractéristiques complexes étant donné que celle-ci est difficile à appliquer convenablement pour ce type de structures. En regardant les méthodes présentées à la section 2.1.4, la méthode de la contrainte structurale semble être la plus prometteuse. En effet, celle-ci est indépendante du niveau de raffinement du maillage et peut être utilisée tant pour les joints rivetés que pour les joints soudés. La méthode permet également de regrouper des échantillons ayant des caractéristiques différentes (épaisseur des tôles, ratio de chargement) sur une même courbe de fatigue, ce qui fait en sorte que la méthode est très robuste. C'est donc celle-ci qui sera utilisée dans le cadre de ce projet de recherche.

2.2. Approche de la propagation de fissures

La deuxième approche qui permet d'évaluer la durée de vie d'une pièce ou d'une structure est basée sur la théorie traitant du mécanisme de propagation de fissure dans les matériaux métalliques.

Bien que les approches basées sur la mécanique de rupture aient des applications très intéressantes, celles-ci ne cadrent pas exactement avec le requis de ce projet de recherche. En effet, ces méthodes ont plutôt pour utilité de prédire la durée de la propagation d'une fissure avant la rupture brutale de la pièce étudiée, ce qui est moins pertinent ici étant donné que l'amorce d'une fissure représente généralement 40-90 % de la durée de vie totale d'une pièce. Dans le domaine du produit récréatif, on préfère également concevoir des châssis de façon à ce qu'ils ne fissurent pas. Pour utiliser cette méthode, il est également nécessaire de définir l'emplacement de l'amorce d'une fissure ce qui n'est pas évident lorsque l'on analyse une structure complexe. La méthode est donc hautement dépendante de l'expertise et de l'intuition de l'analyste, ce qui peut éventuellement mener à des erreurs. La méthode manque donc de robustesse.

De plus, la simulation numérique de la propagation d'une fissure est beaucoup plus exigeante qu'avec l'approche de l'accumulation de l'endommagement. En effet, il est ici nécessaire d'utiliser une approche de modélisation incrémentale pour être en mesure de simuler ce phénomène, ce qui n'est pas le cas avec l'approche de l'accumulation de l'endommagement. Ceci peut nécessiter un remaillage entre chaque itération, ce qui est très problématique. Par conséquent, l'approche de l'accumulation de l'endommagement est privilégiée dans le cadre de ce projet en raison des affirmations mentionnées dans cette section. Cependant, une revue de cette approche est présentée à l'annexe 3.

2.3. Modélisation numérique des joints

Lors de l'élaboration d'un modèle d'éléments finis, il est important de modéliser convenablement les joints entre les divers composants de la structure étudiée pour obtenir des résultats pertinents. De manière plus précise, il est nécessaire que le joint modélisé simule correctement la rigidité et l'état des contraintes du joint réel. De plus, il est également nécessaire de trouver le meilleur compromis entre la fidélité du modèle et le temps de calcul, et ce, surtout dans un contexte industriel. Cette section présente donc plusieurs techniques utilisées dans la littérature pour modéliser les joints à l'étude dans ce projet, soit les joints rivetés et les joints soudés.

2.3.1. Modélisation des joints rivetés

Le rivetage est l'une des technologies les plus utilisées pour l'assemblage de structures laminaires dans le secteur industriel. Il est donc pertinent de se pencher sur les techniques permettant d'analyser de manière numérique ce type de joint. Malgré la simplicité de la fixation, l'estimation de sa rigidité locale et l'évaluation du champ de contrainte complexe de celle-ci sont loin d'être simples. Par conséquent, il n'est pas évident de modéliser correctement le joint en question qui est caractérisé par des gradients de contrainte et de déformation élevés. Pour une évaluation correcte de ces champs dans une analyse numérique, un modèle détaillé ayant un maillage très fin est nécessaire. Cependant, une telle modélisation devient impossible lors de la simulation d'une structure comportant un nombre élevé de fixations, ce qui est le cas pour plusieurs structures d'ingénierie comme un produit récréatif. Il devient donc crucial d'utiliser des techniques de modélisation qui permettent de réduire le temps de calcul, sans toutefois introduire des simplifications draconiennes qui auront pour conséquence une perte importante de la précision des résultats en ce qui concerne l'évaluation de la rigidité locale du joint. À cet effet, plusieurs techniques permettant de modéliser numériquement un joint riveté seront présentées dans cette section.

Tout d'abord, il va de soi que la liaison entre le rivet et les tôles minces métalliques peut être modélisée avec un modèle FEA ayant un maillage 3D très fin et des éléments de contact ^{141 142}. De cette façon, les résultats obtenus auront une grande précision. Cependant, le temps de calcul nécessaire sera important, et ce spécialement pour les modèles comportant plusieurs joints rivetés. Afin de réduire le nombre de degrés de liberté du modèle, il est également possible d'utiliser une zone virtuelle ¹⁴³. Cette zone virtuelle comprend en fait des éléments ayant un comportement distinct des matériaux de base des plaques et a pour objectif de représenter la rigidité locale d'un rivet sans toutefois avoir recours à la modélisation complète de ce dernier. Il est donc nécessaire d'optimiser les propriétés mécaniques et la forme de la zone utilisée.

Afin de réduire le temps de calcul d'un modèle numérique, il est nécessaire de réduire le nombre de degrés de liberté du modèle FEA utilisé. Ceci est généralement accompli en remplaçant le maillage 3D par des éléments plus simples, tels que des éléments poutres ou des liens rigides. Des modèles utilisant un élément ressort avec des liens rigides pour joindre les tôles (2D) ont aussi été proposés dans la littérature ¹⁴⁴. Avec ces techniques de modélisation, il est possible d'obtenir le comportement global de la structure. Cependant, l'évaluation de la rigidité locale du rivet est moins précise. Pour remédier à ce problème, il est possible de faire varier la position de l'élément ressort ainsi que ses propriétés élastiques afin de reproduire de

manière convenable la rigidité du joint ¹⁴⁵. La Figure 17 illustre les modèles simples généralement utilisés en industrie et dans la littérature.

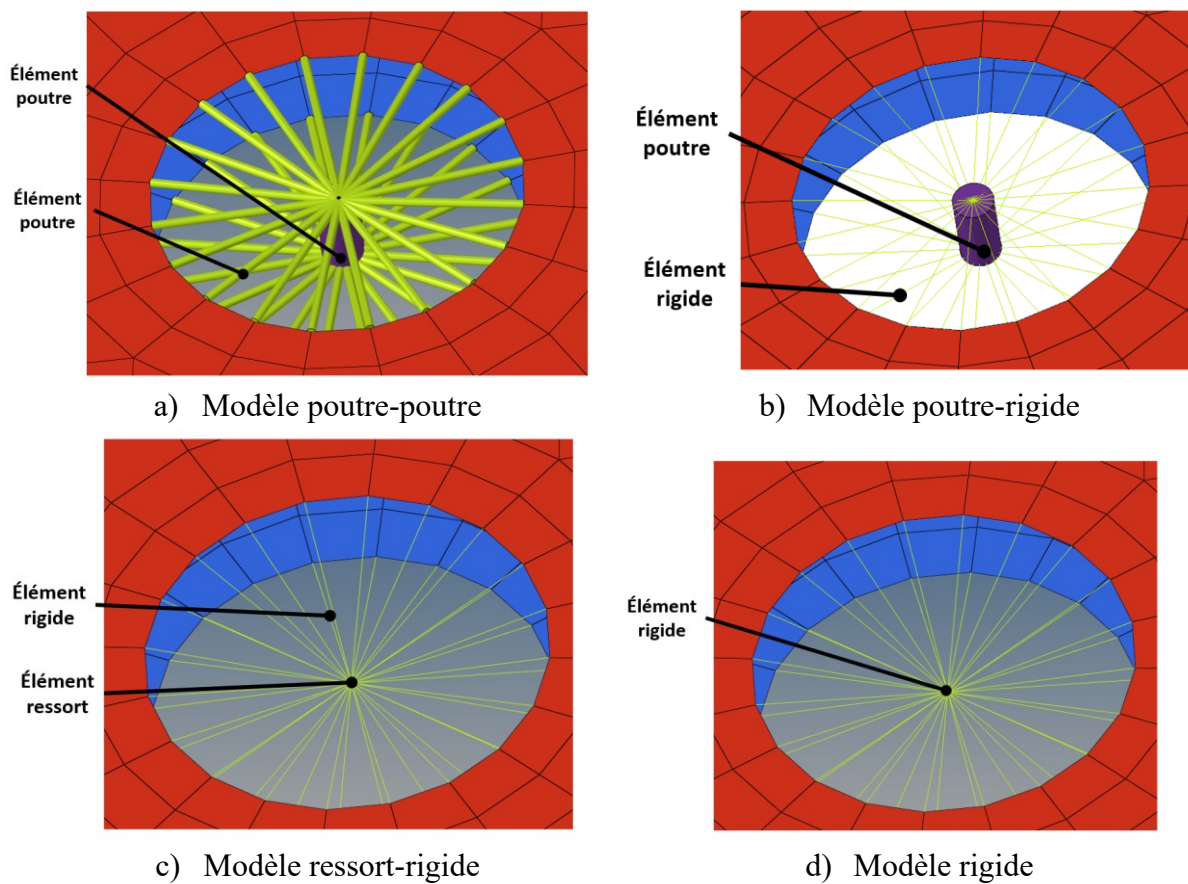


Figure 17 : Illustration de diverses techniques de modélisation pour les rivets

Dans le même ordre d'idées, un autre auteur a défini un élément de type rivet ¹⁴⁶ qui permet de simuler correctement la rigidité d'une jonction rivetée, tout en ayant un nombre réduit de degrés de liberté comparativement à un modèle 3D complet. Dans cette méthode, le rivet est modélisé en utilisant un assemblage d'éléments unidimensionnels, dont la rigidité est calculée analytiquement à partir d'un modèle théorique de la région de fixation du rivet qui est, dans ce cas, considérée comme une plaque circulaire avec une région rigide en son centre. L'élément Rivet en question est en fait une série d'éléments poutre présentant les caractéristiques élastiques appropriées du joint, disposés radialement dans le plan des tôles et reliés au centre du joint, comme il est possible de voir sur la Figure 18. La rigidité des éléments provient d'une modélisation structurellement équivalente du joint riveté qui est ici considérée comme une plaque circulaire ayant une inclusion rigide en son centre. Cette technique peut également être utilisée pour simuler un joint soudé par point (spot welding).

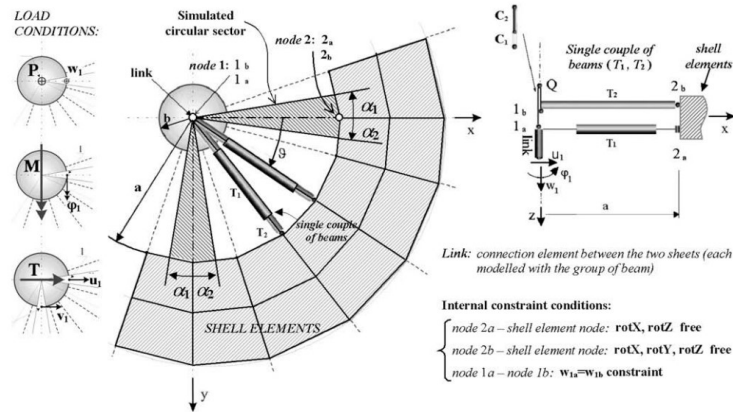


Figure 18 : Illustration du principe de l'élément Rivet ¹⁴⁶

Il est également possible de modéliser un joint riveté à l'aide d'éléments coques ^{147,148}. Dans ce modèle, le rivet est représenté par deux surfaces circulaires liées l'une à l'autre par un élément rigide. De plus, des éléments « Gap » sont utilisés pour simuler l'interaction entre le rivet et les tôles métalliques ainsi qu'entre les deux tôles. La Figure 19 illustre cette technique de modélisation. Il existe également une variante de cette technique où la tête du rivet est modélisée. Bien que celle-ci soit plus représentative de la réalité, elle est également plus difficile à mettre en œuvre. Selon les auteurs, cette technique de modélisation est efficace pour modéliser un assemblage riveté comportant un grand nombre de rivets.

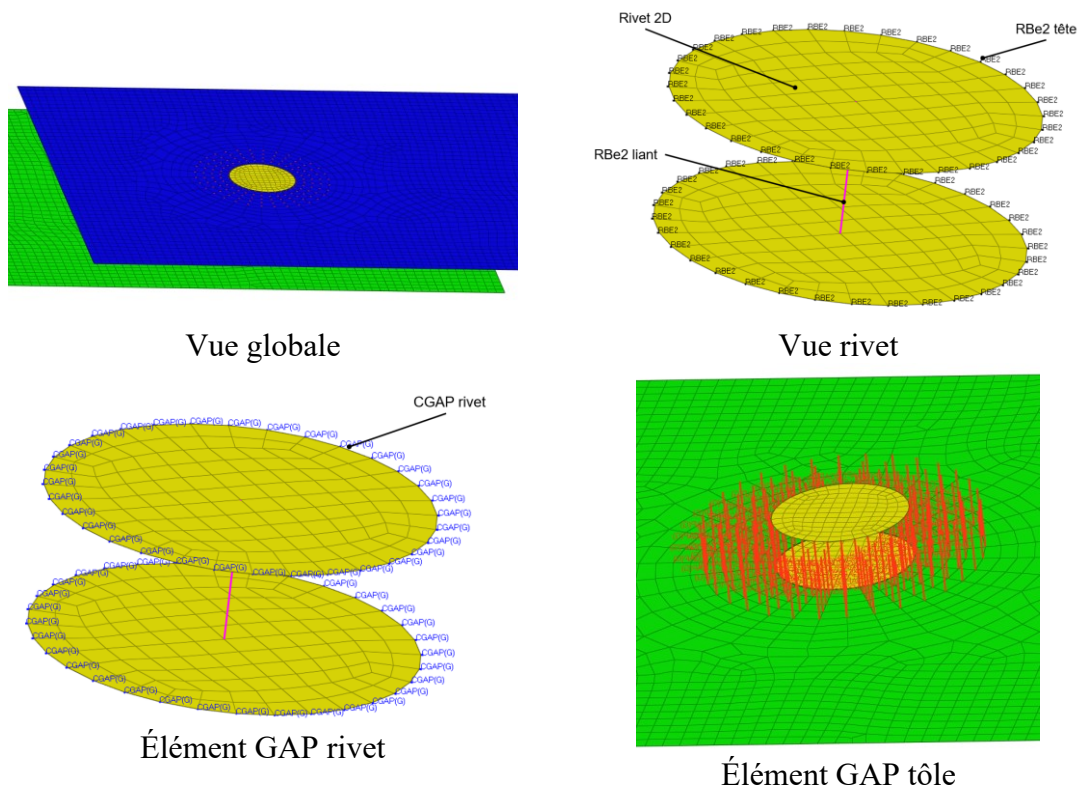


Figure 19 : Modélisation 2D d'un rivet

De manière générale, il est admis que l'estimation des performances en fatigue d'un joint riveté peut être obtenue en combinant un modèle FEA adéquat avec des approches théoriques pertinentes, des critères appropriés ainsi que des résultats expérimentaux. En fait, quelle que soit l'approche utilisée, il est important d'évaluer convenablement la rigidité locale du joint afin d'obtenir la répartition réelle des charges (en particulier dans une structure à fixations multiples)¹⁴⁹. Une fois que les charges réelles sont connues, il est possible d'introduire un critère approprié afin d'estimer la durée de vie en fatigue d'un composant. Plusieurs exemples se retrouvent dans la littérature.

Par exemple, la méthode DFR¹⁵⁰ (Detail Fatigue Rating) modifiée représente une approche fiable en ce qui concerne la prévision de la durée de vie en fatigue d'un joint riveté. Cependant, sa précision dépend de la définition adéquate du facteur de concentration de contrainte obtenu de manière numérique. Il est donc nécessaire de prendre certaines précautions lors de son utilisation avec un modèle FEA simplifié. Cette méthode stipule qu'en connaissant le DFR de la structure analysée et le facteur de concentration des contraintes, il est possible d'évaluer les performances en fatigue de l'ensemble de la structure en introduisant une distribution de Weibull à 2 paramètres et d'en déduire les courbes S-N de la structure. La DFR d'une structure est généralement déterminée à la suite d'une série d'essais expérimentaux exhaustive et se définit comme la contrainte maximale que la structure peut supporter lorsqu'elle est soumise à des charges de fatigue, avec un rapport de fatigue égal à $R = 0,06$, pour un total de 10^5 cycles et avec un niveau de fiabilité et de confiance égal à 95 %. Cette méthode a également été utilisée avec l'élément rivet pour caractériser numériquement les performances en fatigue d'une structure ayant un nombre important de rivets. Selon les auteurs¹⁵¹ de cette étude, cette méthode permet d'obtenir des résultats pertinents en plus d'offrir une excellente rapidité d'exécution.

Certains auteurs¹⁵² ont proposé un modèle FEA 3D pour caractériser en fatigue le comportement d'un joint riveté. À l'aide d'analyses FE validées par des comparaisons expérimentales, les auteurs ont démontré l'influence du type de charge appliquée sur le mode de défaillance et la durée de vie en fatigue. Étant donné que les résultats de cette étude sont obtenus par l'entremise de l'application de critères multiaxiaux de fatigue basés sur l'évaluation des contraintes locales, il est nécessaire d'utiliser un modèle FEA 3D ayant un maillage raffiné. Cette méthode est donc moins appropriée pour les composants ayant un nombre élevé de joints rivetés.

Il est également possible d'utiliser les techniques de prédiction de la fatigue adaptées aux échantillons ayant une encoche. Par exemple, certaines techniques basées sur la théorie de la distance critique ¹¹³ peuvent être utilisées pour étudier les performances en fatigue d'un joint riveté. Cette approche nécessite la connaissance de l'état de contrainte et de son gradient jusqu'à une distance spécifique de la singularité, afin de réaliser une évaluation de la fatigue de l'échantillon ou du composant. Une variante de cette approche, la méthode de densité d'énergie de déformation ¹⁵³ a été utilisée avec succès pour prédire le comportement en fatigue de composants structuraux entaillés, en évaluant l'énergie de densité de déformation dans un volume de contrôle spécifique.

Une autre étude ¹⁵⁴ propose d'effectuer quelques simplifications de la géométrie des rivets afin de pouvoir utiliser les facteurs d'intensité de Neuber pour évaluer les performances en fatigue d'un joint riveté soumis à divers types de chargement. La validation expérimentale qui a été effectuée dans le cadre de cette étude a révélé qu'il est nécessaire de considérer le raidissement dû au procédé de rivetage du joint lors de l'évaluation de la durée de vie en fatigue de ce type de joint.

Il existe également des approches probabilistes qui permettent d'évaluer la durée de vie d'un joint riveté. Certains chercheurs ¹⁵⁵ ont proposé une de ces méthodes en traitant les résultats obtenus à l'aide d'essais expérimentaux et d'analyses FEA réalisés sur des panneaux rivetés en utilisant la méthode de la surface de réponse ¹⁵⁶. Ceci a permis aux auteurs d'obtenir des courbes de tendance des contraintes à proximité du trou en fonction de la force de compression et du coefficient de frottement. En supposant que ces variables soient aléatoires, il devient possible, en utilisant la méthode de Monte-Carlo, de réaliser une étude de fiabilité d'un joint soudé. D'autres auteurs ¹⁵⁷ ont proposé une autre approche probabiliste en élaborant un processus d'estimation des courbes S(N) d'un composant structural ayant une encoche à partir des propriétés ϵN du matériau de base et d'une analyse élastoplastique simple basée sur les lois de Neuber et de Glinka.

2.3.2. Applications aux joints soudés à recouvrement simple

Le soudage laser est une technologie de soudage assez récente qui est très polyvalente. En effet, avec cette méthode, il est possible d'effectuer des soudures dans un plan 3D complexe avec ou sans matériel d'apport. Ceci est très intéressant puisque cela offre la possibilité de souder à distance et donc d'éviter certains problèmes d'encombrement rencontrés avec les méthodes de soudage traditionnelles. De plus, le soudage laser a l'avantage de nécessiter moins d'énergie que les méthodes de soudage traditionnelles, ce qui fait en sorte que les propriétés mécaniques

des tôles soudées sont moins affectées par la soudure. Malgré la simplicité de la connexion, l'estimation de sa rigidité locale et l'évaluation du champ de contrainte complexe de celle-ci sont loin d'être simples. En effet, les procédés de soudure sont sujets à une certaine variation en ce qui concerne leur géométrie. Il est donc possible qu'une soudure réalisée possède une concentration de contrainte légèrement plus élevée qu'une autre, ce qui occasionne une variation des performances du joint réalisé. Bien entendu, ce phénomène est particulièrement vrai pour le comportement en fatigue du joint. Par conséquent, il n'est pas évident de modéliser correctement le joint en question qui est caractérisé par des gradients de contrainte et de déformation élevés. En effet, même avec un maillage très fin, il n'est pas garanti que le modèle prendra en considération les variations de géométrie du trait de soudure. Alors, il devient très pertinent d'utiliser une approche probabiliste lors de l'évaluation de la durée de vie d'un joint soudé. Plusieurs techniques permettant de modéliser numériquement un joint soudé à recouvrement simple seront présentées dans cette section. Dans un premier temps, il est possible de modéliser un joint soudé à recouvrement en utilisant un maillage comprenant des éléments 3D comme des hexaèdres. Un exemple d'un tel modèle est présenté à la Figure 20.

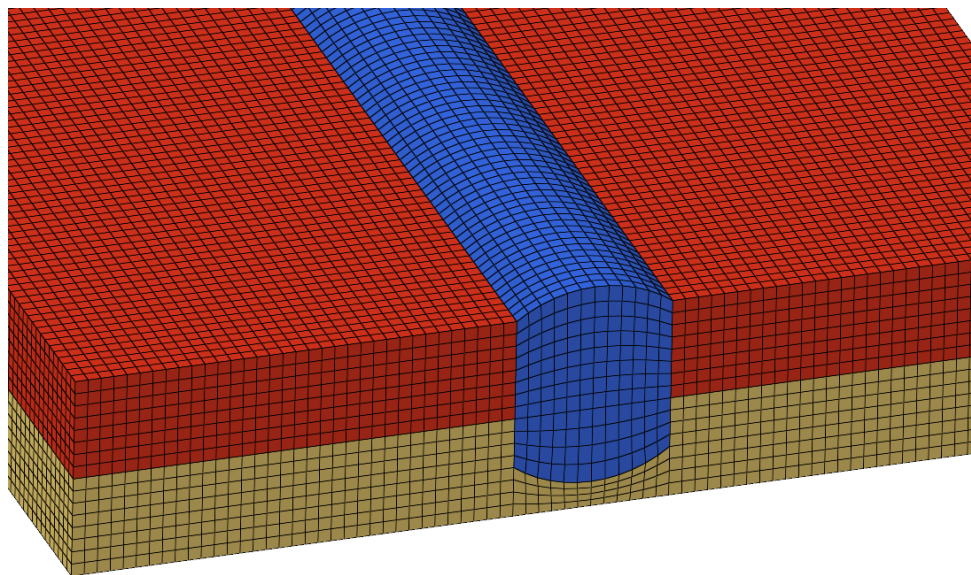


Figure 20 : Exemple d'un modèle FEA 3D d'une soudure

Cette approche de modélisation est régulièrement utilisée dans la littérature pour évaluer de manière numérique les performances en fatigue d'un joint soudé, et ce, surtout lorsqu'il est souhaité de modéliser des phénomènes complexes. Par exemple, certains chercheurs^{73 158} ont utilisé cette approche pour modéliser l'effet de la ZAT (zone affectée thermiquement) pour évaluer des performances en fatigue de joints soudés au laser en fonction de l'orientation du trait de soudure. Bien que ce modèle ait l'avantage d'offrir une bonne précision des résultats,

celui-ci nécessite beaucoup de temps à mettre en place et à résoudre, ce qui est un désavantage important. Ceci est d'autant plus vrai lorsque la structure modélisée comporte plusieurs joints soudés. De plus, il n'est pas toujours garanti que le modèle représente convenablement le trait de soudure en raison de la variabilité du procédé de soudage.

Pour réduire l'importance de cette problématique, il est possible d'introduire une encoche sur les extrémités de la soudure. Un exemple est présenté à la Figure 21. Cependant, cette approche nécessite un maillage encore plus fin, ce qui n'est pas souhaitable pour les applications de ce projet de recherche. Par exemple, lors de l'utilisation de cette approche de modélisation pour évaluer les performances en fatigue d'un joint soudé au laser de deux tubes coaxiaux⁹⁴, des éléments hexaèdres ayant une longueur caractéristique de 0,01 mm ont été utilisés. Pour ce type de modélisation, il est nécessaire d'utiliser un maillage très raffiné étant donné qu'il est recommandé d'utiliser une encoche ayant un rayon de 0,05 mm pour des tôles ayant une épaisseur inférieure à 5 mm. Un autre groupe de chercheurs⁹³ a utilisé une approche similaire (avec le même niveau de raffinement de maillage) pour modéliser l'effet d'un pore d'hydrogène dans un trait de soudure laser fait sur des échantillons en aluminium. Leur étude a démontré que l'effet d'un pore d'hydrogène est plus néfaste sur les performances en fatigue d'un joint soudé que le rayon de courbure aux extrémités du cordon. Bien que les chercheurs aient obtenu des résultats pertinents, il n'est pas du tout envisageable d'utiliser un maillage aussi fin dans le cadre de ce projet de recherche. Bien évidemment, cette approche de modélisation n'est pas limitée au soudage laser. Celle-ci peut être aussi utilisée pour tout autre type de soudure comme le soudage MIG et même les méthodes de soudure par points^{159 160}.

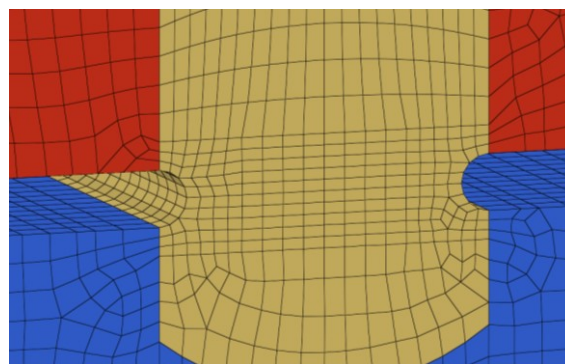


Figure 21 : Modèle 3D d'une soudure avec une encoche

Une technique permettant de modéliser un joint soudé à recouvrement est d'utiliser des éléments 2D de déformation plane. Un exemple d'un tel modèle est présenté à la Figure 22.

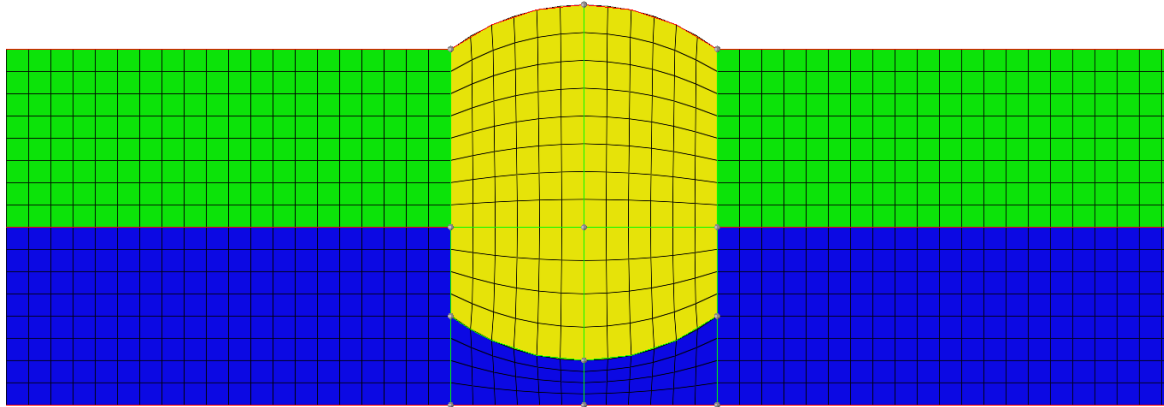


Figure 22 : Modèle 2D plan d'une soudure

Bien que cette technique de modélisation offre beaucoup de latitude en ce qui concerne la modélisation de la géométrie de la soudure, celle-ci est inutilisable dans un assemblage complexe. En effet, cette méthodologie de modélisation est plutôt pertinente pour traiter des géométries simples où il n'y a pas de changements de la géométrie de la structure selon un de ses axes principaux. Ce type d'éléments a été utilisé par un groupe de chercheurs⁹¹ pour évaluer les performances en fatigue d'échantillons simples en acier soudés au laser. Avec cette méthode, les chercheurs ont comparé trois méthodes pour évaluer les contraintes, soit la méthode de l'encoche, la méthode de la distance critique et la méthode de la contrainte nominale. Avec cette étude, les chercheurs ont déterminé que la méthode de la distance critique était la plus pertinente. Il est également possible d'utiliser ce type d'élément avec l'approche de l'encoche. Ceci peut être une bonne solution de remplacement au modèle de la Figure 21 si la géométrie de la pièce modélisée est simple. Par exemple, certains chercheurs^{161 162 163} ont utilisé cette approche pour modéliser des défauts dans un joint soudé. D'autres chercheurs ont plutôt utilisé cette approche de modélisation pour modéliser la propagation d'une fissure dans un joint soudé¹⁶⁴.

Il est également possible de modéliser un trait de soudure avec une rangée d'éléments coques seulement. Ce type de modélisation est simple et rapide à mettre en place, en plus de ne pas être gourmand en ce qui concerne les ressources informatiques. Cette technique est illustrée à la Figure 23.

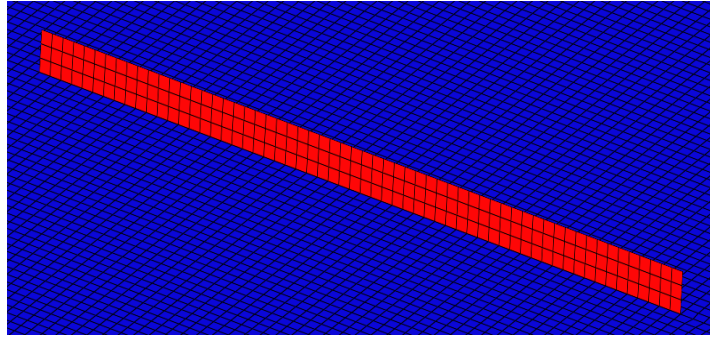


Figure 23 : Modélisation de type ligne d'une soudure

Bien que la simplicité de ce modèle soit l'une de ses forces, celle-ci occasionne également certains problèmes. Par exemple, de tous les modèles présentés, celui-ci est le moins représentatif de la géométrie de la soudure. Ce modèle a également de la difficulté à simuler convenablement les concentrations de contrainte aux extrémités du trait de soudure. Cette approche de modélisation est assez répandue dans l'industrie pour modéliser toutes sortes de traits de soudure en raison de sa simplicité. Par exemple, des chercheurs⁸⁸ ont utilisé cette approche de modélisation pour évaluer les performances en fatigue d'échantillons simples en acier. En évaluant les contraintes avec la méthode de la contrainte structurale et en utilisant un facteur d'intensité de contraintes, ces derniers ont obtenu des résultats coïncidents avec la courbe de fatigue théorique du matériau.

Un modèle prometteur qui permet de modéliser un trait de soudure d'un joint à recouvrement est le modèle de type surface. Ce modèle consiste à isoler une partie (représentative du joint soudé) de chaque tôle jointe l'une à l'autre et d'appliquer un contact de type surface entre ces deux parties de tôle. Ceci fait en sorte que les deux tôles agissent conjointement à cet endroit comme si elles étaient soudées. Un exemple de cette technique est présenté à Figure 24.

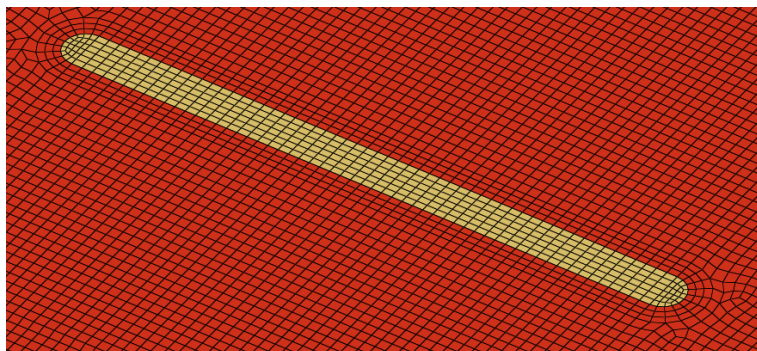


Figure 24 : Modélisation de type surface

Ce modèle semble être le meilleur compromis entre la simplicité et la justesse des résultats. En effet, celui-ci permet de prendre en considération la géométrie du trait de soudure tout en étant

rapide à modéliser. Puisque cette technique de modélisation préconise l'utilisation d'éléments coques, celle-ci offre également un temps de résolution court.

2.3.3. Revue des méthodologies de modélisation numérique

Comme il a été exposé dans les sections 2.3.1 et 2.3.2, il existe plusieurs techniques pour modéliser les joints rivetés et les joints soudés. Bien évidemment, chacune de ces techniques comporte son lot de forces et de faiblesses. Le Tableau 2 et le Tableau 3 présentent ces dernières de manière explicite en les comparant selon divers critères pertinents pour ce projet de recherche. Dans ces tableaux, les diverses méthodes permettant d'évaluer les contraintes sont notées sur 5, où 5 est la note maximale. Une note de 1 signifie que la méthode n'est pas performante pour ce point d'évaluation et une note de 5 signifie que celle-ci est très performante. Pour cet exercice, cinq points d'évaluation sont utilisés pour chaque technologie d'assemblage. Ceux-ci sont les suivants :

- Temps de calcul : Temps de calcul nécessaire.
- Temps de modélisation : Temps nécessaire à un analyste FEA pour modéliser le joint.
- Rigidité du joint : Capacité de la méthode de représenter la rigidité réelle du joint.
- Polyvalence : Capacité de la méthode d'être utilisé dans des assemblages complexes.
- Géométrie : Capacité de la méthode de représenter la géométrie réelle du joint.
- États de contrainte : Capacité de la méthode de représenter l'état de contrainte réel du joint.

Tableau 2 : Comparaison des techniques de modélisation des joints rivetés

Techniques	Temps de calcul	Temps de modélisation	Rigidité du joint	Géométrie	États des contraintes	Totale
	/5	/5	/5	/5	/5	/25
Modèle 3D	1	1	5	5	5	17
Modèle 2D	4	2	5	4	4	20
Élément rivet	5	3	5	3	4	20
Poutre - poutre	5	4	5	3	4	21
Poutre - RBe2	5	5	5	3	4	22
Ressort - RBe2	5	5	5	2	4	21
Rigide seul	5	5	1	2	2	15
Barème : 5 = Excellent, 4 = Bien, 3 = Moyen, 2 = Faible, 1 = Mauvais						

Tableau 3 : Comparaison des techniques de modélisation des joints soudés

Techniques	Temps de calcul	Temps de modélisation	Polyvalence	Géométrie	État de contrainte	Total
	/5	/5	/5	/5	/5	/25
Modèle 3D	1	1	5	4	5	16
Modèle 3D encoche	1	1	5	5	5	17
Déformation plane	5	5	1	2	3	16
Modèle ligne	5	5	5	2	3	20
Modèle surface	5	4	5	3	4	21
Barème : 5 = Excellent, 4 = Bien, 3 = Moyen, 2 = Faible, 1 = Mauvais						

En ce qui concerne les joints rivetés, il n'est pas envisageable de simuler, dans un modèle complet du châssis, chaque joint riveté à l'aide d'une approche impliquant la modélisation complète en trois dimensions des rivets. En effet, la réalisation du maillage d'un seul rivet est assez fastidieuse avec une approche en trois dimensions en plus de nécessiter un temps de résolution considérablement plus élevé, ce qui est d'autant plus vrai plus le nombre de rivets est élevé. De plus, pour obtenir des résultats pertinents, il est également nécessaire d'utiliser un maillage très fin en plus de modéliser les tôles avec des éléments 3D également. Étant donné qu'il est recommandé d'utiliser au moins trois éléments dans le sens de l'épaisseur de la tôle pour avoir une bonne définition de l'état des contraintes, cela vient essentiellement tripler le nombre d'éléments pour chaque tôle modélisée. Dans ce cas, une approche préconisant l'utilisation d'éléments simples équivalents sera privilégiée lors du développement du modèle numérique. Bien que le modèle 2D soit plus représentatif de la géométrie réelle du rivet puisqu'il permet de modéliser l'interaction entre la tôle et le rivet, celui-ci souffre des mêmes problèmes que le modèle 3D. En effet, celui-ci peut être tout de même fastidieux à mettre en place surtout si le nombre de rivets est élevé. De plus, bien que l'état des contraintes des tôles soit plus représentatif de la réalité, il est plus difficile avec ce modèle d'évaluer les contraintes du rivet lui-même avec les modèles plus simples du Tableau 2. De son côté, le modèle qui représente le rivet uniquement par un élément rigide est trop simpliste. En effet, celui-ci n'offre pas la possibilité d'ajuster la rigidité du modèle, ce qui est un net désavantage. Il est donc difficile de corréler ce modèle avec des résultats expérimentaux. En comparaison avec la modélisation poutre-poutre, l'élément rivet n'offre pas grand-chose de plus qui justifie son utilisation. En effet, les deux modèles utilisent des éléments poutre pour modéliser le rivet. La différence principale entre les deux est que l'élément rivet utilise 2 éléments poutres par nœud

pour mieux modéliser la rigidité du joint étudié. Par contre, comme démontré à la section 4.2, il est tout à fait possible de modéliser correctement la rigidité d'un rivet avec le modèle poutre-poutre. Le travail additionnel nécessaire à la modélisation d'un rivet avec ce modèle n'est donc pas nécessaire. Les modèles les plus pertinents sont donc les suivants : le modèle poutre-poutre, le modèle poutre-Rbe2 et le modèle ressort-Rbe2. Pour chacun de ces modèles, il est cependant nécessaire de calibrer la méthode utilisée afin que celle-ci simule le comportement du joint réel en comparant les résultats du modèle à des résultats expérimentaux. Ceci permettra également de définir le modèle le plus pertinent pour la suite du projet.

Du côté des joints soudés, il n'est pas vraiment réaliste de modéliser avec des éléments 3D la soudure. En raison de la géométrie de la soudure, il est nécessaire d'utiliser un maillage très fin pour prendre en considération la géométrie approximative de la soudure en plus de modéliser les tôles en 3D, ce qui fait augmenter le nombre d'éléments de manière considérable. Alors, tout comme pour les joints rivetés, une approche préconisant l'utilisation d'éléments simples équivalents sera privilégiée lors du développement du modèle numérique. Comme il a été mentionné précédemment, la méthode préconisant l'utilisation d'éléments 2D à déformation plane n'est pas adaptée pour ce projet de recherche en raison de la complexité de la géométrie des structures étudiées. Les modèles de type surface et ligne sont donc plus intéressants. En effet, ces deux méthodes sont beaucoup plus rapides à mettre en place et sont moins gourmandes en ce qui concerne les ressources informatiques. Bien évidemment, la méthode de type ligne est la plus simple des deux, mais n'est pas très représentative de la géométrie de la soudure. Il est donc important de vérifier si l'ajout de complexité de la méthode de type surface est pertinent.

2.4. Techniques d'acquisitions de données expérimentales en fatigue

Pour valider la justesse des modèles de prédiction numérique développés et tracer des courbes de fatigue, il est nécessaire d'effectuer des essais expérimentaux. Lors de ces essais, il est pertinent d'utiliser une technique qui permet de détecter la propagation des fissures dans la structure. En effet, cette information est utile puisqu'elle permet d'élaborer un modèle de prédiction considérant l'amorce de la fissuration de la structure en plus de la rupture complète de celle-ci. Ces modèles peuvent par la suite être utilisés dans un contexte de développement de produit pour concevoir un assemblage ou une structure afin que celle-ci conserve son intégrité structurale pour toute la vie utile du produit. Pour ce faire, plusieurs techniques utilisent des phénomènes physiques pour détecter la propagation d'une fissure, tandis que

d'autres sont plutôt basées sur la visualisation de cette dernière. Cette section présente les principales méthodes permettant de détecter expérimentalement la propagation d'une fissure.

2.4.1. Fissures de surface

Une des techniques les plus simples qui permet de détecter une fissure consiste à appliquer un colorant sur la surface d'une pièce et à observer celui-ci. En raison du principe de la capillarité, ce dernier aura tendance à venir se loger dans les fissures. Bien que le colorant puisse être facilement appliqué, cette technique permet uniquement de détecter les fissures en surface. Il existe également d'autres procédures qui permettent de détecter ce type de fissures. Celles-ci sont généralement basées sur les perturbations d'un champ magnétique, ou bien d'un champ électrique, causées par la fissure. Une fois de plus, ces techniques permettent uniquement de détecter des fissures en surface ou des fissures légèrement en dessous de la surface. Leur utilisation est donc limitée.

2.4.2. Résistance électrique

Il est possible de considérer une fissure comme étant une discontinuité dans le matériau. Alors il va de soi que cette discontinuité occasionne une diminution de l'aire efficace de la section. Pour les matériaux métalliques, ceci peut également occasionner une augmentation de la résistance électrique de la structure étudiée. Il devient donc possible de déterminer s'il y a une fissure dans le matériau de cette façon. Cette méthode est toutefois mieux adaptée pour vérifier l'intégrité structurelle d'une pièce fonctionnelle que pour instrumenter un essai de fatigue.

2.4.3. Mesure des déformations de la face arrière

La mesure de la déformation de la face arrière a été d'abord appliquée pour détecter la propagation de fissures dans des structures soudées. Dans cette technique, une jauge de contrainte est placée sur la surface exposée (face arrière) du matériau assemblé, à proximité du site des dommages par fatigue anticipés qui est généralement près du lieu de transfert de charge dans un joint où les contraintes locales sont élevées. Un certain nombre d'auteurs ^{165 166} ont ensuite appliqué cette technique aux joints à recouvrement unique. Par exemple, Crocombe et coll. ¹⁶⁵ ont contribué au développement de cette technique en effectuant une étude numérique pour étudier l'effet des paramètres clés sur la technique et pour déterminer la spécification et l'emplacement optimal de la jauge. Lors de cette étude, il a été démontré que la sensibilité de la technique est optimale lorsque les jauges se trouvent tout juste dans la zone de recouvrement du joint et lorsque les jauges sont aussi petites que possible. Selon ces auteurs, en positionnant les jauges de cette manière, la contrainte de la face arrière produira un pic net au fur et à mesure de l'évolution de l'endommagement, ce qui est extrêmement utile pour les tests de fatigue. De

plus, la sensibilité de la technique est maximale pour les substrats les plus souples et diminue à mesure qu'ils deviennent plus rigides. Cette technique a également été utilisée pour étudier le comportement des joints collés à recouvrement simple ¹⁶⁶. Dans cette étude, les chercheurs ont utilisé cette technique lors de leurs essais expérimentaux pour valider les performances d'un modèle élasto-plastique qui permet de prédire l'endommagement de joints collés.

2.4.4. Rayon X

Il est possible d'observer directement les fissures à l'aide d'ondes électromagnétiques. Les rayons X sont couramment utilisés pour observer et pour faire la maintenance de diverses structures complexes dans le but de détecter si celles-ci sont fissurées. L'utilisation de rayons X est un outil assez polyvalent qui permet même de visualiser la propagation d'une fissure en 3D. En effet, certaines techniques utilisant les rayons X permettent de visualiser in situ la propagation de fissures dans une pièce sans devoir couper en section cette dernière. Ce genre d'approche a été utilisé pour visualiser la propagation d'une fissure dans l'alliage d'aluminium 7075-T6 ¹⁶⁷ et pour un alliage Al-Si-Mg ¹⁶⁸ afin de définir le taux de propagation de cette dernière. Cette approche a également été utilisée pour vérifier la propagation d'une fissure au sein d'une pièce formée par fabrication additive en titane. Dans ce travail de recherche ¹⁶⁹, il a été observé par les auteurs ¹⁶⁹ que la croissance des fissures se produisait principalement dans un plan, avec quelques déviations hors de celui-ci. Ceci indique qu'il est pertinent d'observer en 3D le comportement d'une fissure. D'autres chercheurs ¹⁷⁰ ont utilisé cette technique pour évaluer le comportement d'une fissure dans un alliage Al-Li. En combinant les résultats obtenus par rayons X à un modèle d'éléments finis, les chercheurs ont été en mesure d'évaluer le facteur d'intensité de contraintes le long de la soudure.

2.4.5. Ultrasons

Il est également possible de détecter les fissures avec des ondes sonores. Ceci peut être effectué en mesurant la distance de propagation de l'onde par rapport à sa source lorsque celle-ci est réfléchi par la fissure sur un détecteur. En fait, dans le contrôle par ultrasons, un transducteur à ultrasons relié à un appareil de diagnostic est installé sur l'objet en cours d'inspection. Il existe deux méthodes pour recevoir les ondes ultrasonores : la réflexion et l'atténuation. En mode réflexion (pulse-echo), le transducteur effectue à la fois l'envoi et la réception des ondes impulsionnelles lorsque le « son » est renvoyé vers le dispositif. Le signal réfléchi provient d'une interface, telle que la paroi arrière de l'objet ou d'une imperfection dans l'objet. La machine de diagnostic affiche ces résultats sous la forme d'un signal d'amplitude représentant l'intensité de la réflexion. De son côté, la distance est représentée par le temps d'arrivée de la

réflexion. En mode atténuation, un émetteur envoie des ultrasons sur une surface et un récepteur séparé détecte la quantité qui l'a atteinte sur une autre surface après avoir traversé la pièce étudiée. Les imperfections ou autres conditions dans l'espace entre l'émetteur et le récepteur réduisent la quantité d'ondes ultrasonores transmises, révélant ainsi leur présence. Bien entendu, il existe plusieurs variantes de la méthode par ultrasons. Par exemple, certains auteurs ¹⁷¹ ont effectué l'inspection de la propagation des fissures d'un alliage d'acier inoxydable par inspection des ondes de Lamb à l'aide d'un capteur à ultrasons FBG. En fait, ce type de capteur est en mesure de capter les ondes ultrasoniques à l'aide d'une source laser. Avec cette technique, les auteurs ¹⁷¹ ont été en mesure d'inspecter avec succès l'évolution de certaines fissures.

D'autres auteurs ¹⁷² ont plutôt utilisé les ondes ultrasons pour effectuer de la thermographie pour détecter la propagation d'une fissure. Cette technique repose sur la conversion des ondes élastiques mécaniques en chaleur. Les ondes ultrasonores se déplacent librement à travers les matériaux homogènes, alors que les inhomogénéités produisent des combinaisons complexes d'absorption, de diffusion, d'étalement du faisceau et de dispersion des ondes, dont la manifestation principale est une source de chaleur. En utilisant cette technique, les chercheurs ont pu déterminer que cette méthode était efficace pour détecter les fissures d'une structure.

2.4.6. Méthodologie de détection de l'initiation des dommages par la technologie d'émission acoustique

En laboratoire, les émissions acoustiques sont souvent utilisées pour détecter la formation ou la propagation d'une fissure. En fait, l'énergie libérée par le matériau lors de l'initiation ou la propagation d'une fissure crée une onde sonore. Bien entendu, cette onde peut être captée pour détecter la fissure en question. Depuis plusieurs années, la méthode de surveillance des fissures par émissions acoustiques a été utilisée pour détecter des fissures dans une variété de structures métalliques comme des véhicules aéronautiques, des ponts en acier, des contenants pressurisés ainsi que des pipelines. En fait, les émissions acoustiques sont essentiellement des ondes générées par une relâche rapide d'énergie d'une source locale au sein du matériau sous contraintes ¹⁷³. Les sources d'émissions sont généralement des défauts du matériau comme l'accroissement de la taille d'une fissure ou la plastification du matériau en question dans une zone hautement contrainte près du bout d'une fissure. Les paramètres les plus souvent utilisés pour réaliser ce type d'analyse sont l'amplitude, le temps de montée, la durée, le compte d'émission et la surface moyenne sous l'enveloppe du signal redressé, généralement appelée énergie. D'autres paramètres, tels que la fréquence moyenne (comptes/durée), sont des

combinaisons des paramètres de base ; ceux-ci sont également bénéfiques dans de nombreux cas. L'énergie absolue cumulée et le compte total cumulatif des ondes sont deux paramètres utilisés pour étudier les liens entre les événements indésirables et le processus de croissance des fissures de fatigue dans le temps.

La technique des émissions acoustiques est très sensible et démontre une bonne fiabilité en ce qui concerne la détection de fissures actives et permet de définir l'intégrité d'une structure ou d'une pièce en service. Un autre avantage notable de cette technique est sa capacité à localiser l'initiation d'une fissure à un endroit propice à cette initiation en positionnant les capteurs judicieusement. Bien évidemment, la méthode des émissions acoustiques n'est pas parfaite. En effet, il est nécessaire de traiter les résultats pour que ceux-ci soient pertinents étant donné que les signaux reçus sont sensibles aux bruits environnementaux. De plus, il n'est pas toujours possible d'utiliser une technique pour filtrer les signaux en raison de plusieurs limitations comme les irrégularités géométriques de la structure ou de la pièce étudiée, la puissance de calculs disponible, le taux de transfert de l'équipement utilisé, etc. ¹⁷⁴. Plusieurs études dans la littérature portent sur la relation entre les résultats obtenus par émission acoustique et l'accroissement de la taille d'une fissure pour évaluer l'endommagement d'une structure ainsi que sa durée de vie. Par exemple, certains chercheurs ¹⁷⁵ ont présenté un modèle pour décrire la relation entre le taux d'émissions acoustiques et le facteur d'intensité des contraintes en supposant que l'énergie libérée durant l'accroissement de la taille d'une fissure est liée proportionnellement au taux d'émissions acoustiques. D'autres auteurs ¹⁷⁶ ont utilisé ce modèle ¹⁷⁵ pour générer les courbes de fatigue de divers matériaux et alliages. Certains chercheurs ¹⁷⁷ ont également proposé que le taux d'émissions acoustiques dépend aussi des déformations plastiques et des petites fissures générées dans la zone plastique. Étant donné qu'il est généralement difficile de définir le facteur d'intensité des contraintes convenablement, d'autres scientifiques ¹⁷⁴ ont développé un modèle qui exprime la relation entre le taux d'énergie des émissions acoustiques et l'accroissement de la taille d'une fissure. Ce modèle permet même de prédire le comportement d'une fissure dans les phases 2 et 3 de l'accroissement de la taille de celle-ci.

Plusieurs études ^{178 179} ayant pour objectif d'analyser l'endommagement d'une structure ou d'une pièce ont utilisé la technique des émissions acoustiques pour obtenir des résultats pertinents. Par exemple, certains chercheurs ¹⁷⁸ ont étudié les différences, en ce qui concerne la propagation d'une fissure, entre un matériau brut et une version soudée de ce même matériau. Ceux-ci ont déterminé que l'accroissement d'une fissure est plus rapide dans un joint soudé

que dans le matériau brut. D'autres chercheurs ¹⁷⁹ ont également comparé la technique de l'émission acoustique avec une autre technique basée sur la thermographie. Ceux-ci ont découvert que la portée et l'efficacité de la méthode des émissions acoustiques étaient supérieures à l'autre technique étudiée.

2.4.7. Corrélation d'image

La corrélation d'images (DIC) est une méthode optique qui permet de mesurer les déplacements en comparant la position relative d'un motif anisotrope de diverses images. En fait, cette technique permet de capturer le mouvement d'une surface pendant un test ou une expérience. Ceci est réalisé en analysant le déplacement des motifs d'une surface à partir d'une discrétisation en petits éléments sur l'image entière. La corrélation maximum dans chaque élément correspond au déplacement, et ceci donne la longueur du vecteur et son orientation dans chaque fenêtre. Pour ce faire, l'utilisateur capture une série d'images pendant un essai, où la première image correspond normalement à l'image de référence. Avec un seul appareil photo standard ou un montage d'appareils en stéréoscopie, on obtient des mesures de déformation 2D dans un plan ou des mesures complètes de déformations en trois dimensions. Cette technique est de plus en plus utilisée pour mesurer des champs de déplacements et de déformations ainsi que pour détecter des fissures. Par rapport aux jauges de contrainte et aux extensomètres, la quantité d'informations recueillies, lors d'un essai mécanique avec cette technique, est considérable.

Il est généralement nécessaire d'appliquer un motif aléatoire sur les échantillons pour être en mesure d'utiliser convenablement la technique DIC. Il est en fait important d'apporter une attention particulière à la qualité du motif lors de son application étant donné que ce dernier a une influence importante sur la précision des résultats obtenus ¹⁸⁰. Il existe donc certaines recommandations en ce qui concerne l'utilisation d'un motif adéquat ¹⁸¹.

La technique du DIC a été utilisée à plusieurs reprises dans la littérature pour mesurer la propagation d'une fissure en fatigue. Par exemple, certains auteurs ¹⁸² ont étudié l'influence de la géométrie et du traitement thermique utilisé sur le comportement en fatigue d'un joint en acier brasé. Ceux-ci ont montré que les échantillons brasés présentent des déformations plastiques plus élevées et une durée de vie en fatigue plus courte que le matériau de leur substrat. De plus, selon les auteurs ¹⁸², les traitements thermiques effectués après le brasage influencent de manière importante la durée de vie en fatigue et la tolérance aux défauts des échantillons brasés. Cette technique de mesure a également été utilisée pour évaluer le comportement d'une fissure longue lors de sa propagation et ainsi déterminer les paramètres

de la loi de Paris ¹⁸³. Dans cette étude, les auteurs ont déterminé que la technique du DIC était plus efficace pour traiter les cas de chargements multiaxiaux que la méthode des résistances électriques. Une autre étude ¹⁸⁴ traitant du comportement en fatigue d'une structure en aluminium ayant subi des dommages à plusieurs emplacements a également été réalisée. En utilisant la corrélation d'images lors d'essais sur des échantillons troués, les auteurs de l'étude ont démontré que la durée de vie en fatigue augmente avec l'augmentation de l'espacement des trous et que les fissures colinéaires sont plus dangereuses que les fissures non colinéaires pour les échantillons ayant subi des dommages à plusieurs endroits. D'autres chercheurs ont également utilisé cette méthode pour mesurer la propagation d'une fissure en fatigue ^{185 186 184 187 188 189}.

2.4.8. Revue des diverses méthodes de détection de fissures

En regardant les forces et les avantages des diverses méthodes présentées dans les sections 2.4.1 à 2.4.7, il est possible de tirer certaines conclusions. En effet, en raison de l'application et du type de test envisagé dans ce projet, certaines méthodes sont plus prometteuses que d'autres.

Tout d'abord, certaines méthodes ne sont tout simplement pas adaptées aux essais expérimentaux envisagés. Par exemple, la technique permettant de détecter une fissure de surface avec un colorant manque de flexibilité pour les essais qui seront réalisés dans le cadre de ce projet. Effectivement, cette technique permet uniquement de détecter les fissures de surface, ce qui est une forte lacune étant donné qu'il est difficile de prédire exactement où les fissures s'amorceront et se propageront. Il est donc fort possible qu'une partie de l'information désirée soit tout simplement perdue. De plus, cette technique est visuelle seulement. Il est donc nécessaire d'interpréter visuellement les images captées, ce qui peut créer des erreurs. Il en est de même pour la méthode de la résistance électrique et la méthode des déformations de la face arrière. En effet, ces techniques sont mieux adaptées à des échantillons simples étant donné qu'il n'est pas aisé d'appliquer un courant électrique sur une surface complexe et que la face arrière d'un composant n'est pas toujours accessible dans une structure complexe.

Bien que la méthode des rayons X soit efficace pour définir l'amorce et la propagation d'une fissure, et ce même pour une surface interne, celle-ci comporte des défis. En effet, en raison de sa nature, cette technique est plutôt utilisée sur de petits échantillons contenus dans une enceinte fermée. En effet, il est tout de même ici question d'utiliser des rayons X en semi continu, ce qui peut représenter un certain danger. De plus, la surface que peut couvrir cette méthode est assez restreinte. Ceci peut en fait expliquer pourquoi les essais réalisés avec cette

méthode sont réalisés avec des échantillons conçus de manière à prédire précisément l'emplacement de l'amorce de la fissure. Cette méthode n'est donc pas idéale pour les essais réalisés dans le cadre de ce projet.

Deux techniques ayant certains points en commun s'avèrent pertinentes pour le type d'application envisagé dans ce projet. Ces techniques sont la méthode des ultrasons et la méthode des ondes sonores. Par contre, pour le type d'application envisagé, la méthode des ondes sonores semble plus efficace et plus polyvalente en raison de son fonctionnement. En effet, celle-ci consiste à mesurer les ondes sonores créées par la propagation d'une fissure. Étant donné que ces ondes se propagent au sein de la structure métallique, il est possible de les capter même si les capteurs ne sont pas placés parfaitement. De son côté, la méthode utilisant des ultrasons émet des ondes ultrasonores et capte les changements lorsqu'il y a apparition d'un défaut dans la structure. Étant donné que ce genre de système nécessite généralement un capteur et un émetteur, il devient plus difficile de le positionner de manière optimale sur le châssis d'un véhicule. La méthode des ondes sonores est donc plus permissive de ce côté.

La méthode utilisant un système de corrélation d'image est également intéressante pour évaluer la propagation d'une fissure. Bien que cette technique ne permette que de détecter des fissures sur une face préalablement sélectionnée pour des raisons évidentes, celle-ci possède un avantage indéniable sur les autres méthodes. Effectivement, cette technique permet de vérifier l'évolution des déformations d'un échantillon pendant la durée d'un essai de fatigue. Ceci est particulièrement utile étant donné qu'il devient possible de regarder l'évolution de la rigidité d'un composant en fonction du nombre de cycles effectués, ce qui aide grandement à la compréhension du comportement du composant en fatigue ainsi qu'à l'influence d'une fissure sur le composant en question.

À la lumière de cette analyse, il a été choisi d'utiliser en concomitance les méthodes des émissions acoustiques et de la corrélation d'image lors des essais expérimentaux réalisés dans le cadre de ce projet de recherche. Une description plus approfondie de l'utilisation de ces systèmes est présentée à la section 3.2.

Chapitre 3 : Caractérisation expérimentale en fatigue des joints rivetés et soudés à simple recouvrement

Pour être en mesure de prédire convenablement la durée de vie d'un véhicule de manière numérique, il est important d'utiliser les bons entrants pour les modèles tels que les propriétés mécaniques des matériaux ainsi que leurs propriétés en fatigue. Comme mentionné précédemment, deux techniques d'assemblage pertinentes pour joindre des tôles minces sont les joints rivetés et les joints soudés au laser. Il devient donc pertinent d'étudier le comportement en fatigue de ces types de joints pour ensuite appliquer les connaissances acquises sur un châssis complet. Alors, ce chapitre présente les résultats de la caractérisation expérimentale effectuée sur les joints rivetés à simple recouvrement ainsi que les joints soudés au laser à simple recouvrement. Les résultats obtenus dans ce chapitre sont utilisés dans les chapitres 4 et 5 de cette thèse pour tracer des courbes de fatigue qui permettent d'effectuer des analyses de durabilité sur des assemblages complexes rivetés.

Pour obtenir les résultats convoités, des essais monotones en tension ont d'abord été effectués pour évaluer le comportement mécanique en traction des joints rivetés et définir les paliers de chargement des essais de fatigue. Par la suite, des essais de fatigue ont été réalisés sur ce type de joint. Les résultats obtenus sont ensuite utilisés dans les chapitres subséquents pour définir les courbes de fatigue. En ce qui concerne les joints soudés au laser, les résultats sont tirés des ouvrages réalisés par Mohammad Idriss³ et de Sabri Ben Slimen⁴. Vu l'importance de ceux-ci pour le développement des modèles numériques, il est pertinent de présenter un sommaire de leurs essais dans le cadre de ce document.

3.1. Méthodologie des essais expérimentaux

Pour les essais expérimentaux, deux rivets aveugles distincts sont utilisés. Ceux-ci sont le rivet Avdel Hemlok (6,35 mm) et le rivet Avibulb BN01-00611 (4,87 mm) qui sont les rivets les plus utilisés par le partenaire industriel du projet. Les rivets sont en acier (SAE 1030) avec un revêtement en zinc. L'alliage des tôles d'aluminium est le 5052-H36. Pour ces essais, deux types d'échantillons ont été testés (joint à recouvrement et joint en pelage). Ceci permet en fait de vérifier le comportement en fatigue d'un joint riveté sous l'effet de deux états de chargement distincts. Bien évidemment, dans une structure complexe soumise à des chargements complexes et variables, il est fort probable que certains joints rivetés ne travaillent pas uniquement en cisaillement. Alors, le fait d'utiliser deux types d'échantillons permet de vérifier le comportement des deux conditions extrêmes et ainsi permettre de développer un modèle

critère de vie en fatigue plus robuste. Les dimensions hors-tout en mm des échantillons sont présentées aux figures 25 et 26. Les caractéristiques des rivets sont présentées au Tableau 4.

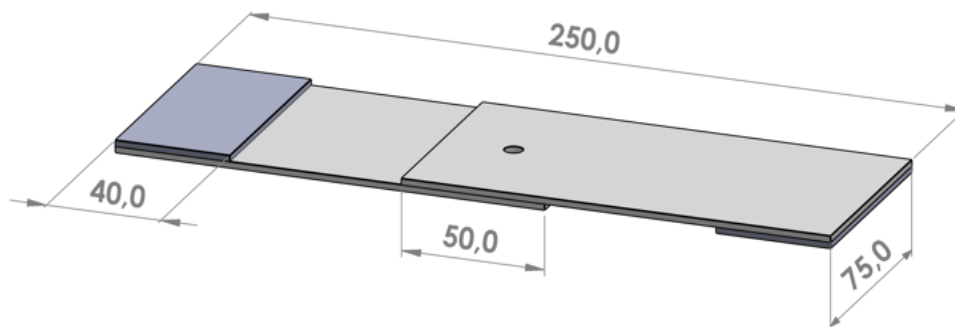


Figure 25 : Échantillon des séries 1 et 2 (joint à recouvrement, mm)

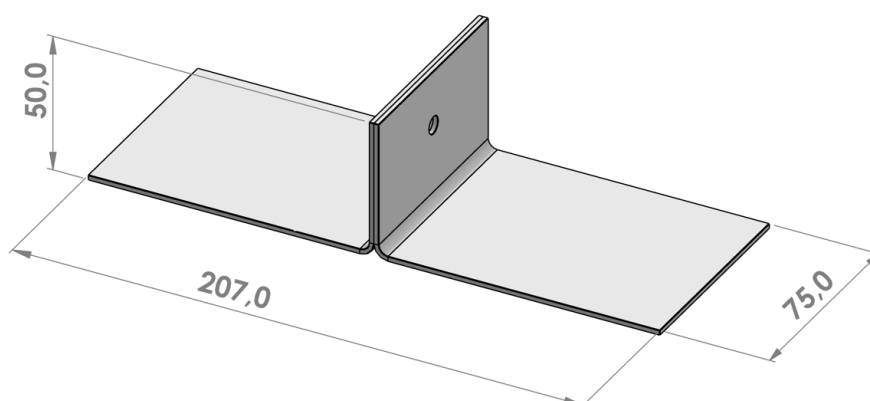
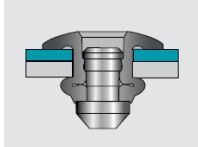
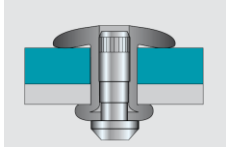


Figure 26 : Échantillon des séries 3 et 4 (pelage, mm)

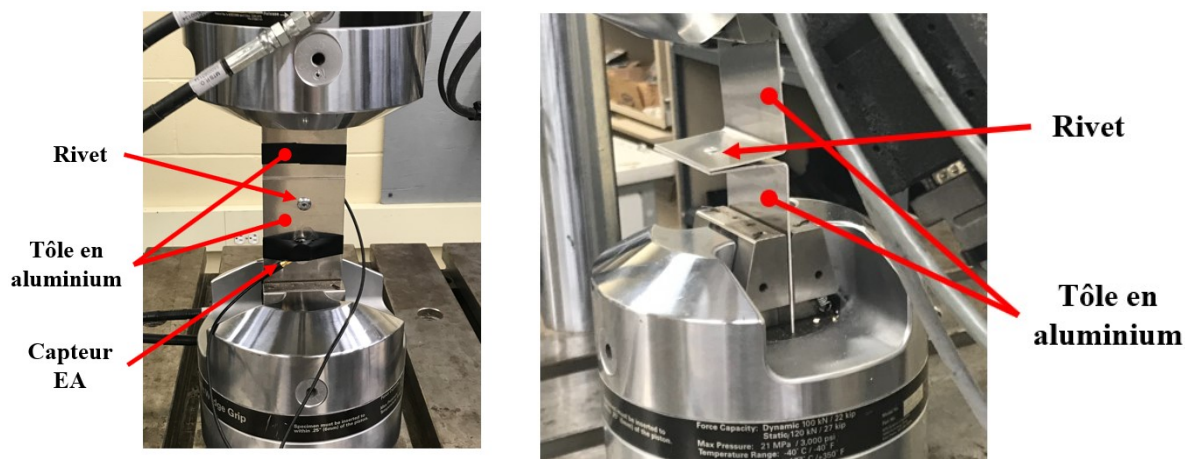
Tableau 4 : Description des rivets¹⁹⁰

Description	Unité	Avibulb BN01-00611	Hemlock 2221-00813
			
Diamètre corps	mm	4,8 (3/16'')	6,4 (1/4'')
Diamètre tête	mm	9,6	13,4
Matériaux corps		Acier SAE 1008	Acier SAE 1030
Matériau tige		Acier SAE 1030	Acier SAE 1030
Épaisseur de tôle totale	mm	1,5 - 3,5	2,8 - 4,8
Force cisaillement max	kN	3,6	12,0
Force tension max	kN	3,8	8,8

Les caractéristiques principales des échantillons utilisés sont présentées au tableau 5. La Figure 27 présente le montage utilisé et les configurations testées

Tableau 5 : Caractéristiques principales des échantillons rivetés

Caractéristiques	Série 1	Série 2	Série 3	Série 4
Configuration	Recouvrement	Recouvrement	Pelage	Pelage
Épaisseur des tôles	2,0 mm	2,0 mm	1,6 mm	1,6 mm
Rivet	Avdel	Avibulb	Avdel	Avibulb
Diamètre du rivet	6,35 mm	4,87 mm	6,35 mm	4,87 mm
Surface de serrage (mors)	75 mm x 40 mm	75 mm x 40 mm	75 mm x 40 mm	75 mm x 40 mm

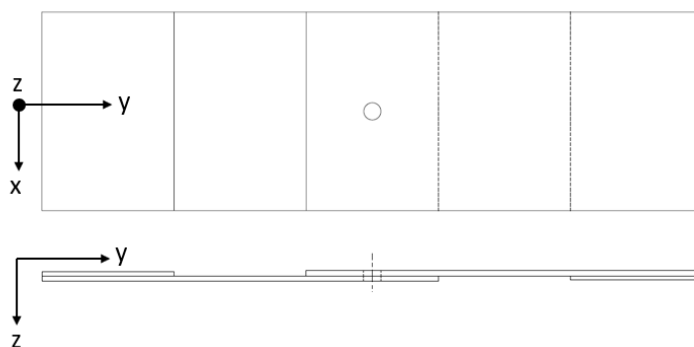


a) Configuration recouvrement

b) Configuration pelage

Figure 27 : Montage utilisé pour les essais sur rivets simples

Pour les échantillons des séries 1 et 2, des espaceurs sont utilisés afin d'aligner les échantillons correctement (selon l'axe z) dans les mâchoires hydrauliques de la MTS (MTS Test Frame 322). Sans ces espaceurs, les échantillons seraient désalignés, ce qui engendrerait des efforts de flexion indésirables pouvant biaiser les résultats obtenus de manière significative. La Figure 28 présente un exemple d'utilisation des espaceurs. Pour l'axe y, une butée temporaire est utilisée pour aligner les échantillons dans les mâchoires.

**Figure 28 : Exemple d'un échantillon riveté avec espaceurs**

Bien évidemment, il n'est pas nécessaire d'utiliser des espaceurs pour les échantillons des séries 3 et 4 étant donné que ceux-ci n'ont pas de problèmes de désalignement dans l'axe z (les tôles ne sont pas décalées). Comme il est possible de remarquer au tableau 5, quatre séries d'essais sont réalisées dans le cadre de ce projet. Les caractéristiques spécifiques à chaque type d'essais (statique et fatigue) sont présentées ci-dessous.

Essais statiques

Les essais statiques ont été réalisés avant de réaliser les essais de fatigue. Ceci a permis de tracer une courbe force-déplacement qui a été utilisée pour établir le niveau de force à utiliser pour chaque palier des essais de fatigue. Les caractéristiques principales des essais statiques sont présentées ci-dessous.

- Une vitesse de 1 mm/min est utilisée
- 4 échantillons testés jusqu'à la rupture
- Tests réalisés sur une MTS TestFrame 322
- Cellule de charge : MTS 661.20F-03 (force maximale : 100 kN)

Essais de fatigue

Lors des essais de cyclage, chaque échantillon est amené jusqu'à rupture de ce dernier. Pour chaque série d'essais, 3 échantillons sont utilisés pour 4 niveaux de contraintes différents (voir tableau 6). Ceci permettra d'échantillonner les durées de vie pour tracer les courbes de fatigue convoitées. Les caractéristiques principales des essais de fatigue sont présentées ci-dessous.

- Une fréquence de 5 Hz est utilisée pour les joints à recouvrement
- Une fréquence de 3 Hz est utilisée pour les joints en pelage
- Le chargement utilisé est de type $R=0,1$ (Chargement en tension-tension)
- 4 paliers de chargement sont utilisés (voir tableau 6)
- 3 échantillons sont utilisés par plateau de chargement
- Détection de l'initiation des dommages par émission acoustique (voir la section 3.2)
- Tests réalisés sur une MTS TestFrame 322
- Cellule de charge MTS 661.20F-03 pour les joints à recouvrement et MTS 661.19F-01 pour les joints en pelage

Comme spécifié précédemment, le rapport de chargement utilisé lors des essais est de 0,1 pour éviter le flambement des tôles minces d'aluminium. Lors des essais de fatigue en pelage, il a été nécessaire de réduire la fréquence de cyclage utilisée de 5 à 3 Hz. Les déplacements étant beaucoup plus grands pour ce type d'échantillons que pour les essais avec les échantillons à

simple recouvrement, la presse utilisée pour faire les essais n'était pas en mesure de suivre la consigne de force demandée. Pour les alliages d'aluminium ou d'acier, cette légère différence de fréquence a un effet négligeable sur les résultats obtenus^{191 192}. En effet, il faut utiliser des fréquences beaucoup plus élevées pour remarquer une influence significative.

3.2. Détection de l'initiation des dommages par émissions acoustiques (EA)

Comme mentionné précédemment, la technologie de la détection de l'endommagement par émissions acoustiques est utilisée dans le cadre de ce projet de recherche pour déterminer l'amorce des fissures se propageant dans les échantillons en aluminium. De cette façon, il est possible d'évaluer un nombre de cycles à l'initiation de l'endommagement et ensuite tracer des courbes de fatigue. Le système de détection acoustique utilisé pour les essais expérimentaux réalisés dans ce projet est présenté à la Figure 29.

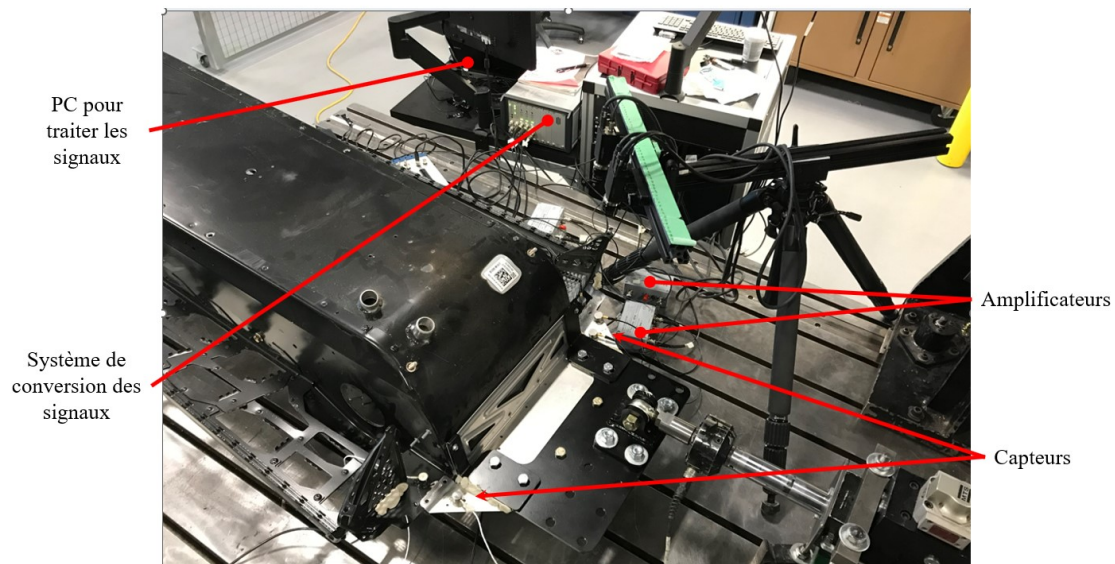


Figure 29 : Montage typique de l'utilisation du système d'émissions acoustiques

Pour faire l'acquisition de données expérimentales, le système AMSY-6 de Vallen est utilisé. Lors des essais de deux à six capteurs piézoélectriques de type VS900-M (bande passante de 98 à 898 kHz) sont utilisés en fonction du type de test expérimental effectué. Ces capteurs sont fixés sur les échantillons avec de la colle chaude et du ruban adhésif. Chacun de ces capteurs est relié à un préamplificateur qui transmet un signal analogique vers le système d'acquisition de données avec un gain de 34 dB. Une valeur seuil de 40 dB est utilisée lors de l'acquisition des données afin de réduire le bruit contenu dans les signaux induit par l'équipement de test (vérin hydraulique, etc.). Il est ici désiré de ne pas filtrer de manière trop importante les signaux

enregistrés pour ne pas perdre de l'information importante. C'est pourquoi une valeur seuil faible (40 dB) seulement est utilisée pour cette étape.

Afin de déterminer le nombre de cycles à l'initiation de l'endommagement, le nombre de coups cumulatifs enregistrés lors des essais est analysé. En variant la valeur seuil sur l'amplitude des signaux enregistrés (entre 50 et 55 dB en fonction du type de test), il devient possible de déterminer le nombre de cycles de l'initiation de la fissure comme on peut le voir sur la Figure 30. En effet, il suffit de choisir le nombre de cycles où l'on peut remarquer un accroissement important du nombre de coups. Pour les essais expérimentaux, on considère qu'il y a fissuration de l'échantillon lorsque la dérivée du nombre de coups cumulatif est supérieure à 1 de manière continue jusqu'à la fin de l'essai. La valeur initiale de cet accroissement de la dérivée du nombre de coups est choisie, ce qui permet d'être conservateur.

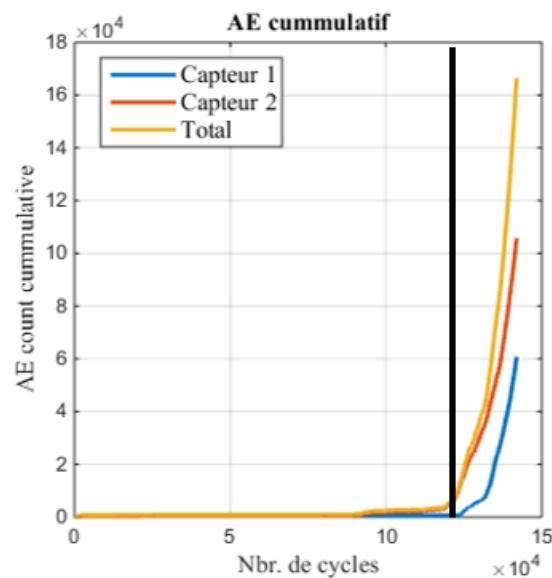


Figure 30 : Illustration de l'analyse des résultats d'émissions acoustiques

3.3. Résultats des essais mécaniques sur les échantillons rivetés

La section suivante a pour objectif de présenter les résultats expérimentaux des essais statiques et les essais de fatigue réalisés sur les joints rivetés simples.

3.3.1. Résultats des essais statiques

La section suivante traite des résultats obtenus lors des essais statiques réalisés sur les différents échantillons. Ces résultats sont ensuite utilisés pour déterminer les paliers de force des essais de fatigue. La Figure 31 présente les courbes Force — Déplacement des quatre types d'échantillons étudiés (voir tableau 5). Lors des essais statiques, le bris est survenu au niveau de la tôle d'aluminium pour les échantillons des séries n° 1, 3 et 4. Pour ces échantillons, la

tôle se déforme jusqu'à ce que le rivet de l'échantillon soit délogé. Le bris des échantillons de la série n° 2 est principalement survenu au niveau du rivet qui est en acier. Il a donc été nécessaire d'ajuster les paliers de force utilisés pour les essais de fatigue puisque le matériau de ces deux entités est différent. En effet, l'acier est généralement plus performant en fatigue que l'aluminium et possède un comportement asymptotique (quoiqu'il n'existe pas réellement de limite en fatigue) pour un nombre de cycles élevé.

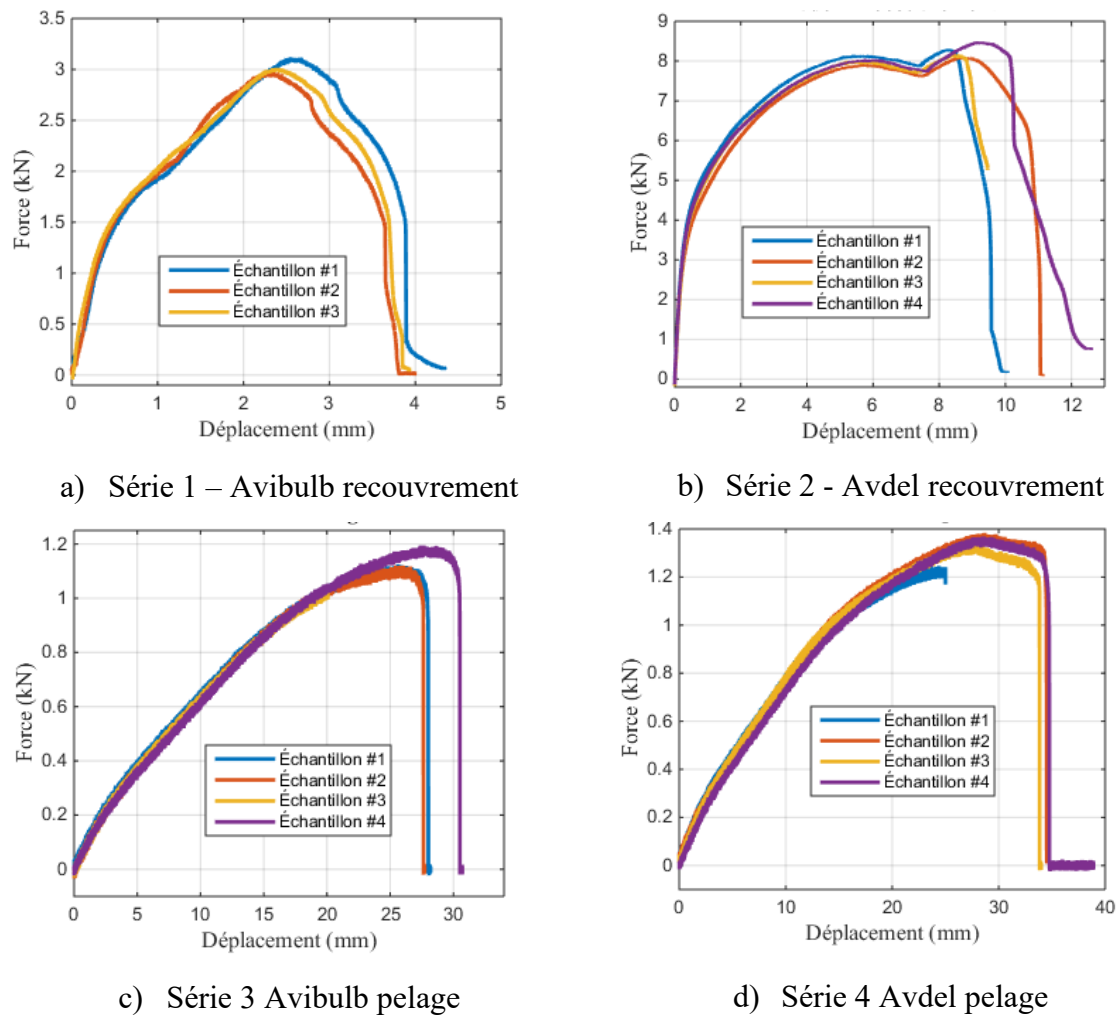


Figure 31 : Courbes Force — Déplacement des joints rivetés

Avec ces courbes, il est possible de définir les paliers de force pour les essais de fatigue. Il est à noter pour la série 2, le premier maximum est utilisé pour définir les paliers des essais de fatigue (déplacement de 5,5 mm approximativement). Le deuxième maximum (déplacement de 8 mm et plus) est occasionné par une grande déformation plastique de la tôle d'aluminium qui fait en sorte que le joint ne travaille plus en cisaillement pur. Les paliers ont été définis en fonction d'un pourcentage (75 %, 62,5 %, 50 %, 37,5 %) de la force maximale mesurée dans les essais statiques. Cependant, il a été nécessaire de revoir la valeur des efforts des paliers en fonction des résultats préliminaires obtenus lors des essais de fatigue pour les séries 1 et 3.

Tableau 6 : Paliers de forces des essais de fatigue

Types d'échantillons	Force max (kN)	Palier 1 (kN)	Palier 2 (kN)	Palier 3 (kN)	Palier 4 (kN)
Série 1 (Avibulb recouvrement)	3	2,8	2,6	2,55	2,5
Série 2 (Avdel recouvrement)	8	6	5	4	3
Série 3 (Avibulb pelage)	1,1	0,4	0,3	0,25	0,2
Série 4 (Avdel pelage)	1,35	0,7	0,4	0,3	0,25

Les figures 32 à 35 présentent les bris typiquement rencontrés pour ces essais. Pour les échantillons où c'est la tôle qui se rompt, le bris est généralement du côté opposé à la tête du rivet (bulbe).

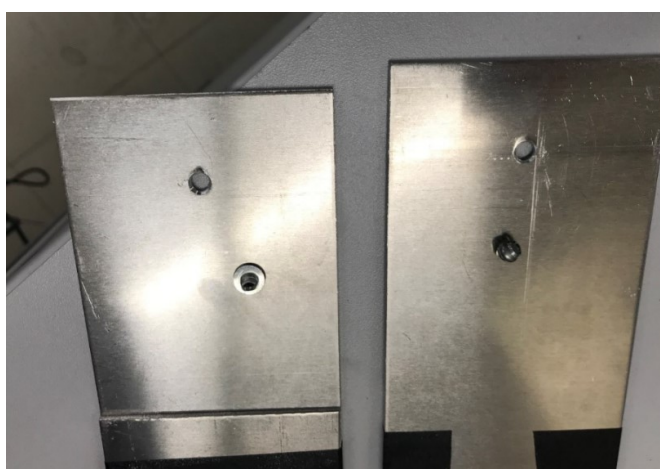
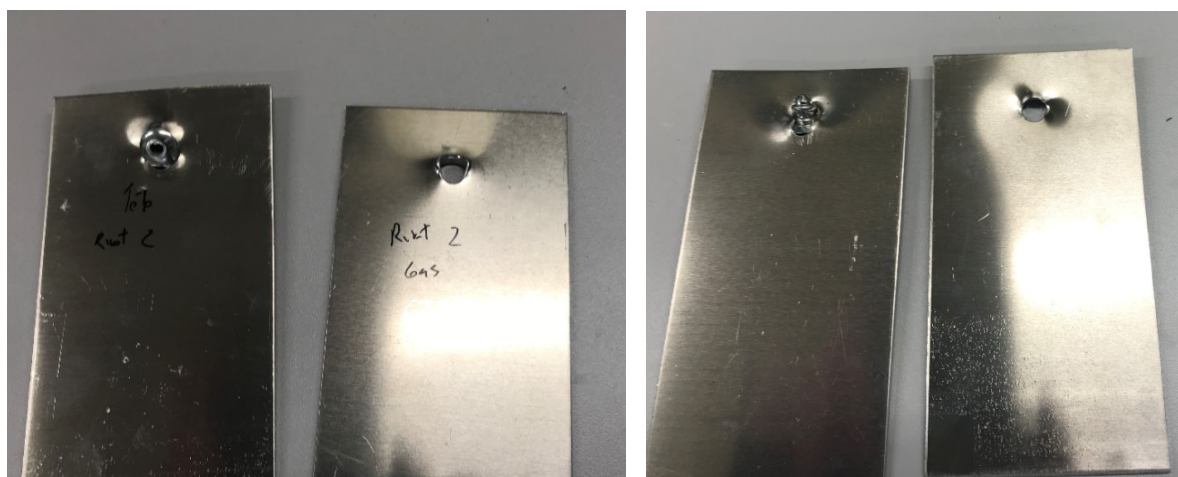
**Figure 32 : Bris typique des joints rivetés de la série 1 (recouvrement)****Figure 33 : Bris typique des joints rivetés de la série 2 (recouvrement)**



Figure 34 : Bris typique des joints rivetés de la série 3

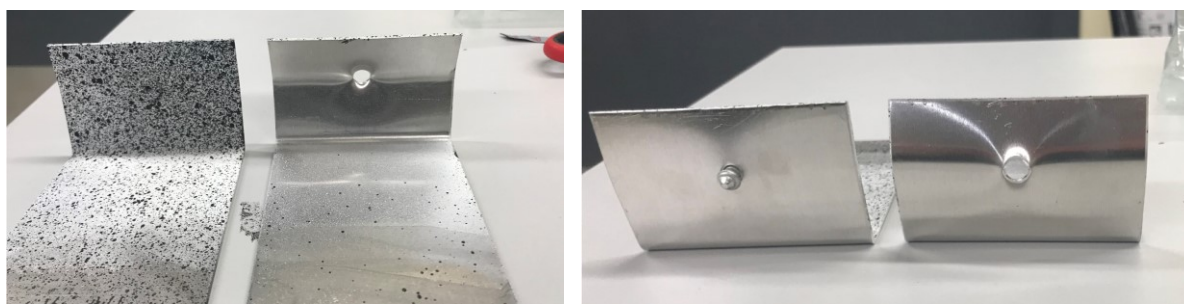


Figure 35 : Bris typique des joints rivetés de la série 4

3.3.2. Résultats des essais de fatigue

La section suivante traite des résultats obtenus lors des essais de fatigue réalisés sur les différents types d'échantillons. Les tableaux 7 et 8 présentent les résultats des essais de fatigue réalisés sur les joints rivetés. La Figure 36 illustre les résultats présentés aux tableaux 7 et 8 sous forme graphique. À la Figure 36, les points bleus représentent une initiation de fissure au niveau de la tôle d'aluminium tandis que les points rouges représentent un bris complet d'un échantillon dans la tôle. De leur côté, les points verts sont utilisés pour représenter le bris d'un échantillon au niveau du rivet et les points magenta l'initiation d'une fissure dans le rivet.

Tableau 7 : Résultats des essais de fatigue des séries 1 et 2

Échantillons	Diamètre rivet	Diamètre Tête rivet	Diamètre bulbe	Nombre de rivets	Configuration du test	Type de rivet	Épaisseur tôle	Fréquence	Force max	Rapport chargement	Type de chargement	Nbr. de cycle à l'initiation	Pourcentage de la durée de vie totale avant l'initiation	Nbr. de cycle à la rupture	Lieu du bris	Caractéristique bris
Unité	mm	mm					mm	Hz	N				%			
Avdel_6000_SL_1	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	6000	0,1	Constant	58 690	78,3	75 000	Tôle	Fissuration partielle (tier) bulbe
Avdel_6000_SL_2	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	6000	0,1	Constant	45 170	69,4	65 290	Tôle	Fissuration 2 côtés, rivet sort
Avdel_6000_SL_3	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	6000	0,1	Constant	70 460	73,0	96 500	Tôle	Fissuration partielle (moitié) bulbe
Avdel_5000_SL_1	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	5000	0,1	Constant	118 000	83,0	142 000	Tôle	Fissuration 2 côtés, rivet sort (plus bulbe)
Avdel_5000_SL_2	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	5000	0,1	Constant	127 500	86,0	146 900	Tôle	Fissuration 2 côtés, rivet sort
Avdel_5000_SL_3	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	5000	0,1	Constant	218 000	87,0	247 800	Tôle	Fissuration 2 côtés, rivet sort
Avdel_4000_SL_1	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	4000	0,1	Constant	303 500	82,2	370 700	Tôle	Fissuration 2 côtés, rivet sort
Avdel_4000_SL_2	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	4000	0,1	Constant	425 000	83,1	508 700	Tôle	Fissuration 2 côtés, rivet sort
Avdel_4000_SL_3	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	4000	0,1	Constant	326 600	80,5	405 800	Tôle	Fissuration 2 côtés, rivet sort
Avdel_3000_SL_1	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	3000	0,1	Constant	1 516 000	75,0	2 021 000	Tôle	Fissuration tête partielle (moitié)
Avdel_3000_SL_2	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	3000	0,1	Constant	1 080 000	82,4	1 310 000	Tôle	Fissuration 2 côtés, rivet sort (égal bulbe-tête)
Avdel_3000_SL_3	6,35	13,6	9,35	1	Recouvrement	Avdel	2	5	3000	0,1	Constant	572 300	86,1	664 800	Tôle	Fissuration bulbe complète, tôle tête partielle (1/4)
Avibulb_2800_SL_1	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2800	0,1	Constant	23 030	85,6	26 910	Rivet	Bris tête + corps
Avibulb_2800_SL_2	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2800	0,1	Constant	19 330	63,4	30 470	Rivet	Bris tête + corps
Avibulb_2800_SL_3	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2800	0,1	Constant	18 283	52,0	35 210	Rivet	Bris tête + corps
Avibulb_2600_SL_1	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2600	0,1	Constant	48 000	79,4	60 430	Rivet	Bris tête + corps
Avibulb_2600_SL_2	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2600	0,1	Constant	45 530	78,4	58 040	Rivet	Bris tête + corps
Avibulb_2600_SL_3	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2600	0,1	Constant	111 000	80,9	137 200	Rivet	Bris tête + corps
Avibulb_2550_SL_1	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2550	0,1	Constant	360 000	81,3	442 900	Rivet	Bris tête + corps
Avibulb_2550_SL_2	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2550	0,1	Constant	260 000	92,2	281 700	Rivet	Bris tête + corps
Avibulb_2550_SL_3	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2550	0,1	Constant	483 100	83,0	581 400	Tôle	Fissuration partielle 2 côtés (1/4)
Avibulb_2500_SL_1	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2500	0,1	Constant	780 000	69,1	1 128 000	Tôle	Fissuration 2 côtés (tête [3/4], bulbe 1/4)) bris tête +corps)
Avibulb_2500_SL_2	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2500	0,1	Constant	655 800	70,5	930 000	Tôle	Fissuration partielle bulbe (1/4)
Avibulb_2500_SL_3	4,7625	9,6	6,6	1	Recouvrement	Avibulb	2	5	2500	0,1	Constant	634 000	62,5	1 014 000	Tôle	Fissuration 2 côtés (tête [3/4], bulb 1/8)) bris tête +corps)

Tableau 8 : Résultats des essais de fatigue des séries 3 et 4

Échantillons	Diamètre rivet	Diamètre Tête rivet	Diamètre bulbe	Nombre de rivet	Configuration du test	Type de rivet	Épaisseur tôle	Fréquence	Force max	Rapport chargement	Type de chargement	Nbr. de cycle à l'initiation	Pourcentage de la durée de vie totale avant l'initiation	Nbr de cycle rupture	Lieu du bris	Caractéristique bris
Unité	mm	mm					mm	Hz	N				%			
Avdel_700N_PEL_1	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	700	0,1	Constant	2743	51,4	5335	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_700N_PEL_2	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	700	0,1	Constant	3000	57,2	5239	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_700N_PEL_3	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	700	0,1	Constant	3810	59,8	6375	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_550N_PEL_1	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	550	0,1	Constant	6428	50,9	12 630	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_400N_PEL_1	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	400	0,1	Constant	12 000	67,0	17 900	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_400N_PEL_2	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	400	0,1	Constant	13 000	65,0	20 000	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_400N_PEL_3	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	400	0,1	Constant	12 500	62,0	20 160	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_400N_PEL_4	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	700	0,1	Constant	12 330	47,9	25 743	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_300N_PEL_1	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	300	0,1	Constant	32 150	52,4	61 310	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_300N_PEL_2	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	300	0,1	Constant	28 470	49,8	57 190	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_300N_PEL_3	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	300	0,1	Constant	32 560	45,8	71 040	Tôle	Fissuration partielle bulbe (1/3)
Avdel_250N_PEL_1	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	250	0,1	Constant	66 330	75,9	87 380	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_250N_PEL_2	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	250	0,1	Constant	121 000	43,2	279 900	Tôle	Fissuration complète bulbe
Avdel_250N_PEL_3	6,35	13,6	9,35	1	Pelage	Avdel	1,6	3	250	0,1	Constant	76 710	62,5	122 600	Tôle	Fissuration partielle bulbe (7/8)
Avibulb_400N_PEL_1	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	400	0,1	Constant	5985 (tôle)	59,2	10110 (rivet)	les 2	Arrachement tête + fissuration tôle partielle (1/3)
Avibulb_400N_PEL_2	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	400	0,1	Constant	6342 (tôle)	63,4	10000 (rivet)	les 2	Arrachement tête + fissuration tôle partielle bulbe (1/3)
Avibulb_400N_PEL_3	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	400	0,1	Constant	7300 (tôle)	74,7	9762 (rivet)	les 2	Arrachement tête + fissuration tôle partielle bulbe (1/4)
Avibulb_300N_PEL_1	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	300	0,1	Constant	5700	44,9	12 700	Rivet	Arrachement tête
Avibulb_300N_PEL_2	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	300	0,1	Constant	11 000	72,4	15 190	Rivet	Arrachement tête
Avibulb_300N_PEL_3	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	300	0,1	Constant	12 000	83,7	14 330	Rivet	Arrachement tête
Avibulb_250N_PEL_1	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	250	0,1	Constant	19 420	69,0	28 160	Rivet	Arrachement tête
Avibulb_250N_PEL_2	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	250	0,1	Constant	10 470	41,4	25 310	Rivet	Arrachement tête
Avibulb_250N_PEL_3	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	250	0,1	Constant	11 460	50,8	22 570	Rivet	Arrachement tête
Avibulb_200N_PEL_1	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	200	0,1	Constant	85 000	49,1	173 000	Tôle	Fissuration tôle bulbe (1/2)
Avibulb_200N_PEL_2	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	200	0,1	Constant	18 290	17,8	103 000	Rivet	Arrachement tête
Avibulb_200N_PEL_3	4,7625	9,6	6,6	1	Pelage	Avibulb	1,6	3	200	0,1	Constant	107 000 (tôle)	78,2	136 800	Les 2	Arrachement tête + fissuration tôle, bulbe partielle (1/4)

En regardant la Figure 36, il est également possible de remarquer que, pour toutes les séries d'essais, la distribution des échantillons suit une loi de puissance exprimée en échelle logarithmique comme celles présentées à la section 2.1.1.1. Il est donc possible de tracer une courbe de fatigue qui représente bien le comportement en fatigue des joints rivetés, et ce, pour chaque série d'essais. Ces courbes sont présentées au chapitre 4. En ce qui concerne les échantillons des séries 1 et 3 comprenant le rivet Avdel, tous les échantillons ont brisé au niveau de la tôle d'aluminium où la fissuration des tôles d'aluminium commence au niveau de l'alésage de celles-ci. Cependant, pour le rivet Avibulb, il est possible d'observer deux types de bris différents. Pour la série 2, lorsque l'on applique une charge élevée sur les échantillons, le bris de ceux-ci est situé au niveau du rivet en acier, tandis que pour des efforts plus faibles, on observe plutôt un bris au niveau de la tôle d'aluminium. Dans le cas de la série 4, presque tous les échantillons ont brisé au niveau du rivet. Cependant, il est possible d'observer un début de fissuration de la tôle pour les échantillons du palier de force le plus élevé. Ceci implique qu'il est nécessaire de tracer une courbe de fatigue pour chaque type de bris pour être en mesure de prédire la durée de vie de structures complexes rivetées. Les figures 37 à 40 présentent les bris typiques pour les deux types de rivets. Tout comme pour les tests statiques, le bris de la tôle d'aluminium est situé sur le côté bulbe du rivet.



Figure 37 : Bris typique en fatigue des joints rivetés de la série 1



Figure 38 : Bris typique en fatigue des joints rivetés de la série 2



Figure 39 : Bris typique en fatigue des joints rivetés de la série 3



Figure 40 : Bris typique en fatigue des joints rivetés de la série 4

3.4. Résultats des essais de fatigue sur les échantillons soudés au laser

Comme il a été mentionné, les résultats des essais de fatigue sur les échantillons à simple recouvrement soudés au laser ont été réalisés dans le cadre des travaux de recherche des auteurs Mohammad Idriss³ et de Sabri Ben Slimen⁴. Pour cette série d'essais, des échantillons ayant des caractéristiques distinctes ont été testés afin de quantifier l'influence de certains paramètres sur les performances en fatigue de ce type de joint soudé. Ces caractéristiques sont l'orientation du trait de soudure, le nombre de passes de soudure et l'espacement entre les tôles. Le Tableau 9 présente le plan expérimental utilisé pour ces essais ainsi que la limite d'endurance (pour 1 000 000 cycles) de chaque configuration. Pour ces essais de fatigue, quatre paliers d'effort ont été utilisés. Les valeurs des paliers ont été définies en fonction d'un certain pourcentage de la force maximale mesurée dans les essais statiques (62,5 %, 50 %, 37,5 % et 25 %). La Figure 41 illustre les trois configurations distinctes. Les détails des paramètres de fabrication et d'assemblage ainsi que les dimensions sont données dans les références.

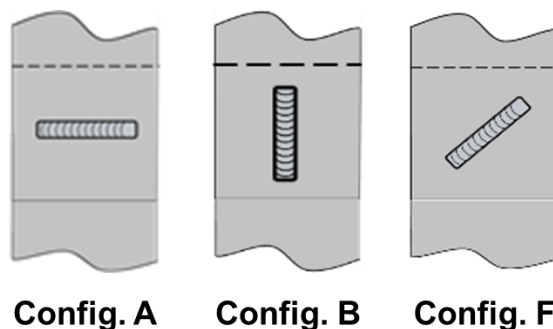


Figure 41 : Configurations du cordon de soudure des joints soudés

Tableau 9 : Plan des essais de fatigue pour les joints soudés ($R=0.1$)

Série	Configuration	Nombre de passes	Espacement (mm)	Nbr. de Paliers de force	Nombre d'échantillons	ΔF pour 10^6 cycles (N)
CCAG001	A	1	0	4	4	1181
CCBG001	B	1	0	4	4	1700
CCFG001	F	1	0	4	4	1555
CCAG051	A	1	0,5	4	4	775
CCBG051	B	1	0,5	4	4	1624
CCFG051	F	1	0,5	4	4	900
CCAG002	A	2	0	4	4	1300
CCBG002	B	2	0	4	4	1901
CCFG002	F	2	0	4	4	1500
CCAG052	A	2	0,5	4	4	0
CCBG052	B	2	0,5	4	4	1532
CCFG052	F	2	0,5	4	4	1115

Les résultats de chaque configuration testée sont présentés sous forme graphique aux figures 42 à 44. Les résultats détaillés sont présentés à l'annexe 3.

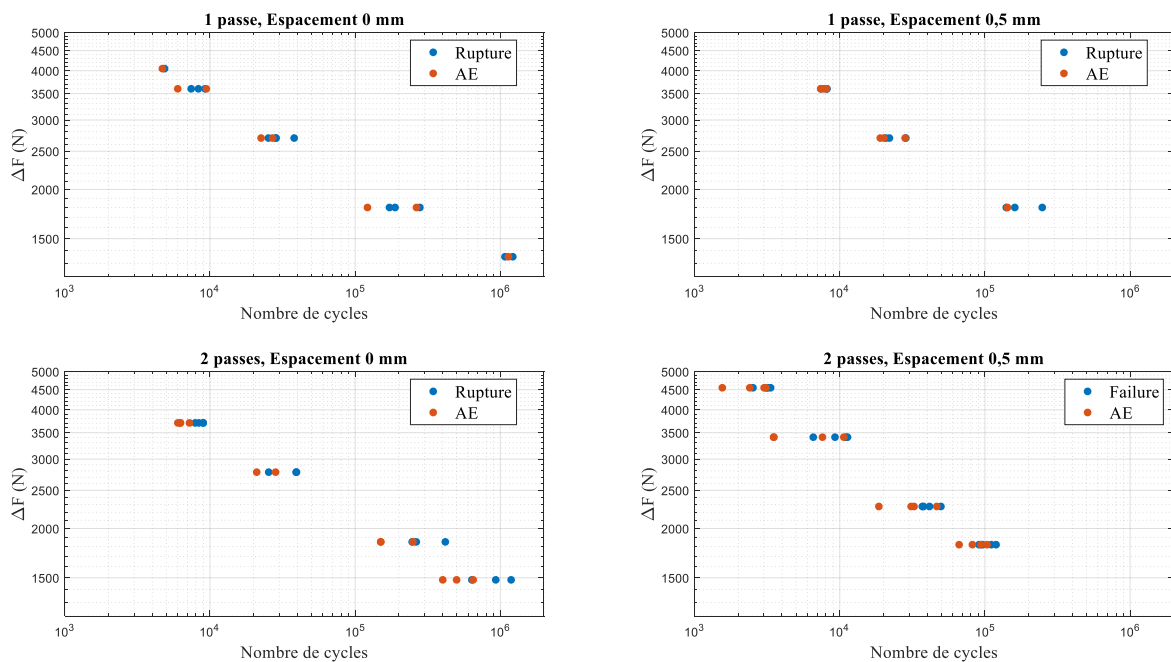


Figure 42 : Résultats expérimentaux des joints soudés en fatigue – configuration A

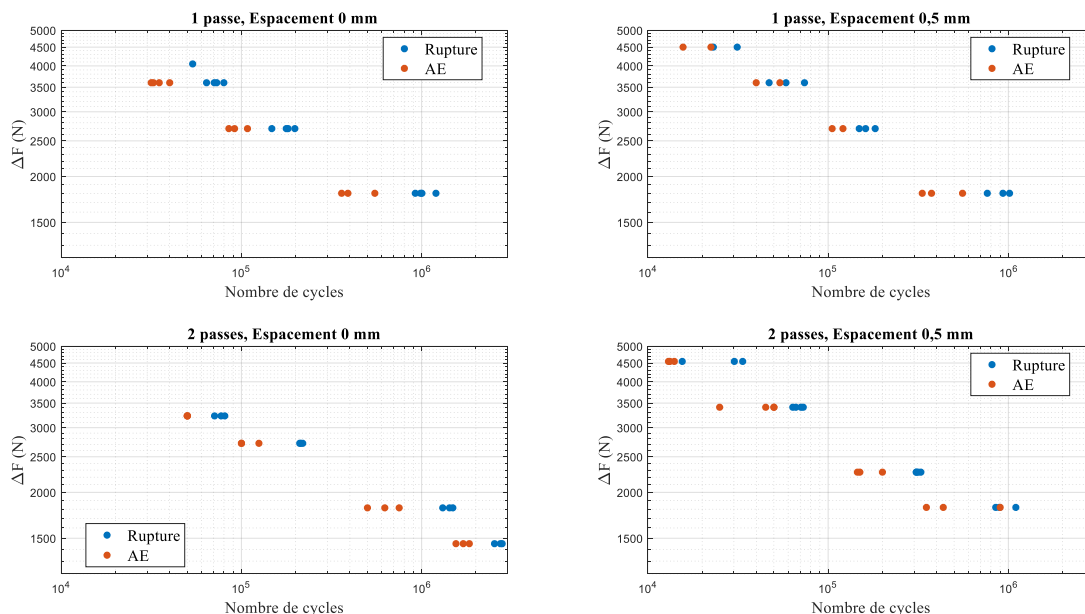


Figure 43 : Résultats expérimentaux des joints soudés en fatigue – configuration B

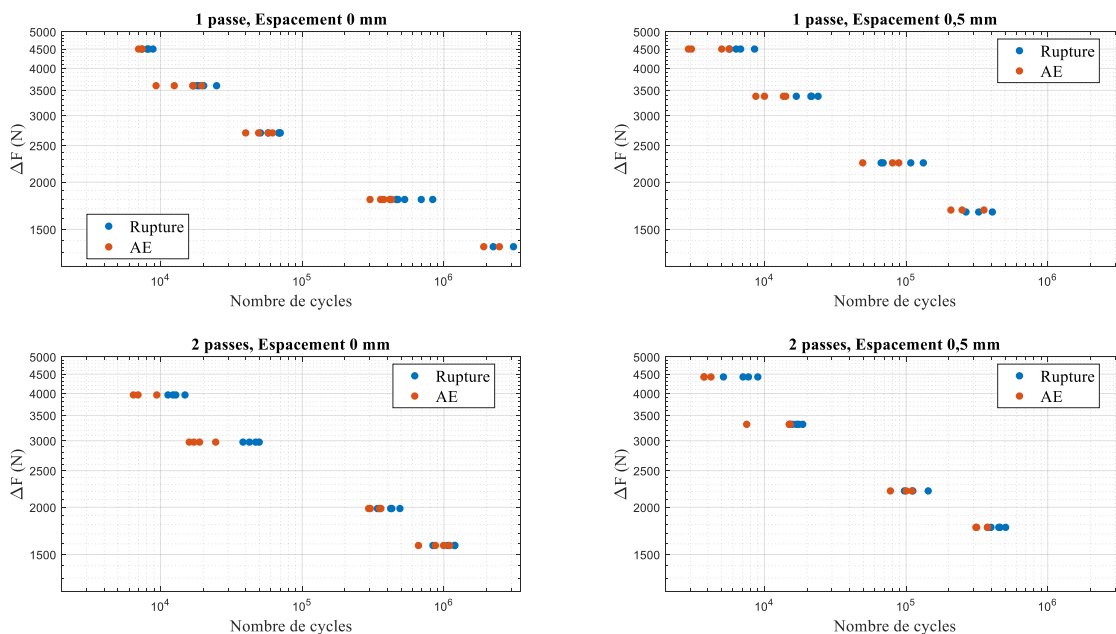
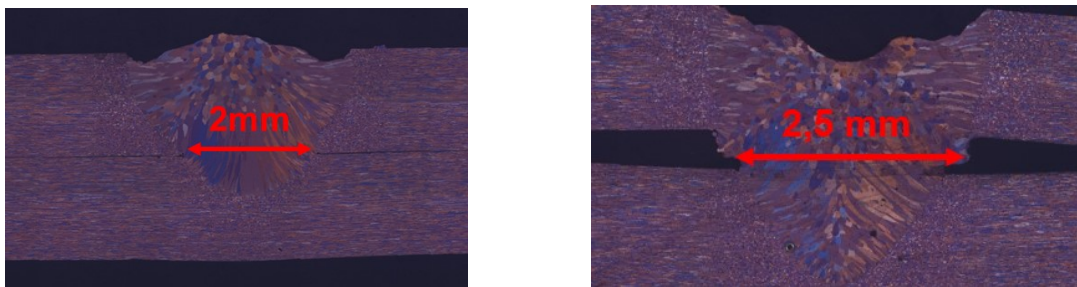


Figure 44 : Résultats expérimentaux des joints soudés en fatigue — configuration F

En regardant le Tableau 9 et les figures 42 à 44, il est possible de tirer plusieurs conclusions. D’abord, il est possible de remarquer que le sens du trait de soudure et son espacement exercent une influence importante sur les performances en fatigue du joint. En ce qui concerne l’espacement entre les tôles, celui-ci a un effet néfaste sur les performances en fatigue des joints soudés. En effet, il est possible d’observer une réduction de la valeur de ΔF à 1 000 000 cycles pouvant aller jusqu’à 40 % pour certaines configurations. Ceci peut être expliqué par le fait que les efforts de flexion sont plus importants pour les échantillons ayant un espacement. De plus, bien que la zone fusionnée du joint soit plus grande pour les échantillons ayant un

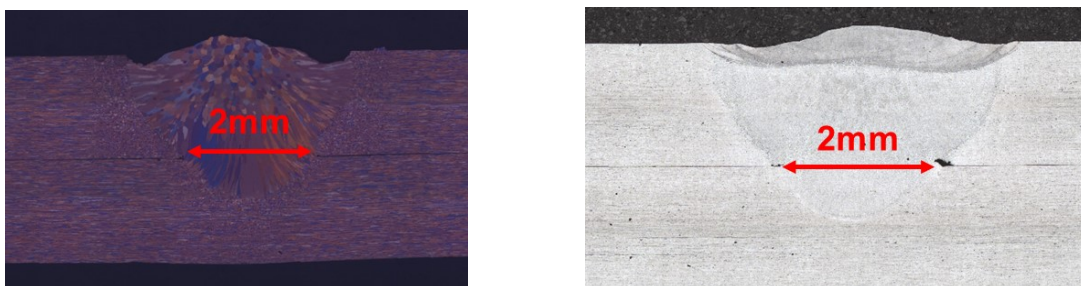
espacement, la qualité générale de la soudure est moindre pour les échantillons avec un espacement. La Figure 45 illustre cette affirmation. En comparant la Figure 45 b) à la Figure 45 a), on peut conclure que le joint soudé avec espacement possède davantage de discontinuités géométriques, ce qui crée des concentrations de contraintes.

De son côté, l'influence du nombre de passes sur la durée de vie des échantillons est moins importante. Il est cependant tout de même possible d'affirmer que la deuxième passe augmente légèrement la limite d'endurance du joint. Comme il est possible de voir sur la Figure 46, on peut expliquer ce phénomène par le fait que la deuxième passe n'a pas d'influence sur la zone fusionnée entre les deux tôles. Effectivement, celle-ci ne fait qu'améliorer la qualité de la surface du joint, ce qui permet d'obtenir des résultats légèrement plus performants en fatigue.



a) Espacement 0 mm

b) Espacement 0,5 mm

Figure 45 : Zone fusionnée en fonction de l'espacement

a) 1 passe

b) 2 passes

Figure 46 : Zone fusionnée en fonction du nombre de passes

Il est donc nécessaire lors de l'élaboration du modèle de prédiction numérique de prendre en considération ces conclusions pour obtenir un modèle robuste et efficace. En effet, il est préférable d'être en mesure de regrouper tous les résultats des essais de fatigue sur les joints soudés dans une même courbe S(N). Ceci permet de réduire le niveau d'interprétation nécessaire pour prédire la durée de vie d'une structure complexe.

3.3. Faits saillants du chapitre 3

Le chapitre 3 a permis d'obtenir les résultats expérimentaux nécessaires au développement des modèles de prédiction numérique de la durée de vie en fatigue. En effet, les résultats expérimentaux des essais de fatigue réalisés sur les joints rivetés et les joints soudés sont les entrants principaux pour calibrer les modèles numériques. Ceci est particulièrement vrai en ce qui concerne la durée de vie des échantillons. Ce chapitre a également permis d'effectuer plusieurs constatations importantes qui doivent être prises en considération lors du développement des modèles de prédiction numérique. Pour les joints rivetés, celles-ci sont les suivantes :

- Lors des essais de fatigue, deux types de bris distincts ont été observés. Bien que le bris de la majorité des échantillons soit au niveau de la tôle d'aluminium, certains ont brisé au niveau du rivet.
- Tous les essais où le rivet de l'échantillon a brisé comportaient le rivet Avibulb.
- Pour les échantillons fissurés dans la tôle, la fissure initiale était dans la tôle du côté du bulbe du rivet. Pour certains de ces échantillons, la deuxième tôle de ceux-ci a également fissuré plus tard, lors des essais.
- La fissure principale des échantillons commence au niveau de l'alésage des tôles.

Lors du développement du modèle de prédiction numérique traitant des joints rivetés, il est important de définir une courbe de fatigue pour chaque type de bris. Étant donné que la fissuration des échantillons commence au niveau de l'alésage des tôles, le rayon du trou doit être pris en considération dans les modèles numériques.

Pour les joints soudés, on peut faire les constatations suivantes :

- L'espacement et la configuration du cordon de soudure exercent une influence importante sur les résultats.
- Le nombre de passes n'a pas d'effet significatif sur les performances en fatigue.
- La zone fusionnée est plus large pour les échantillons avec un espacement de 0,5 mm

Il est donc nécessaire de considérer ces facteurs lors de l'élaboration du modèle numérique traitant des joints soudés au laser. En effet, en considérant la largeur de la zone fusionnée de chaque échantillon, il devient plus aisé de regrouper l'entièreté des essais de fatigue sur une même courbe.

Chapitre 4 : Modèle numérique pour les joints rivetés

Dans le cadre de ce projet de recherche, il est question d'évaluer la durée de vie en fatigue de structures complexes. Pour ce faire, il est nécessaire d'utiliser un modèle numérique robuste et polyvalent, pour chaque type de joint. Ceci signifie que les modèles doivent pouvoir être utilisés pour une multitude de cas de chargement et de situations différentes. Dans le cadre de cette thèse, il est aussi important de déterminer le meilleur compromis entre la rapidité du modèle et sa précision étant donné que l'on veut prédire la durée de vie de structures complexes. Pour être robuste, il est aussi nécessaire que les modèles convergent afin de s'assurer de la pertinence des résultats donnés par ces derniers. Ce chapitre présente donc les analyses qui ont été effectuées pour développer les modèles numériques pour les joints rivetés. Étant donné que chaque méthode d'assemblage comporte son lot de subtilité, il est nécessaire de développer un modèle pour chaque méthode d'assemblage étudiée dans le cadre de ce projet. Le principe général des deux modèles reste toutefois le même.

4.1. Présentation du modèle

Pour développer la méthodologie de prédiction de la durée de vie en fatigue de structures complexes rivetées, une modélisation simple, comportant un élément poutre fixé avec un élément rigide aux tôles, est utilisée pour représenter le rivet. Cette méthodologie a l'avantage d'être facile à mettre en place, et ce, même si le nombre de rivets que possède la structure est élevé. Celle-ci ne nécessite également pas beaucoup de ressources informatiques. Les figures 47 et 48 présentent les modèles utilisés.

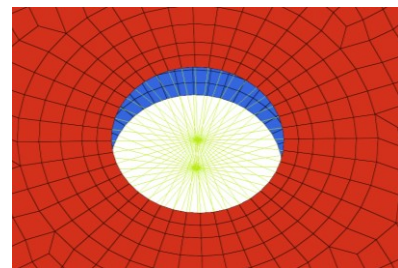
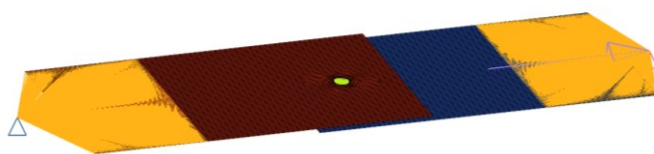


Figure 47 : Modèle FEA – joint à recouvrement riveté

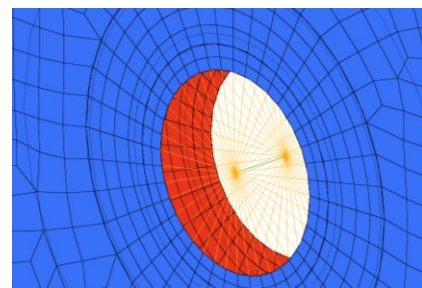
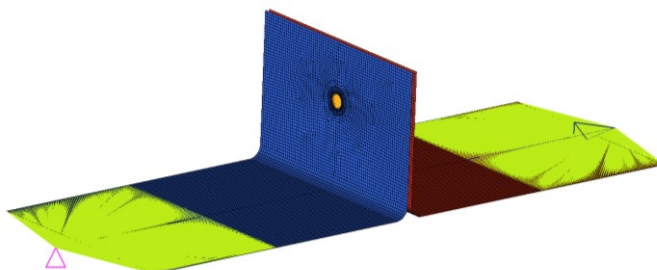


Figure 48 : Modèle FEA — joint en pelage riveté

Les caractéristiques principales de la méthodologie sont présentées ci-dessous. Plusieurs de ces paramètres ont été déterminés à la suite d'une étude traitant de la rigidité des échantillons. Cette étude est présentée à la section 4.2. Il est à noter que toutes les simulations réalisées dans le cadre de ce projet de recherche sont effectuées à l'aide du solveur OptiStruct d'Altair.

Tôles d'aluminium

- Des éléments coques sont utilisés pour modéliser les tôles d'aluminium
- Module de Young : 70 GPa, coefficient de poisson : 0,33
- Épaisseur de 1,95 mm pour les joints à recouvrement
- Épaisseur de 1,6 mm pour les joints en pelage
- 48 éléments (tour du trou pour le rivet)
- Tôle fixée de manière rigide (6 ddl) sur distance de 40 mm tôle rouge)
- Tôle guidée (5 ddl) au point d'application de la charge
- Mêmes dimensions que les échantillons testés expérimentalement

Rivet

- Utilisation d'un élément poutre pour représenter le rivet
- Fixation de l'élément poutre du rivet aux tôles par une connexion rigide (Rbe2)
- Fixation au niveau de l'alésage du trou des tôles

En combinant ce modèle numérique pour évaluer les contraintes structurales au nombre de cycles issus des résultats expérimentaux, il devient par la suite possible de générer les courbes de fatigue convoitées. La Figure 49 illustre l'approche utilisée dans le cadre de ce projet pour générer ces courbes.



Figure 49 : Génération des courbes S(N) pour les joints rivetés

4.2. Analyse de la rigidité du modèle numérique

Dans un assemblage complexe comportant plusieurs rivets, il est important de modéliser convenablement la rigidité de chacun afin que l'état de contrainte de la pièce soit représentatif de la réalité. Alors, une analyse traitant de ce point a été réalisée. Celle-ci consiste à comparer

les déplacements obtenus de manière expérimentale à plusieurs modèles numériques, comportant chacun quelques subtilités en ce qui concerne la modélisation des rivets. Évidemment, il est ici nécessaire d'utiliser des modèles simplifiés, puisqu'il n'est pas envisageable de modéliser de manière complexe (3D, contact, etc.) chaque rivet d'un châssis complet.

4.2.1. Paramètres de l'étude de rigidité

La liste suivante présente les paramètres étudiés lors de cette analyse.

- Type de rivet (Avibulb et Avdel)
- Configuration (Recouvrement et pelage)
- Épaisseur de la tôle
- Rayon de l'élément poutre principal
- Type d'élément de fixation (poutre, Rbe2, Rbe3)
- Point de fixation (tête du rivet, face arrière et alésage du trou)

Les cas de chargement utilisés pour chaque configuration sont les suivants :

- Avdel recouvrement : 1 500 N
- Avibulb recouvrement : 1 000 N
- Avdel pelage : 150 N
- Avibulb pelage : 150 N

Les forces utilisées pour les analyses FEA ont été choisies afin de rester dans la partie linéaire des joints rivetés puisque les analyses sont de type statique linéaire. Ceci permet donc de comparer les modèles numériques aux résultats expérimentaux.

4.2.2. Résultats de l'analyse de rigidité

Le Tableau 10 présente les résultats obtenus. De ce tableau, il est possible de tirer plusieurs conclusions. En effet, en regardant les résultats, il est possible de remarquer que, tant pour les essais en pelage que pour les essais sur les joints à recouvrement, les modèles utilisant des éléments rigides ou des éléments poutres comme type d'élément de fixation sont les plus efficaces pour modéliser la rigidité des joints rivetés. De leur côté, les modèles utilisant des Rbe3 semblent manquer de rigidité, et ce, spécialement pour les échantillons soumis à un effort de pelage. Ceci peut être attribué au fait que les Rbe3 n'ajoutent pas de rigidité localement, ce qui n'est pas tout à fait le cas pour un joint riveté. De plus, les modèles se fixant au niveau de l'alésage du rivet semblent plus performants. Ceci n'est pas surprenant, étant donné que la plupart des échantillons rivetés se rompent à cet endroit lors des essais expérimentaux. Il est

aussi possible de remarquer que pour les échantillons en recouvrement, on obtient de meilleurs résultats avec une épaisseur de tôle de 1,95 mm. Ceci est représentatif de la réalité, puisque mesurée, l'épaisseur des échantillons testés était généralement entre 1,92 et 1,98 mm. Bien qu'il soit possible d'obtenir des résultats pertinents avec les modèles utilisant des éléments poutres comme éléments de fixation, cette configuration est moins pratique à utiliser puisqu'il est nécessaire d'ajuster l'aire utile des éléments en fonction du nombre d'éléments situés sur le tour du rivet. Ce type de fixation est donc moins répétable et nécessite plus de temps pour ajuster l'aire des éléments poutres secondaires. Les fixations de type Rbe2 seront donc privilégiées puisqu'elles n'influencent pas les résultats de la simulation, et ce, peu importe le maillage réalisé. L'influence du rayon de l'élément poutre semble être très faible. Il est donc suggéré d'utiliser un rayon de $1r$ étant donné que les rivets ne sont pas prétensionnés¹⁹³. Les modèles sélectionnés sont surlignés dans le Tableau 10. Dans ce tableau, les lignes grisées représentent les résultats expérimentaux.

Tableau 10 : Résultats de l'analyse de rigidité sur les joints rivetés

Modèle	Caractéristiques							Points de mesure		
	Rivet	Configuration	Épaisseur tôle	Rayon élément poutre principale	Force appliquée	Nbr éléments tour	Type de fixation	Points de fixation	Déplacement application force	% de différence avec résultats exp.
Unité			mm	mm	N				mm	%
Essais expérimentaux avdel recouvrement	Avdel	Recouvrement	1,90 - 2,00	N/A	1500	-	N/A	N/A	0,0631	N/A
Avdel_trou_2_00mm_rbe2	Avdel	Recouvrement	2,00	3,175	1500	48	Rbe2	Trou	0,0597	5,31
Avdel_trou_2_00mm_rbe2	Avdel	Recouvrement	2,00	6,350	1500	48	Rbe2	Trou	0,0597	5,31
Avdel_trou_1_95mm_rbe2	Avdel	Recouvrement	1,95	3,175	1500	48	Rbe2	Trou	0,0627	0,60
Avdel_trou_1_90mm_rbe2	Avdel	Recouvrement	1,90	3,175	1500	48	Rbe2	Trou	0,0656	4,00
Avdel_trou_2_00mm_rbe3	Avdel	Recouvrement	2,00	3,175	1500	48	Rbe3	Trou	0,0694	10,00
Avdel_back_2_00mm_rbe2	Avdel	Recouvrement	2,00	3,175	1500	48	Rbe2	Rayon face arrière	0,0540	14,40
Avdel_tête_2_00mm_rbe2	Avdel	Recouvrement	2,00	3,175	1500	48	Rbe2	Tête	0,0476	24,50
Essais expérimentaux avdel pelage	Avdel	Pelage	1,55 - 1,60	N/A	150	-	N/A	N/A	1,280	N/A
Avdel_trou_1_60mm_Rbe2	Avdel	Pelage	1,60	3,175	150	48	Rbe2	Trou	1,330	3,90
Avdel_tete_1_55mm_Rbe2	Avdel	Pelage	1,55	6,35	150	48	Rbe2	Tête	0,929	27,42
Avdel_1_55mm_back_rbe2_Rbe22	Avdel	Pelage	1,55	6,35	150	48	Rbe2	Rayon face arrière	1,204	5,93
Avdel_1_55mm_back_rbe2_Rbe2	Avdel	Pelage	1,55	3,175	150	48	Rbe2	Rayon face arrière	1,211	5,39
Avdel_trou_1_60mm_beam2_rbe3	Avdel	Pelage	1,60	3,175	150	48	Rbe3	Trou	1,515	18,36
Avdel_1_55mm_back_rbe2_beam2_bloc_x	Avdel	Pelage	1,55	3,175	150	48	Rbe2	Rayon face arrière	1,140	10,94
Avdel_1_55mm_back_beam_035_beam2	Avdel	Pelage	1,55	3,175	150	48	Poutre 0,35 mm	Rayon face arrière	2,550	99,22
Avdel_1_55mm_back_beam_080_beam2	Avdel	Pelage	1,55	3,175	150	48	Poutre 0,8 mm	Tête	1,065	20,00
Avdel_1_55mm_back_beam_070_beam2	Avdel	Pelage	1,55	3,175	150	48	Poutre 0,7 mm	Tête	1,125	12,11
Avdel_1_55mm_back_beam_050_beam2	Avdel	Pelage	1,55	3,175	150	48	Poutre 0,5 mm	Tête	1,399	9,30
Avdel_1_55mm_back_beam_050_beam2	Avdel	Pelage	1,55	3,175	150	48	Poutre 0,6 mm	Tête	1,224	4,38
Essais expérimentaux Avibulb single lap	Avibulb	Recouvrement	1,90 - 2,00	N/A	1000	-	N/A	N/A	0,0435	N/A
Avibulb_2_00mm_trou_rbe2_beam2	Avibulb	Recouvrement	2,00	2,375	1000	48	Rbe2	Trou	0,0407	6,53
Avibulb_1_95mm_trou_rbe2_beam2	Avibulb	Recouvrement	1,95	2,375	1000	48	Rbe2	Trou	0,0426	2,09
Avibulb_1_90mm_trou_rbe2_beam2	Avibulb	Recouvrement	1,90	2,375	1000	48	Rbe2	Trou	0,0445	2,34
Avibulb_2_00mm_trou_rbe3_beam2	Avibulb	Recouvrement	2,00	2,375	1000	48	Rbe3	Trou	0,0489	12,41
Avibulb pelage expérimental	Avibulb	Pelage	1,55 - 1,60	N/A	150	-	N/A	N/A	1,488	N/A
Avibulb_1_55mm_trou_Rbe2_beam2	Avibulb	Pelage	1,55	2,375	150	48	Rbe2	Trou	1,660	11,60
Avibulb_1_60mm_trou_Rbe2_beam2	Avibulb	Pelage	1,60	2,375	150	48	Rbe2	Trou	1,520	2,18
Avibulb_1_55mm_back_Rbe2_beam2	Avibulb	Pelage	1,55	2,375	150	48	Rbe2	Rayon face arrière	1,450	2,52
Avibulb_1_60mm_trou_Rbe3_beam2	Avibulb	Pelage	1,60	2,3	150	48	Rbe3	Trou	2,500	68,07

4.3. Analyse de convergence

Comme il est montré dans la section 2.1.4.6, il existe deux méthodologies principales pour évaluer la contrainte structurale d'un joint riveté. Il y a la méthode classique qui consiste à évaluer la contrainte structurale pour tout l'alésage du rivet et la méthode simplifiée qui, quant à elle, consiste à évaluer la contrainte structurale au niveau de l'élément poutre seulement. Bien évidemment, la méthode classique demande un peu plus d'effort pour l'utiliser, mais elle a l'avantage d'indiquer à quel endroit sur la tôle il y aura propagation d'une fissure. Dans ce projet de recherche, les deux méthodes sont comparées pour vérifier s'il est absolument nécessaire d'utiliser la méthode classique pour obtenir des résultats pertinents. Les deux méthodes d'évaluation de la contrainte structurale sont présentées à la Figure 50. À titre de rappel, la méthode simplifiée consiste à évaluer la contrainte structurale à partir des forces mesurées au niveau de l'élément poutre modélisant le rivet tandis que la méthode classique calcule la contrainte structurale à partir des forces et moments nodaux sur le pourtour du rivet (voir la section 2.1.4.6.).

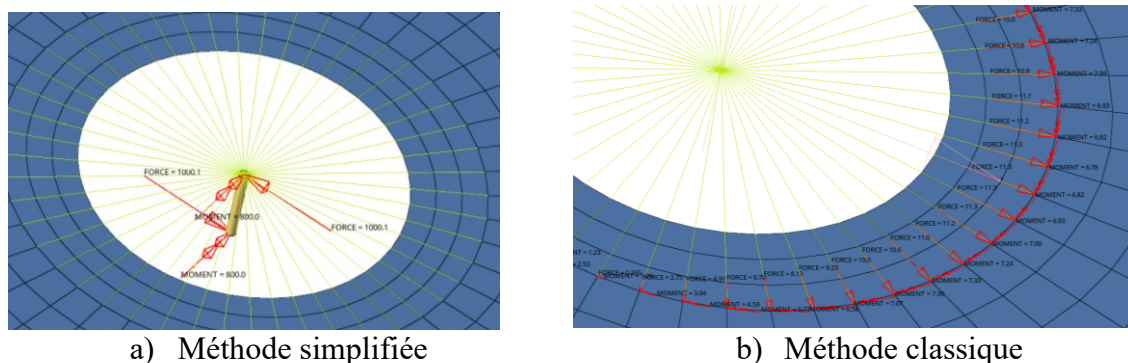


Figure 50 : Méthodes d'évaluation de la contrainte structurale

Les paramètres présentés à la section 4.2.1 sont utilisés de nouveau. De plus, les modèles (recouvrement et pelage) incluant le rivet Avdel sont utilisés. Il n'est pas ici nécessaire d'effectuer l'analyse pour les deux rivets étant donné que les modèles utilisés pour les deux rivets sont essentiellement identiques, mis à part le rayon de l'alésage du rivet. Alors, si le modèle utilisant le rivet Avdel converge, le modèle avec le rivet Avibulb convergera aussi.

Tableau 11 : Résultats de l'analyse de convergence des joints rivetés

Modèle	Longueur de maillage				
	2 mm	1 mm		0,5 mm	
	MPa	MPa	Diff. %	MPa	Diff. %
Simplifié recouvrement	127,85	128,8	0,78	128,8	0
Simplifié pelage	1247,65	1247,65	0	1247,65	0
Classique recouvrement	159,4	155	2,84	153,7	0,84
Classique pelage	378,4	364,9	3,70	363	0,52

Pour cette analyse, des maillages ayant une longueur caractéristique de 2 mm, 1 mm et 0,5 mm sont comparés. Les résultats sont présentés aux figures 51 et 52 et au Tableau 11. En regardant les résultats de la Figure 51 et du Tableau 11, il est possible de conclure que la taille du maillage n'a pas de réelle influence sur les résultats obtenus. En effet, la différence entre le maillage de 2 mm et de 0,5 mm pour cette méthode est inférieure à 1 MPa, ce qui représente une erreur relative de 0,78 % sur la contrainte. La méthode simplifiée converge donc très facilement. Il n'est pas surprenant que la méthode simplifiée converge étant donné que l'on regarde la contrainte au niveau de l'élément poutre du modèle numérique. Effectivement, bien que le maillage des tôles soit différent (2 mm, 1 mm et 0,5 mm), l'élément poutre du modèle reste identique. Ceci permet donc à la méthode de converger facilement. Cependant, cette méthode permet uniquement d'évaluer une contrainte équivalente conservatrice, ce qui ne permet pas de définir l'emplacement exact de la rupture, mais plutôt le rivet problématique. Ceci est tout de même pratique lorsqu'une structure contient un nombre important de rivets.

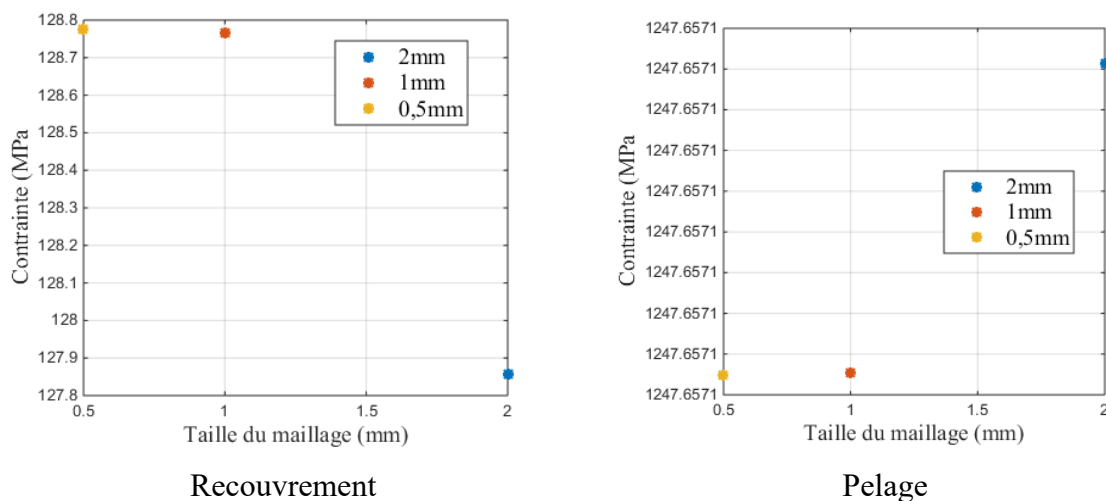


Figure 51 : Convergence de la méthode simplifiée

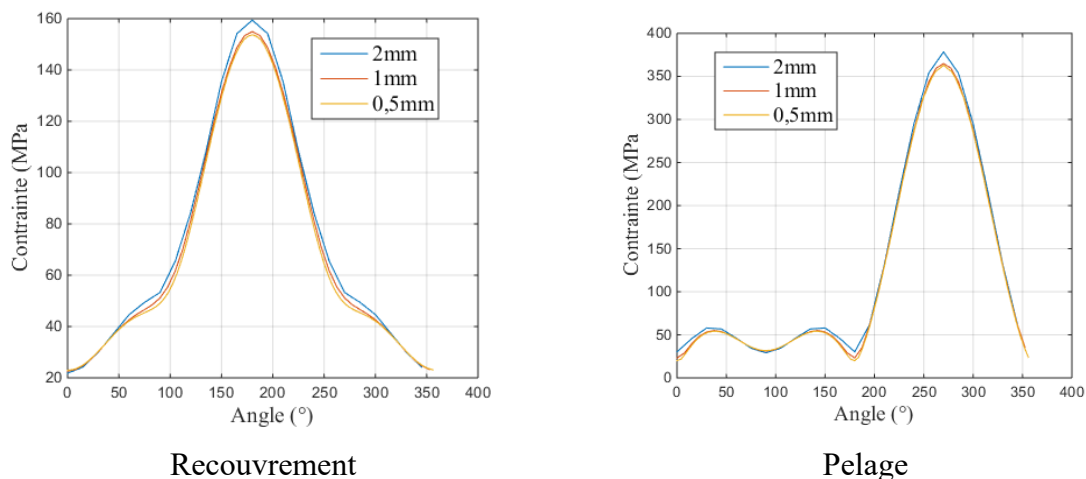


Figure 52 : Convergence de la méthode classique

En ce qui concerne la méthode classique, celle-ci converge bien également. En effet, la différence entre le maillage de 1 mm et de 0,5 mm est presque inexistante. Contrairement à la méthode simplifiée, il existe une légère différence entre le maillage de 2 mm et celui de 1 mm. Il est donc suggéré pour la suite de ce projet d'utiliser un maillage ayant une longueur caractéristique de 1 mm. Cette méthode permet également d'obtenir une définition précise de la répartition des contraintes autour du rivet, ce qui est intéressant.

4.4. Courbe de fatigue pour les joints rivetés

En utilisant la méthode de la contrainte structurale (section 2.1.4.6), il est possible de regrouper les résultats des essais expérimentaux des deux rivets dans une même courbe S(N). Étant donné que deux types de rupture différents ont été observés durant les essais expérimentaux, il est par conséquent nécessaire de regrouper les échantillons par type de bris. La Figure 53 et la Figure 54 présentent le remaniement des résultats effectué une fois les contraintes structurales calculées avec le modèle numérique. Pour la courbe traitant des bris situés au niveau de la tôle d'aluminium, deux techniques différentes permettant d'évaluer les contraintes structurales sont comparées. Celles-ci sont les suivantes :

- Méthode simplifiée
- Méthode classique

En ce qui concerne la courbe comportant les échantillons fracturés au niveau du rivet, seule la méthode simplifiée est considérée puisque le rivet est modélisé avec un élément poutre seulement. Il est également à noter que les points expérimentaux de la Figure 53 sont à la rupture complète du rivet tandis que les points expérimentaux de la Figure 54 sont à l'initiation des fissures dans la tôle.

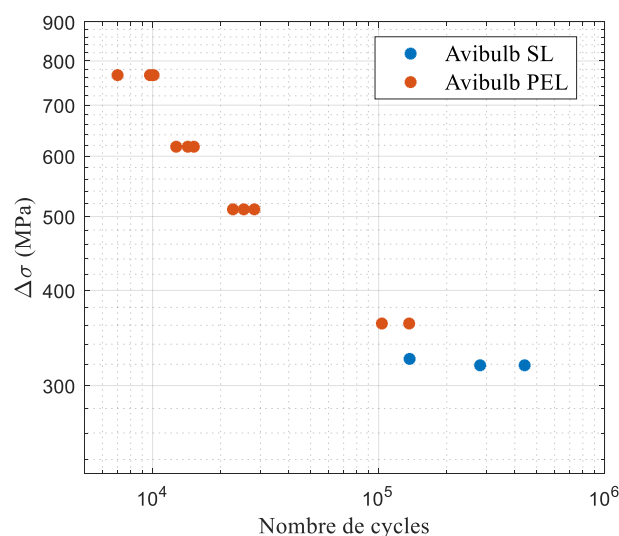


Figure 53 : Contraintes structurales - rupture du rivet

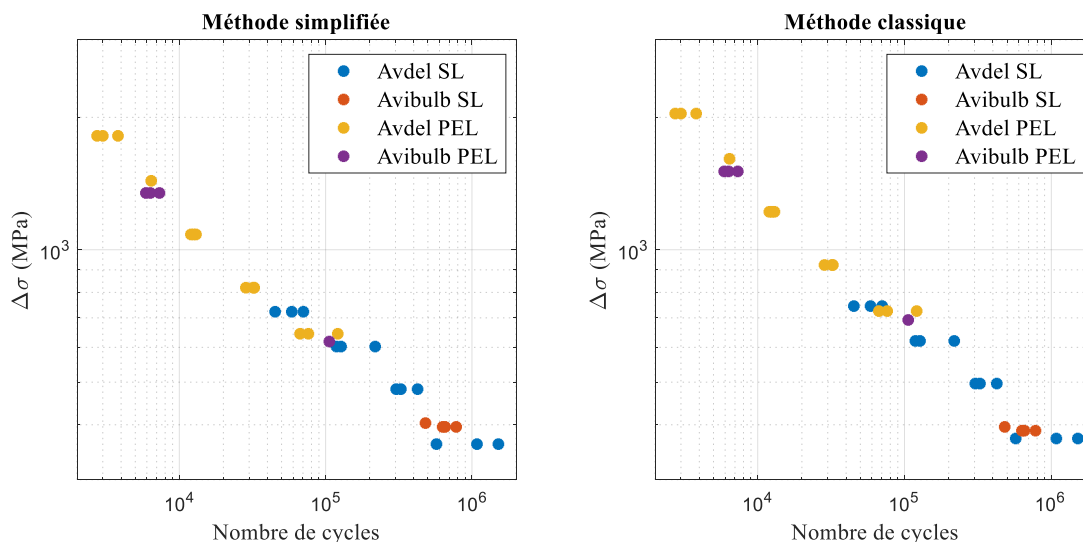


Figure 54 : Contraintes structurales - fissuration de la tôle d'aluminium

La Figure 53 et la Figure 54 montrent bien que l'utilisation de la méthode des contraintes structurales permet bien de grouper les résultats des deux rivets et des deux configurations testées (résultats des tableaux 7 et 8), et ce même s'ils ont des diamètres différents pour un bris au niveau de la tôle d'aluminium. Les deux méthodes permettent également de bien grouper les échantillons en pelage et en recouvrement sur un même graphique. Ces constatations sont intéressantes, puisque les courbes S(N) générées pourront être utilisées pour prédire la durée de structures complexes soumises à des efforts de cisaillements et de flexion, ce qui cela augmente la polyvalence de la méthode proposée. Mis à part le fait que les deux méthodes étudiées sont légèrement décalées l'une par rapport à l'autre, celles-ci permettent de regrouper les résultats des deux rivets convenablement. Il est donc nécessaire de vérifier leur efficacité avec des assemblages plus complexes pour déterminer la plus performante. Évidemment, lors d'une évaluation de la durée de vie d'un assemblage complexe en fatigue, il est nécessaire d'utiliser la même méthode pour évaluer les contraintes structurales que la méthode utilisée pour tracer les courbes de fatigue. Il est également pertinent que la méthode soit facile et rapide d'utilisation. La méthode simplifiée est donc très intéressante à ce niveau.

Pour tracer les courbes de fatigue convoitées, il est intéressant de comparer les modèles analytiques de la section 2.1.1.1 afin de déterminer le modèle permettant de mieux corréliser les résultats expérimentaux. Dans le cadre de ce projet, un algorithme d'estimation par maximum de vraisemblance a été utilisé pour optimiser les paramètres des équations étudiées (voir Tableau 12). Mis à part les modèles de Basquin et de Morrow, les autres modèles permettent de prendre en considération les extrêmes de la courbe de fatigue, c'est-à-dire les parties pour un nombre de cycles faible et pour un nombre de cycles très élevé, ce qui permet de mieux

corrélérer les courbes de fatigue aux résultats expérimentaux. La Figure 55 et la Figure 56 présentent les courbes obtenues pour chaque type de bris. Les tableaux 12 et 13 présentent le coefficient de corrélation pour chaque modèle pour les deux types de bris. Il est à noter que pour les équations des tableaux 12 et 13, les valeurs de $\Delta\sigma_0$ et de R_m sont optimisées afin d'obtenir une meilleure corrélation avec les résultats expérimentaux. Les valeurs obtenues ne représentent pas les valeurs réelles des matériaux étant donné que l'on vient calculer une contrainte structurale avec une analyse par éléments finis linéaires.

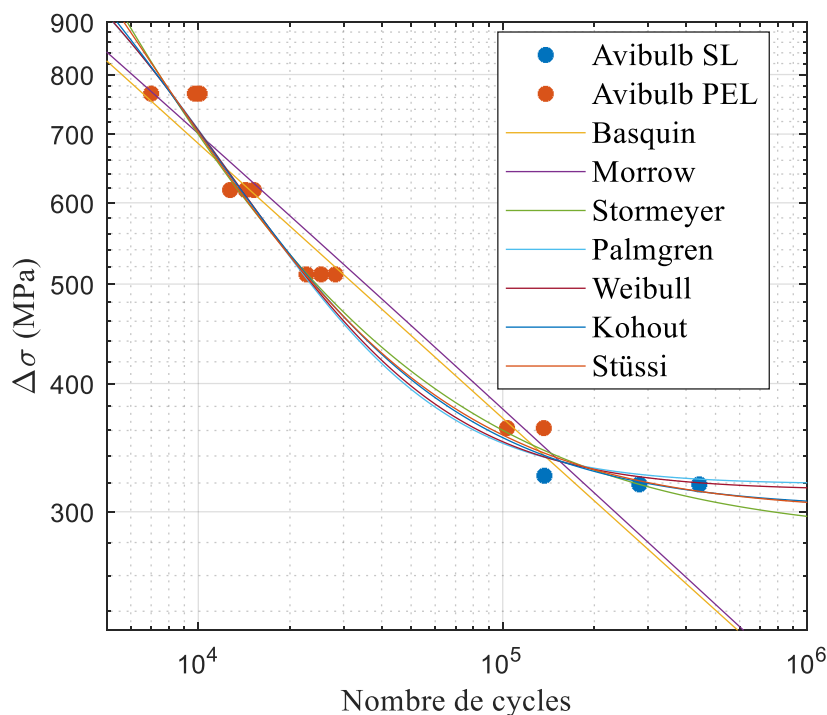


Figure 55 : Comparaison des modèles analytiques pour le bris du rivet

Tableau 12 : Coefficients de corrélation pour les courbes bris rivet

Modèles	Valeurs du coefficient de corrélation	Variables de l'équation
Basquin	0,8923	σ'_f, b
Morrow	0,8762	σ'_f, b
Stormeyer	0,9745	$\sigma'_f, b, \Delta\sigma_0$
Palmgren	0,9771	$\sigma'_f, b, \Delta\sigma_0, D$
Weibull	0,9770	$\sigma'_f, b, \Delta\sigma_0, D$
Kohout	0,9766	σ'_f, b, C, D
Stüssi	0,9764	$\sigma'_f, b, \Delta\sigma_0, R_m$

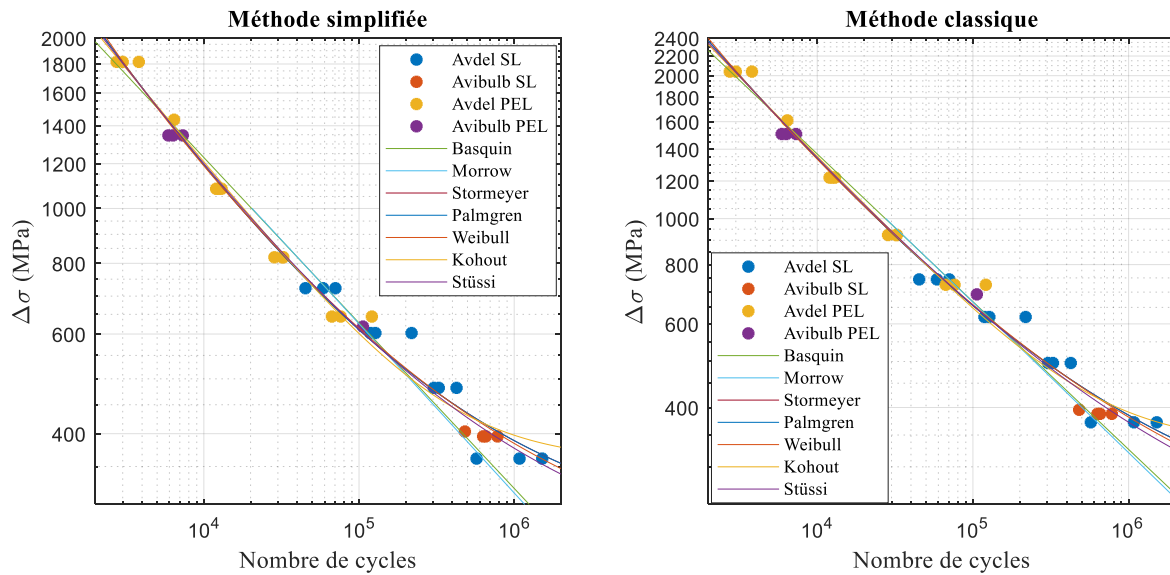


Figure 56 : Comparaison des modèles analytiques pour l'initiation des fissures dans la tôle d'aluminium

Tableau 13 : Coefficients de corrélation pour les courbes fissuration de la tôle

Modèle	Valeurs (simplifiée)	Valeurs (classique)	Variables de l'équation
Basquin	0,9680	0,9747	σ'_f, b
Morrow	0,9619	0,9709	σ'_f, b
Stormeyer	0,9854	0,9857	$\sigma'_f, b, \Delta\sigma_0$
Palmgren	0,9854	0,9857	$\sigma'_f, b, \Delta\sigma_0, D$
Weibull	0,9864	0,9861	$\sigma'_f, b, \Delta\sigma_0, D$
Kohout	0,9816	0,9842	σ'_f, b, C, D
Stüssi	0,9864	0,9862	$\sigma'_f, b, \Delta\sigma_0, R_m$

Il est possible de remarquer sur les figures 55 et 56 ainsi qu'aux tableaux 12 et 13 que le fait d'augmenter le nombre de variables du modèle analytique permet d'augmenter la précision du modèle en question. En effet, les modèles à quatre variables (Weibull et Palmgren) sont les plus précis, et ce pour les deux types de rupture. De leur côté, bien qu'ils offrent une performance adéquate pour la courbe S(N) pour les bris dans la tôle d'aluminium, les modèles à deux variables seulement ne sont pas adéquats pour la courbe S(N) des échantillons brisés au niveau du rivet. Des modèles à quatre variables, celui de Stüssi est légèrement plus performant que les autres. À la lumière de ces résultats, le modèle de Stüssi sera utilisé pour la suite de ce document. De plus, il est possible de remarquer que le modèle préconisant la méthode classique permet d'obtenir une meilleure corrélation que le modèle utilisant la méthode simplifiée pour la majorité des modèles analytiques quoique la différence entre les deux modèles soit minime.

4.5. Modèles probabilistes

La fatigue des matériaux peut être un phénomène stochastique, il est donc pertinent d'analyser les courbes S(N) tracées avec un modèle probabiliste. Cette section a donc pour objectif de comparer plusieurs des modèles de la section 2.1.1.4 dans le but de sélectionner le plus performant. Dans cette section, l'approche préconisée par la norme ASTM E739, le modèle de Castillo ainsi que le modèle de Stüssi sont comparés. Les figures 57 à 59 présentent de manière graphique les modèles probabilistes en fonction des résultats expérimentaux obtenus. Pour les courbes S(N) traitant de la fissuration des tôles d'aluminium, cette analyse est effectuée pour les deux différentes méthodologies permettant d'évaluer les contraintes structurales, soit la méthode simplifiée et la méthode classique.

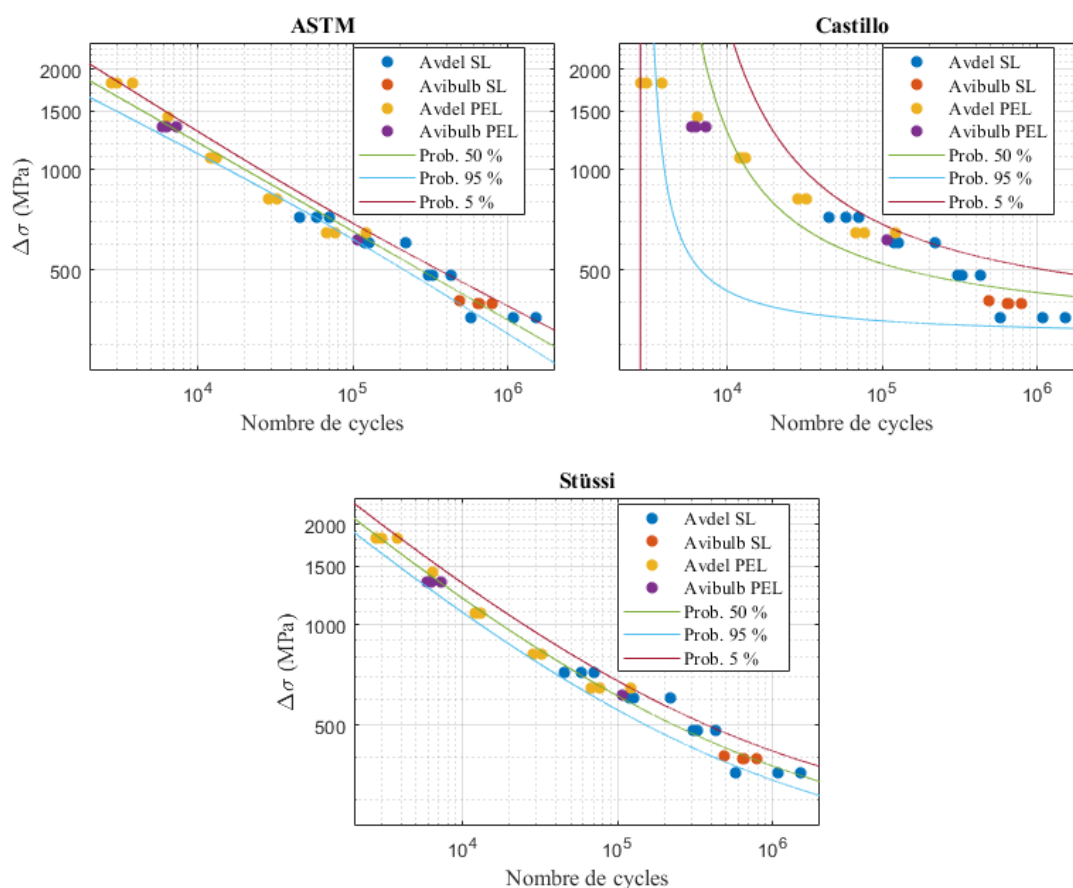


Figure 57 : Comparaison des modèles probabilistes - méthode simplifiée

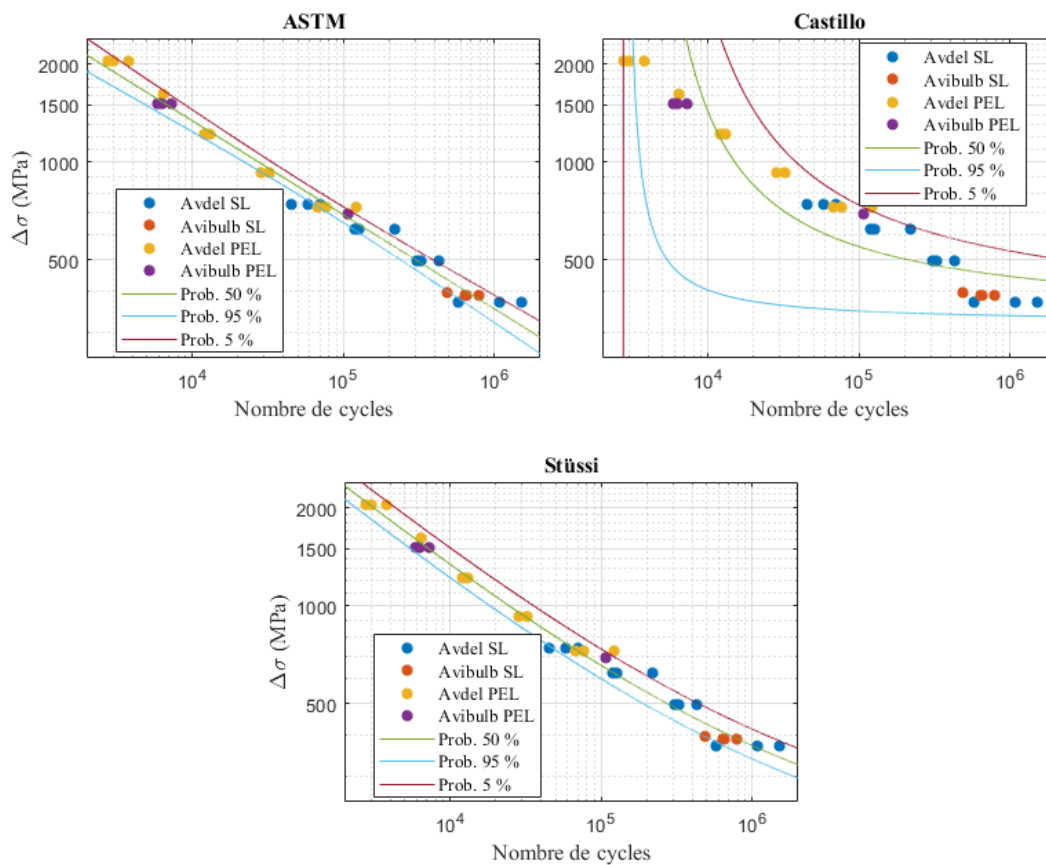


Figure 58 : Comparaison des modèles probabilistes - méthode classique

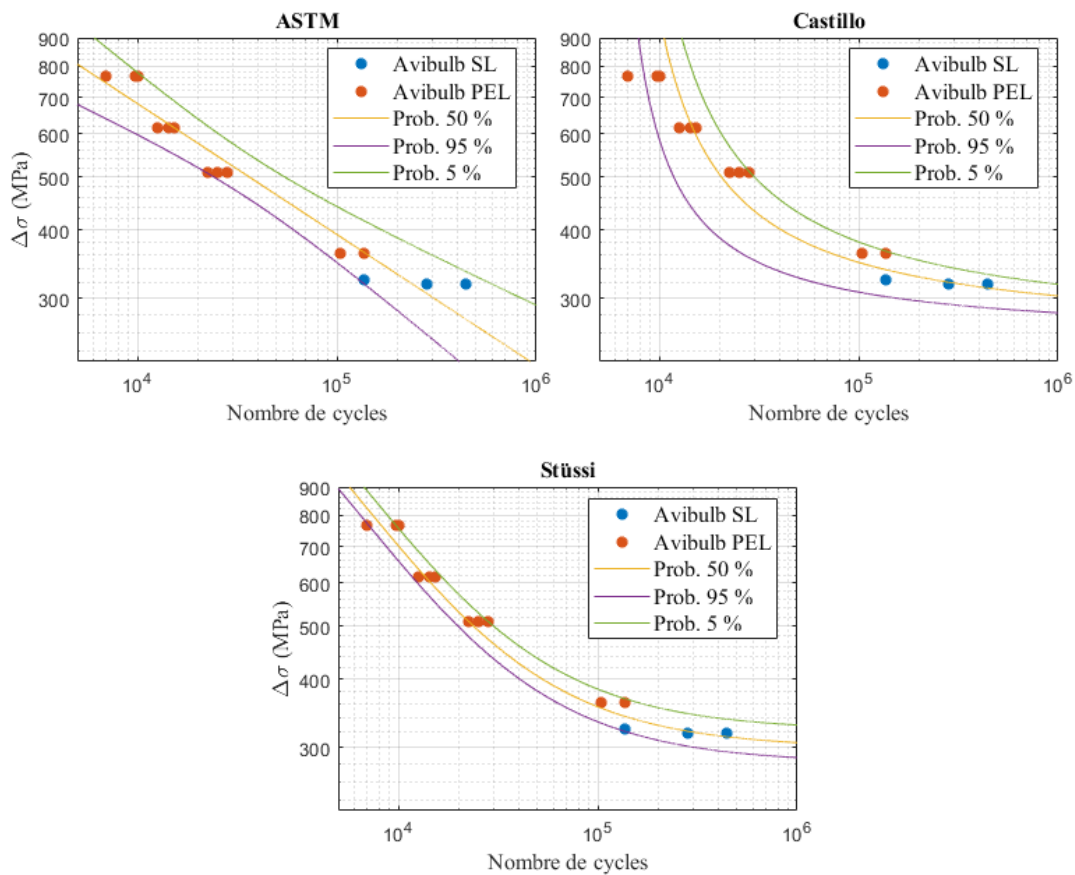


Figure 59 : Comparaison des modèles probabilistes – bris rivet

En regardant les figures 57 à 59, il est possible de remarquer que le modèle probabiliste de Castillo semble moins approprié que les deux autres modèles probabilistes, et ce, surtout pour les échantillons ayant brisé au niveau de la tôle. Le modèle de Castillo est efficace pour de la fatigue allant d'un nombre de cycles moyen à élevé. Il est donc performant pour les échantillons brisés au niveau du rivet. En revanche, ce modèle est moins efficace si tous les échantillons se trouvent dans la partie linéaire (dans une échelle logarithmique) de la courbe de fatigue comme c'est le cas pour les échantillons entrés en rupture dans la tôle d'aluminium. En ce qui concerne le modèle ASTM, il est clair que ce dernier possède également plusieurs lacunes. Ceci peut être expliqué par le fait que ce modèle est pertinent uniquement pour la partie linéaire d'une courbe de fatigue et tient pour acquis que la distribution des échantillons suit une loi log-normale. Or, ce n'est généralement pas le cas en fatigue. Ce modèle n'est donc pas efficace lorsque l'on s'approche de la limite en fatigue d'un matériau ou pour de la fatigue à faible nombre de cycles. Dans le cadre de cette thèse, cette affirmation s'applique à la courbe de fatigue générée pour le bris du rivet (voir Figure 59). En effet, pour les échantillons rivetés de la série 1 (Tableau 6) testés avec le palier de chargement 4, le modèle ASTM prédit le bris du rivet pour sur une plage de 200 000 à 950 000 cycles. Or, les échantillons étaient partiellement fissurés au niveau de la tôle d'aluminium pour un nombre de cycles supérieurs à 1 000 000. Le modèle probabiliste de Stüssi décrit mieux cette réalité. Le modèle ASTM ne représente pas avec autant de précision que le modèle de Stüssi la distribution des échantillons expérimentaux pour des amplitudes de contraintes structurales entre 500 et 1 000 MPa (voir les figures 57 et 58). Le modèle ASTM est cependant plus performant que le modèle de Castillo pour les courbes $S(N)$ où les échantillons se fissurent au niveau de la tôle d'aluminium. Pour les deux types de bris, le modèle de Stüssi est le plus performant étant donné que ce dernier décrit plus précisément le comportement en fatigue des deux modes de bris rencontrés lors des essais expérimentaux.

4.6. Faits saillants chapitre 4

Le chapitre 4 présente une méthodologie novatrice pour évaluer la durée de vie en fatigue de structures complexes rivetées en alliage d'aluminium. Ce modèle préconise une approche probabiliste combinant un modèle par éléments finis à des essais de fatigue expérimentaux comportant des caractéristiques distinctes. Dans ce chapitre, une analyse de rigidité a d'abord été effectuée pour déterminer les paramètres optimaux du modèle d'éléments finis utilisé pour modéliser les joints rivetés en corrélant les résultats obtenus avec le modèle aux résultats expérimentaux. Ensuite, une analyse de convergence a permis de déterminer que la méthode

de la contrainte structurale converge lors de l'évaluation des contraintes d'un joint riveté, ce qui est essentiel pour réaliser une évaluation fiable de la durée de vie d'une structure. Finalement, en combinant les résultats expérimentaux de fatigue du chapitre 3 au modèle numérique, il a été possible de tracer des courbes de fatigue regroupant les données de plusieurs séries de tests pour chaque type de bris rencontrés lors des essais expérimentaux.

Lors du développement du modèle numérique, il a été possible d'effectuer plusieurs constatations importantes. Celles-ci sont les suivantes :

- La méthode de la contrainte structurale converge rapidement lors de l'évaluation des contraintes d'un joint riveté, et ce, pour les méthodes simplifiée et classique.
- La méthode de la contrainte structurale permet de regrouper sur une même courbe $S(N)$ les résultats expérimentaux de plusieurs séries de tests ayant des caractéristiques distinctes (diamètre du rivet, type de configuration, épaisseur tôle).
- Les lois analytiques de Weibull et de Stüssi sont celles qui corrélerent le mieux avec les résultats expérimentaux.
- Le modèle probabiliste de Stüssi est le plus efficace pour exprimer le comportement en fatigue des joints rivetés en fatigue.

Le modèle probabiliste de Stüssi étant le plus performant, ce dernier est donc choisi pour la version définitive du modèle numérique de prédiction de la durée de vie des joints rivetés. Pour le moment, il n'est pas possible de définir la meilleure approche d'évaluation de la contrainte structurale (simplifiée ou classique) étant donné que les deux approches permettent de regrouper les résultats des essais expérimentaux sur une même courbe de manière concluante. Il est donc nécessaire d'utiliser les courbes tracées avec ces deux approches pour évaluer la durée de vie d'une structure complexe pour définir la plus pertinente.

Chapitre 5 : Modèle numérique pour les joints soudés

Dans le cadre de ce projet de recherche, il est important que la méthodologie développée pour évaluer la durée de vie des joints soudés au laser soit robuste et puisse être utilisée facilement et rapidement par un ingénieur spécialiste en analyse par éléments finis. En effet, lors de la phase de conception d'un nouveau véhicule, il est nécessaire de réaliser plusieurs itérations pour optimiser les diverses composantes du véhicule. Il est donc pertinent d'utiliser un modèle FEA qui peut donner des résultats rapidement pour accélérer le processus. De plus, le modèle FEA d'un véhicule complet est généralement utilisé pour plusieurs types d'analyse comportant chacun son lot de complexité, l'utilisation d'un modèle simplifié est alors de mise. Ceci permet donc de réduire le temps nécessaire à la modélisation du modèle tout en réduisant le temps de calcul. De plus, il est aussi important que la méthode utilisée ne soit pas trop influencée par le niveau de raffinement du maillage afin d'éviter, par la suite, des différences indésirables dans les résultats obtenus en fonction de l'utilisateur ou du modèle utilisé. Il est donc souhaitable que la méthode offre une bonne reproductibilité en ce qui concerne les résultats.

Ainsi, lors de l'élaboration des courbes de fatigue et de la méthodologie pour évaluer la durée de vie d'une structure complexe, une attention particulière a été accordée aux points suivants :

- Simplicité de la méthode
- Convergence de la méthode
- Robustesse de la méthode (peut être utilisée pour toute situation envisageable)
- Regroupement de toutes les données des essais de fatigue

Dans cette section du rapport, les modèles utilisés ainsi qu'une analyse de convergence de différentes techniques de modélisation sont d'abord présentés. Par la suite, les méthodologies considérées pour l'évaluation de la durée de vie de structures complexes soudées sont présentées. Finalement, ces méthodes seront ensuite comparées l'une à l'autre.

5.1. Présentation des modèles

Pour l'élaboration de la méthodologie de prédiction de la durée de vie en fatigue de structures complexes soudées au laser, deux approches de modélisation distinctes sont utilisées. L'approche 1 modélise la soudure par une ligne d'éléments coque ayant l'épaisseur du trait de soudure. Cette méthode est simple d'utilisation et rapide à mettre en place. Cependant, cette dernière comporte des discontinuités géométriques importantes aux extrémités de la soudure et ne prend pas totalement en considération l'effet de la largeur du trait de soudure (fixé sur une ligne de nœuds unique). L'approche 2 modélise le trait de soudure en appliquant un contact

sur une surface définie représentant le trait de soudure. Cette astuce de modélisation fait en sorte que, pour la zone définie dans le modèle, les deux tôles sont fusionnées l'une à l'autre. Cette zone possède donc la rigidité des deux tôles (la somme, car le modèle est linéaire.). Les deux approches sont illustrées à la Figure 60.

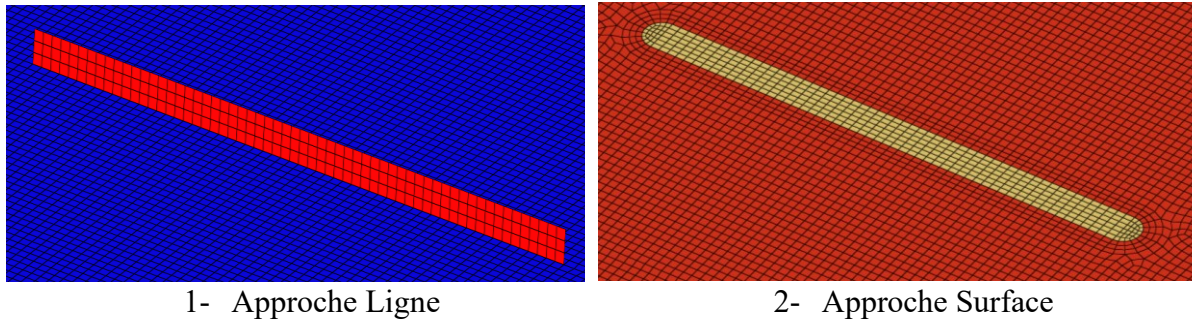


Figure 60 : Approche de modélisation des joints à recouvrement soudés

La Figure 61 présente, quant à elle, un exemple d'un des modèles complets utilisés pour simuler les échantillons simples à recouvrement soudés au laser. Bien que le modèle de la configuration A est ici présenté (approche Surface), il existe également un modèle pour les configurations B et F pour les deux types d'approches.

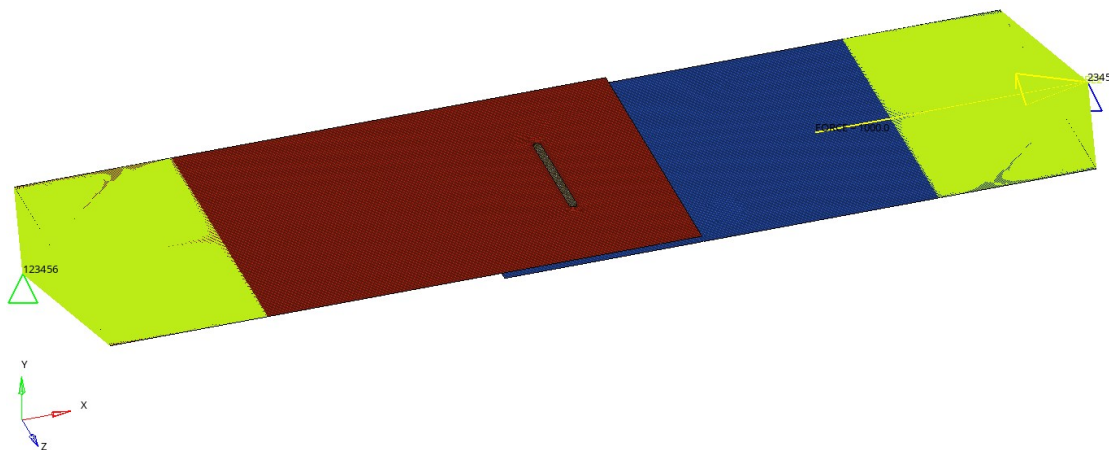


Figure 61 : Modèle utilisé pour modéliser les échantillons simples soudés

Les caractéristiques principales du modèle sont les suivantes :

- Des éléments coques sont utilisés pour modéliser les tôles d'aluminium
- Module de Young : 70 GPa, coefficient de poisson : 0,33
- Épaisseur de 1,6 mm
- Tôle fixée de manière rigide (6 ddl) sur distance de 40 mm
- Tôle guidée (5 ddl) au point d'application de la charge
- Mêmes dimensions que les échantillons testés expérimentalement
- Épaisseur de la soudure : 2 mm, longueur de la soudure : 30 mm
- Une force de 1000 N est appliquée sur les échantillons

Pour les modèles numériques, la largeur du trait de soudure utilisé correspond à la largeur fusionnée de la soudure. Cette décision a été prise étant donné qu'il est généralement admis pour un joint soudé à recouvrement simple que l'état de contraintes critique¹³⁶ est le suivant :

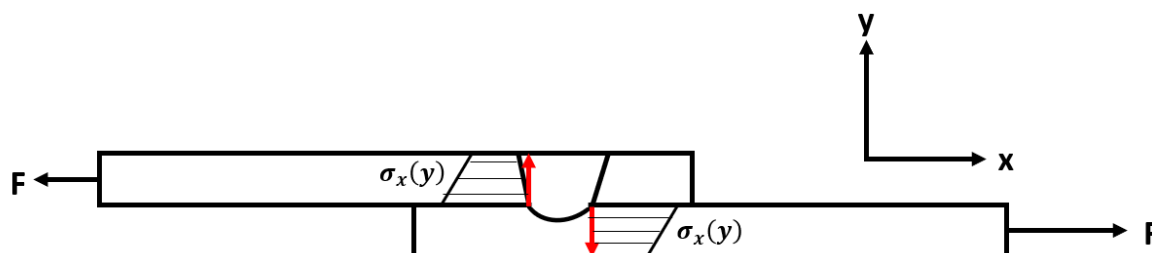


Figure 62 : État de contraintes, joint soudé à simple recouvrement

Cette largeur a été déterminée à l'aide des images réalisées par le CNRC lors du développement des paramètres de soudage. La Figure 63 montre des coupes du trait de soudure pour des soudures avec et sans espacement et pour une et deux passes.

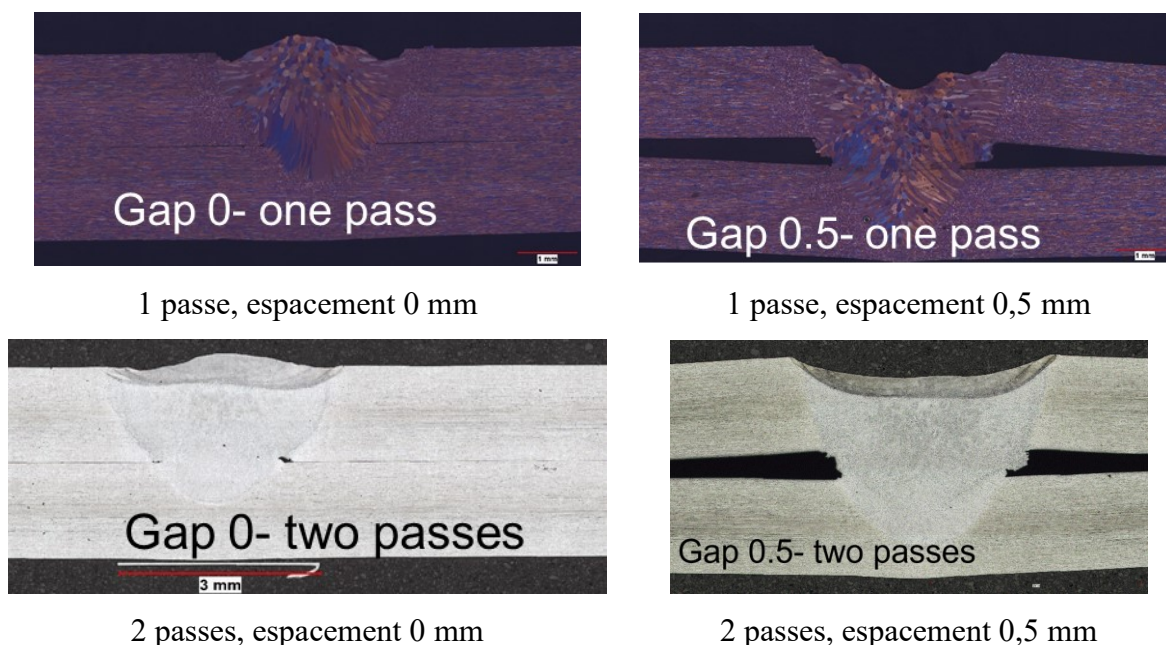


Figure 63 : Coupes du trait de soudure des joints soudés

À l'aide de l'image précédente, il est possible de faire deux constatations importantes. La première constatation est que la deuxième passe n'influence pas la largeur de la zone soudée. Celle-ci améliore toutefois grandement la géométrie en surface de la soudure. La deuxième constatation est que le fait d'avoir un espacement lors de la réalisation de la soudure augmente la largeur de la zone soudée de 2 mm à 2,5 mm. Cette affirmation est véridique pour les échantillons avec une et deux passes de soudure. Cette particularité est donc prise en compte dans les modèles FEA.

5.2. Étude de rigidité

Tout comme pour les joints rivetés, il est pertinent de comparer la rigidité des modèles numériques avec les résultats expérimentaux afin de s'assurer que ceux-ci modélisent convenablement la rigidité réelle du joint soudé. Pour ce faire, il est question de comparer les déplacements mesurés expérimentalement aux déplacements estimés avec les modèles numériques. Comme il est possible de voir sur la Figure 64, le déplacement mesuré correspond au déplacement du vérin du mors mobile de la MTS utilisé pour réaliser les essais.

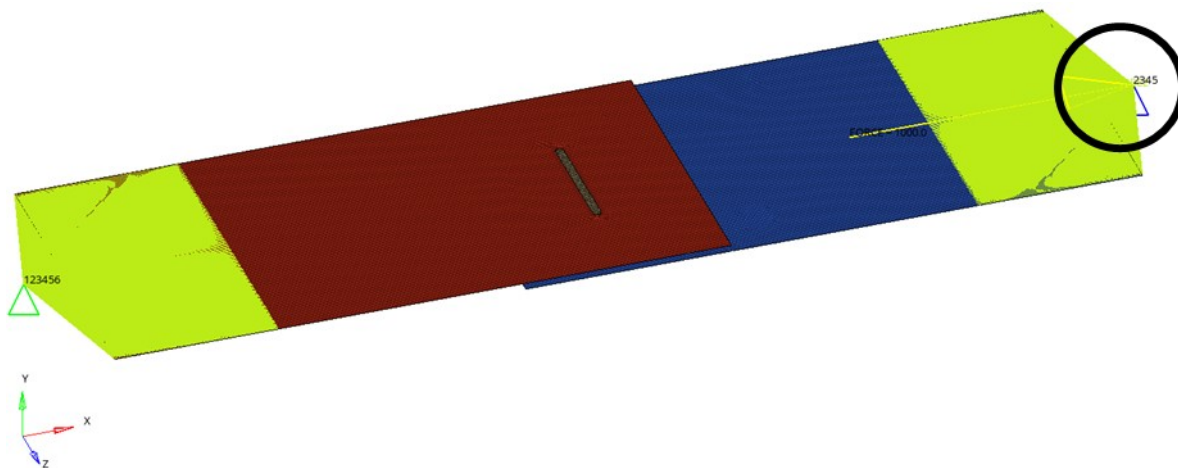


Figure 64 : Emplacement du déplacement mesuré

Afin d'éliminer les erreurs de mesure sur le déplacement dû aux jeux de la MTS, on mesure plutôt la différence de déplacement entre deux forces données soit 1000 et 2000 N. Ces forces ont été choisies afin de rester dans la partie linéaire de la courbe force-déplacement des joints soudés. Le Tableau 14 présente les résultats de cette analyse. En regardant ce tableau, il est possible de remarquer que la rigidité des deux modèles est représentative de la réalité. En effet, la différence maximale entre les résultats expérimentaux et les prédictions numériques est inférieure à 8 % et oscille autour de 3-4 %. Il est donc possible d'affirmer que la rigidité des échantillons expérimentaux est bien modélisée dans les deux modèles numériques. Il est également possible de constater que le modèle de type ligne est plus efficace pour les échantillons sans espacement, tandis que le modèle de type surface performe mieux que son opposant pour les échantillons avec espacement. En ce qui concerne les résultats expérimentaux, on remarque que le nombre de passes n'a pas d'influence significative sur la rigidité du joint. Ceci s'explique bien par le fait que la deuxième passe n'a pas d'influence sur l'aire fusionnée des tôles (voir Figure 63).

Tableau 14 : Résultats de l'analyse de rigidité pour les joints soudés (déplacement Δ)

Configuration	Différence de déplacement (2000 N-1000 N)				
	Résultat exp.	Modèle ligne		Modèle surface	
	mm	mm	%	mm	%
CGAG001	0,0433	0,0439	1,293	0,0417	3,811
CGBG001	0,0408	0,0397	2,626	0,0375	7,902
CGFG001	0,0416	0,0417	0,313	0,0394	5,192
CGAG051	0,0531	0,0565	6,345	0,0535	0,640
CGBG051	0,0461	0,0474	2,975	0,0448	2,671
CGFG051	0,0481	0,0518	7,647	0,0488	1,475
CGAG002	0,0439	0,0439	0,0455	0,0417	5,082
CGBG002	0,0397	0,0397	0,0504	0,0375	5,371
CGFG002	0,0420	0,0417	0,548	0,0394	6,006
CGAG052	0,0532	0,0565	6,223	0,0535	0,525
CGBG052	0,0455	0,0474	4,037	0,0448	1,667
CGFG052	0,0484	0,0518	6,870	0,0488	0,743

5.3. Étude de convergence

Afin d'obtenir une méthodologie d'évaluation de la durée de vie en fatigue de structures complexes soudées, il est important que cette méthodologie converge rapidement lorsque l'on réduit la longueur caractéristique des éléments du modèle. Ceci permet d'éviter par la suite des variations des résultats obtenus dues au maillage du modèle, ce qui augmente par le fait même la robustesse de la méthodologie développée. Cette section du rapport présente donc l'étude de convergence qui a été effectuée dans le cadre de ce projet de recherche.

5.3.1. Technique d'évaluation des contraintes structurales

Pour les deux approches de modélisation mentionnées dans la section précédente, plusieurs techniques permettant d'évaluer les contraintes structurales ont été utilisées. De manière générale, il est possible de regrouper ces techniques en deux grandes catégories : la catégorie de la contrainte maximale et la catégorie de la contrainte globale. Comme son nom l'indique, les techniques appartenant à la catégorie de la contrainte maximale consistent à évaluer les contraintes structurales le long du cordon de soudure et de prendre en considération la valeur de la contrainte maximale pour la suite des analyses. De leur côté, les techniques de la catégorie de la contrainte globale consistent plutôt à intégrer la distribution des contraintes structurales le long du cordon (aire sous la courbe) de soudure. Il est ensuite nécessaire de diviser cette valeur par la longueur de la soudure. Les deux catégories de techniques sont illustrées à la Figure 65.

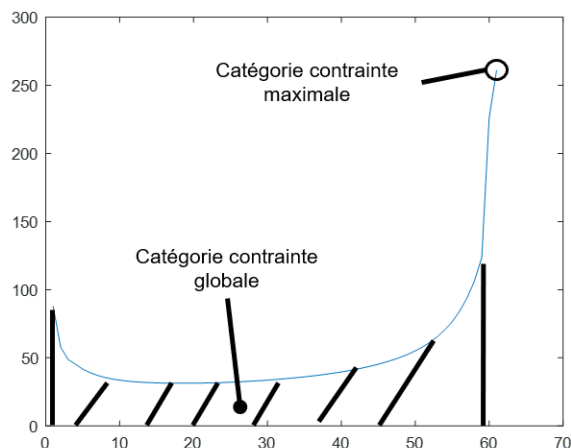


Figure 65 : Illustration des deux catégories de techniques d'évaluation

Le Tableau 15 présente les techniques qui ont été considérées lors de cette analyse de convergence pour les approches de type ligne et de type surface. La Figure 66 illustre, de son côté, les éléments sélectionnés pour évaluer les contraintes structurales pour chaque méthode.

Tableau 15 : Techniques d'évaluation des contraintes structurales

Nom de la méthode	Lissée ou non	Catégorie	Éléments considérés (voir Figure 66)
Ligne n° 1	Non	Contrainte max.	Type A
Ligne n° 2	non	Contrainte max.	Type B
Ligne n° 3	non	Contrainte max.	Type C
Ligne n° 4	oui	Contrainte max.	Type B
Ligne n° 5	oui	Contrainte max.	Type C
Ligne n° 6	Non	Contrainte globale.	Type B
Ligne n° 7	non	Contrainte globale	Type C
Ligne n° 8	Oui	Contrainte globale	Type C
Ligne n° 9	oui	Contrainte globale	Type C : chaque côté considéré individuellement
Surface n° 1	S.O.	Contrainte max.	Type surface
Surface n° 2	S.O.	Contrainte globale.	Type surface

Comme il est possible de remarquer au Tableau 15, une des colonnes indique si la distribution des contraintes a été lissée ou pas. En effet, l'approche de type ligne comporte une importante discontinuité géométrique qui fait en sorte que les résultats convergent difficilement (voir section 5.3.2). Pour remédier à ce problème, une fonction polynomiale a été appliquée à chaque extrémité de la soudure pour lisser les résultats pour les méthodes sélectionnées au Tableau 15.

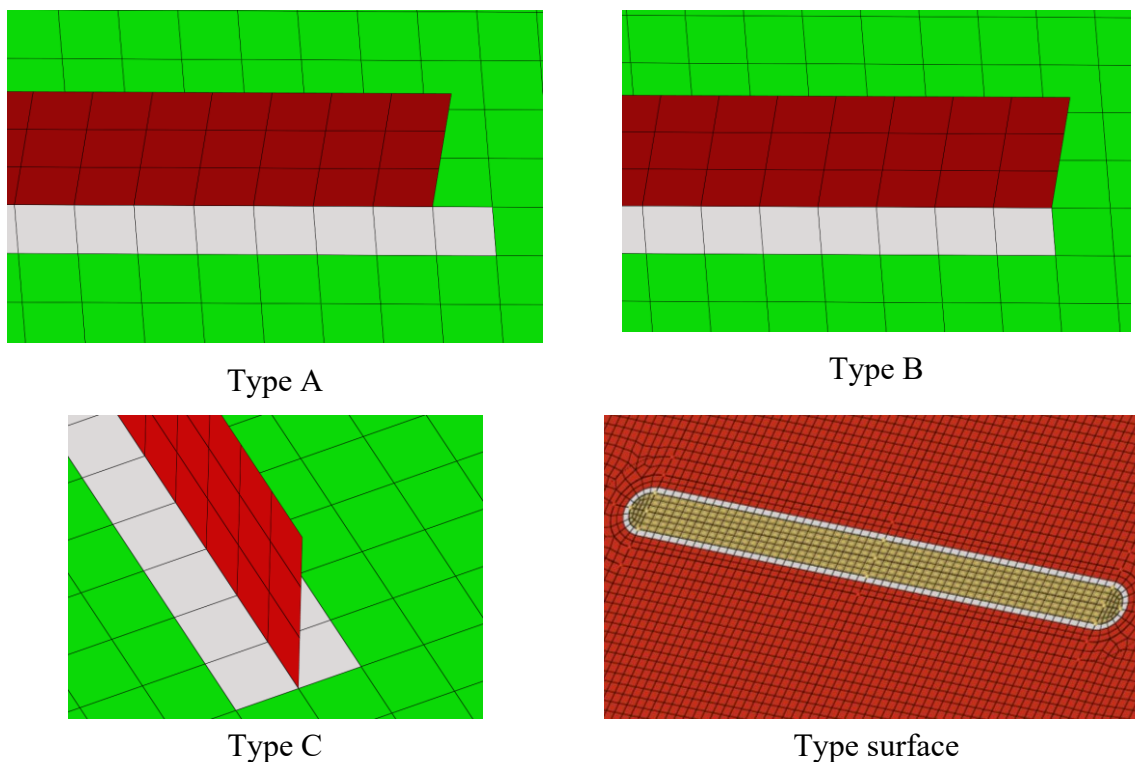


Figure 66 : Éléments pris en considération lors de l'analyse de convergence

La Figure 67 illustre à l'aide d'une image le lissage qui a été appliqué sur la distribution des contraintes. Comme il est possible de le remarquer, seulement les extrémités de la soudure sont affectées par le lissage.

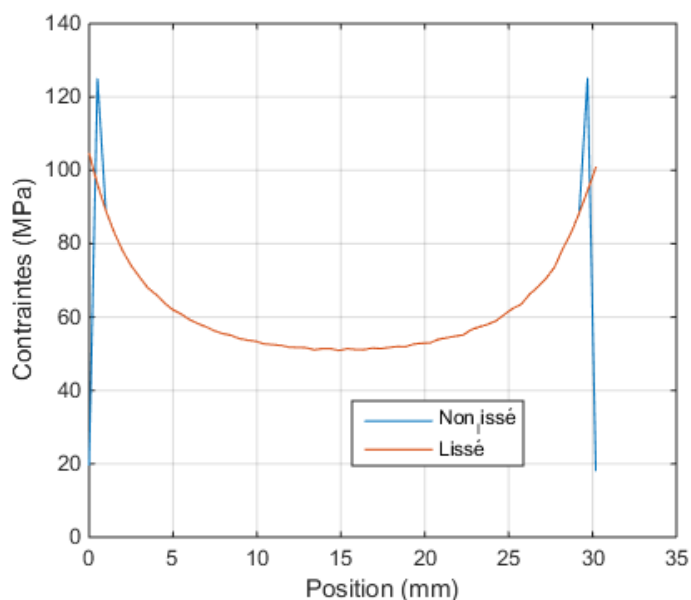


Figure 67 : Exemple de lissage de l'état de contrainte pour la configuration A

5.3.2. Résultats

Pour cette analyse de convergence, quatre longueurs caractéristiques ont été utilisées pour le maillage. Celles-ci sont de 2 mm, 1 mm, 0,5 mm et 0,25 mm. L'analyse a également été effectuée pour les échantillons de configuration A, B et F (sans espacement) en plus de prendre

en considération un cas de chargement appliqué sur un module du châssis d'une motoneige (voir section 7.1.1). Les résultats obtenus sont présentés aux tableaux 16 à 19. Dans ces tableaux, il est possible d'observer les résultats obtenus ainsi que la différence relative entre les différents maillages utilisés (avec le maillage ayant une longueur caractéristique plus grande, ex. 1 mm vs 2 mm). Par souci de clarté, seulement les résultats de la contrainte structurale équivalente (voir section 2.1.4.6) sont présentés.

Tableau 16 : Résultats de l'étude de convergence pour la configuration A

Nom de la méthode	Résultats							
	2 mm		1 mm		0,5 mm		0,25 mm	
	Val.	Val.	Diff. Rel.	Val.	Diff. Rel.	Val.	Diff. Rel.	
	MPa	MPa	%	MPa	%	MPa	%	
Ligne n° 1	96,32	105,5	9,53	114,4	8,44	121	5,77	
Ligne n° 2	97,9	112,4	14,81	125,2	11,39	135,6	8,31	
Ligne n° 3	151,1	182,7	20,91	203,1	11,17	220,3	8,47	
Ligne n° 4	94,27	98,83	4,84	104,2	5,43	105,2	0,96	
Ligne n° 5	139,9	163,9	17,16	173,2	5,67	173,2	0	
Ligne n° 6	59,63	60,72	1,83	61,33	1,01	61,07	0,42	
Ligne n° 7	76,46	79,20	3,59	80,99	2,25	81,99	1,24	
Ligne n° 8	76,04	80,72	6,15	82,03	1,62	82,26	0,28	
Ligne n° 9	76,15	81,30	6,77	82,86	1,91	82,86	0	
Surface n° 1	129,5	109,8	15,21	104,6	4,74	100,6	3,82	
Surface n° 2	38,14	38,13	0,047	37,84	0,74	37,75	0,24	

Tableau 17 : Résultats de l'étude de convergence pour la configuration B

Nom de la méthode	Résultats							
	2 mm		1 mm		0,5 mm		0,25 mm	
	Val.	Val.	Diff. Rel.	Val.	Diff. Rel.	Val.	Diff. Rel.	
	MPa	MPa	%	MPa	%	MPa	%	
Ligne n° 1	124,9	139,9	12,01	167,6	19,80	203,9	21,66	
Ligne n° 2	263,1	343,3	30,48	385,4	12,26	413,7	7,34	
Ligne n° 3	515,7	684,1	32,65	760,8	11,21	818,8	7,62	
Ligne n° 4	104,3	93,63	10,23	92,26	1,46	97,31	5,48	
Ligne n° 5	211,3	168,9	20,07	106,1	37,18	89,1	16,02	
Ligne n° 6	37,49	32,89	12,28	28,22	14,20	25,01	11,37	
Ligne n° 7	71,45	63,06	11,74	52,06	17,44	45,29	13,00	
Ligne n° 8	48,18	48,29	0,23	42,67	11,64	39,1	8,37	
Ligne n° 9	56,7	51,56	9,07	47,38	8,10	44,62	5,82	
Surface n° 1	187,6	164,4	12,37	146,6	10,83	143,8	1,91	
Surface n° 2	22,77	22,55	0,94	22,53	0,11	22,58	0,22	

Tableau 18 : Résultats de l'étude de convergence pour la configuration F

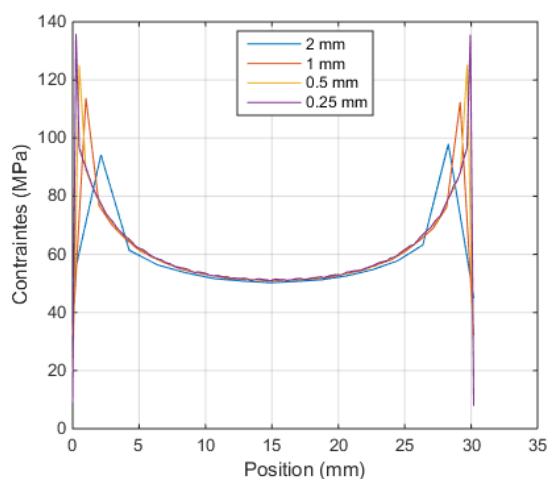
Nom de la méthode	Résultats						
	2 mm	1 mm		0,5 mm		0,25 mm	
	Val.	Val.	Diff. Rel.	Val.	Diff. Rel.	Val.	Diff. Rel.
	MPa	MPa	%	MPa	%	MPa	%
Ligne n° 1	199,6	213,1	6,76	248,9	16,80	296,8	19,24
Ligne n° 2	157,5	188,3	19,56	270,2	43,49	292,2	8,14
Ligne n° 3	253,5	322,6	27,26	478,6	48,36	522,6	9,19
Ligne n° 4	109,9	152,5	38,76	168,7	10,62	175,7	4,15
Ligne n° 5	215	225,9	5,07	210,6	6,77	207,9	1,28
Ligne n° 6	46,98	47,22	0,51	47,24	0,04	46,91	0,70
Ligne n° 7	70,50	71,59	1,55	70,97	0,87	69,1	2,63
Ligne n° 8	64,06	66,88	4,40	65,64	1,85	64,69	1,45
Ligne n° 9	64,63	67,74	4,80	66,80	1,39	66,32	0,72
Surface n° 1	186	156,2	16,02	145,6	6,79	141,7	2,68
Surface n° 2	31,35	31,36	0,03	31,23	0,42	31,21	0,07

Tableau 19 : Résultats de l'étude de convergence pour le module T

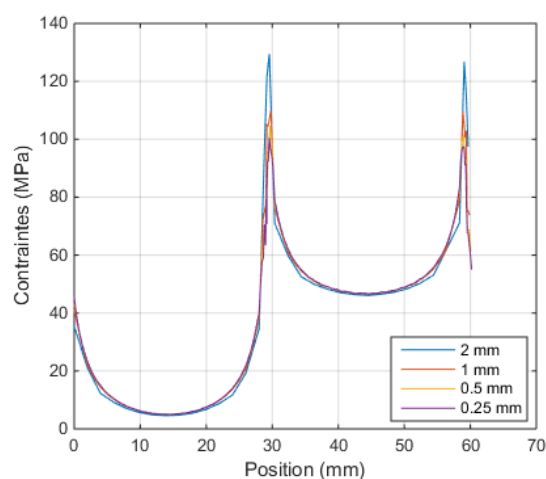
Nom de la méthode	Résultats						
	2 mm	1 mm		0,5 mm		0,25 mm	
	Val.	Val.	Diff. Rel.	Val.	Diff. Rel.	Val.	Diff. Rel.
	MPa	MPa	%	MPa	%	MPa	%
Ligne n° 1	S.O.	S.O.	S.O.	S.O.	S.O.	S.O.	S.O.
Ligne n° 2	218,4	282,4	29,30	319	12,96	353,1	10,69
Ligne n° 3	347	461	32,85	516	11,93	571	10,66
Ligne n° 4	231,9	264,9	14,23	267,9	1,13	267,7	0,075
Ligne n° 5	362,5	439,2	21,16	449,2	2,28	445,4	0,85
Ligne n° 6	72,81	73,7	1,22	74,09	0,53	74,1	0,11
Ligne n° 7	86,74	87,91	1,38	89,01	1,25	89,57	0,63
Ligne n° 8	79,92	88,79	11,10	89,1	0,35	89,18	0,09
Ligne n° 9	107,27	113,09	5,43	114,36	1,12	114,67	0,28
Surface n° 1	385,8	318,5	17,44	294	7,69	294,1	0,03
Surface n° 2	52,37	52,08	0,56	52,32	0,47	52,35	0,04

5.3.3. Analyse des résultats

En regardant les résultats présentés dans les tableaux 16 à 19, il est possible de poser plusieurs conclusions intéressantes. Tout d'abord, l'approche de modélisation de type surface converge beaucoup plus facilement que l'approche de type ligne. Bien que les deux approches convergent bien pour la majorité de la distribution des contraintes le long des cordons de soudure, l'approche de type ligne a de la difficulté au niveau des extrémités du cordon, en raison de la discontinuité géométrique à ces endroits. Ceci aura un effet important sur la précision des techniques d'évaluation de la contrainte structurale prenant en considération la contrainte maximale de la distribution. Les figures 68 à 71 illustrent cette affirmation. Il est important de noter que la contrainte structurale (section 2.1.4.6) équivalente est présentée sur ces images.

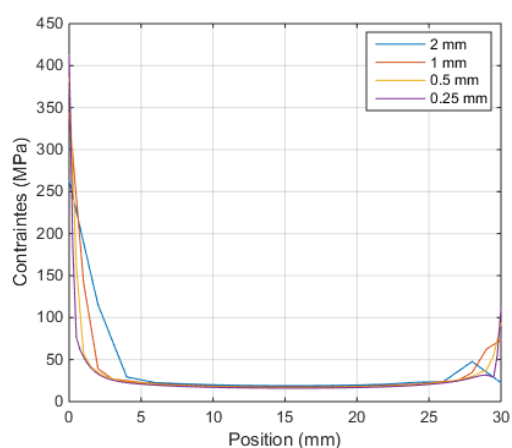


Ligne n° 2

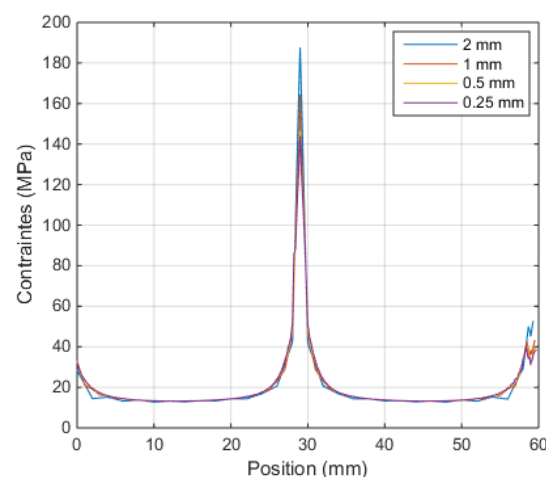


Surface n° 1

Figure 68 : Convergence des contraintes pour la configuration A du joint



Ligne n° 2



Surface n° 1

Figure 69 : Convergence des contraintes pour la configuration B du joint

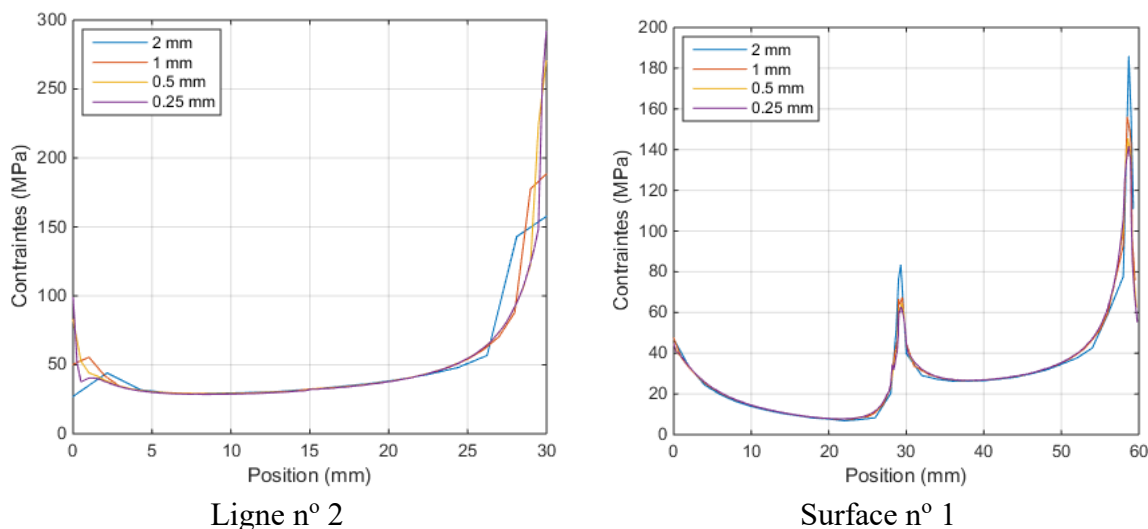


Figure 70 : Convergence des contraintes pour la configuration F du joint

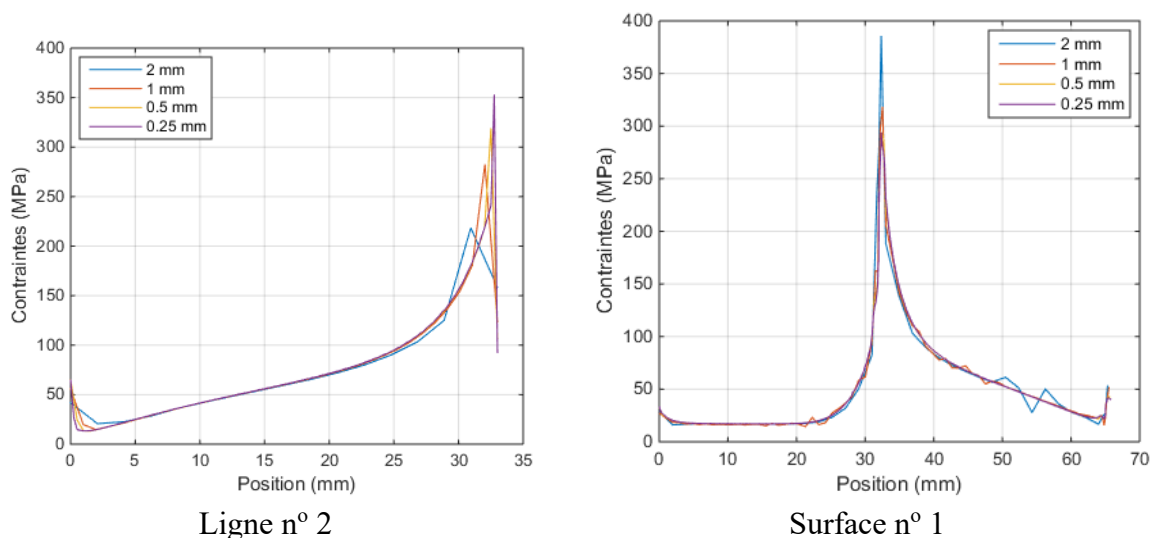
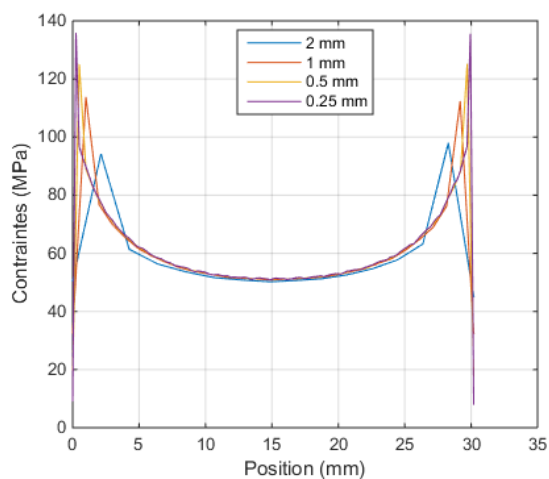


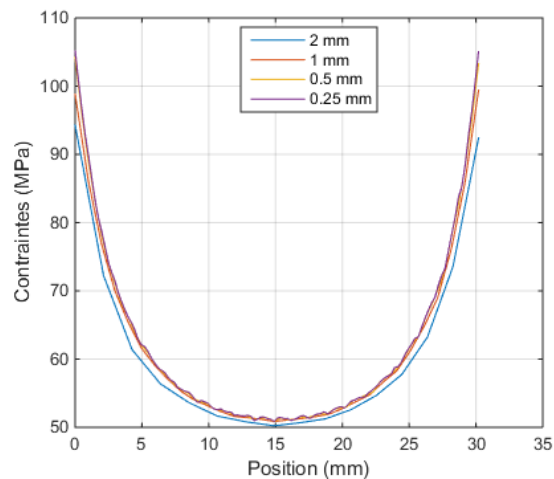
Figure 71 : Convergence des contraintes pour le châssis de la motoneige

Comme le montrent les tableaux 16 à 19, il est toutefois possible de faciliter la convergence des modèles utilisant l'approche de type ligne en lissant les extrémités à l'aide d'une fonction polynomiale. Comme l'illustre les figures 72 à 75, cette technique est efficace pour les échantillons de la configuration A, F et le module T. Bien que tout de même pertinente pour les échantillons de la configuration B, la technique de lissage à tout de même de la difficulté à faire converger les valeurs maximales de cette configuration.

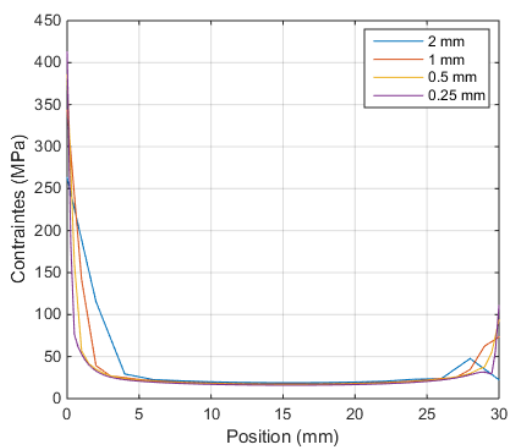
De plus, il peut généralement être admis que l'influence du raffinement du maillage est négligeable à partir du maillage de 0,5 mm. En effet, la différence entre le maillage de 0,5 mm et le maillage de 0,25 mm est très faible pour les modèles qui convergent bien pour les deux catégories de méthodes d'évaluation (contrainte maximale et contrainte globale). Pour les techniques utilisant la contrainte globale, il est même possible d'affirmer qu'un maillage de 1 mm est adéquat.



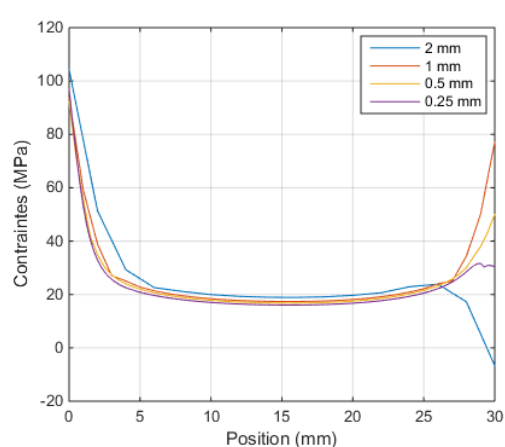
Ligne n° 2



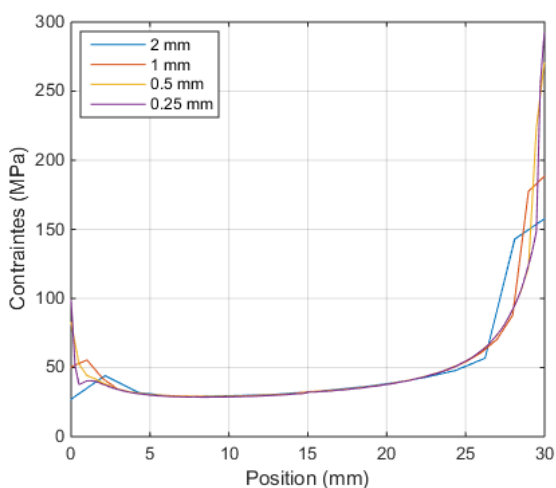
Ligne n° 4

Figure 72 : Influence du lissage sur la convergence pour la configuration A du joint

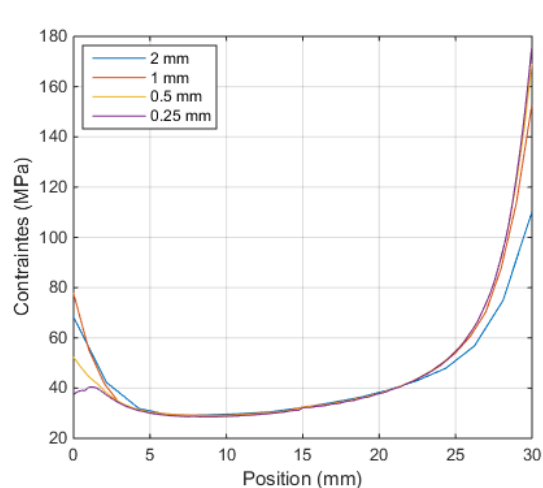
Ligne n° 2



Ligne n° 4

Figure 73 : Influence du lissage sur la convergence pour la configuration B du joint

Ligne n° 2



Ligne n° 4

Figure 74 : Influence du lissage sur la convergence pour la configuration F du joint

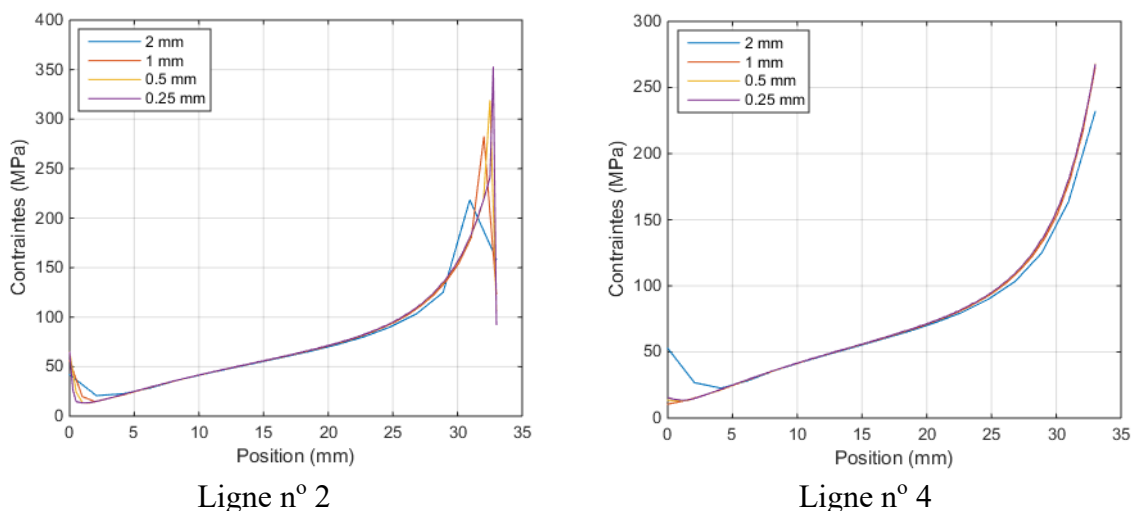


Figure 75 : Influence du lissage sur la convergence pour le châssis de la motoneige

L'analyse des tableaux 16 à 19 montre que les techniques dites globales convergent plus facilement que les techniques considérant la contrainte maximale uniquement. Ceci peut s'expliquer par le fait que ces techniques minimisent l'impact des concentrations de contraintes situées aux extrémités du trait de soudure puisqu'elles considèrent la distribution des contraintes structurales dans son ensemble.

5.3.4. Conclusion de l'analyse de convergence et choix des méthodes

En regardant les résultats des deux sections précédentes, on remarque que l'approche de modélisation de type surface combinée à la technique d'évaluation de la contrainte structurale globale est la méthodologie qui est la plus prometteuse. Cependant, celle-ci est un peu plus complexe à mettre en œuvre que l'approche de type ligne et nécessite aussi plus de temps. Il est donc pertinent pour la suite du développement de la méthodologie d'évaluation de la durée de vie en fatigue de structures complexes soudées de considérer des méthodes plus simples quoique légèrement moins efficaces. Pour la suite du rapport, les méthodologies suivantes (Tableau 20) seront prises en considération. Par souci de reproductivité, la taille de maillage utilisé sera de 0,5 mm pour la suite du rapport étant donné que les méthodologies utilisant la contrainte maximale nécessitent ce niveau de raffinement du maillage.

Tableau 20 : Méthodes d'évaluation des contraintes retenues pour les joints soudés

Nom de la méthode	Technique	Lissé	Catégorie	Éléments considérés	Maillage
Méthode 1	Ligne n° 4	Oui	Max.	Type C	0,5 mm
Méthode 2	Ligne n° 9	Oui	Globale	Type C	0,5 mm
Méthode 3	Surface n° 1	S.O.	Max.	Type surface	0,5 mm
Méthode 4	Surface n° 2	S.O.	Globale	Type surface	0,5 mm

5.4. Génération des courbes de prédiction en fatigue pour les joints soudés au laser à recouvrement simple

En utilisant la méthode de la contrainte structurale (section 2.1.4.6), il est possible de tracer des courbes de fatigue pour chaque méthode présentée au Tableau 20. Tout comme pour les courbes de fatigue développées pour les joints rivetés, le modèle probabiliste de Stüssi est ici utilisé étant donné que celui-ci était le plus efficace. En effet, ce dernier offre plusieurs paramètres pour ajuster la courbe, ce qui permet d'obtenir un modèle qui corrèle bien avec les résultats expérimentaux comme il a été démontré à la section 4.4.

5.4.1. Courbe de fatigue de la méthode 1 : Ligne contrainte maximale

Comme il a été mentionné précédemment, la méthode 1 préconise l'utilisation de l'approche de modélisation de type ligne et considère la contrainte structurale maximale pour définir les points sur la courbe de fatigue. En utilisant cette technique, il est possible de remarquer que celle-ci n'est pas en mesure à grouper les résultats avec une seule courbe $S(N)$. Comme le montre la Figure 76, il n'est pas possible de grouper les résultats avec et sans espacement et les diverses configurations sur une même courbe de fatigue. Cependant, on peut grouper les résultats des échantillons ayant une et deux passes de soudure. Le fait de ne pas pouvoir regrouper les échantillons avec et sans espacement sur une même courbe $S(N)$ est problématique étant donné qu'il est difficile, lors d'une application industrielle, de déterminer précisément la valeur exacte de l'espacement de la soudure. De plus il est fort possible qu'il y ait une variation importante de l'espacement d'un assemblage à l'autre ce qui réduit considérablement la robustesse de la méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue.

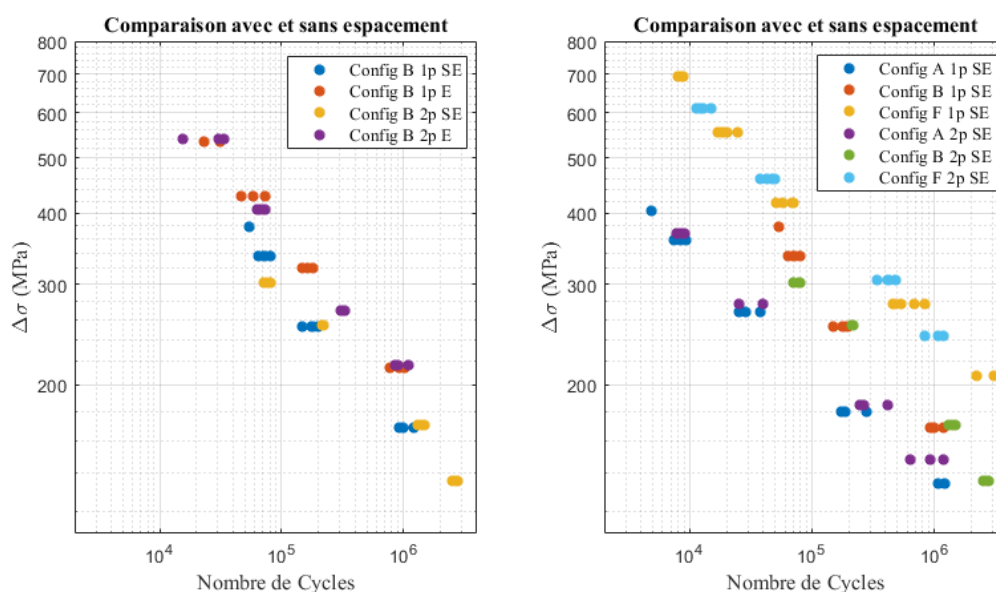


Figure 76 : Regroupement des résultats expérimentaux avec la méthode 1

Les courbes de fatigue obtenues avec cette méthode sont présentées aux figures 77 et 78. Le Tableau 21 présente quant à lui les paramètres des courbes de fatigue (loi de Stüssi).

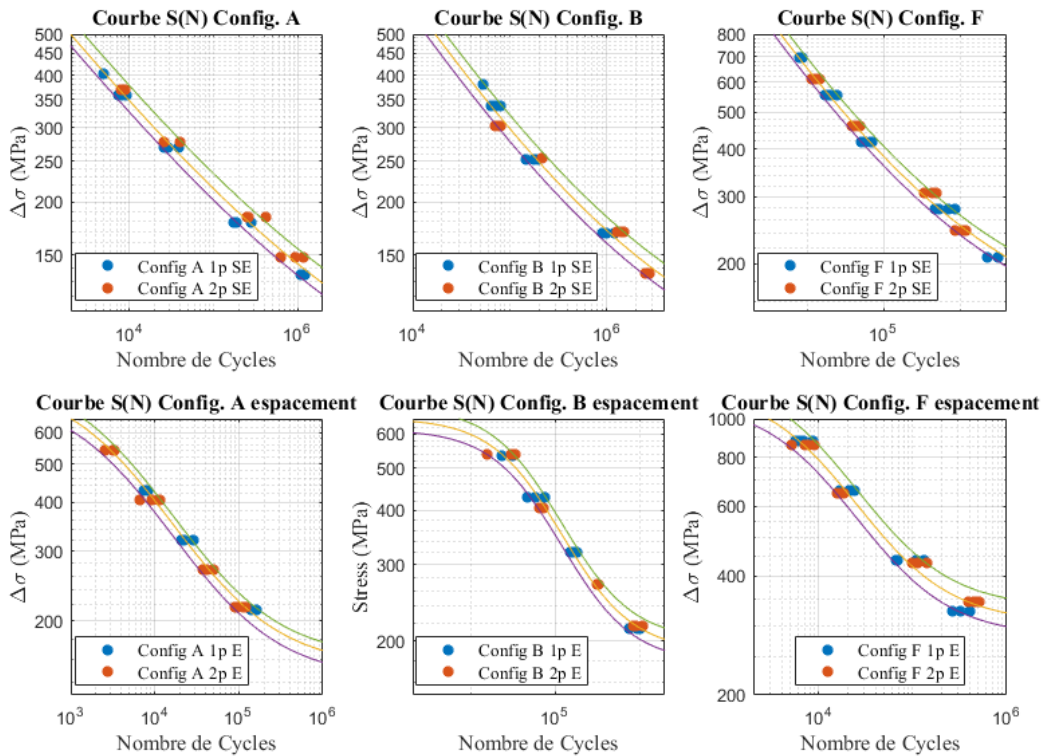


Figure 77 : Courbes S(N) pour la méthode 1 (rupture)

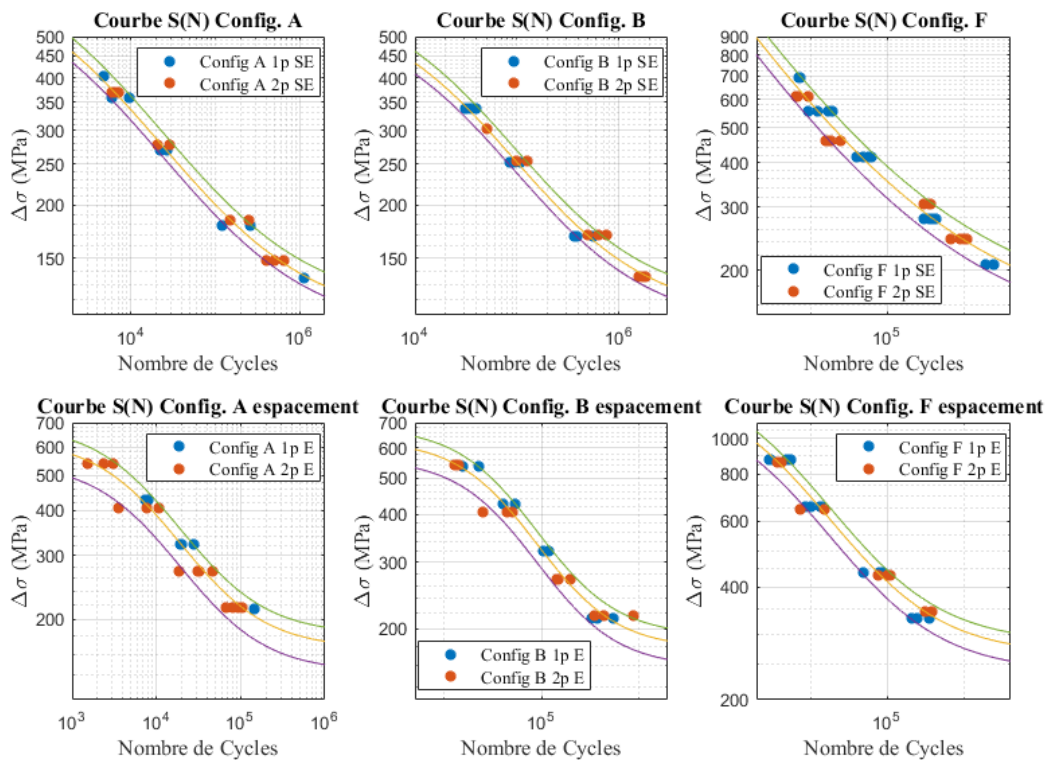


Figure 78 : Courbes S(N) pour la méthode 1 basée sur la détection de l'initiation des fissures par EA

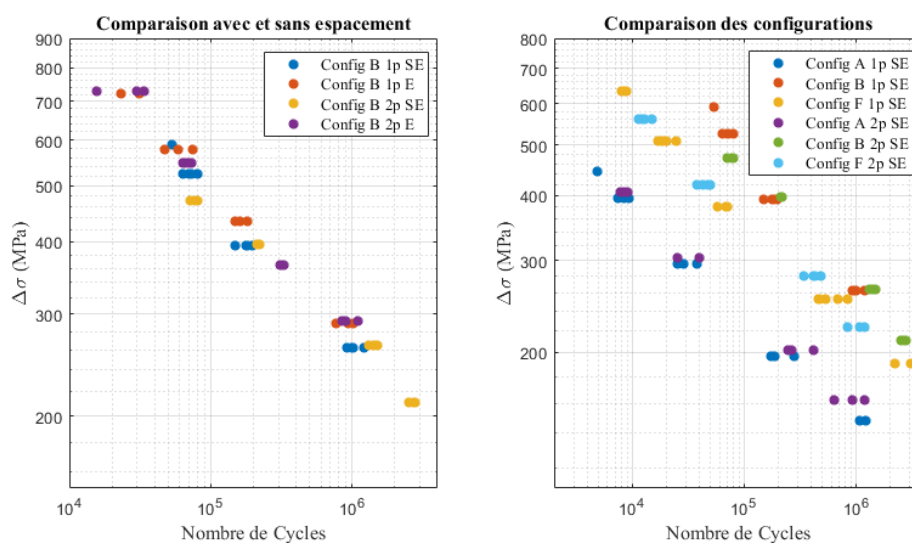
Tableau 21 : Paramètres du modèle analytique de Stüssi des courbes S(N) — méthode 1

Courbes	σ'_f	b	$\Delta\sigma_0$	R_m
Config A sans espacement rupture	3,13	0,27	58,30	1,13 ^{e4}
Config B sans espacement rupture	37,97	0,36	72,15	5,36 ^{e5}
Config F sans espacement rupture	93,95	0,32	129,24	8,98 ^{e5}
Config A espacement rupture	0,0025	0,70	152,57	809,85
Config B espacement rupture	7,89 ^{e-6}	1,05	189,39	652,11
Config F espacement rupture	2,42 ^{e-4}	0,88	306,33	1,20 ^{e3}
Config A sans espacement EA	0,014	0,52	106,31	719,80
Config B sans espacement EA	9,55 ^{e-4}	0,68	110,00	596,59
Config F sans espacement EA	112,08	0,32	141,92	9,82 ^{e5}
Config A espacement EA	3,66 ^{e-4}	0,87	164,85	625,55
Config B espacement EA	8,67 ^{e-6}	1,08	176,53	626,58
Config F espacement EA	0,0055	0,61	262,90	1,37 ^{e3}

À titre de rappel, R_m , $\Delta\sigma_0$, σ'_f , b sont des paramètres de l'équation de Stüssi à optimiser.

5.4.2. Courbe de fatigue de la méthode 2 : Surface contrainte maximale

À l'instar de la méthode 1, la méthode 2 utilise la contrainte structurale maximale de la distribution des contraintes du cordon de soudure. Par contre, cette méthode utilise plutôt l'approche de modélisation de type surface pour modéliser les cordons de soudure. Ceci à l'avantage de prendre en considération plus efficacement la géométrie de la soudure. Comme il est possible de remarquer sur la Figure 79, la méthode 2 permet de regrouper les résultats expérimentaux avec et sans espacement, ainsi que les résultats avec une passe et deux passes de soudure. La méthode ne permet toutefois pas de regrouper les résultats des diverses configurations de joint soudé.

**Figure 79 : Regroupement des résultats expérimentaux avec la méthode 2**

Le fait de pouvoir regrouper les résultats expérimentaux avec et sans espacement sur une même courbe de fatigue est un avantage important par rapport à la méthode 1. En effet, ceci augmente drastiquement la robustesse des courbes S(N) puisqu'il n'est plus nécessaire de se soucier de l'espacement du joint lors de la conception d'un assemblage soudé. En effet, il n'est plus nécessaire de modéliser un espacement potentiel dans le joint lors de la conception d'un assemblage puisque la courbe de fatigue groupe les échantillons avec et sans espacement dans un même champ probabiliste d'une courbe S(N). Les courbes de fatigues obtenues avec cette méthode sont présentées aux figures 80 et 81. Le tableau 22 présente quant à lui les paramètres des courbes de fatigue.

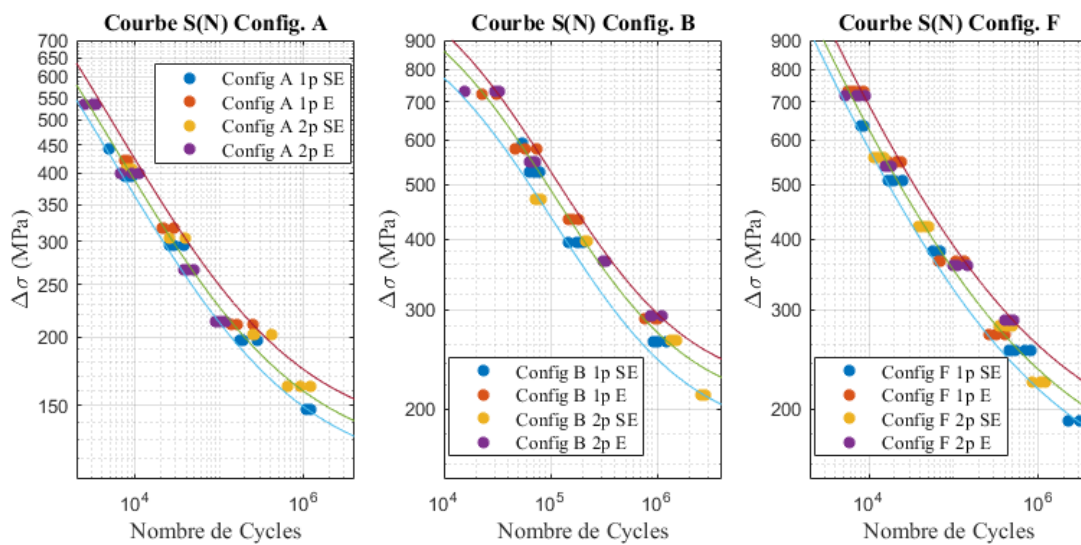


Figure 80 : Courbes S(N) pour la méthode 2 (rupture)

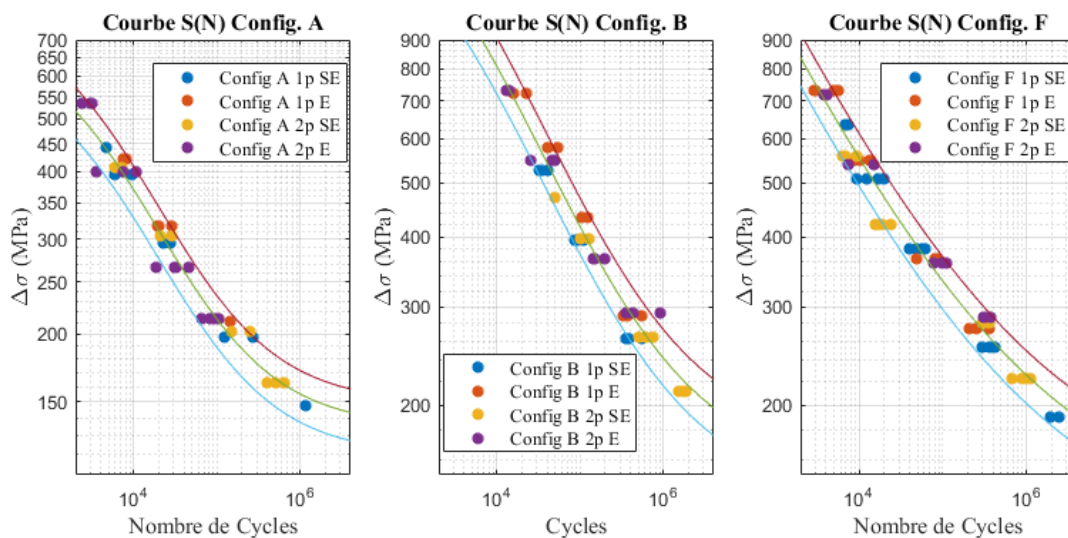


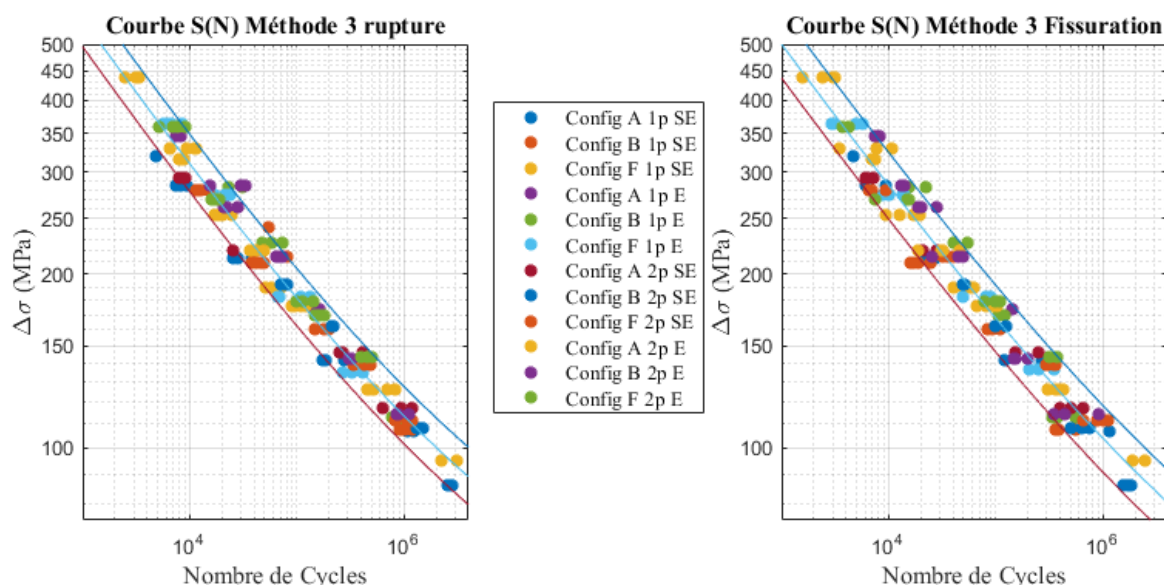
Figure 81 : Courbes S(N) pour la méthode 2 basée sur la détection de l'initiation des fissures par EA

Tableau 22 : Paramètres du modèle analytique de Stüssi des courbes S(N) — méthode 2

Courbes	a	b	σ_0	R_m
Config A rupture	0,080	0,442	118,78	1,66 ^{e3}
Config B rupture	0,00072	0,702	195,79	1,16 ^{e3}
Config F rupture	69,32	0,367	147,21	9,84 ^{e5}
Config A EA	0,0043	0,636	135,80	727,79
Config B EA	0,017	0,512	150,67	2,02 ^{e3}
Config F EA	126,07	0,314	126,09	9,84 ^{e5}

5.4.3. Courbe de fatigue de la méthode 3 : Ligne contrainte globale et de la méthode 4 : Surface contrainte globale

Contrairement aux méthodes 1 et 2, les méthodes 3 et 4 utilisent plutôt une contrainte structurale globale. Comme il est possible de remarquer sur les figures 82 et 83, ces méthodes permettent de regrouper tous les échantillons expérimentaux réalisés sur les joints soudés au laser. Ceci est très avantageux pour traiter les structures complexes dans un cadre industriel puisqu'il n'est plus nécessaire de considérer l'orientation du chargement lors des analyses étant donné que les méthodes prennent cette réalité en considération. Ces deux méthodes peuvent donc être utilisées, peu importe l'état de contraintes du joint soudé sans effectuer d'interprétation pouvant causer une erreur.

**Figure 82 : Courbes S(N) pour la méthode 3**

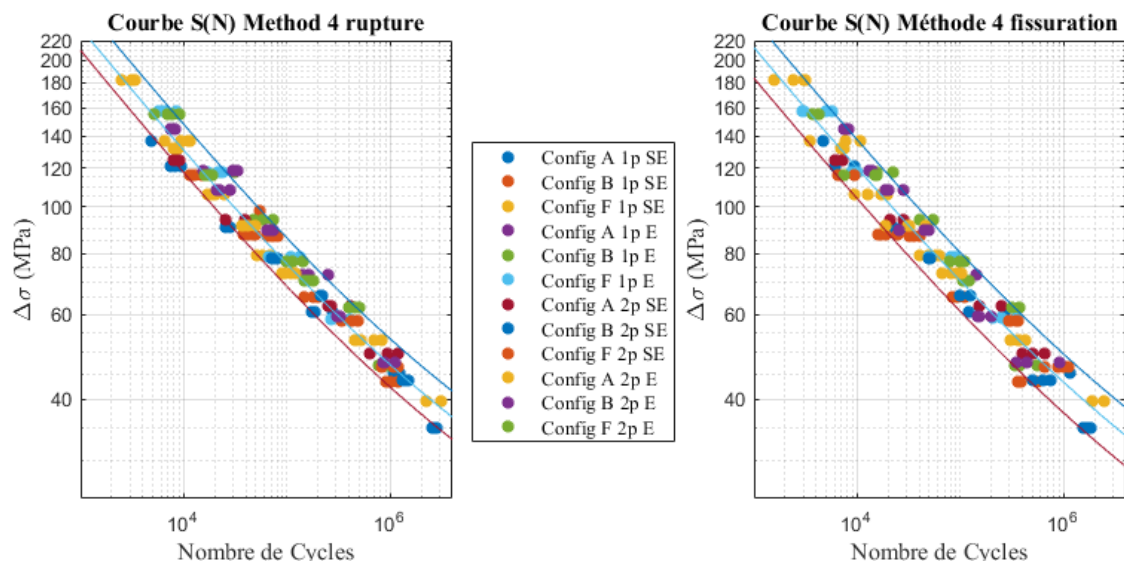


Figure 83 : Courbes S(N) pour la méthode 4

Le Tableau 23 présente les paramètres des courbes S(N) des méthodes 3 et 4.

Tableau 23 : Paramètres du modèle de Stüssi des courbes S(N) pour les méthodes 3 et 4

Courbes	a	b	σ_0	R_m
Méthode 3 rupture	285,75	0,276	36,82	$9,96^e5$
Méthode 4 rupture	664,50	0,275	14,56	$9,80^e5$
Méthode 3 EA	277,43	0,264	27,70	$8,14^e5$
Méthode 4 EA	494,92	0,269	12,16	$6,38^e5$

5.4.4. Comparaison des méthodes d'évaluation des courbes S(N)

En regardant les résultats obtenus dans les sous-sections précédentes, il est possible de poser plusieurs conclusions. Tout d'abord, il va de soi que les méthodes 3 et 4 sont plus robustes que les méthodes 1 et 2 étant donné que celles-ci offrent la possibilité de regrouper tous les résultats expérimentaux des essais de fatigue réalisés sur les joints soudés au laser. Ceci est un avantage considérable puisque de cette façon, les courbes S(N) issues des méthodes 3 et 4 peuvent être utilisées dans toutes les circonstances envisageables. En effet, les courbes S(N) issues de ces méthodes peuvent être utilisées, peu importe l'état de contraintes du joint soudé à risque d'une structure complexe.

Bien que la méthode 2 ne permet pas de regrouper les résultats des trois configurations testées expérimentalement (A, B et F), cette méthode permet tout de même de regrouper dans une même courbe S(N) les résultats avec et sans espacement ainsi que les résultats ayant une ou deux passes de soudure. Ainsi, pour utiliser cette méthode lors de l'analyse d'une structure complexe, il suffit de comparer l'état de contrainte du joint étudié aux trois configurations (A, B et F) et de choisir la courbe S(N) qui possède l'état de contrainte le plus semblable au joint

à l'étude. Bien que cette approche ne soit pas aussi rigoureuse que pour les méthodes 3 et 4, celle-ci est plus simple d'utilisation.

En ce qui concerne la méthode 1, celle-ci possède plusieurs lacunes comparativement aux autres méthodes. En effet, cette dernière a de la difficulté à regrouper les résultats expérimentaux. Il est seulement possible de regrouper les résultats avec une et deux passes avec cette méthode. Cela fait en sorte qu'il est nécessaire de générer une multitude de courbes $S(N)$ distinctes pour traiter l'ensemble des résultats expérimentaux. Cette réalité peut éventuellement générer des erreurs lors de l'évaluation de la durée de vie d'une structure complexe soudée. En plus de devoir choisir la bonne configuration en fonction de l'état de contrainte du joint à risque, il est également nécessaire de choisir s'il faut utiliser la courbe $S(N)$ sans espacement ou bien la courbe $S(N)$ avec espacement, ce qui n'est pas évident pour une application industrielle, étant donné qu'il est fort possible qu'il y ait des variations dans le procédé. De plus, les échantillons testés avaient un espacement fixe de 0,5 mm, ce qui ne serait pas nécessairement le cas pour un assemblage complexe réel.

À la lumière de cette analyse, il apparaît que les méthodes 3 et 4 semblent plus pertinentes que les méthodes 1 et 2. La méthode 2 offre toutefois une plus grande simplicité et une robustesse tout de même acceptable. La méthode 1 semble, de son côté, inadéquate pour évaluer la durée de vie d'une structure complexe soudée. Bien évidemment, il est tout de même nécessaire d'évaluer la pertinence de chaque méthode en l'utilisant dans une situation réelle pour valider définitivement sa pertinence.

5.5. Faits saillants du chapitre 5

Le chapitre 5 présente une méthodologie pour évaluer la durée de vie en fatigue de structures complexes soudées au laser en alliage d'aluminium. Ce modèle préconise une approche probabiliste combinant un modèle par éléments finis à des essais de fatigue expérimentaux comportant des caractéristiques distinctes. Dans ce chapitre, une analyse de rigidité a d'abord été effectuée pour déterminer les paramètres optimaux du modèle d'éléments finis utilisé pour modéliser les joints soudés en corrélant les résultats obtenus avec le modèle aux résultats expérimentaux. Ensuite, une analyse de convergence a permis de déterminer que l'approche de modélisation de type surface converge bien, quelle que soit la configuration de la soudure en utilisant la méthode de la contrainte structurale. Cependant, l'approche de modélisation de type ligne a de la difficulté à converger en raison de l'importante discontinuité géométrique aux extrémités du trait de soudure. Il est donc nécessaire de lisser les résultats pour mitiger ce

problème. Finalement, en combinant les résultats expérimentaux de fatigue du chapitre 3 au modèle numérique, il a été possible de tracer des courbes de fatigue regroupant les données de plusieurs séries de tests pour chaque type de bris rencontrés lors des essais expérimentaux. Lors du développement du modèle numérique, il a été possible d'effectuer plusieurs constatations importantes. Celles-ci sont les suivantes :

- Pour l'approche de modélisation de type ligne, il est nécessaire de lisser les contraintes pour que la méthode converge adéquatement.
- L'approche de type surface converge adéquatement.
- L'approche de type surface permet de regrouper les résultats expérimentaux avec et sans espacement sur une même courbe $S(N)$, mais pas les résultats des diverses configurations de joint (A, B et F).
- Les approches globales (méthode 3 et 4) offrent la possibilité de regrouper tous les résultats des essais expérimentaux sur une même courbe de fatigue.

À la suite de ce chapitre, il est possible d'affirmer que les méthodes dites globales sont plus prometteuses que les méthodes utilisant la contrainte maximale. En effet, celles-ci sont en mesure de regrouper tous les résultats de la caractérisation expérimentale en fatigue effectuée sur les joints soudés. Il est cependant nécessaire d'utiliser ces méthodes pour évaluer la durée de vie d'une structure complexe pour vérifier l'efficacité de ces dernières et déterminer la plus pertinente.

Chapitre 6 : Évaluation numérique de la durée de vie de structures complexes rivetées

Afin de valider convenablement les modèles de prédiction numériques, il est pertinent d'utiliser ces derniers pour prédire la durée de vie de structures complexes tel qu'un assemblage comportant plusieurs rivets et un module du châssis d'un produit récréatif. Pour ce faire, il est aussi nécessaire de réaliser des essais de fatigue en laboratoire sur les structures en question pour vérifier si la prédiction numérique effectuée est adéquate. Ce chapitre présente donc les essais expérimentaux et les analyses numériques qui ont été effectués pour valider la méthodologie développée pour prédire la durée de vie de structures rivetées. Le chapitre 6 introduit également la notion de chargements à amplitude variable. Lors de l'utilisation courante d'un produit récréatif, il va de soi que le chargement vu par le châssis du véhicule varie dans le temps. Les analyses qui ont été réalisées pour développer une méthodologie efficace pour traiter ce genre de chargement sont présentées ici.

6.1. Essais de fatigue des joints rivetés multiples

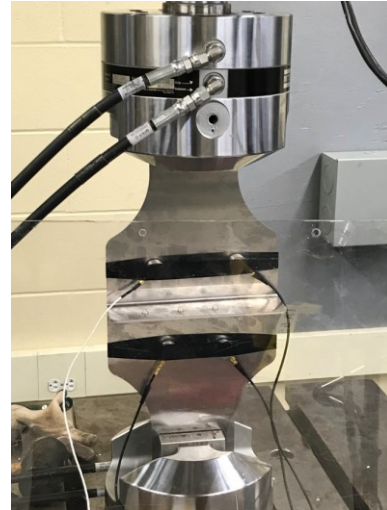
Dans cette partie du projet, les essais de fatigue réalisés sur des échantillons comportant plusieurs joints rivetés sont présentés. Ces essais ont été réalisés dans le but de valider les modèles numériques développés pour les joints rivetés, de vérifier la robustesse de la méthodologie de caractérisation expérimentale en plus de vérifier le comportement d'un joint à rivets multiples.

6.1.1. Méthodologie des essais

Cette section a pour objectif d'expliquer les principaux aspects de la méthodologie suivie lors de la réalisation des essais. Tout d'abord, l'alliage utilisé lors de cette série de tests est le 5052-H36 étant donné que celui-ci est le plus couramment utilisé par le partenaire industriel. De leur côté, les rivets sont en acier (SAE 1030) avec un revêtement en zinc. Tout comme pour les échantillons des joints rivetés simples, deux types d'échantillons sont ici utilisés. Ceux-ci sont présentés à la Figure 84. Bien entendu, en plus des essais de fatigue, des essais statiques ont également été réalisés.



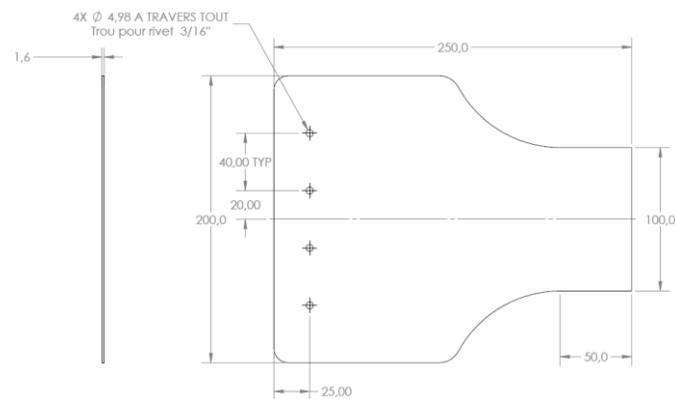
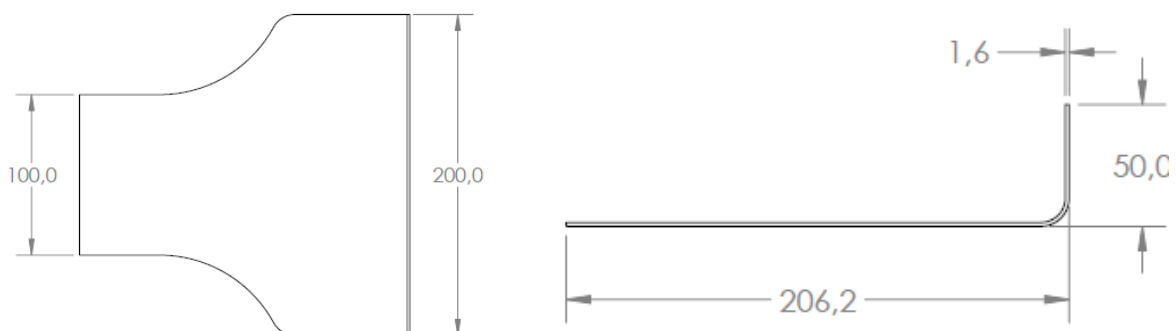
a) Joint à recouvrement



b) Joint en pelage

Figure 84 : Échantillons à rivets multiples

Bien que la forme des échantillons semble étrange, celle-ci a été choisie pour une raison en particulier. En effet, cette forme permet d'utiliser sans problèmes les mâchoires hydrauliques de la presse MTS. Ceci permet de s'assurer que les échantillons sont fixés correctement lors des essais. Bien évidemment, des analyses FEA ont été réalisées afin de s'assurer que le bris des échantillons se retrouve au niveau des rivets. Les dimensions hors-tout des échantillons sont présentées aux figures 85 et 86.

**Figure 85 : Dimensions en millimètre des échantillons à rivets multiples (recouvrement)****Figure 86 : Dimensions en millimètre des échantillons à rivets multiples (pelage)**

Comme pour les joints rivetés simples, des espaceurs sont utilisés pour les échantillons à simple recouvrement pour éliminer tout problème de désalignement. Ces espaceurs ont une largeur de 40 mm.

Essais statiques

Bien entendu, les essais statiques ont été réalisés avant de réaliser les essais de fatigue. Ceci a permis par la suite d'ajuster les paliers de force à utiliser pour les essais de fatigue. Les caractéristiques principales des essais de fatigue sont présentées ci-dessous.

- Une vitesse de 1 mm/min est utilisée jusqu'à la rupture de l'échantillon
- 3 échantillons par type d'échantillon
- Tests réalisés sur une MTS TestFrame 322

Essais de fatigue

Lors des essais, chaque échantillon est amené jusqu'à la rupture de ce dernier. Les caractéristiques principales des essais de fatigue sont présentées ci-dessous.

- Une fréquence de 5 Hz est utilisée (Recouvrement), 3 Hz (Pelage)
- Le chargement prescrit est de type $R=0,1$ (Force positive seulement)
- 2 types de chargement : chargement constant et chargement variable
- 3 échantillons par configuration sont testés
- Pour les tests, quatre capteurs d'émissions acoustiques sont utilisés

Les caractéristiques principales des chargements sont présentées aux tableaux 24 à 26. Les paliers ont été choisis en fonction d'un pourcentage (12,5 % à 75 %) de la force maximale mesurée lors des essais statiques (voir section 6.1.3.1).

Tableau 24 : Caractéristiques des chargements en fatigue à amplitude constante

Échantillon	Force maximale	Force minimale
Unité	N	N
À recouvrement #1	10 000	1000
À recouvrement #2	11 000	1100
À recouvrement #3	9000	900
Pelage #1	600	60
Pelage #2	800	80
Pelage #3	500	50

Tableau 25 : Chargements à amplitudes variables — Joint à recouvrement

Paliers de force	Force maximale	Force minimale	Nombre de cycle
	N	N	
Force du palier 1	10 500	1050	1000
Force du palier 2	10 000	1000	1000
Force du palier 3	9500	950	1000
Force du palier 4	10 500	1050	1000
Force du palier 5	10 000	1000	1000
Force du palier 6	9500	950	1000
Force du palier 7	9000	900	1000
Force du palier 8	11 000	1100	1000
Force du palier 9	9000	900	1000
Force du palier 10	11 000	1100	1000
Force du palier 11	9000	900	1000
Force du palier 12	11 000	1100	1000
Force du palier 13	9750	975	1000
Force du palier 14	10 250	1025	1000
Force du palier 15	10 750	1075	1000
Force du palier 16	10 250	1025	1000
Force du palier 17	10 750	1075	1000
Force du palier 18	9750	975	1000

Tableau 26 : Chargements à amplitudes variables — Joint en pelage

Paliers de force	Force max test n. 1 et 2	Force max test n. 3	Nombre de cycle
	N	N	
Force du palier 1	600	675	1000
Force du palier 2	650	700	1000
Force du palier 3	550	600	1000
Force du palier 4	600	650	1000
Force du palier 5	650	700	1000
Force du palier 6	550	600	1000
Force du palier 7	500	575	1000
Force du palier 8	700	750	1000
Force du palier 9	500	575	1000
Force du palier 10	700	750	1000
Force du palier 11	500	575	1000
Force du palier 12	700	750	1000
Force du palier 13	625	675	1000
Force du palier 14	600	650	1000
Force du palier 15	625	675	1000
Force du palier 16	650	700	1000
Force du palier 17	625	675	1000
Force du palier 18	550	600	1000

6.1.2. Modèle numérique

Le modèle utilisé pour simuler les essais de fatigue réalisés sur les échantillons à rivets multiples est présenté aux figures 87 et 88.

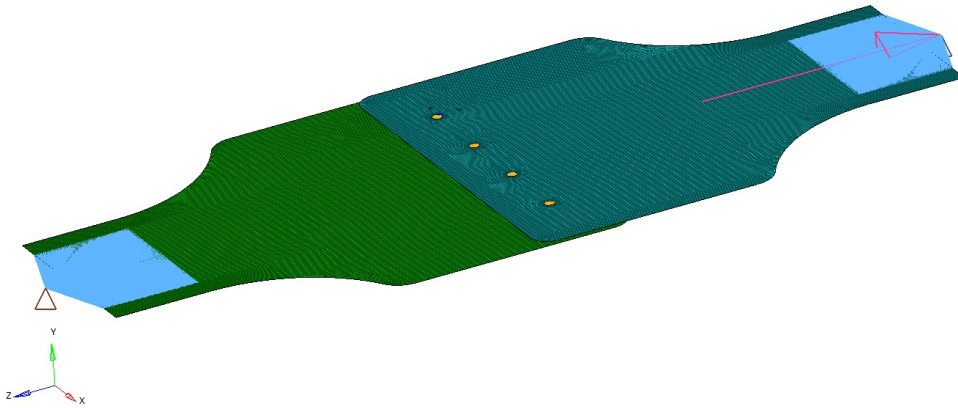


Figure 87 : Modèle numérique — échantillons à rivets multiples (recouvrement)

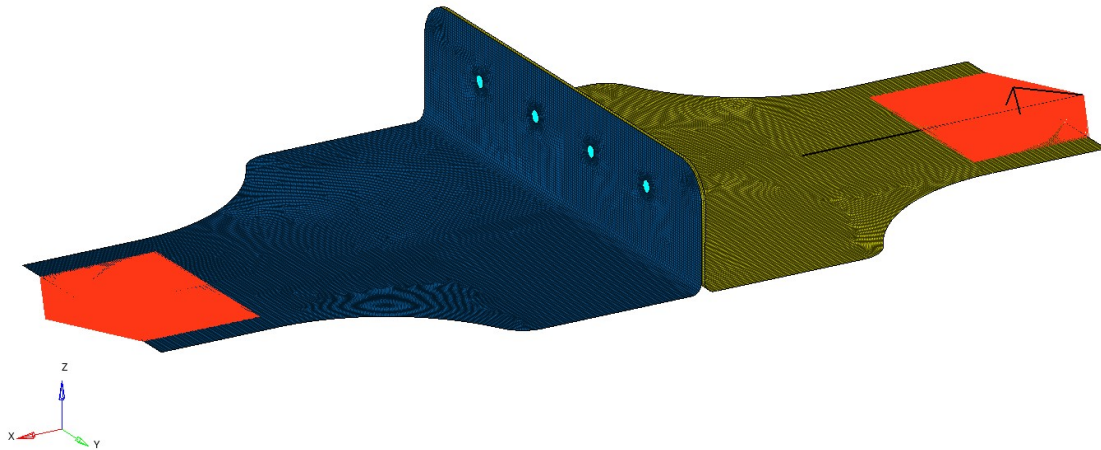


Figure 88 : Modèle numérique — échantillons à rivets multiples (pelage)

Les caractéristiques principales du modèle sont les suivantes :

- Des éléments coques sont utilisés pour modéliser les tôles d'aluminium
- Module de Young : 70 GPa, coefficient de poisson : 0,33 (Aluminium)
- Module de Young : 200 GPa, coefficient de poisson : 0,3 (Acier)
- Épaisseur des tôles : 1,6 mm
- Une force de 2500 N est appliquée sur les échantillons
- Tôle fixée de manière rigide sur la surface d'une des pinces de la MTS (6 ddl)
- Point d'application de la charge guidée sur la surface d'une des pinces de la MTS (5 ddl)

6.1.3. Résultats des essais sur les échantillons à rivets multiples

La section 6.1.3 a pour objectif de présenter les résultats expérimentaux des essais statiques et les essais de fatigue réalisés sur les échantillons à rivets multiples.

6.1.3.1. Résultats des essais statiques

La section suivante traite des résultats obtenus lors des essais statiques réalisés sur les différents échantillons. Ces résultats sont ensuite utilisés pour déterminer les paliers de force des essais de fatigue. Les figures 89 et 90 présentent les courbes Force — Déplacement des deux types d'échantillons étudiés.

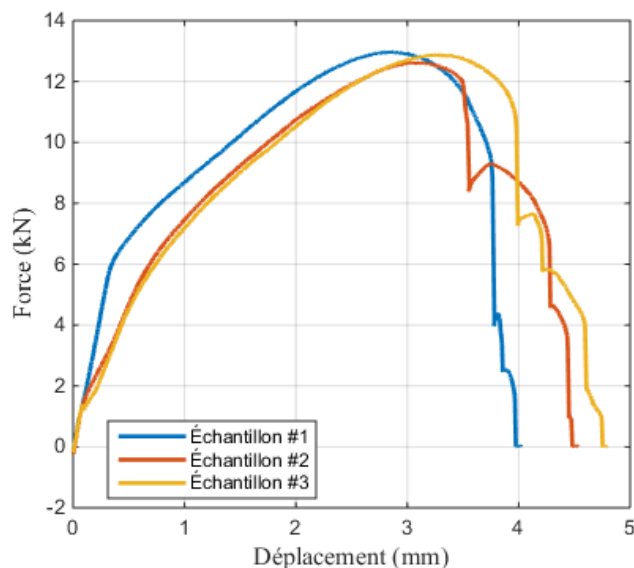


Figure 89 : Courbes Force — Déplacement des échantillons à rivets multiples (recouvrement)

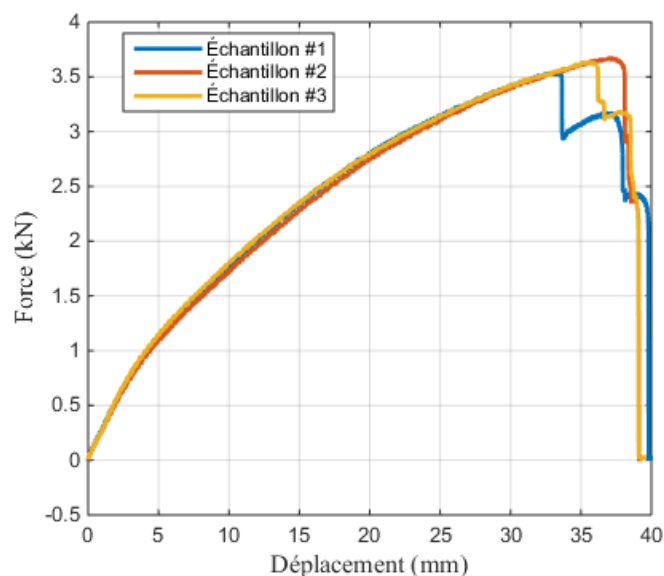


Figure 90 : Courbes Force — Déplacement des échantillons à rivets multiples (pelage)

Tout comme pour les essais statiques sur les échantillons à simple rivet, ce sont les rivets qui sont entrés en rupture lors des essais, et ce, pour les deux configurations testées. Sur les deux figures précédentes, il est possible de remarquer des paliers vers la fin de la courbe Force — Déplacement. Ceci est occasionné par le bris d'un rivet de manière individuelle. Généralement, une fois que le premier rivet se brise, les autres ne tardent pas à suivre. De plus, les courbes de

la Figure 89 montrent que la tôle d'aluminium commence à se déformer plastique pour une force de 6 kN. En effet, il y a un changement brusque de la rigidité du joint à cette valeur. En ce qui concerne les courbes de la Figure 90, le changement de rigidité se situe plutôt à une valeur de 1 kN. Ceci montre que les joints rivetés offrent une résistance mécanique beaucoup plus élevée en cisaillement qu'en pelage.

6.1.3.2. Résultats des essais de fatigue

Dans cette section, les résultats des essais de fatigue réalisés sur les échantillons multi-rivets sont présentés. Le Tableau 27 présente les résultats des essais de fatigue réalisés sur les échantillons à rivets multiples. Dans ce tableau, la colonne Nbr de cycles EA indique le nombre de cycles avant l'amorce de la fissuration de l'échantillon tandis que la colonne, pourcentage de la durée de vie totale, indique le pourcentage de la durée vie totale de l'échantillon avant qu'il y ait eu une amorce de fissures. Les figures 91 et 92 montrent, de leur côté, un exemple des bris typiquement observés pour chaque type d'échantillon. Pour les échantillons en joint en recouvrement, il est possible d'observer que les échantillons se fissurent d'abord sur le côté du bulbe des rivets jusqu'au bris complet de l'échantillon. On observe aussi qu'il y a fissuration moins prononcée de la tôle du côté de la tête du rivet. Pour les échantillons en pelage, ce sont les rivets qui brisent. Cependant, il est possible d'observer un début de fissuration de la tôle du côté bulbe.



Côté bulbe



Côté tête

Figure 91 : Bris typique des échantillons à rivets multiples (recouvrement)

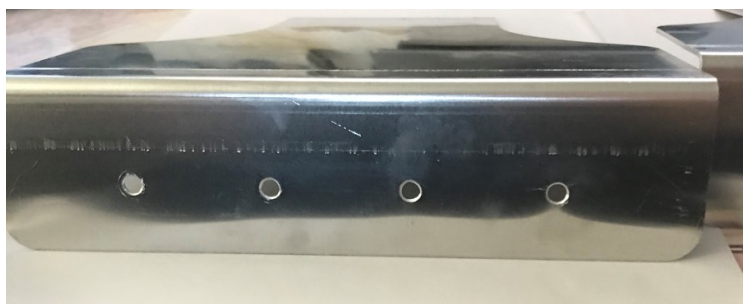


Figure 92 : Bris typique des échantillons à rivets multiples (pelage)

Tableau 27 : Résultats des essais de fatigue réalisés sur les échantillons à rivets multiples

Échantillons	Diamètre rivet	Diamètre Tête rivet	Diamètre bulbe	Nombre de rivets	Configuration du test	Type de rivet	Épaisseur tôle	Fréquence	Force max	Rapport chargement	Type de chargement	Nbr de cycles EA	Pourcentage de la durée de vie totale	Nbr de cycle rupture	Lieu du bris	Caractéristique bris
Unité	mm	mm					mm	Hz	N				%			
Rivet_multi_SL_1	4,7625	9,6	6,6	4	Single lap	Avibulb	1,6	5	10 000	0,1	Constant	210 000	68,11	308 300	Tôle	Fissuration des deux côtés, complètement fissurer côté bulbe
Rivet_multi_SL_2	4,7625	9,6	6,6	4	Single lap	Avibulb	1,6	5	11 000	0,1	Constant	130 000	67,01	194 000	Tôle	Fissuration des deux côtés, complètement fissuré côté bulbe
Rivet_multi_SL_3	4,7625	9,6	6,6	4	Single lap	Avibulb	1,6	5	9000	0,1	Constant	324 800	71,54	452 900	Tôle	Fissuration de la tôle (bulbe) Partielle (2 rivets) 5 mm chaque côté rivet
Rivet_multi_PEL_1	4,7625	9,6	6,6	4	Pelage	Avibulb	1,6	3	600	0,1	Constant	120 000	82,20	146 000	les 2	Arrachement tête et fissuration partielle bulbe (12 mm pour 1 rivet)
Rivet_multi_PEL_2	4,7625	9,6	6,6	4	Pelage	Avibulb	1,6	3	800	0,1	Constant	26 350	87,28	30 190	les 2	Arrachement tête et fissuration partielle bulbe (8 mm pour 1 rivet)
Rivet_multi_PEL_3	4,7625	9,6	6,6	4	Pelage	Avibulb	1,6	3	500	0,1	Constant	351 000	62,67	560 000	les 2	Arrachement tête et début de fissuration pour 2 rivets (bulbe)
Rivet_multi_PEL_var_1	4,7625	9,6	6,6	4	Pelage	Avibulb	1,6	3	725*	0,1	Variable	100 000	65,15	153 500	les 2	Arrachement tête et début de fissuration pour 2 rivets (bulbe)
Rivet_multi_PEL_var_2	4,7625	9,6	6,6	4	Pelage	Avibulb	1,6	3	725*	0,1	Variable	113 000	82,54	136 900	les 2	Arrachement tête et fissuration partielle bulbe (3 mm pour 1 rivet)
Rivet_multi_PEL_var_3	4,7625	9,6	6,6	4	Pelage	Avibulb	1,6	3	750*	0,1	Variable	94 000	92,06	102 100	Tôle	Fissuration de la tôle (bulbe) Partielle (2 rivets) 5 mm chaque côté rivet
Rivet_multi_SL_var_1	4,7625	9,6	6,6	4	Single lap	Avibulb	1,6	5	11 000*	0,1	Variable	188 000	64,43	291 800	Tôle	Fissuration des deux côtés, complètement fissurer côté bulbe, 1 rivet brisé fin
Rivet_multi_SL_var_2	4,7625	9,6	6,6	4	Single lap	Avibulb	1,6	5	11 000*	0,1	Variable	138 100	51,68	267 300	Tôle	Fissuration des deux côtés, complètement fissuré côté bulbe
Rivet_multi_SL_var_3	4,7625	9,6	6,6	4	Single lap	Avibulb	1,6	5	11 000*	0,1	Variable	142 000	73,46	193 300	Tôle	Fissuration des deux côtés, 15 mm bulbe 5 mm tête, rivets brisés
Rivet_multi_SL_var_4	4,7625	9,6	6,6	4	Single lap	Avibulb	1,6	5	11 000*	0,1	Variable	134 000	50,68	264 400	Tôle	Fissuration des deux côtés, complètement fissurer côté bulbe (presque pas tête)

Il est aussi intéressant de vérifier la pertinence des courbes S (N) développées à la section 4.5 avec les résultats obtenus des essais sur les échantillons comportant plusieurs rivets. Pour ce faire, il est possible d'évaluer la contrainte structurale critique de manière numérique pour les échantillons à rivet multiples et de combiner ce résultat à la durée de vie des échantillons évaluée de manière expérimentale. Il suffit par la suite de vérifier si les courbes S (N) prédisent correctement la durée de vie des échantillons à rivets multiples. La Figure 93 présente les résultats obtenus.

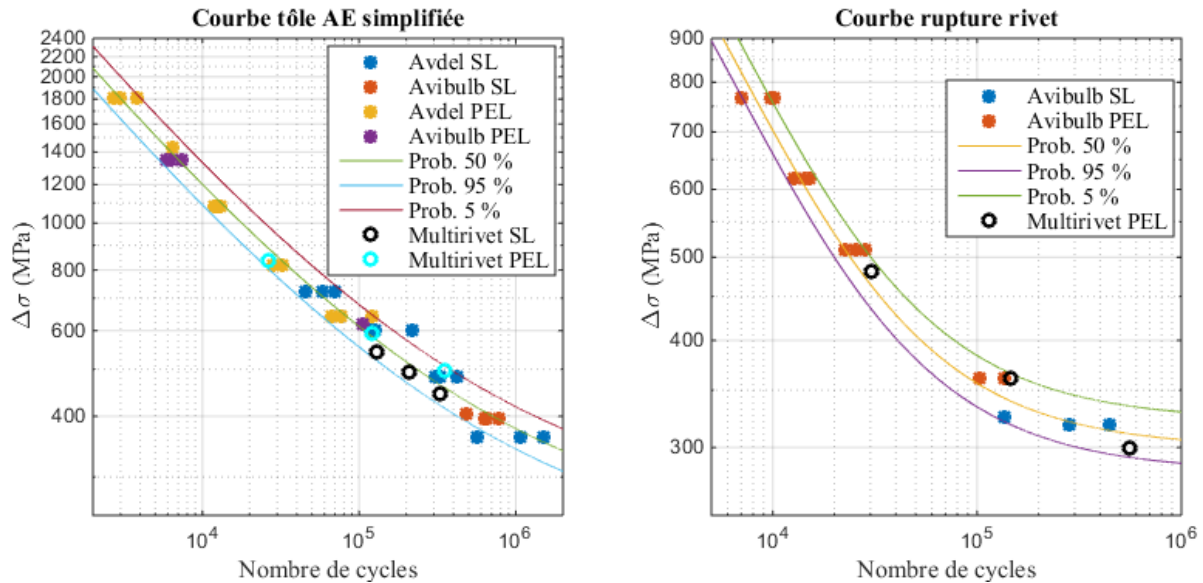


Figure 93 : Performances du modèle numérique des joints rivetés (méthode simplifiée)

Comme il est possible de le remarquer, les courbes S (N) développées permettent de prédire la durée de vie en fatigue des échantillons à rivets multiples lorsque ceux-ci sont exposés à un chargement constant, et ce, pour plusieurs amplitudes de contrainte. Le modèle développé dans le cadre de ce projet de recherche est également en mesure de prédire la durée de vie des échantillons pour les deux modes de bris rencontrés lors des essais expérimentaux.

6.2. Comportement en fatigue du module E

Cette section du document présente les résultats expérimentaux des essais de fatigue réalisés sur le module E (Figure 94) d'une motoneige qui est en fait le module où se trouve le moteur du véhicule. Faisant le lien entre le devant et l'arrière du véhicule, celui-ci doit être en mesure de supporter des charges importantes. Ces tests ont été réalisés dans le but de valider le modèle de prédiction numérique traitant des joints rivetés pour une structure complexe. Le chargement appliqué sur le module pendant les essais avait également une amplitude variable, ce qui a permis de valider la méthodologie de prédiction numérique pour ce type de chargement.

6.2.1. Méthodologie des essais expérimentaux

À la suite d'une analyse par élément fini traitant de la rigidité globale du châssis, il a été possible de conclure que le module E est un assemblage très intéressant. En effet, c'est ce dernier qui est le plus critique en ce qui concerne les contraintes induites dans le châssis. Les composants faisant partie du module E sont présentés à la Figure 94.

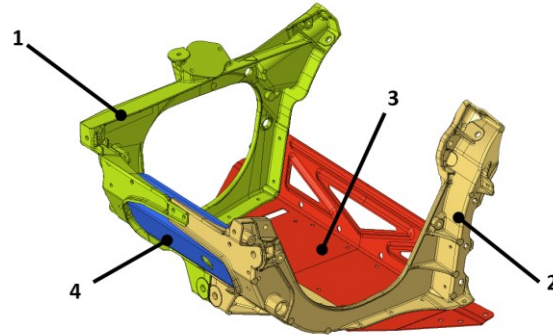


Figure 94 : Présentation du module E

Pour la suite du document, les composants de la figure précédente auront les noms suivants :

- 1 : Pièce moulée no.1 (Aluminium de fonderie)
- 2 : Pièce moulée no.2 (Aluminium de fonderie)
- 3 : Tôle no.1 (AA5052-H36)
- 4 : Tôle no.2 (AA5052-H36)

En ce qui concerne le cas de chargement utilisé, celui-ci a été défini de manière à engendrer des contraintes importantes au niveau des joints rivetés de l'assemblage. Cette étude a permis de sélectionner un chargement induisant des contraintes à des emplacements pertinents dans le module. Les paramètres utilisés concernant le chargement sont explicités aux tableaux 28 à 30. Comme il est possible de le remarquer, trois chargements distincts ont été utilisés. Ces charges sont appliquées sur la structure par l'entremise d'un vérin hydraulique de 25 kN (voir Figure 95).

Tableau 28 : Paramètres du chargement pour l'essai n° 1 (module E)

Palier	Force maximale	Force minimale	Nombre de cycles	Fréquence
Unité	N	N		Hz
Palier 1	1300	130	195 000	2
Palier 2	1500	150	20 000	2
Palier 3	1600	160	À la rupture	2

Tableau 29 : Paramètres du chargement pour l'essai n° 2 (module E)

Palier	Force maximale	Force minimale	Nombre de cycles	Fréquence
Unité	N	N		Hz
Palier 1	1500	150	1000	2
Palier 2	1350	135	1000	2
Palier 3	1300	130	1000	2
Palier 4	1500	150	1000	2
Palier 5	1350	135	1000	2
Palier 6	1200	120	1000	2
Palier 7	1300	130	1000	2
Palier 8	1250	125	1000	2
Palier 9	1300	130	1000	2
Palier 10	1200	120	1000	2
Palier 11	1800	130	1000	2
Palier 12	1300	130	1000	2
Palier 13	1800	180	1000	2
Palier 14	1300	130	1000	2
Palier 15	1800	180	1000	2
Palier 16	1150	115	1000	2
Palier 17	1200	120	1000	2
Palier 18	1250	125	1000	2
Palier 19	1300	130	1000	2
Palier 20	1400	140	1000	2
Palier 21	1300	130	1000	2
Palier 22	1150	115	1000	2
Palier 23	2000	200	1000	2
Palier 24	1200	120	1000	2
Palier 25	1650	165	1000	2

Tableau 30 : Paramètres du chargement pour l'essai n° 3 (module E)

Palier	Force maximale	Force minimale	Nombre de cycles	Fréquence
Unité	N	N		Hz
Palier 1	1500	150	2000	2
Palier 2	1400	140	2000	2
Palier 3	1300	13	2000	2
Palier 4	1500	150	2000	2
Palier 5	1400	140	2000	2
Palier 6	1800	180	2000	2
Palier 7	1350	135	2000	2
Palier 8	1800	180	2000	2
Palier 9	1350	135	2000	2
Palier 10	1800	180	2000	2
Palier 11	1600	160	2000	2
Palier 12	1200	120	2000	2
Palier 13	2000	200	2000	2
Palier 14	1400	140	2000	2
Palier 15	1700	170	2000	2

La Figure 95 présente le montage utilisé pour cette série d'essais en plus d'indiquer le chargement appliqué sur la structure. Ce chargement permet d'induire des contraintes dans plusieurs joints rivetés liant la pièce 3 aux deux pièces de fonderie (1 et 2). Bien entendu, une fois que la séquence de chargement est terminée, il suffit de recommencer au début. Tout comme pour les joints rivetés simples, l'initiation de l'endommagement de la structure est détectée par émission acoustique. Au total, six capteurs sont utilisés pour les essais expérimentaux réalisés sur le module E (voir Figure 95). À titre de rappel, une description de la chaîne d'émission acoustique est présentée à la section 3.2. L'utilisation de ce système permet en fait de détecter le nombre de cycles correspondant à l'initiation des dommages dans le module E. La Figure 95 montre également où du mastic a été utilisé pour réduire les sources de bruit pouvant nuire au système d'émission acoustique. Pour ces essais, une plaque d'acier est ajoutée au montage entre les deux pièces moulées dans le but de réduire les sources de bruit du montage.

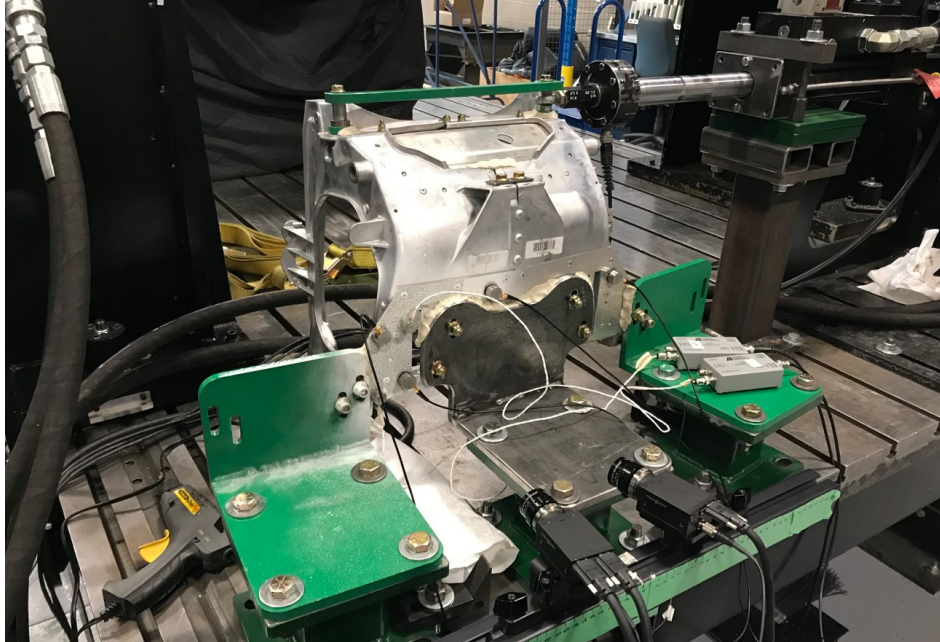


Figure 95 : Montage expérimental des essais sur le Module E

La Figure 96 montre, quant à elle, la position des capteurs d'émissions acoustiques ainsi que la zone d'intérêt du système de corrélation d'images. Pour ces essais, le système de corrélation d'images est utilisé dans le but de comparer le modèle numérique (voir section 6.2.2) aux essais expérimentaux en ce qui concerne l'état des déformations de la zone d'intérêt.

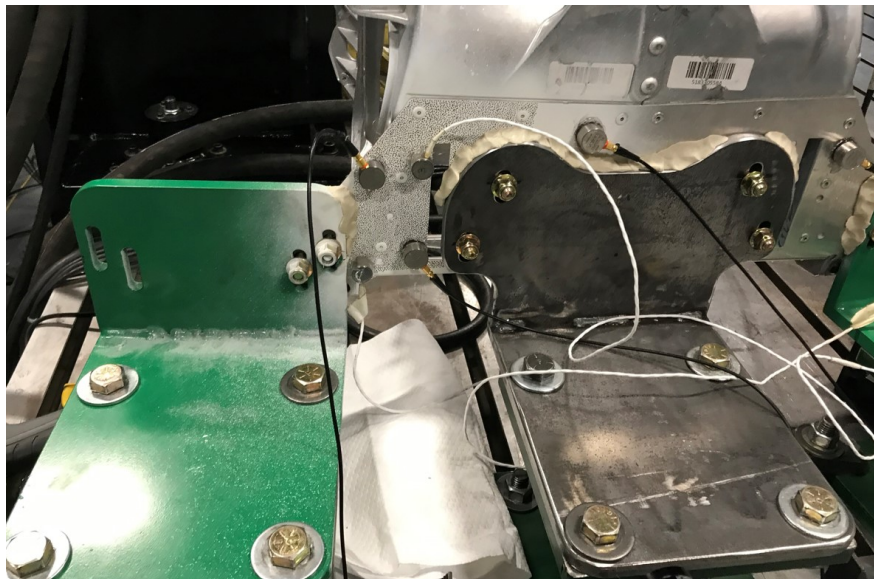


Figure 96 : Emplacement des capteurs AE pour les essais physiques sur le module E

6.2.2. Développement d'un modèle de prédiction en fatigue du module E

Le modèle utilisé pour simuler les essais de fatigue réalisés sur le module E est présenté à la Figure 97.

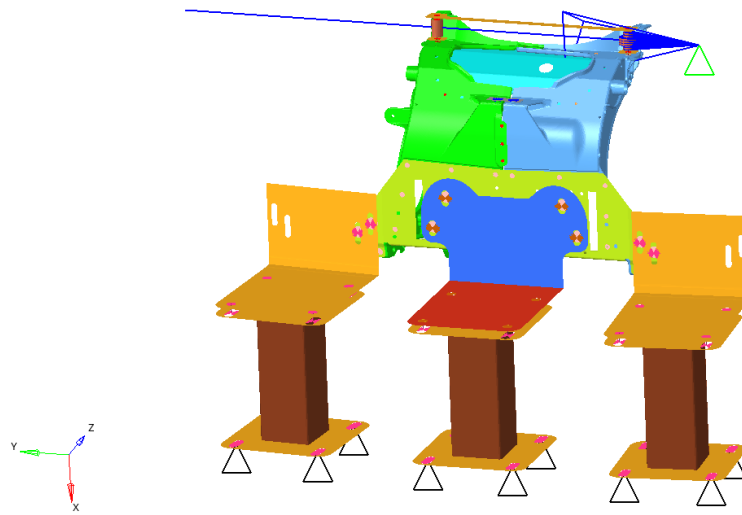


Figure 97 : Modèle numérique du Module E

Les caractéristiques principales du modèle sont les suivantes :

- Des éléments coques sont utilisés pour modéliser les tôles d'aluminium
- Des éléments tétraédriques sont utilisés pour modéliser les pièces moulées (aluminium)
- Module de Young : 70 GPa, coefficient de poisson : 0,33 (Aluminium)
- Module de Young : 200 GPa, coefficient de poisson : 0,3 (Acier)
- Épaisseur de la tôle : 1,6 mm
- Une force de 500 N est appliquée sur le modèle
- Les Alésages de l'outillage sont fixés (6 ddl)
- Le point d'application de la charge est guidé comme une rotule (2 ddl)

Pour ce modèle, un effort de modélisation a été effectué pour prendre en considération l'outillage utilisé lors des essais expérimentaux. Bien que l'outillage soit nettement plus rigide que les échantillons testés, il est pertinent ici de modéliser les interactions entre l'outillage et les échantillons puisque ces derniers exercent une influence non négligeable sur les prédictions de la durée de vie en fatigue de la structure.

6.2.3. Résultats

Le Tableau 31 présente un sommaire des résultats des essais réalisés sur le module E.

Tableau 31 : Résultats des essais expérimentaux sur le module E

Test no.	Diamètre rivet (mm)	Diamètre tête (mm)	Diamètre bulbe (mm)	Nombre de rivets	Type de rivet	Épaisseur de la tôle (mm)
Module E test 1	4,76	9,6	6,6	14 + 2 boulons	Avibulb	1,6
Module E test 2	4,76	9,6	6,6	14 + 2 boulons	Avibulb	1,6
Module E test 3	4,76	9,6	6,6	14 + 2 boulons	Avibulb	1,6
	Fréquence (Hz)	Rapport du chargement	Type de chargement	Nbr. de cycles à la rupture	Lieu du bris	Description du bris
Module E test 1	2	0,1	Semi-variable	233 300	Rivet	Arrachement tête rivet
Module E test 2	2	0,1	Variable	206 400	Rivet	Arrachement tête rivet
Module E test 3	2	0,1	Variable	100 100	Rivet	Arrachement tête rivet

La Figure 98 montre le bris rencontré lors des essais. Le bris du rivet peut être observé pour tous les échantillons testés et correspond au rivet critique déterminé avec le modèle numérique.



Figure 98 : Bris typique du module E lors des essais expérimentaux

Lors des essais, il a été possible de synchroniser le déplacement du vérin de la machine avec la prise des photos du système de corrélation d'images. Ceci a permis de prendre des images aux maximums de force

du chargement à amplitude variable appliqué sur la structure. La Figure 99 compare donc les résultats reliés aux champs de déformations expérimentaux obtenus par corrélation d'images aux résultats d'une simulation numérique de la structure pour une force de 1500 N.

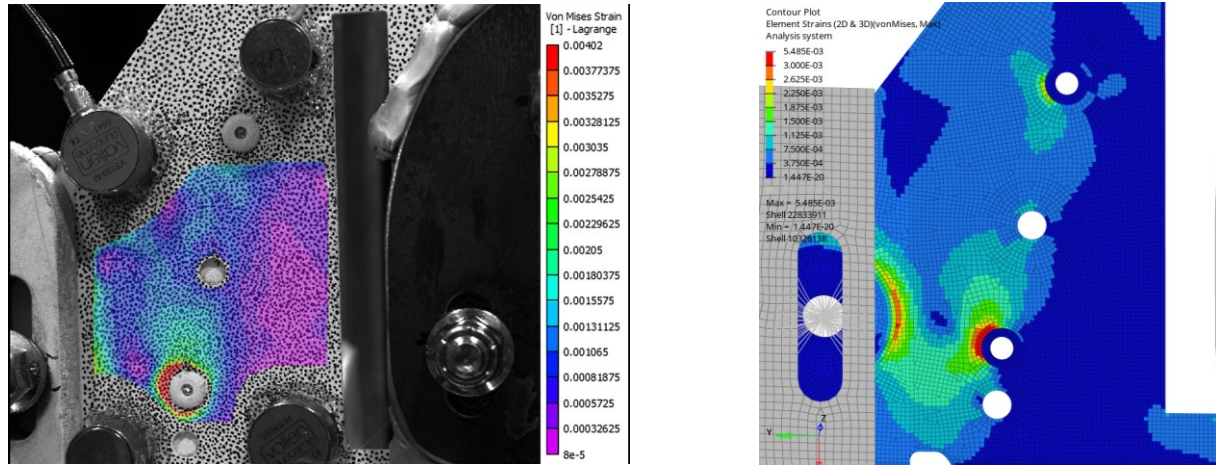


Figure 99 : Comparaison du modèle numérique aux résultats expérimentaux (module E)

En comparant les résultats de la figure précédente, il est possible de remarquer que l'état général des déformations est très similaire dans les deux images. Bien évidemment, pour la zone d'intérêt avec le système de corrélation d'images, il a été nécessaire de limiter la zone afin de ne pas trop s'approcher des capteurs EA, puisque cela ne donnait pas des résultats pertinents. Évidemment, la déformation maximale est plus élevée dans la simulation numérique puisqu'il est possible de venir vérifier la déformation directement à l'extrémité du rivet, ce qui n'est pas le cas pour la corrélation d'image. Alors, en regardant la déformation légèrement plus loin dans le modèle numérique (prochaine rangée d'éléments) on obtient des valeurs très similaires. En effet, on obtient une déformation de 0,003987 pour le modèle numérique contre une valeur de 0,00402 pour la corrélation d'image ce qui représente une différence de 0,8 %. Ceci vient, par le fait même, valider la pertinence et la justesse du modèle numérique.

6.3. Comparaisons des modèles non linéaires avec la loi de Miner

L'analyse de cette section a pour objectif de comparer les prédictions numériques effectuées à l'aide des modèles de prédiction non linéaire (section 2.1.3.2) aux prédictions effectuées avec la loi de Miner. Le Tableau 32 présente un résumé de ces prédictions en indiquant la différence relative entre le modèle étudié et la loi de Miner en ce qui concerne de la prédiction de la fissuration ou de la rupture des essais de fatigue réalisés sur les assemblages complexes (Module E et joint multi-rivets) avec un chargement à amplitudes variables. Cette comparaison est effectuée en utilisant les courbes de S (N) générées avec le modèle analytique de Stüssi de la section 4.4 (rivet [Figure 55], simplifié et classique [Figure 56]).

Tableau 32 : Comparaison des lois d'endommagement non linéaires avec la loi de Miner

Type d'Échantillons	Courbes de fatigue	Différences relatives avec les prédictions obtenues avec la loi de Miner							
		Hartford	Hartford contrainte	Hartford min-max	Ye & Wang	Zhu	Zuo	Aeran	Séquentielle multiaxiale
		%	%	%	%	%	%	%	%
Rivets multiples (recouvrement)	Simplifiée	0,74	0,125	11,99	0,73	1,10	1,10	2,70	0,26
	Complète	0,66	0,186	9,74	0,58	0,12	0,12	2,75	0,11
	Rivet	3,23	0,19	53,27	0,46	0,24	0,24	1,93	11,98
Rivets multiples (pelage)	Simplifiée	1,34	0,79	6,39	1,63	0,76	0,76	5,27	0,93
	Complète	0,47	0,37	3,30	0,76	0,46	0,46	5,40	1,94
	Rivet	2,15	0,47	16,15	1,20	0,40	0,40	5,01	4,26
Module E n° 1	Simplifiée	6,78	3,58	6,01	4,66	1,88	2,00	7,89	5,38
	Complète	4,17	2,61	3,67	4,01	0,91	0,97	17,31	2,13
	Rivet	3,13	0,78	2,83	1,48	1,75	1,86	2,53	4,05
Module E n° 2	Simplifiée	6,26	1,60	23,86	4,96	0,67	0,67	14,51	4,42
	Complète	4,38	1,65	16,73	4,46	0,30	0,30	13,83	2,45
	Rivet	5,78	1,06	24,88	4,24	1,81	1,81	13,30	17,22
Module E n° 3	Simplifiée	1,11	1,24	14,23	1,61	1,57	1,58	9,13	1,11
	Complète	1,31	1,47	10,82	1,90	1,65	1,65	8,61	2,38
	Rivet	3,60	4,60	7,39	0,56	3,85	3,88	8,37	4,15
Moyenne		3,01	1,38	14,09	2,22	1,16	1,19	7,90	4,18

Les données du Tableau 32 montrent que la différence entre les modèles non linéaires et la loi de Miner n'est pas vraiment significative en moyenne. En effet, pour les échantillons à rivet multiples, il est possible d'observer une différence qui est inférieure à 5 % pour la plupart des modèles. L'exception à cette règle est le modèle de Hartford min-max où l'on peut observer une différence pouvant aller jusqu'à 50 %. Par contre, comme le montre le Tableau 33, ce modèle est moins efficace pour prédire la durée de vie en fatigue au niveau du rivet. L'analyse des données du Tableau 32 montre également qu'il y a une différence prononcée pour les prédictions réalisées sur les essais sur le module E, et ce, surtout pour le premier essai. Ceci peut être expliqué par le fait que cet essai comprenait seulement 3 paliers de force distincts tandis que les autres ont subi un chargement plus complexe. Comme il a été mentionné précédemment, les modèles prenant en considération la séquence et l'interaction au sein du chargement sont moins performants pour un chargement complexe que pour un chargement ayant seulement 2 amplitudes distinctes⁵⁰. Les résultats ici obtenus le démontrent bien. En effet, le nombre de cycles par palliés de chargement semblent ici trop faible pour profiter pleinement des avantages des modèles d'accumulation de l'endommagement non linéaire. Alors, la pertinence de ces modèles est limitée.

6.4. Comparaison des modèles aux résultats expérimentaux

L'analyse de cette section a pour objectif de comparer les prédictions numériques effectuées à l'aide des modèles étudiés d'endommagement non linéaire aux résultats expérimentaux. Le Tableau 33 présente un résumé de ces prédictions en indiquant la différence relative entre les modèles étudiés et les résultats expérimentaux pour tous les types d'échantillons testés. Il est à noter que l'on compare ici les courbes avec une probabilité de 50 % de survie.

Tableau 33 : Comparaison avec les résultats expérimentaux — Fissuration de la tôle

Méthode	Rivets multiples Recouvrement n° 1 à 3		Rivets multiples Pelage n° 3	
	Simplifiée (%)	Complète (%)	Simplifiée (%)	Complète
Unité	%	%	%	%
Miner	18,09	9,79	17,47	48,73
Hartford	17,16	9,08	20,44	44,07
Hartford contrainte	19,96	9,55	19,72	48,56
Hartford min-max	5,10	3,30	35,26	43,18
Ye & Wang	17,29	12,44	20,70	48,82
Zhu	21,54	9,81	19,39	48,69
Zuo	21,54	9,81	19,39	48,69
Aeran	14,54	6,39	23,47	51,64
Séquentielle multiaxiale	18,24	10,02	20,11	46,94

Tableau 34 : Comparaison avec les résultats expérimentaux — bris du rivet

	Rivets multiples Pelage n° 1 et 2	Module E n° 1	Module E n° 2	Module E n° 3
Unité	%	%	%	%
Miner	34,77	7,03	41,33	31,00
Hartford	40,66	4,53	45,16	27,12
Hartford contrainte	39,11	6,82	40,77	27,50
Hartford min-max	40,55	5,02	51,83	34,03
Ye & Wang	36,42	4,93	44,13	30,82
Zhu	35,11	7,70	40,24	28,15
Zuo	35,11	7,70	40,24	28,11
Aeran	38,66	2,86	49,57	30,80
Séquentielle multiaxiale	38,69	1,20	50,95	30,80

La lecture des données des tableaux 33 et 34 montre que la méthode complète est légèrement plus efficace pour prédire la durée de vie des échantillons à rivets multiples à recouvrement. Par contre, cette méthode est nettement moins efficace que la méthode simplifiée pour les échantillons en pelage. Une fois de plus, les résultats montrent bien que les modèles non linéaires ne sont pas plus performants que la loi de Miner mis à part l'échantillon n° 1 des essais sur le module E. Le modèle de prédiction étant probabiliste, la prédiction médiane (50 % de probabilité) ne donne pas toute l'information. Il est donc pertinent de vérifier si la plage de prédiction du modèle (5 % à 95 % de probabilité) prédit correctement la durée de vie des échantillons expérimentaux. Pour ce faire, les figures 100 à 105 comparent les résultats obtenus avec les diverses lois d'endommagement de la section 2.1.3.2. Le Tableau 35, quant à lui, indique le numéro de chaque loi d'endommagement sur ces figures.

Tableau 35 : Numéros associés aux lois d'endommagement

Modèle	Numéro	Modèle	Numéro
Résultats expérimentaux	0	Ye & Wang	5
Miner	1	Zhu	6
Hartford base	2	Zuo	7
Hartford contrainte	3	Aeran	8
Hartford min-max	4	Séquentielle multiaxiale	9

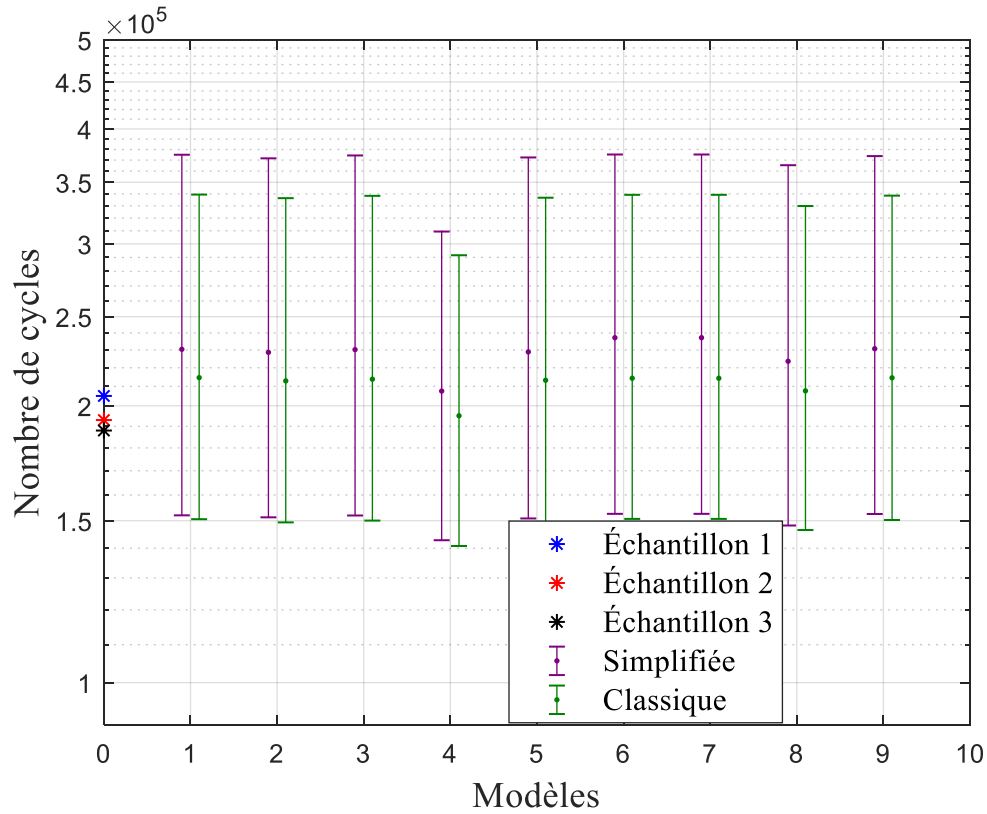


Figure 100 : Comparaison des lois pour les échantillons à rivets multiples (bris tôle, recouvrement)

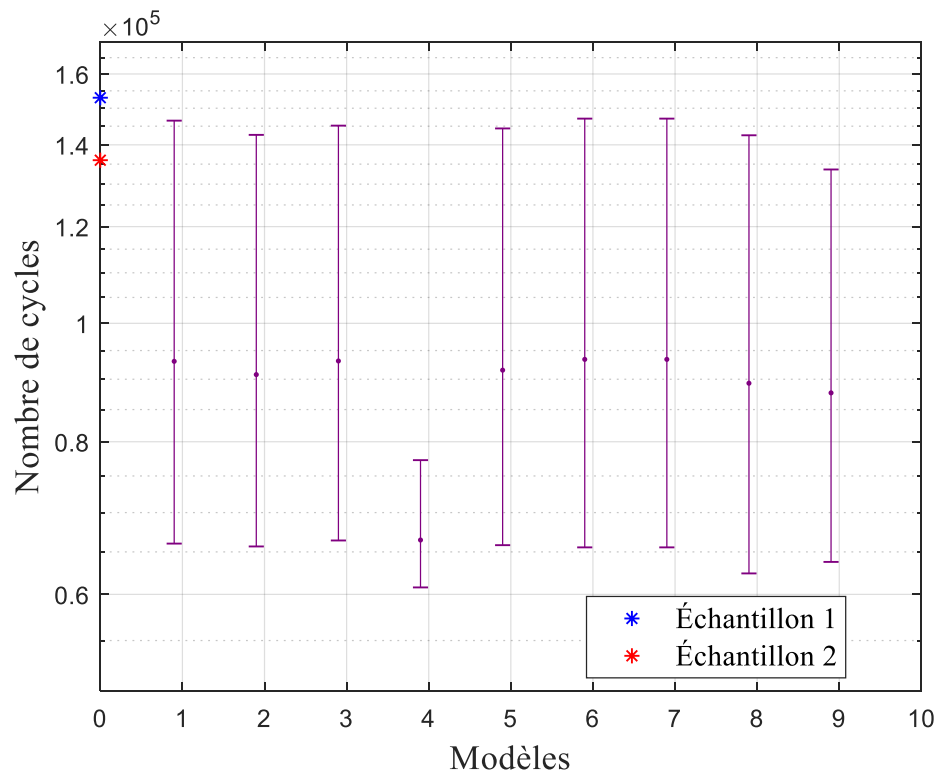


Figure 101 : Comparaison des lois pour les échantillons à rivets multiples (bris rivet, pelage)

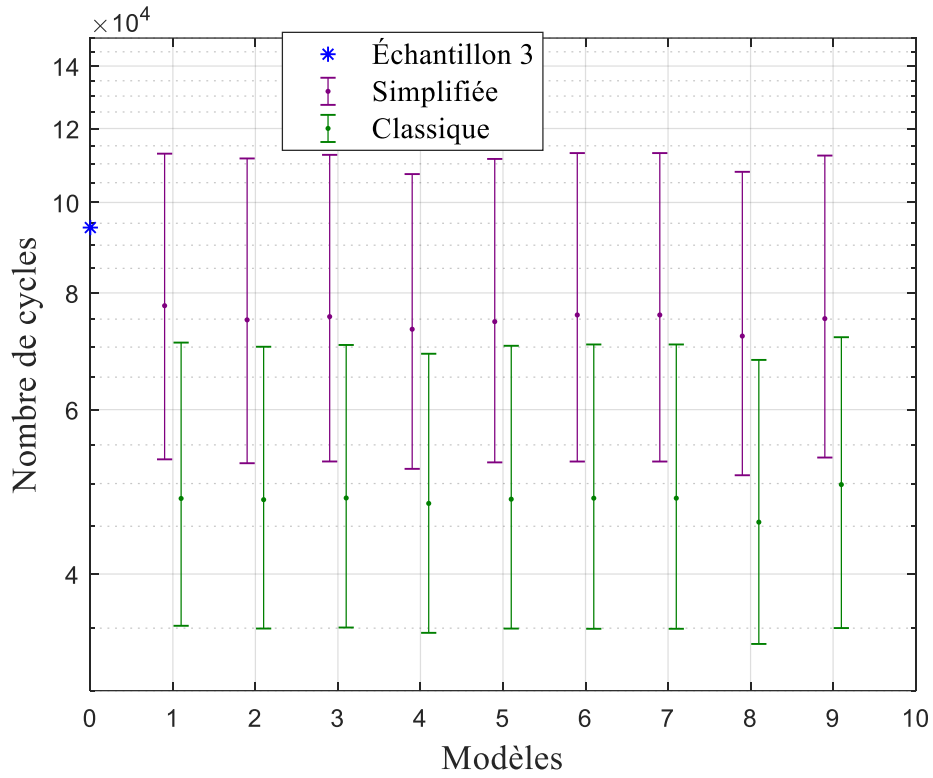


Figure 102 : Comparaison des lois pour les échantillons à rivets multiples (bris tôle, pelage)

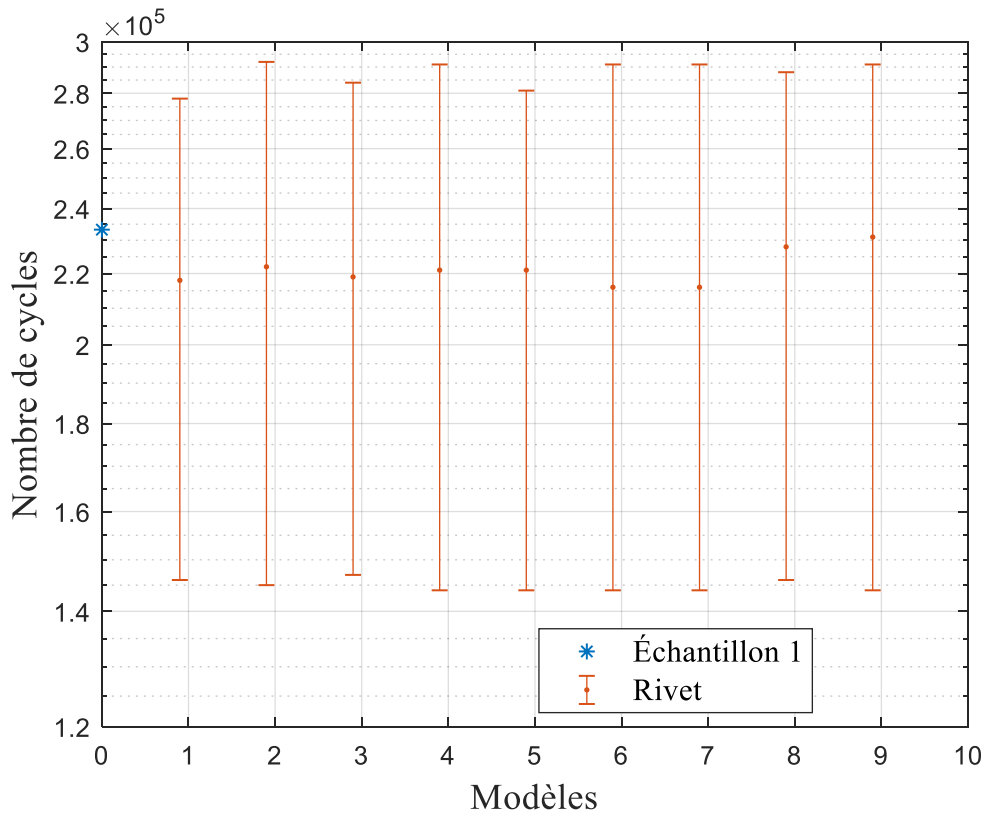


Figure 103 : Comparaison des lois pour l'échantillon du module E n° 1

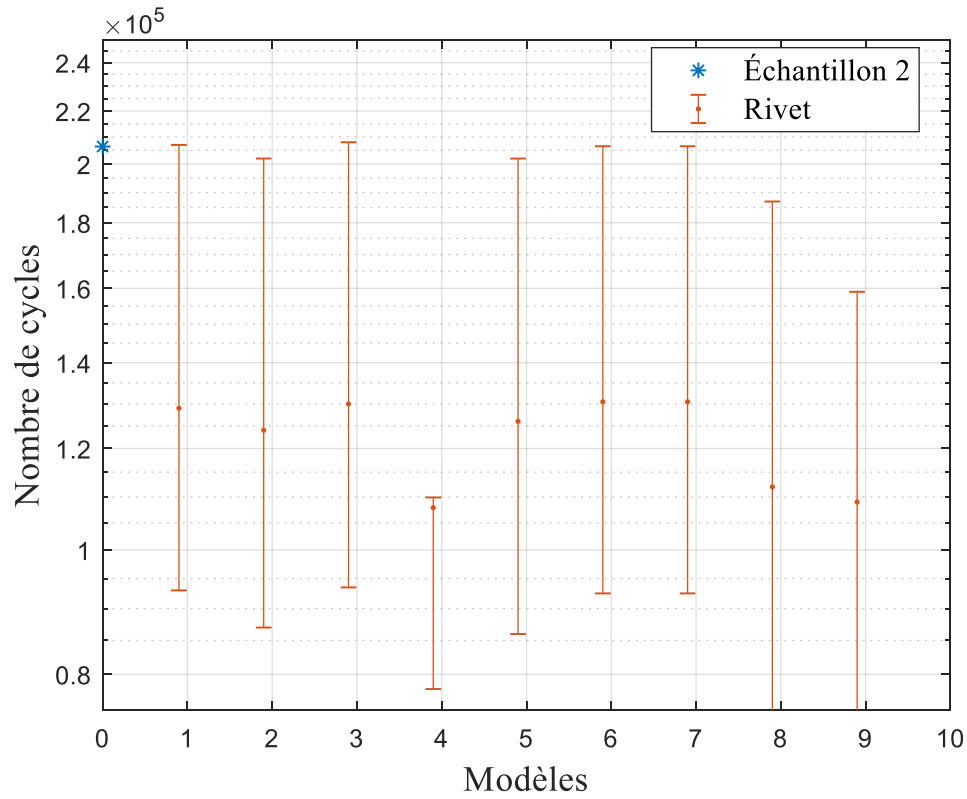


Figure 104 : Comparaison des lois pour l'échantillon du module E n° 2

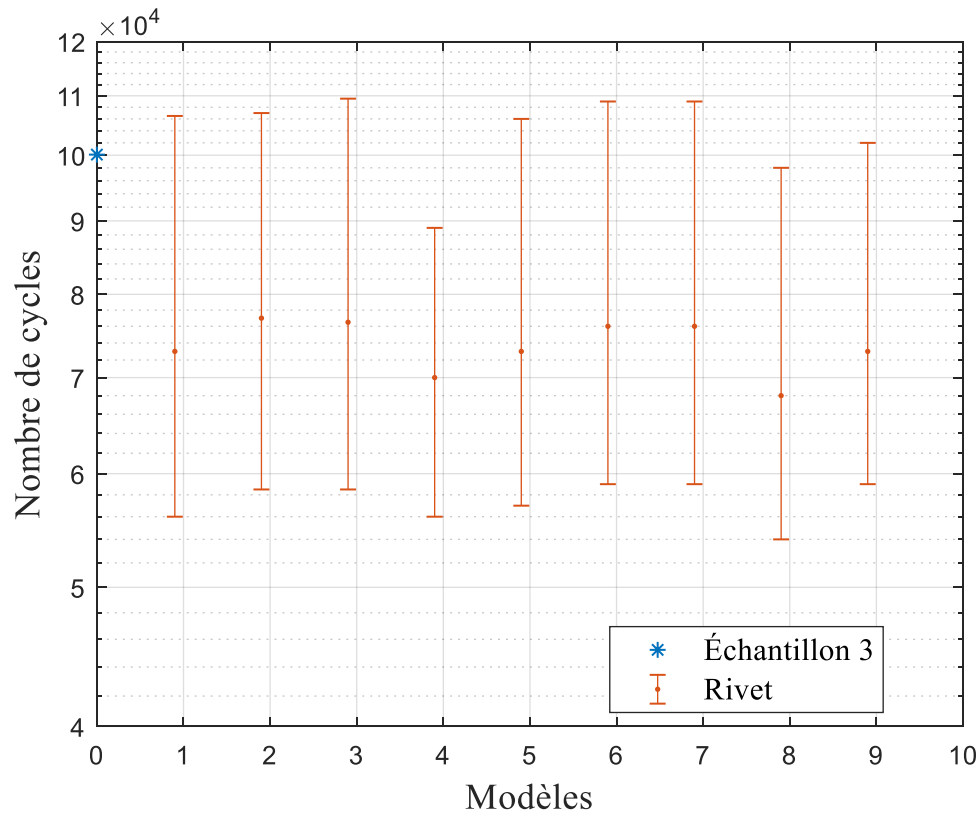


Figure 105 : Comparaison des lois pour l'échantillon du module E n° 3

L'analyse des figures 100 à 105 montre que les modèles non linéaires ne sont pas plus efficaces que le modèle de Miner pour prédire la durée de vie des échantillons. Il est également possible de remarquer que la méthodologie de prédiction de la durée de vie est conservatrice pour les échantillons subissant principalement des efforts de flexion. Le modèle de Hartford min-max a un comportement bizarre et bien qu'il semble efficace par endroit, celui-ci ne semble pas très fiable dans certaines conditions. Ainsi, l'utilisation d'un modèle d'accumulation de l'endommagement non linéaire ne semble pas avoir de valeur ajoutée. Pour les échantillons ayant fissuré au niveau de la tôle d'aluminium, les deux techniques pour évaluer la contrainte structurale permettent d'obtenir des résultats pertinents pour les échantillons à rivets multiples en recouvrement. Cependant, pour les échantillons subissant des efforts de pelage, la méthode classique donne des résultats trop conservateurs. La méthode simplifiée semble donc plus polyvalente.

6.5. Ajustement des prédictions en fonction du chargement réel

Lors des essais 2 et 3 sur le module E, un chargement à amplitude variable a été utilisé pour engendrer des efforts dans les échantillons. Cependant, lors des changements de paliers de force, il était possible d'observer un délai d'environ 100 cycles pour atteindre l'amplitude demandée pour ce palier de force. De manière générale, on pouvait observer un écart de 500 N entre l'amplitude de force demandée et la force réelle au premier cycle de chaque palier. Cet écart était par la suite réduit de manière linéaire lors des 100 premiers cycles jusqu'à devenir inexistant. Le Tableau 36 présente les prédictions de la durée de vie des échantillons du module E n° 2 et n° 3 en prenant en compte ce phénomène. Pour cette analyse, les prédictions ont été réalisées avec la loi de Miner seulement puisqu'il n'y a pas réellement d'avantages à utiliser les modèles non linéaires (voir analyse sections 6.3 et 6.4).

Tableau 36 : Prédictions de la durée de vie ajustées pour les essais sur le module E

Échantillons	Nombre de cycles			
	Résultats exp.	Prédiction 95 %	Prédiction 50 %	Prédiction 5 %
2	206 400	89 203	128 630	207 010
3	100 100	53 478	71 105	106 050

Comme il est possible de remarquer au Tableau 36, bien que les prédictions restent conservatrices, celles-ci sont maintenant dans l'intervalle de prédiction du modèle. Il est donc pertinent de prendre en considération ce phénomène rencontré lors des essais physiques.

6.6. Faits saillants du chapitre 6

Le chapitre 6 avait pour objectif de valider le modèle numérique du chapitre 4 qui permet de prédire la durée de vie de structures complexes rivetées. Pour ce faire, des essais expérimentaux sur des assemblages complexes rivetés ont été réalisés. En plus d'augmenter la complexité des essais par la géométrie et le nombre de rivets des échantillons, certains de ces tests ont incorporé un chargement à amplitudes variables. Plusieurs analyses ont donc été effectuées dans ce chapitre pour adapter le modèle numérique du chapitre 4 à ce type de chargement. En outre, plusieurs lois d'endommagement cumulatif non linéaire ont été utilisées pour prédire la durée de vie des échantillons. Ceci a permis de les comparer et ainsi vérifier s'il était pertinent d'utiliser ce type de loi à la place de la loi de Miner. Bref, plusieurs constatations intéressantes ont été effectuées à la suite de ce chapitre.

- Le modèle numérique développé pour les joints rivetés est efficace pour prédire la durée de vie d'assemblages complexes soumis à un chargement à amplitudes constantes, et ce, pour les deux types de bris rencontrés (fissuration tôle et rupture rivet).
- La méthode classique d'évaluation de la contrainte structurale n'est pas plus efficace que la méthode simplifiée. Bien que la méthode classique soit légèrement plus précise que la méthode simplifiée pour les échantillons comportant un joint à recouvrement, celle-ci a plus de difficulté pour les échantillons en pelage.
- Il n'y a pas de valeur ajoutée à utiliser une loi d'endommagement non linéaire pour prédire la durée de vie d'une structure complexe soumise à un chargement à amplitude variable. En effet, ces lois donnent des résultats presque identiques aux résultats obtenus avec la loi de Miner.
- Le modèle numérique développé pour les joints rivetés est aussi efficace pour prédire la durée de vie d'assemblages complexes soumis à un chargement à amplitudes variable. Celui-ci est toutefois légèrement conservateur.

La méthode simplifiée pour évaluer les contraintes structurales est à privilégier pour l'utilisation du modèle numérique. En plus de permettre d'obtenir des résultats pertinents, celle-ci est également plus simple d'utilisation. De plus, la loi de Miner est également à privilégier, puisque les lois plus complexes ne sont pas plus performantes en ce qui concerne la prédiction de la durée de vie d'une structure rivetée.

Chapitre 7 : Prédiction numérique de la durée de vie d'une structure soudée au laser

Afin de valider convenablement les modèles de prédiction numériques du chapitre 5, il est pertinent d'utiliser ces derniers pour prédire la durée de vie de structures complexes. Pour ce faire, il est aussi nécessaire de réaliser des essais de fatigue en laboratoire sur des structures complexes soudées au laser pour vérifier si la prédiction numérique effectuée est adéquate. Ce chapitre présente donc les essais expérimentaux et les analyses numériques qui ont été effectués pour valider la méthodologie développée pour prédire la durée de vie de structures soudées au laser.

7.1. Essais de fatigue sur le module T

À la suite d'une analyse par éléments finis traitant de la rigidité globale du châssis il a été possible de conclure que le joint entre le module T et le module E était très intéressant. En effet, c'est ce dernier qui est le plus critique en ce qui concerne les contraintes induites dans le châssis complet. Alors, les efforts de recherche et l'instrumentation du véhicule seront concentrés sur cet assemblage. Un autre avantage d'utiliser cet assemblage est qu'il est possible de le réaliser avec plusieurs méthodes d'assemblage différentes. Ceci offre en fait la possibilité de comparer ces méthodes pour la réalisation d'un joint optimal. Les figures 106 à 108 illustrent le joint qui a été réalisé dans le cadre de cette série d'essais. Dans ces figures, les traits rouges représentent les soudures. Le Tableau 37 présente, quant à lui, l'épaisseur de chaque tôle.

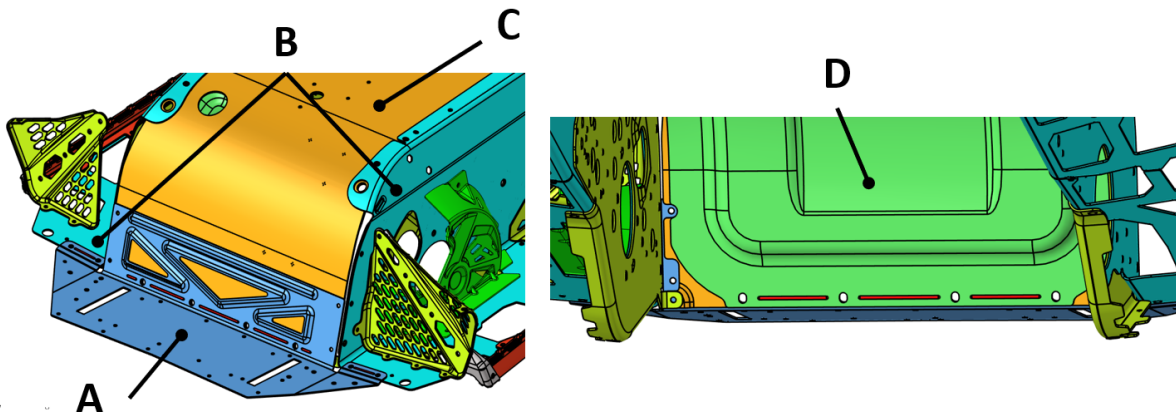


Figure 106 : Illustration des tôles de l'assemblage du module T

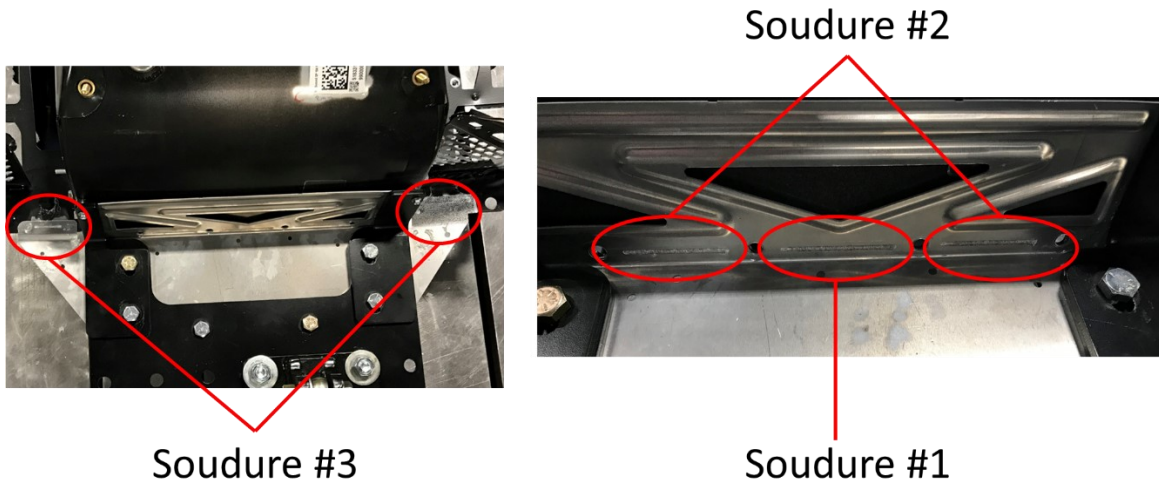


Figure 107 : Soudure à l'avant du module T

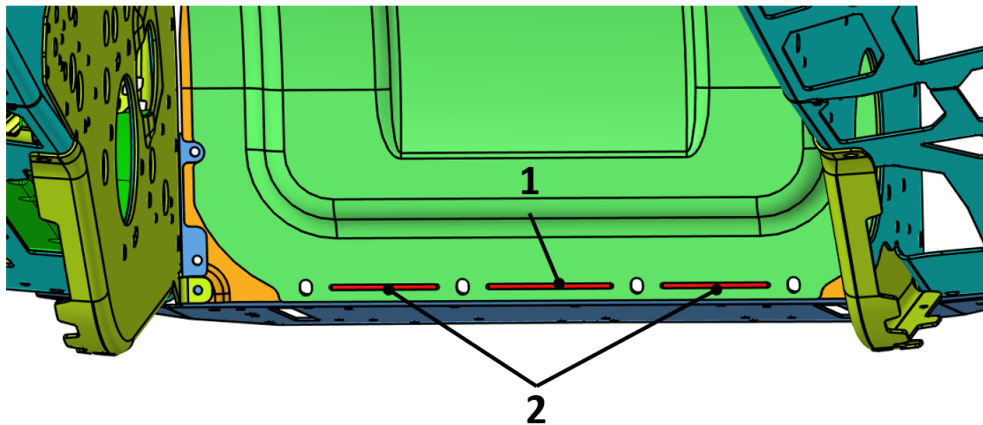


Figure 108 : Soudure à l'arrière du module T

Tableau 37 : Épaisseur des tôles de l'assemblage du module T

Tôles	Épaisseur	Matériau
Tôle A (bleu)	1,6 mm	AA5052-H36
Tôle B (Turquoise)	1,8 mm	AA5052-H36
Tôle C (orange)	2 mm	AA5052-H36
Tôle D (vert)	1,6 mm	AA5052-H36

Comme il est possible de remarquer sur les figures précédentes, des traits de soudure sont effectués afin de joindre la tôle A aux tôles B et C, tandis que d'autres sont utilisés pour lier la tôle D à la tôle C. En ce qui concerne les traits 1 et 2, ceux-ci sont utilisés pour souder les tôles A et D à la tôle C et sont également alignés. Ces traits permettent donc de reproduire en quelque sorte les joints mécaniques qui lient les trois tôles. Toutes ces soudures sont réalisées dans le but d'obtenir un joint comparable au joint actuel. Les paramètres utilisés pour réaliser les traits de soudure sont présentés au Tableau 38.

Tableau 38 : Paramètres de soudage pour les échantillons du module T

Tôles	Épaisseur
Vitesse de passe	5,75 m/min
Puissance	8 kW
Oscillation	0,75 mm à 150 Hz
Nombre de passe	1
Gaz de protection	Aucun
Nettoyage mécanique	Aucun

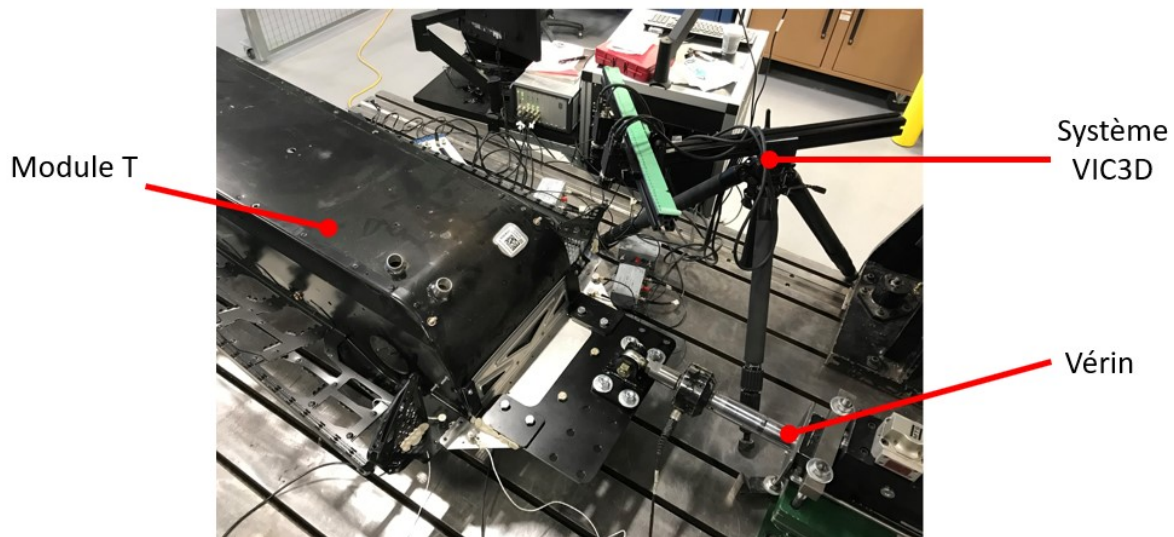
Ces paramètres ont été optimisés par le CNRC en fonction de l'épaisseur des tôles et de l'alliage d'aluminium utilisé. Bien que légèrement différents, les paramètres ici présentés sont fortement inspirés des cordons de soudure réalisés pour fabriquer les échantillons simples soudés au laser à simple recouvrement de la section 3.4. Une description des traits de soudure est présentée au Tableau 39.

Tableau 39 : Caractéristiques des traits de soudure

Type de traits	Nombre de soudures	Longueur	Tôles soudées
1	2	70 mm	A à C et D à C
2	4	60 mm	A à C et D à C
3	2	34 mm	A à B

7.1.1. Méthodologie des essais expérimentaux

La Figure 109 présente le montage utilisé pour les essais de fatigue. Un joint de type rotule est utilisé pour appliquer le chargement sur la structure.

**Figure 109 : Montage des essais du module T : Application du chargement**

Pour fixer le module T au sol, l'outillage suivant est utilisé (Figure 110). Les modules T sont fixés avec cet outil aux deux points d'attache (2 points) de la suspension arrière de la motoneige.

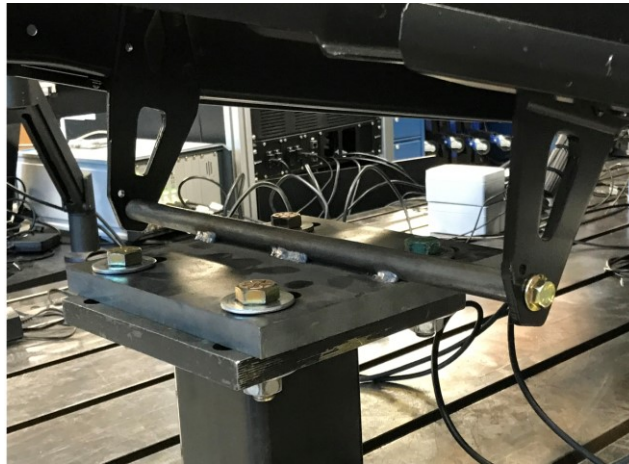


Figure 110 : Montage des essais du module T — conditions frontières

Les tableaux 40 et 41 présentent les chargements utilisés lors des essais de fatigue.

Tableau 40 : Paramètres du chargement : test n° 1

Palier	Force maximale	Force minimale	Nombre de cycles	Fréquence
Unité	N	N		Hz
Palier 1	3000	300	2000	3
Palier 2	2600	260	2000	3
Palier 3	2400	240	2000	3
Palier 4	3000	300	2000	3
Palier 5	2600	260	2000	3
Palier 6	3500	350	2000	3
Palier 7	2300	230	2000	3
Palier 8	3500	350	2000	3
Palier 9	2300	230	2000	3
Palier 10	3500	350	2000	3
Palier 11	2100	210	2000	3
Palier 12	2200	220	2000	3
Palier 13	2100	210	2000	3
Palier 14	2200	220	2000	3
Palier 15	2000	200	2000	3
Palier 16	2400	240	2000	3
Palier 17	1800	180	2000	3
Palier 18	4000	400	2000	3
Palier 19	2700	270	2000	3
Palier 20	3200	320	2000	3

Tableau 41 : Paramètres du chargement : test n° 2

Palier	Force maximale	Force minimale	Nombre de cycles	Fréquence
Unité	N	N		Hz
Palier 1	2500	250	2000	3
Palier 2	2100	210	2000	3
Palier 3	1900	190	2000	3
Palier 4	2500	250	2000	3
Palier 5	2100	210	2000	3
Palier 6	3000	300	2000	3
Palier 7	1800	180	2000	3
Palier 8	3000	300	2000	3
Palier 9	1800	180	2000	3
Palier 10	3000	300	2000	3
Palier 11	1600	160	2000	3
Palier 12	1700	170	2000	3
Palier 13	1600	160	2000	3
Palier 14	1700	170	2000	3
Palier 15	1500	150	2000	3
Palier 16	1900	190	2000	3
Palier 17	1300	130	2000	3
Palier 18	3200	320	2000	3
Palier 19	2200	220	2000	3
Palier 20	2700	270	2000	3

Afin de mesurer les champs de déformations et détecter la fissuration naissante, des capteurs d'émissions acoustiques et un système de corrélation d'images sont utilisés. Les capteurs EA permettent de détecter les émissions générées lors de la propagation d'une fissure en fatigue et le système de corrélation d'images permet, de son côté, de vérifier l'état des contraintes pendant l'essai. L'emplacement des capteurs ainsi que la zone d'intérêt pour la corrélation d'images sont présentés à la Figure 111. Lors des essais physiques, le système de corrélation d'images était synchronisé avec la MTS afin d'être en mesure de prendre des images aux extremums du chargement appliqué sur la structure.

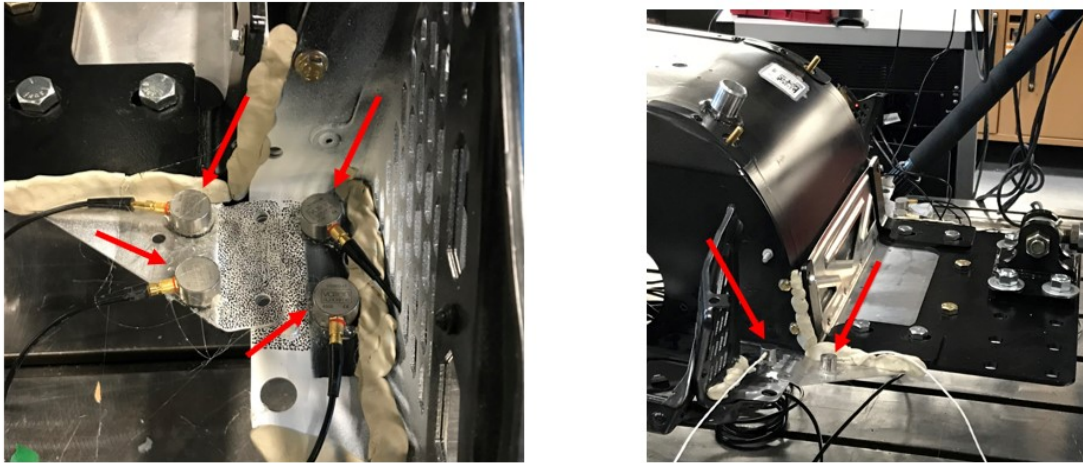


Figure 111 : Emplacement des capteurs EA et zone d'intérêt pour la corrélation d'images

7.1.2. Modèle numérique pour le module T

Le modèle utilisé pour simuler les essais de fatigue réalisés sur le module T est présenté à la Figure 112. À l'instar des essais expérimentaux, celui-ci comprend le tunnel d'une motoneige ainsi qu'un outillage pour appliquer le chargement.

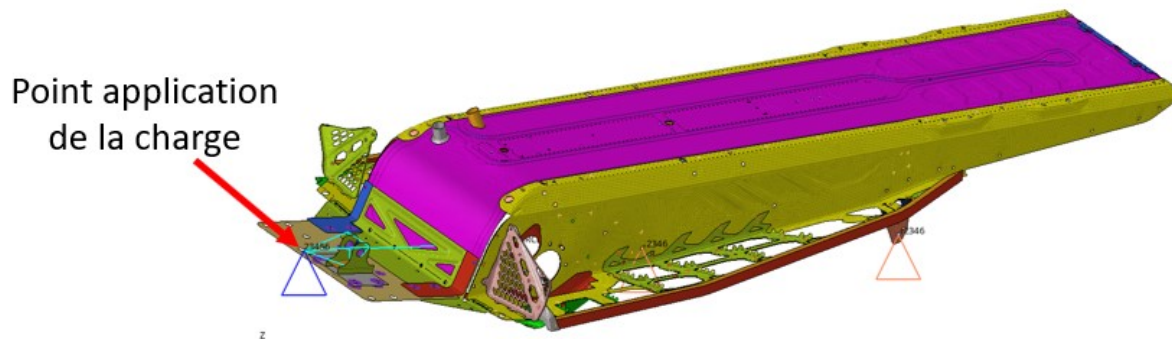


Figure 112 : Modèle numérique du module T — vue d'ensemble

Les caractéristiques principales du modèle sont les suivantes :

- Éléments coques utilisés pour modéliser les tôles d'aluminium
- Module de Young : 70 GPa, coefficient de poisson : 0,33 (Aluminium 5052-H36)
- Module de Young : 200 GPa, coefficient de poisson : 0,3 (Acier 1020)
- Épaisseur de la soudure : 2,4 mm (zone fusionnée)
- Force de 1000 N appliquée sur les échantillons
- Tôle fixée de manière rigide (6 ddl) au niveau des suspensions avant et arrière de la chenille de la motoneige
- Point d'application de la charge guidé (5 ddl)

La majorité de la structure est en aluminium. La structure comprend cependant quelques pièces en acier. Celles-ci sont identifiées à la Figure 113 en rouge. Tout comme pour les essais expérimentaux, tout l'outillage est en acier également.

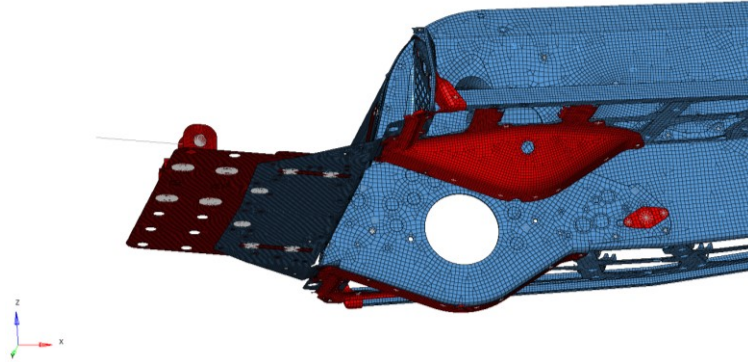


Figure 113 : Modèle numérique du module T — matériaux

Bien évidemment, deux versions distinctes du modèle sont utilisées en fonction de la méthodologie de modélisation des soudures utilisée (ligne ou surface). Il est également important de noter qu'un élément ressort est utilisé pour simuler la rotule utilisée pour appliquer le chargement lors des essais expérimentaux.

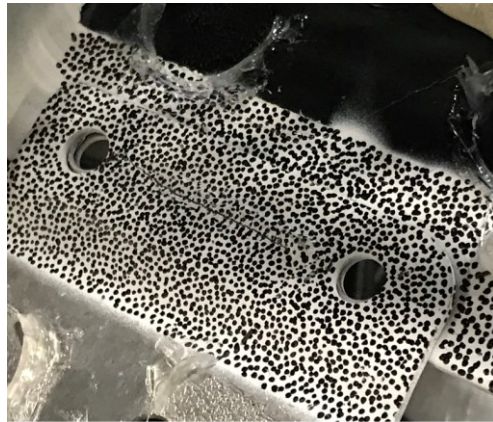
7.1.3. Résultats

Le Tableau 42 présente un sommaire des résultats des essais réalisés sur le module T.

Tableau 42 : Résultats des essais expérimentaux sur le module T

Test n°	Nombre de passes	Épaisseur de la tôle (mm)	Fréquence (Hz)	Rapport de chargement	Type de chargement
Module T test n° 1	1	1,6	3	0,1	Variable
Module T test n° 2	1	1,6	3	0,1	Variable
	Force maximale (N)	Nombre de cycles à l'initiation	Nombre de cycles à la rupture	Lieu du bris	Description du bris
Module T test n° 1	3500	11 600	19 500	Soudure droite	Fissuration à partir de l'extrémité gauche de la soudure
Module T test n° 2	3200	35 740	74 950	Soudure droite	Fissuration à partir de l'extrémité gauche de la soudure

La Figure 114 montre le bris rencontré lors des essais. Ce bris peut être observé pour tous les échantillons testés et correspond à la soudure critique déterminée avec le modèle numérique.



Test #1

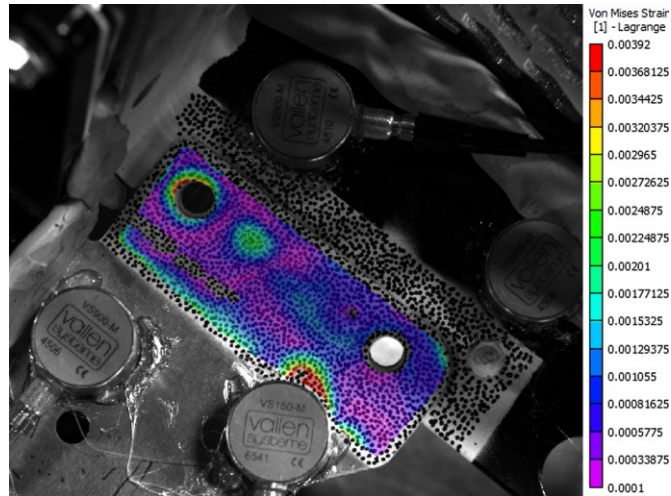


Test #2

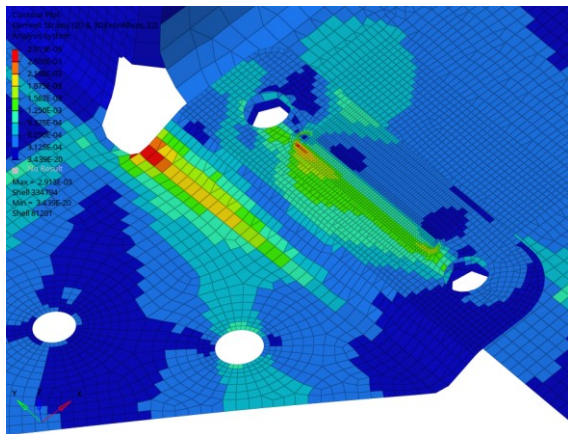
Figure 114 : Bris rencontré lors des essais expérimentaux sur module T

La Figure 115 montre l'état des déformations pour les deux tests effectués. Pour cette comparaison, l'état de contrainte pour une force appliquée sur le montage de 3000 N est utilisé. Pour l'état de contrainte issu des tests physiques, celui-ci correspond à celui du test #2 pour un nombre de cycles de 19 000. Il n'y a donc toujours pas de fissuration à ce moment (voir Tableau 42). Pour le modèle numérique, l'état de contrainte montré est celui sur la surface externe du joint (comme pour l'état de contrainte expérimental) et non l'état de contraintes maximal. L'état de contraintes maximal étant situé sur la face cachée de la tôle (voir Figure 62), il n'est pas possible de le visualiser avec le système de corrélation d'images.

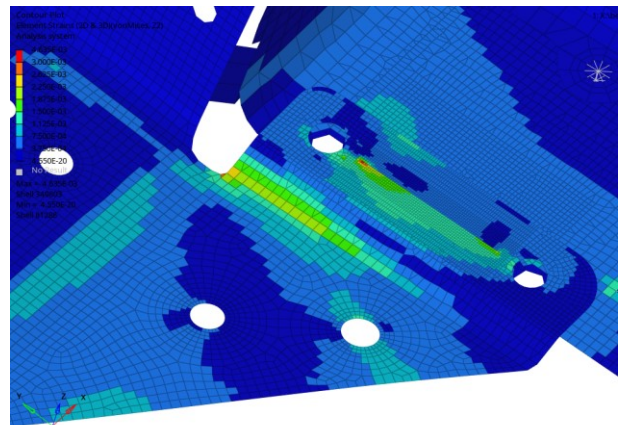
La Figure 115 montre qu'il y a plusieurs similitudes entre les résultats expérimentaux et le modèle numérique. En effet, l'emplacement et la valeur de la déformation critique des résultats expérimentaux et des résultats numériques sont très semblables. Le Tableau 43 présente la valeur maximale des déformations mesurées dans la zone critique. En regardant les résultats de ce tableau, il est possible de conclure que le modèle de type surface est plus représentatif de la réalité. Ceci peut être expliqué par le fait que le modèle de type ligne comporte une importante discontinuité géométrique à cet endroit, ce qui gonfle les valeurs de déformations. Évidemment, la déformation maximale est plus élevée dans les simulations numériques puisqu'il est possible de venir vérifier la déformation locale directement à l'extrémité de la soudure, ce qui n'est pas le cas pour la corrélation d'image où une moyenne est effectuée sur une petite surface. Il est aussi important de noter que les résultats de déformations provenant de la corrélation d'images correspondent à une moyenne sur une surface donnée, qui est plus grande que la taille des éléments. Il est donc normal que les déformations du modèle numérique soient plus élevées.



Résultats expérimentaux

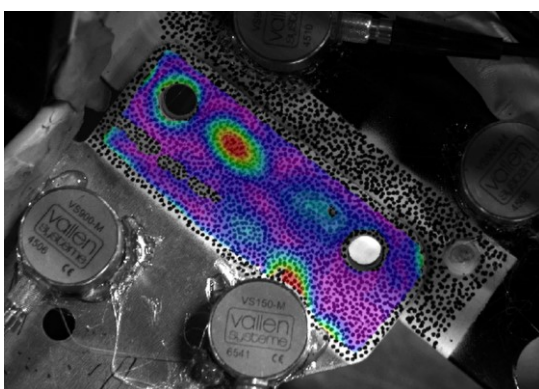


Modèle numérique type surface

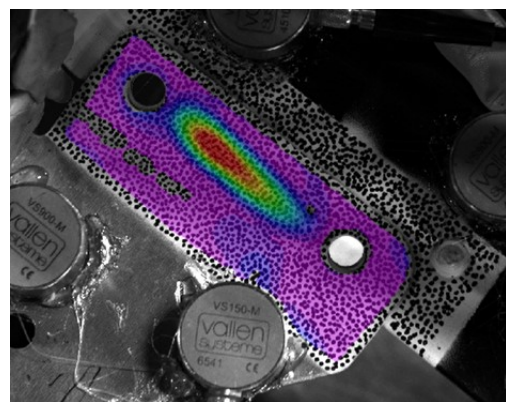


Modèle numérique type ligne

Figure 115 : Comparaison de l'état de déformation des modèles numériques aux résultats expérimentaux



37 000 cycles



58 000 cycles

Figure 116 : Visualisation de la propagation de la fissure

Les résultats de la corrélation d'images permettent aussi d'observer les changements de l'état des déformations avoisinantes de la soudure. Comme il est possible de remarquer sur la Figure 116, il y a

d'abord fissuration de la tôle à la gauche de la soudure. Ensuite, la fissure se propage le long du cordon de soudure jusqu'à la rupture complète de l'échantillon.

Tableau 43 : Valeur maximale de l'état de déformation pour une force de 3000 N

Modèle ou test expérimental	Valeur maximale	Différences avec exp. (%)
Test expérimental n° 2	0,00201 à 0,00225	S.O.
Modèle numérique de type ligne	0,00304	35,1 %
Modèle numérique de type surface	0,002538	12,8 %

7.2. Comparaisons des lois non linéaires avec la loi de Miner pour le module T

L'analyse de cette section a pour objectif de comparer les prédictions numériques effectuées à l'aide des modèles de prédiction non linéaires aux prédictions effectuées avec la loi de Miner. Comme il a été montré à la section 5.3.3, la distribution des contraintes de la soudure critique du module T est semblable à la distribution des contraintes d'une soudure de type F. Alors, pour les méthodes 1 et 2, la courbe de fatigue de la configuration F est utilisée pour prédire la durée de vie de la structure. De plus, il a été confirmé par l'équipe qui a effectué les soudures que les châssis avaient été soudés sans espacement. Donc, la courbe de fatigue de la configuration F sans espacement est utilisée pour la méthode 1 de cette analyse.

Le tableau 44 présente un résumé de ces prédictions en indiquant la différence relative entre le modèle étudié et la loi de Miner pour chaque méthode de prédiction utilisée et pour tous les échantillons testés (voir section 5.4) pour la rupture complète des échantillons. De son côté, le Tableau 45 présente les mêmes résultats en considérant cette fois-ci l'amorce de la fissuration des échantillons. L'analyse de ces tableaux montre que la différence entre les modèles non linéaires et la loi de Miner n'est pas négligeable. En effet, on observe une différence de 5 % à 10 % pour la plupart des modèles. Cependant, il est possible d'observer une différence significative avec le modèle d'Aeran. Les prédictions réalisées avec ce modèle sont toutefois moins précises par rapport aux résultats expérimentaux (voir section 7.3), alors cette constatation n'est pas problématique. La même affirmation est également véridique pour le modèle de Hartford min-max. On peut également remarquer que la différence est plus importante pour les prédictions de l'initiation des fissures que pour la rupture complète des échantillons testés.

Tableau 44 : Comparaison des lois non linéaires avec la loi de Miner pour les essais sur le module T (rupture)

Échantillons	Courbes	Hartford	Hartford contrainte	Hartford min-max	Ye & Wang	Zhu	Zuo	Aeran	Mesmacque
		%	%	%	%	%	%	%	%
Module T n° 1	Méthode 1	12,93	13,47	11,92	13,60	10,46	13,02	10,67	13,29
	Méthode 2	6,57	6,12	5,17	6,17	3,87	4,01	4,29	6,19
	Méthode 3	10,86	6,05	8,47	4,26	4,98	1,34	2,27	5,36
	Méthode 4	14,37	12,55	12,71	1,81	11,50	11,50	3,95	4,41
Module T n° 2	Méthode 1	4,51	6,64	1,50	0,71	2,98	3,01	35,26	1,41
	Méthode 2	0,87	1,40	8,27	6,72	1,60	1,603	18,62	10,94
	Méthode 3	0,62	1,53	7,03	6,55	1,86	1,86	15,59	4,21
	Méthode 4	6,35	4,43	12,62	7,32	5,52	5,42	17,31	12,20
Moyenne		7,13	6,52	8,46	5,89	5,35	5,22	13,49	7,25

Tableau 45 : Comparaison des lois non linéaires avec la loi de Miner pour les essais sur le module T (Amorce de fissures)

Échantillons	Courbes	Hartford	Hartford contrainte	Hartford min-max	Ye & Wang	Zhu	Zuo	Aeran	Mesmacque
		%	%	%	%	%	%	%	%
Module T n° 1	Méthode 1	21,89	22,02	20,65	26,27	21,95	22,15	29,28	24,92
	Méthode 2	18,89	18,55	17,58	16,51	17,23	17,30	6,38	18,63
	Méthode 3	19,21	14,04	16,02	15,84	12,30	12,69	16,25	16,45
	Méthode 4	13,14	9,89	11,79	9,38	8,00	8,18	1,28	10,81
Module T n° 2	Méthode 1	15,17	16,16	16,90	16,32	18,08	17,90	26,80	16,23
	Méthode 2	8,25	8,93	7,51	7,29	8,14	8,43	35,67	0,83
	Méthode 3	8,22	9,10	8,05	11,45	8,62	8,88	35,33	0,70
	Méthode 4	1,15	0,20	4,62	3,52	0,93	0,93	30,91	3,26
Moyenne		13,24	12,36	12,89	13,32	11,91	12,06	22,74	11,48

7.3. Comparaison des modèles aux résultats expérimentaux

L'analyse de cette section a pour objectif de comparer les prédictions numériques effectuées à l'aide des lois d'endommagement aux résultats expérimentaux. Les tableaux 46 à 49 présentent un résumé de ces prédictions en indiquant la différence relative entre les modèles étudiés (lois d'endommagement, section 2.1.3) et les résultats expérimentaux pour tous les types d'échantillons testés en ce qui concerne la prédiction de la durée de vie du module T. Cette analyse est effectuée pour chaque méthodologie de prédiction présentée à la section 5.4. Il est à noter que l'on compare ici les courbes avec une probabilité de 50 % de survie. À titre de rappel, les méthodes 1 à 4 des tableaux 46 à 49 sont les différentes méthodes développées pour évaluer les contraintes structurales des joints soudés (voir la section 5.4).

Tableau 46 : Comparaison du modèle numérique avec les résultats expérimentaux – rupture du module T, test n° 1

Lois d'endommagement	Différences relatives avec les résultats expérimentaux			
	Méthode 1	Méthode 2	Méthode 3	Méthode 4
Unité	%	%	%	%
Miner	30,13	4,64	2,30	25,81
Hartford	21,09	1,62	13,40	43,88
Hartford contrainte	20,70	1,19	8,43	41,60
Hartford min-max	21,80	0,28	10,96	41,80
Ye & Wang	20,62	1,24	6,65	28,08
Zhu	22,81	0,96	7,38	40,70
Zuo	21,08	0,82	3,66	40,28
Aeran	22,67	8,74	3,67	40,27
Séquentielle multiaxiale	20,84	1,25	7,77	31,36

Le modèle de prédiction de la durée de vie développé étant probabiliste, la prédiction médiane (50 % de probabilité) ne fait pas foi de tout. En effet, on observe généralement une grande disparité dans les résultats lors de la réalisation d'essais de fatigue. Par exemple, pour les essais de fatigue sur les joints rivetés simples réalisés dans ce projet de recherche (voir section 3.3.2), on peut observer une différence relative allant jusqu'à 50 % pour deux échantillons d'un même palier de force (1 080 000 cycles vs. 572 300 cycles) en ce qui concerne l'initiation de l'endommagement dans les échantillons. Il est donc pertinent de vérifier si la plage de prédiction du modèle (5 % à 95 % de probabilité) prédit correctement la durée de vie des échantillons expérimentaux. Pour ce faire, les figures 117 à 120 comparent les résultats obtenus

avec les diverses lois d'endommagement de la section 2.1.3.2. Les numéros de chaque loi d'endommagement sur ces figures sont indiqués au Tableau 35.

Tableau 47 : Comparaison du modèle numérique avec les résultats expérimentaux – rupture du module T, test n° 2

Lois d'endommagement	Différences relatives avec les résultats expérimentaux			
	Méthode 1	Méthode 2	Méthode 3	Méthode 4
Unité	%	%	%	%
Miner	52,80	37,00	37,12	20,88
Hartford	50,67	37,55	37,50	25,90
Hartford contrainte	49,55	36,12	36,15	24,38
Hartford min-max	52,09	42,21	41,54	30,86
Ye & Wang	52,46	41,24	41,24	26,67
Zhu	51,39	36,00	35,95	25,25
Zuo	51,38	36,00	35,95	25,17
Aeran	69,44	48,74	46,92	34,58
Séquentielle multiaxiale	52,13	43,90	39,77	30,53

Tableau 48 : Comparaison du modèle numérique avec les résultats expérimentaux – fissuration du module T, test n° 1

Lois d'endommagement	Différences relatives avec les résultats expérimentaux			
	Méthode 1	Méthode 2	Méthode 3	Méthode 4
Unité	%	%	%	%
Miner	22,50	5,17	17,80	49,94
Hartford	5,54	25,05	40,43	69,65
Hartford contrainte	6,50	24,68	34,33	64,68
Hartford min-max	6,50	23,68	36,67	45,13
Ye & Wang	2,15	22,53	36,46	64,01
Zhu	5,50	23,29	32,29	61,96
Zuo	5,34	23,36	32,75	62,21
Aeran	0,18	11,79	36,94	48,02
Séquentielle multiaxiale	3,20	24,76	37,18	66,16

Tableau 49 : Comparaison du modèle numérique avec les résultats expérimentaux – fissuration du module T, test n° 2

Lois d'endommagement	Différences relatives avec les résultats expérimentaux			
	Méthode 1	Méthode 2	Méthode 3	Méthode 4
Unité	%	%	%	%
Miner	33,98	8,36	9,06	17,37
Hartford	43,99	0,8	1,55	16,02
Hartford contrainte	44,65	0,17	0,78	17,6
Hartford min-max	45,14	1,48	1,74	11,95
Ye & Wang	44,75	15,03	19,47	13,24
Zhu	45,92	0,90	1,21	16,67
Zuo	45,8	0,63	0,99	16,27
Aeran	51,67	41,10	41,20	18,95
Séquentielle multiaxiale	51,67	41,04	41,20	18,91

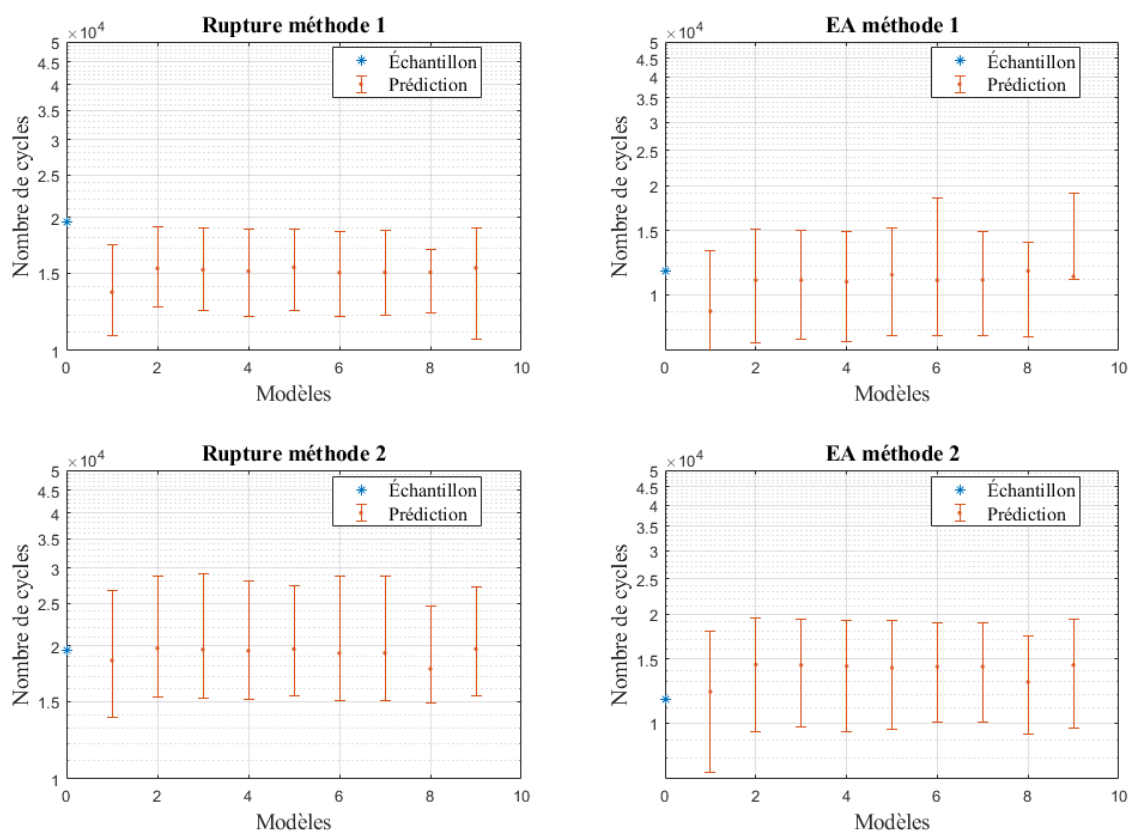


Figure 117 : Comparaison des lois (méthode 1 et 2) pour l'échantillon module T n° 1

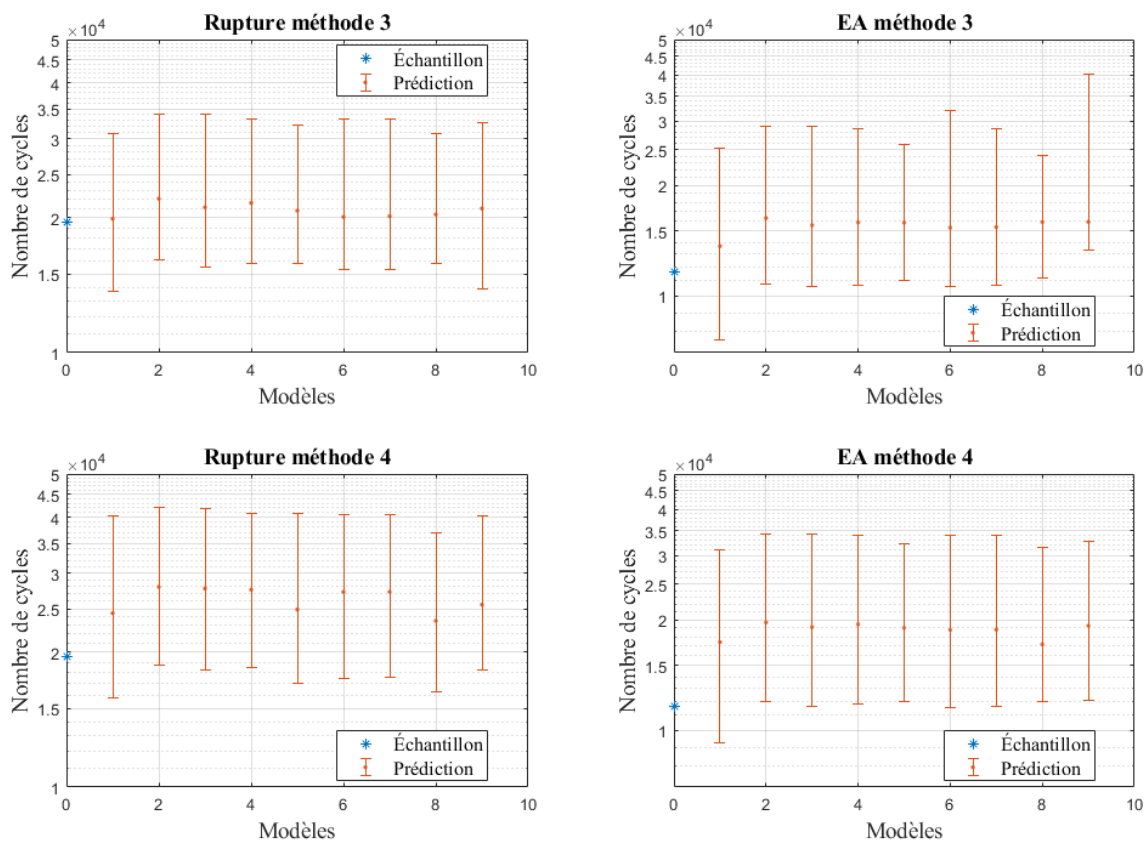


Figure 118 : Comparaison des lois (méthode 3 et 4) pour l'échantillon module T n° 1

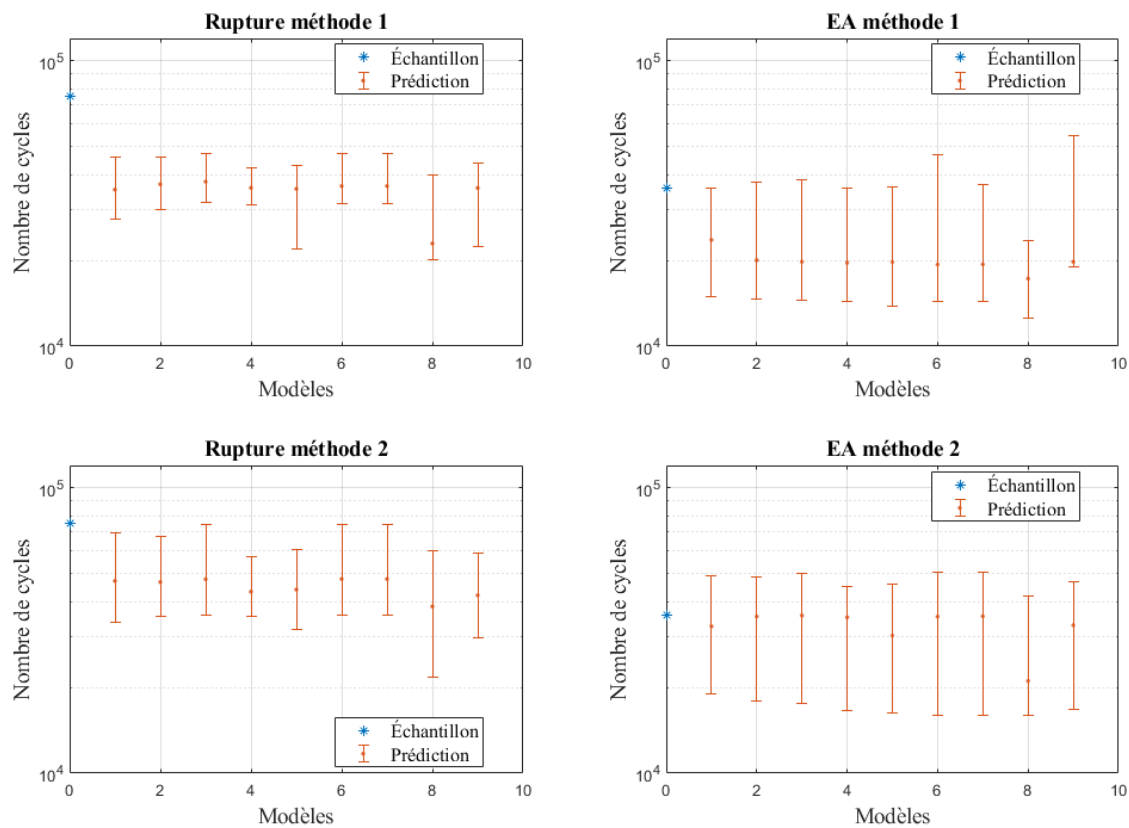


Figure 119 : Comparaison des lois (méthode 1 et 2) pour l'échantillon module T n° 2

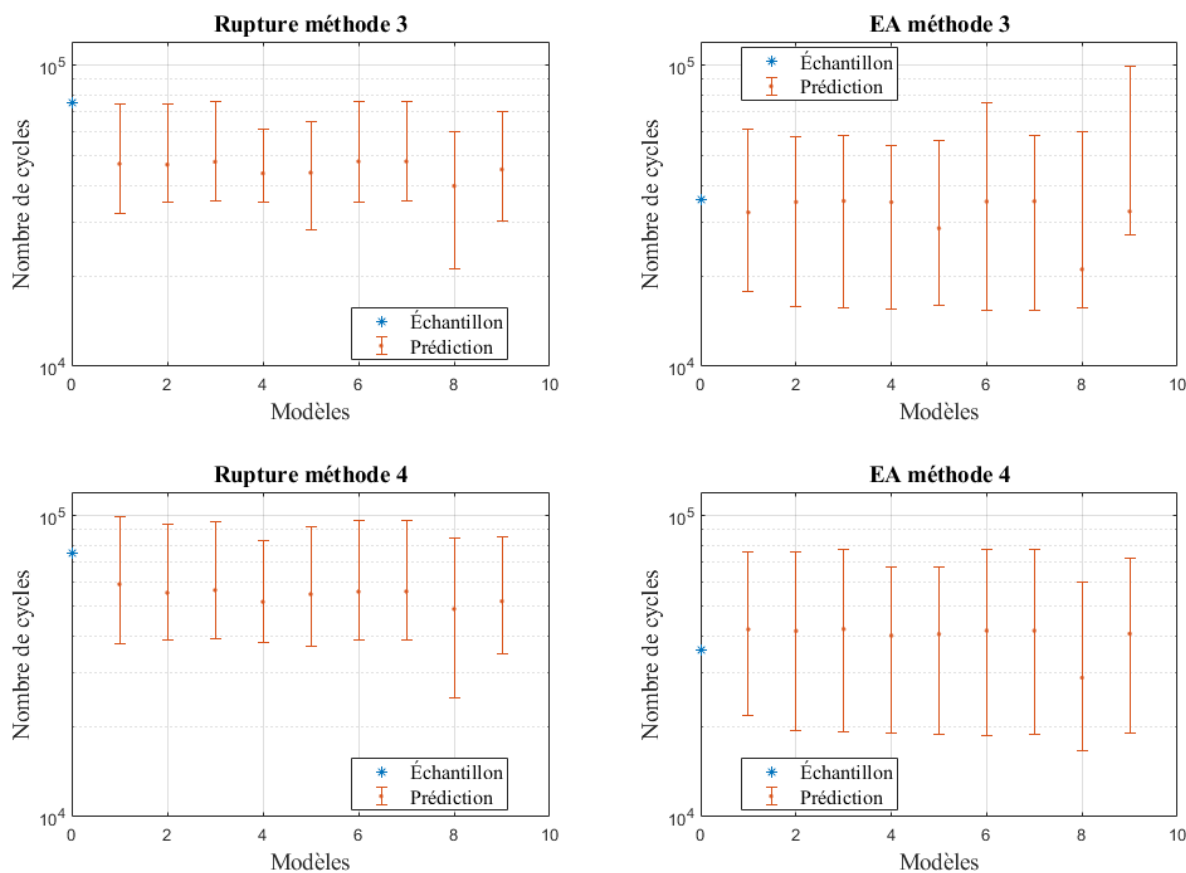


Figure 120 : Comparaison des lois (méthode 3 et 4) pour l'échantillon module T n° 2

L'analyse des résultats des tableaux précédents permet de tirer plusieurs conclusions intéressantes. D'abord, on peut remarquer que la méthode la plus efficace pour prédire la durée de vie d'une structure complexe est la méthode 4. En effet, cette méthode est la seule qui est en mesure de prédire correctement la rupture et l'initiation de la fissuration des tests expérimentaux n° 2 et n° 3. Quoiqu'un peu moins efficaces que la méthode 4, les méthodes 2 et 3 permettent aussi d'obtenir des résultats satisfaisants. En effet, celles-ci sont en mesure de prédire avec succès l'initiation de la fissuration des tests n° 2 et n° 3 ainsi que la rupture du test n° 2. Cependant, leur prédiction de la rupture du test n° 3 est un peu conservatrice. En effet, pour ces deux méthodes, le nombre de cycles à la rupture de l'échantillon no. 2 se retrouve légèrement en dehors de la plage de prédiction 95 % à 5 % de survie (moins de 5 % de différence avec la courbe de survie de 5 %). La méthode 3 est aussi plus robuste que la méthode 2 étant donné qu'il n'est pas nécessaire avec cette dernière de choisir la bonne courbe de fatigue en fonction de l'orientation du cordon de soudure. Elle génère donc moins de sources d'erreurs potentielles. De son côté, la méthode 1 n'est pas efficace pour prédire la durée de vie des échantillons testés. En effet, en plus d'être moins robuste que les autres méthodes (nécessaire de choisir la bonne courbe de fatigue en fonction du chargement), cette dernière

n'est pas en mesure de prédire le nombre de cycles à la rupture des échantillons. Ceci est particulièrement vrai pour l'échantillon du test expérimental no.2 où il est possible d'observer une différence de plus de 25 000 cycles entre la prédiction avec 5 % de chance de survie, ce qui représente une différence relative de 33 % (par rapport au résultat expérimental).

En regardant les figures 117 à 120, on peut remarquer de nouveau que l'utilisation d'un modèle d'accumulation de l'endommagement n'est pas pertinente. En effet, les résultats donnés par ces modèles sont très semblables aux résultats obtenus avec la loi de Miner. De plus, la loi de Miner donne généralement de meilleurs résultats.

7.4. Faits saillants du chapitre 7

Le chapitre 7 avait pour objectif de valider le modèle numérique du chapitre 5 qui permet de prédire la durée de vie de structures complexes soudées au laser comme un module T. Pour ce faire, des essais expérimentaux sur des assemblages complexes soudés ont été réalisés. En plus d'augmenter la complexité des essais par la géométrie et le nombre de rivets des échantillons, certains de ces tests ont inclus un chargement à amplitudes variables. Plusieurs analyses ont donc été effectuées dans ce chapitre pour adapter le modèle numérique du chapitre 5 à ce type de chargement. En outre, les quatre modèles retenus à la section 5.5 ont été utilisés et comparés afin de déterminer la méthodologie la plus efficace. De plus, plusieurs lois d'endommagement cumulatif non linéaire ont été utilisées pour prédire la durée de vie des échantillons. Ceci a permis de les comparer et ainsi vérifier s'il était pertinent d'utiliser ce type de loi à la place de la loi de Miner. Bref, plusieurs conclusions intéressantes ont été établies à la suite de ce chapitre.

- Le modèle numérique développé pour les joints soudés est efficace pour prédire la durée de vie d'assemblages complexes soumis à un chargement à amplitudes variables, car il permet de prédire la durée de vie de l'assemblage complexe (module T) testé expérimentalement.
- Il n'y a pas de valeur ajoutée à utiliser une loi d'endommagement non linéaire pour prédire la durée de vie d'une structure complexe soumise à un chargement à amplitudes variables. En effet, ces lois donnent des résultats presque identiques aux résultats obtenus avec la loi de Miner.

- Des quatre méthodologies retenues à la section 5.5, la méthode 4 (voir section 5.4.3) est la plus fiable pour prédire la durée de vie des échantillons testés expérimentalement. Celle-ci est la seule qui est en mesure de prédire correctement (nombre de cycles expérimentaux à la rupture ou à l'initiation des fissures dans la plage de prédiction 95 % à 5 % de survie) l'initiation des fissures et la rupture complète de tous les échantillons.
- Les méthodologies 2 et 3 permettent également de prédire la durée de vie des échantillons testés. Ces dernières sont cependant conservatrices en ce qui concerne la prédiction de la rupture complète de l'échantillon 2. En effet, pour la rupture de l'échantillon no.2, le nombre de cycles à la rupture de l'échantillon était en dehors de la plage de prédiction de 95 % à 5 % de chance de survie (différence de moins de 5 % avec la courbe de 5 % de survie).
- La méthodologie 1 est inefficace pour prédire la durée de vie des échantillons expérimentaux.

Alors, il va de soi que la méthode d'évaluation des contraintes structurales pour les joints soudés au laser no.4 est à privilégier pour l'utilisation du modèle numérique. De plus, la loi de Miner est également à privilégier, puisque les lois plus complexes ne sont pas plus précises pour prédire la durée de vie d'une structure soudée au laser.

Conclusion générale

Les travaux réalisés dans le cadre de ce projet de recherche avaient principalement pour objectif de répondre à la problématique qui est de développer des outils numériques qui permettent d'évaluer, en amont du développement d'un produit, la durée de vie en fatigue du châssis de produit récréatif. De manière plus particulière, il était ici question de développer des modèles de prédiction numérique pour les joints rivetés et les joints soudés au laser, étant donné que la majorité des bris rencontrés pour ce type de structure se situe au niveau des joints du châssis. Pour développer ces modèles numériques, plusieurs étapes distinctes ont été réalisées.

Dans un premier temps, une revue bibliographique a été effectuée afin de mettre à jour l'état des connaissances en lien avec la prédiction de la durée de vie en fatigue des matériaux métalliques. De cette revue, il a été possible de déterminer les approches pertinentes pour la prédiction numérique de la durée de vie d'assemblages soudés et rivetés en alliage d'aluminium en plus de définir les méthodes de modélisation numérique permettant d'évaluer ces derniers. De cette façon, il a été possible d'effectuer plusieurs choix éclairés lors du développement des modèles numériques. Par exemple, la revue de littérature a permis de déterminer que l'approche de l'accumulation de l'endommagement était plus pertinente que l'approche de la propagation de fissure pour les applications de ce projet. Toujours en se basant sur la revue de littérature, il a été déterminé que la méthode de la contrainte structurale était la plus pertinente pour évaluer les contraintes des structures complexes à l'étude en raison de ses nombreux avantages comme le fait que cette méthode est indépendante de l'affinage du maillage. Enfin, cette revue a également permis d'identifier les techniques d'acquisition de données expérimentales en fatigue les plus prometteuses pour les requis de ce projet de recherche.

Dans un deuxième temps, une caractérisation expérimentale en fatigue des joints rivetés a été réalisée afin d'évaluer les divers entrants des modèles numériques. Lors de ces essais, deux types de bris distincts ont été rencontrés (rupture rivet et fissuration tôle), ce qui a permis de conclure qu'il était nécessaire d'utiliser une courbe de fatigue pour chaque type de bris pour développer un modèle de prédiction numérique pertinent. De plus, il a été observé que les tôles d'aluminium commencent à se fissurer au niveau de l'alésage du trou pour le rivet du côté du bulbe du rivet. Pour les joints soudés, les résultats des essais expérimentaux réalisés par les chercheurs Mohammad Idriss et Sabri Ben Slimen impliqués dans le même programme de recherche ATLAS, ont été exploités dans ce travail. En analysant ces résultats, il a été constaté que le nombre de passes de soudure n'influence pas de manière importante les performances

en fatigue du joint soudé. Cependant, la valeur de l'espacement et la configuration du trait de soudure exercent une influence importante sur les résultats.

Dans un troisième temps, des courbes de fatigue numériques ont été développées pour chaque méthode d'assemblage. Pour tracer ces courbes, une approche probabiliste combinant un modèle par éléments finis à des essais de fatigue expérimentaux comportant des caractéristiques distinctes a été préconisée. Pour chaque méthode d'assemblage, la rigidité du modèle numérique a d'abord été validée avec les résultats expérimentaux. Ensuite, des études de convergence ont été effectuées afin que le modèle développé soit indépendant du niveau de raffinement du maillage. De ces analyses, plusieurs conclusions intéressantes ont été effectuées. D'abord, il est possible d'affirmer que l'approche utilisée pour évaluer les contraintes converge pour les modèles numériques traitant des joints rivetés. Du côté des modèles traitant des joints soudés au laser, ceux préconisant un maillage de type ligne ont plus de difficultés à converger. Il est donc nécessaire d'utiliser des artifices, comme le lissage de l'état de contrainte, pour obtenir des résultats concluants. Une fois ces analyses complétées, les courbes de fatigue numérique pour chaque méthode d'assemblage ont été tracées. Pour ce faire, les résultats expérimentaux sont combinés aux modèles numériques. En évaluant les contraintes avec la méthode de la contrainte structurale, il devient possible d'obtenir les points numériques convoités, qui sont ensuite regroupés à l'aide d'un modèle probabiliste pour tracer les courbes $S(N)$. Lors de l'élaboration de ces courbes, plusieurs constatations intéressantes ont été réalisées. En effet, il a été possible de déterminer que, des modèles probabilistes pris en considération, le modèle de Stüssi est le plus efficace pour modéliser le comportement en fatigue des méthodes d'assemblage étudiées. En ce qui concerne le modèle traitant des joints rivetés, il est possible de regrouper tous les échantillons expérimentaux sur deux courbes $S(N)$ (une pour chaque mode de bris). De plus, il n'y a pas d'avantages significatifs d'utiliser la méthode complète (voir section 2.1.4.6) au lieu de la méthode simplifiée pour évaluer les contraintes structurales pour prédire la durée de vie de joints rivetés. Pour le modèle traitant des joints soudés au laser, il est également possible de regrouper sur une seule courbe de fatigue tous les échantillons testés expérimentalement. Cependant, seulement les modèles préconisant une évaluation globale de la contrainte structurale le permettent. Les modèles utilisant la contrainte structurale maximale ne permettent pas de regrouper tous les échantillons expérimentaux sur une même courbe $S(N)$.

Par la suite, les modèles de prédiction numérique ont été validés sur des structures complexes. Pour ce faire, des essais expérimentaux sur des assemblages complexes comme le module E et

le module T d'une motoneige ont été réalisés. En plus d'augmenter la complexité des essais par la géométrie et le nombre de joints des échantillons, certains de ces tests comportaient également un chargement à amplitudes variables. Plusieurs analyses ont donc été réalisées afin d'adapter les modèles de prédiction à ce type de chargement. Par exemple, plusieurs lois d'endommagement cumulatif non linéaire ont été comparées pour prédire la durée de vie des échantillons. Ceci a permis de vérifier s'il était pertinent d'utiliser ce type de loi à la place de la loi de Miner. À l'aide de ces travaux, il a été possible de constater qu'il n'y a pas de valeur ajoutée à utiliser une loi d'endommagement non linéaire pour prédire la durée de vie d'une structure complexe soumise à un chargement à amplitudes variables. En effet, les prédictions de la durée de vie des échantillons expérimentaux effectuées avec ces lois s'apparentent fortement aux résultats obtenus avec la loi de Miner. De manière générale, il est possible d'observer une différence inférieure à 5 % dans la majorité des cas. De plus, les lois d'accumulation de l'endommagement donnant des prédictions ayant une grande différence avec la loi de Miner sont moins précises que cette dernière. De plus, il a été possible de déterminer que les modèles numériques développés sont efficaces pour prédire la durée de vie d'assemblages complexes soumis à un chargement à amplitudes variables, et ce tant pour les joints rivetés que les joints soudés. Des quatre méthodologies retenues permettant d'évaluer les contraintes structurales pour les joints soudés, la méthode 4 (voir section 5.4.3) est la plus efficace pour prédire convenablement la durée de vie des échantillons testés expérimentalement.

En résumé, ce projet de recherche propose une méthodologie novatrice pour évaluer la durée de vie de structures rivetées et soudées. En effet, la méthodologie, basée sur la détection de l'initiation des dommages détectés par la technologie d'émission acoustique, combine judicieusement des essais expérimentaux simples à un modèle numérique pour tracer une courbe de fatigue qui peut être utilisée pour évaluer la durée de vie d'une structure complexe soumise à un chargement variable. Une des particularités principales de la méthodologie proposée est que celle-ci priorise une approche de modélisation numérique simple qui s'intègre bien à des structures complexes comme un châssis. De plus, les courbes de fatigue développées regroupent une multitude d'échantillons expérimentaux ayant des caractéristiques distinctes, ce qui fait en sorte que celles-ci ne sont pas uniquement efficaces pour un état de chargement ou une situation particulière seulement. En effet, les courbes développées dans le cadre de ce projet de recherche sont très polyvalentes. L'objectif principal de ce projet de recherche, qui consistait à prédire numériquement la durée de vie en fatigue de structures complexes soumises

à des chargements variables, est donc atteint. En plus d'offrir la possibilité de prédire numériquement la durée de vie en fatigue de structures complexes rivetées et soudées, la méthodologie proposée peut éventuellement être utilisée pour développer un modèle de prédiction numérique pour toute autre méthode d'assemblage envisagé, à condition de réaliser une caractérisation expérimentale en fatigue de la méthode d'assemblage en question.

Travaux en perspective

Bien qu'il ait été possible d'obtenir des résultats satisfaisants dans le cadre de ce projet de recherche, tant d'un point de vue expérimental que d'un point de vue numérique, il va de soi qu'il y a plusieurs aspects de ce projet qui peuvent être étudiés davantage. De plus, il est également possible d'appliquer la méthodologie développée dans le cadre de ce projet de recherche à d'autres applications. Tout d'abord, il serait pertinent d'effectuer de nouvelles séries d'essais expérimentaux sur des échantillons simples, comme ceux du chapitre 3 afin de caractériser l'influence de certains paramètres sur les performances en fatigue des joints rivetés et des joints soudés. En effet, la méthodologie développée dans ce projet permet de regrouper sur une même courbe $S(N)$ des échantillons comportant des caractéristiques distinctes, comme le ratio de chargement, l'épaisseur des tôles, le ratio de mixité, etc. Pour les joints rivetés, il serait intéressant d'effectuer de nouvelles séries d'essais en faisant varier le ratio de chargement et l'épaisseur des tôles. En ce qui concerne les joints soudés, les paramètres les plus intéressants sont le ratio de chargement et le ratio de mixité. De cette façon, il serait possible d'augmenter davantage la polyvalence des courbes de fatigue et de confirmer que la méthodologie développée est en mesure de considérer ces paramètres convenablement.

Ensuite, il serait pertinent d'appliquer la méthodologie élaborée dans le cadre de ce projet de recherche pour développer des courbes de fatigue et des modèles de prédiction numérique pour d'autres technologies d'assemblage. Par exemple, il serait pertinent de développer des courbes de fatigue pour les rivets auto-perçants et pour le soudage MIG, qui sont des technologies couramment employées par le partenaire industriel du projet. Évidemment, il est aussi intéressant de caractériser d'autres méthodes d'assemblage, comme les joints collés, les joints soudés par point et les joints soudés par friction-malaxage.

Finalement, il serait très intéressant de tester de manière expérimentale d'autres assemblages complexes. Ceci permettrait de valider davantage les modèles de prédictions numériques développés dans le cadre de ce projet. De plus, il serait également possible de tester la même structure réalisée avec différentes méthodes d'assemblage. De cette façon, il serait possible de comparer les performances en fatigue de ces méthodes d'assemblage l'une à l'autre. Ceci serait très pertinent, puisqu'il serait ensuite possible d'utiliser la méthodologie de prédiction de la durée de vie pour optimiser les joints d'un assemblage structurel en prenant en considération diverses méthodes d'assemblage. Évidemment, il serait intéressant d'utiliser la méthodologie développée dans ce projet de recherche pour prédire la durée de vie d'un châssis complet comportant diverses technologies d'assemblage.

Contributions scientifiques

Toutes les contributions scientifiques sont en cours d'approbation.

- 1- Corriveau F, Desrochers A, Maslouhi A. Numerical prediction of the fatigue life of complex riveted structures, *Proceedings of the Canadian Society for Mechanical Engineering International Congress*, 2023
- 2- Corriveau F, Desrochers A, Maslouhi A. Numerical prediction of the fatigue life of complex riveted structures using the structural stress method, *Proceedings of the 15th The International Aluminium Conference (INALCO)*, 2023
- 3- Corriveau F, Desrochers A, Maslouhi A. Numerical Prediction of the Fatigue Life of riveted recreational vehicle chassis . *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2023
- 4- Corriveau F, Desrochers A, Maslouhi A. Numerical Prediction of the Fatigue Life of AA5052-H36 Laser Welded Single-lap Joint. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2023

Références

1. Wilson DV. Aluminium versus steel in the family car - the formability factor. *Journal of Mechanical Working Technology*. 1988;16(3):257-277. doi:10.1016/0378-3804(88)90055-1
2. European Aluminium Association. Application – Car body – Body structures. In: *The Aluminium Automotive Manual*. European Aluminium Association; 2013:1-84. http://www.alueurope.eu/wp-content/uploads/2011/12/1_AAM_Body-structures.pdf
3. Idriss M, Mirakhorli F, Desrochers A, Maslouhi A. Overlap laser welding of 5052-H36 aluminum alloy: experimental investigation of process parameters and mechanical designs. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2022;119(11-12):7653-7667. doi:10.1007/s00170-022-08783-3
4. Ben Slimen S. *Étude Expérimentale et Numérique Des Joints Simple Recouvrement En Alliage d'aluminium 5052-H36 Soudés Au Laser*. 2022.
5. Cui W. A state-of-the-art review on fatigue life prediction methods for metal structures. *J Mar Sci Technol*. 2002;7(1):43-56. doi:10.1007/s007730200012
6. Basquin O. The Exponential Law of Endurance Tests. In: *American Society for Testing and Materials Proceedings*. Vol 10. ; 1910:625-630.
7. Gillis P. Manson-Coffin fatigue. *Acta Metallurgica*. 1966;14(12):1673-1676. doi:10.1016/0001-6160(66)90019-8
8. Manson SS, Halford GR. *Fatigue and Durability of Structural Materials*. ASM International; 2006.
9. Smith KN, Topper TH, Watson P. A stress-strain function for the fatigue of metals (Stress-strain function for metal fatigue including mean stress effect). *J Mater*. 1970;5(4):767-778.
10. Le-The QV. *Application of Multiaxial Fatigue Analysis Methodologies for the Improvement of the Life Prediction of Landing Gear Fuse Pins*. Master. Carleton University; 2016.
11. Santecchia E, Hamouda AMS, Musharavati F, et al. A Review on Fatigue Life Prediction Methods for Metals. *Advances in Materials Science and Engineering*. 2016;2016:1-26. doi:10.1155/2016/9573524
12. Kong YS, Omar MZ, Chua LB, Abdullah S. Fatigue life prediction of parabolic leaf spring under various road conditions. *Eng Fail Anal*. 2014;46:92-103. doi:10.1016/j.engfailanal.2014.07.020
13. Abdullah S, Ariffin AK, Rahman MM, Nopiah ZM. FEA Based Fatigue Life Assessment of an Automobile Lower Suspension Arm Using Various Strain-Life Models. In: *4th WSEAS International Conference on APPLIED and THEORETICAL MECHANICS*. ; 2008:81-86.
14. Beden SM, Abdullah S, Ariffin AK, Al-Asady NA, Rahman MM. Fatigue life assessment of different steel-based shell materials under variable amplitude loading. *European Journal of Scientific Research*. 2009;29(2):157-169.

15. He B yan, Wang S xin, Gao F. Failure analysis of an automobile damper spring tower. *Eng Fail Anal.* 2010;17(2):498-505. doi:10.1016/j.engfailanal.2009.09.010
16. Kamal M, Rahman MM, Rahman AGA. Fatigue Life Evaluation of Suspension Knuckle using Multibody Simulation Technique. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences.* 2012;3:291-300. doi:10.15282/jmes.3.2012.5.0027
17. Fatemi A, Shamsaei N. Multiaxial fatigue: An overview and some approximation models for life estimation. *Int J Fatigue.* 2011;33(8):948-958. doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.01.003
18. Fatemi A, Socie DF. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out - of - phase loading. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 1988;11(3):149-165. doi:10.1111/j.1460-2695.1988.tb01169.x
19. Kandil FA, Brown MW, Miller KJ. *Biaxial Low-Cycle Fatigue Failure of 316 Stainless Steel at Elevated Temperatures.* The Metal Society; 1982.
20. Li J, Zhang ZP, Sun Q, Li CW. Multiaxial fatigue life prediction for various metallic materials based on the critical plane approach. *Int J Fatigue.* 2011;33(2):90-101. doi:10.1016/j.ijfatigue.2010.07.003
21. ASTM. ASTM E466 - Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials. *ASTM Book of Standards.* Published online 2021:1-7. doi:10.1520/E0466-21
22. ASTM. Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life. In: *ASTM.* Vol E739. ; 2009:1-7. doi:10.1520/stp29332s
23. Bouaïcha A. *Étude de La Fatigue d'un Bras de Suspension En Alliage d'aluminium A357 Semi-Solide Élaboré Selon Le Procédé Table Des Matières.* Maîtrise. UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À CHICOUTIMI; 2012.
24. Wu ZR, Hu XT, Song YD. Multiaxial fatigue life prediction for titanium alloy TC4 under proportional and nonproportional loading. *Int J Fatigue.* 2014;59:170-175. doi:10.1016/j.ijfatigue.2013.08.028
25. Pellinghelli D, Riboli M, Spagnoli A. Full-Model Multiaxial Fatigue Life Calculations with Different Criteria. *Procedia Eng.* 2018;213:126-136. doi:10.1016/j.proeng.2018.02.014
26. Del Llano-Vizcaya L, Rubio-González C, Mesmacque G, Cervantes-Hernández T. Multiaxial fatigue and failure analysis of helical compression springs. *Eng Fail Anal.* 2006;13(8):1303-1313. doi:10.1016/j.engfailanal.2005.10.011
27. Gates NR, Fatemi A. Multiaxial variable amplitude fatigue life analysis using the critical plane approach, Part I: Un-notched specimen experiments and life estimations. *Int J Fatigue.* 2017;105:283-295. doi:10.1016/j.ijfatigue.2017.09.008

28. Gates NR, Fatemi A. Multiaxial variable amplitude fatigue life analysis using the critical plane approach, Part II: Notched specimen experiments and life estimations. *Int J Fatigue*. 2018;106:56-69. doi:10.1016/j.ijfatigue.2017.09.009
29. Karolczuk A, Skibicki D, Pejkowski Ł. Evaluation of the Fatemi-Socie damage parameter for the fatigue life calculation with application of the Chaboche plasticity model. *Fatigue Fract Eng Mater Struct*. 2019;42(1):197-208. doi:10.1111/ffe.12895
30. Shamsaei N, Fatemi A, Socie DF. Multiaxial fatigue evaluation using discriminating strain paths. *Int J Fatigue*. 2011;33(4):597-609. doi:10.1016/j.ijfatigue.2010.11.002
31. Zhao E, Qu W. An Evaluation of the Strain-Based Critical Plane Parameters for Multiaxial Low-Cycle Fatigue Evaluation. *AMSE JOURNALS-2016-Series: Modelling B*. 2016;85(1):150-162.
32. Barbosa JF, Correia JAFO, Freire Júnior RCS, Zhu SP, De Jesus AMP. Probabilistic S-N fields based on statistical distributions applied to metallic and composite materials: State of the art. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019;11(8):1-22. doi:10.1177/1687814019870395
33. Barbosa JF, Correia JAFO, Montenegro PA, et al. A comparison between S-N logistic and kohout-věchet formulations applied to the fatigue data of old metallic bridges materials. *Frattura ed Integrita Strutturale*. 2019;13(48):400-410. doi:10.3221/IGF-ESIS.48.38
34. Zhu SP, Liu Q, Lei Q, Wang Q. Probabilistic fatigue life prediction and reliability assessment of a high pressure turbine disc considering load variations. *International Journal of Damage Mechanics*. 2018;27(10):1569-1588. doi:10.1177/1056789517737132
35. Castillo E, Fernández-Canteli A. A unified statistical methodology for modeling fatigue damage. *A Unified Statistical Methodology for Modeling Fatigue Damage*. Published online 2009:1-232. doi:10.1007/978-1-4020-9182-7
36. Castillo E, Fernández-Canteli A, Ruiz-Ripoll ML. A general model for fatigue damage due to any stress history. *Int J Fatigue*. 2008;30(1):150-164. doi:10.1016/j.ijfatigue.2007.02.011
37. Correia JAFO, De Jesus AMP, Da Silva ALL, Da Silva JFN. A procedure to derive probabilistic fatigue strength data for riveted joints. In: *Bridge Maintenance, Safety and Management (IABMAS'10)*. ; 2010:3086-3093. doi:10.1201/b10430-475
38. Blason S, Correia J, De Jesus A, Calcada R, Fernandez-Canteli A. A probabilistic analysis of Miner's law for different loading conditions. *Structural Engineering and Mechanics*. 2016;60(1):71-90. doi:10.12989/sem.2016.60.1.071
39. Correia JAF de O. *An Integral Probabilistic Approach for Fatigue Lifetime Prediction of Mechanical and Structural Components*. Doctorat. Université de Porto; 2014.
40. Sanches RF, De Jesus AMP, Correia JAFO, Da Silva ALL, Fernandes AA. A probabilistic fatigue approach for riveted joints using Monte Carlo simulation. *J Constr Steel Res*. 2015;110:149-162. doi:10.1016/j.jcsr.2015.02.019

41. Marsh G, Wignall C, Thies PR, et al. Review and application of Rainflow residue processing techniques for accurate fatigue damage estimation. *Int J Fatigue*. 2016;82:757-765. doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.10.007
42. ASTM. ASTM E1049-85 : Standard practices for cycle counting in fatigue analysis. 2017;(Reapproved):1-10. doi:10.1520/E1049-85R17
43. Baek SH, Cho SS, Joo WS. Fatigue Life Prediction Based on the Rainflow Cycle Counting Method for the End Beam of a Freight Car Bogie. *International Journal of Automotive Technology*. 2008;9(1):95-101. doi:10.1007/s12239-0080012y
44. Kulkarni A, Ranjha SA, Kapoor A. Fatigue analysis of a suspension for an in-wheel electric vehicle. *Eng Fail Anal*. 2016;68:150-158. doi:10.1016/j.engfailanal.2016.05.020
45. Saoudi A, Bouazara M, Marceau D. Study of the fatigue life and weight optimization of an automobile aluminium alloy part under random road excitation. *Shock and Vibration*. 2010;17(2):107-121. doi:10.3233/SAV-2010-0501
46. Bannantine JA, Socie DF. A variable amplitude multiaxial fatigue life prediction method. In: *Third International Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue*. ; 1989:12.1-12.20.
47. Wang CH, Brown M. W. Life Prediction Techniques for Variable Amplitude Multiaxial Fatigue—Part 1: Theories. *J Eng Mater Technol*. 1996;118:367-370.
48. Chen H, Shang DG, Tian YJ, Liu JZ. Comparison of multiaxial fatigue damage models under variable amplitude loading. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2012;26(11):3439-3446. doi:10.1007/s12206-012-0872-y
49. Fatemi A, Yang L. Cumulative fatigue damage and life prediction theories. *Int J Fatigue*. 1998;20(1):9-34. doi:10.1016/S0142-1123(97)00081-9
50. Hectors K, de Waele W. Modeling nonlinear fatigue damage accumulation in a welded runway girder. *Procedia Structural Integrity*. 2020;28(2019):239-252. doi:10.1016/j.prostr.2020.10.030
51. Miner MA. Cumulative damage in fatigue. *J Appl Mech*. 1945;12(3):159-164.
52. Häussler P, Albers A. Shape optimisation of parts in dynamic mechanical systems with respect to fatigue. *Journal of Engineering Design*. 2007;18(5):505-523. doi:10.1080/09544820701403821
53. Heuler P, Birk O. Durability assessment of automotive aluminium parts. *Fatigue Fract Eng Mater Struct*. 2002;25(12):1135-1148. doi:10.1046/j.1460-2695.2002.00590.x
54. Gulbudak K, Yayla P, Yayla AY. Development of a cornering bench fatigue test for the validation of a lightweight commercial vehicle front hub. *Journal of Failure Analysis and Prevention*. 2011;11(5):514-521. doi:10.1007/s11668-011-9461-0
55. Gatts RR. Application of a cumulative damage concept to fatigue. *Journal of Basic Engineering*. 1961;83(16):529-540. doi:10.1115/1.3662256

56. Bui Quoc T, Dubuc J, Bazergui A, Biron A. Cumulative Fatigue Damage Under Stress-Controlled Conditions. *Journal of Basic Engineering*. 1971;93(4):691. doi:10.1115/1.3425328
57. Marmi AK, Habraken AM, Duchene L. Multiaxial fatigue damage modelling at macro scale of Ti-6Al-4V alloy. *Int J Fatigue*. 2009;31(11-12):2031-2040. doi:10.1016/j.ijfatigue.2009.03.003
58. Dattoma V, Giancane S, Nobile R, Panella FW. Fatigue life prediction under variable loading based on a new non-linear continuum damage mechanics model. *Int J Fatigue*. 2006;28:89-95. doi:10.1016/j.ijfatigue.2005.05.001
59. Mesmacque G, Garcia S, Amrouche A, Rubio-Gonzalez C. Sequential law in multiaxial fatigue, a new damage indicator. *Int J Fatigue*. 2005;27(4):461-467. doi:10.1016/j.ijfatigue.2004.08.005
60. Aid A, Amrouche A, Bouiadjra BB, Benguediab M, Mesmacque G. Fatigue life prediction under variable loading based on a new damage model. *Mater Des*. 2011;32(1):183-191. doi:10.1016/j.matdes.2010.06.010
61. Benkabouche S, Guechichi H, Amrouche A, Benkhettab M. A modified nonlinear fatigue damage accumulation model under multiaxial variable amplitude loading. *Int J Mech Sci*. 2015;100:180-194. doi:10.1016/j.ijmecsci.2015.06.016
62. Manson SS, Halford GR. Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage. *Int J Fract*. 1981;17(1):35-42.
63. Pereira HFSG, de Jesus AMP, Fernandes AA, Ribeiro AS. Analysis of fatigue damage under block loading in a low carbon steel. *Strain*. 2008;44(6):429-439. doi:10.1111/j.1475-1305.2007.00389.x
64. Si-Jian L, Wei L, Da-Qing T, Jun-Bi L. A new fatigue damage accumulation model considering loading history and loading sequence based on damage equivalence. *International Journal of Damage Mechanics*. 2018;27(5):707-728. doi:10.1177/1056789517701531
65. Gao H, Huang HZ, Zhu SP, Li YF, Yuan R. A Modified Nonlinear Damage Accumulation Model for Fatigue Life Prediction Considering Load Interaction Effects. *The Scientific World Journal*. Published online 2014:1-7. doi:10.1155/2014/164378
66. Lv Z, Huang HZ, Zhu SP, Gao H, Zuo F. A modified nonlinear fatigue damage accumulation model. *International Journal of Damage Mechanics*. 2014;24(2):168-181. doi:10.1177/1056789514524075
67. Xia TX, Yao WX. Comparative research on the accumulative damage rules under multiaxial block loading spectrum for 2024-T4 aluminum alloy. *Int J Fatigue*. 2013;48:257-265. doi:10.1016/j.ijfatigue.2012.11.004
68. Zuo FJ, Huang HZ, Zhu SP, Lv Z, Gao H. Fatigue life prediction under variable amplitude loading using a non-linear damage accumulation model. *International Journal of Damage Mechanics*. 2015;24(5):767-784. doi:10.1177/1056789514553042

69. Kwofie S, Rahbar N. A fatigue driving stress approach to damage and life prediction under variable amplitude loading. *International Journal of Damage Mechanics*. 2013;22(3):393-404. doi:10.1177/1056789512449638
70. Zhu SP, Hao YZ, de Oliveira Correia JAF, Lesiuk G, de Jesus AMP. Nonlinear fatigue damage accumulation and life prediction of metals: A comparative study. *Fatigue Fract Eng Mater Struct*. 2019;42(6):1271-1282. doi:10.1111/ffe.12937
71. Aeran A, Siriwardane SC, Mikkelsen O, Langen I. An accurate fatigue damage model for welded joints subjected to variable amplitude loading. *IOP Conf Ser Mater Sci Eng*. 2017;276(1). doi:10.1088/1757-899X/276/1/012038
72. Huang T, Ding RC, Li YF, Zhou J, Huang HZ. A modified model for nonlinear fatigue damage accumulation of turbine disc considering the load interaction effect. *Metals (Basel)*. 2019;9(9). doi:10.3390/met9090919
73. Rami K. *Modern Fatigue Analysis Methodology for Laser Welded Joints*. Master thesis. university of Oulu; 2018.
74. Maddox SJ. Review of fatigue assessment procedures for welded aluminium structures. *Int J Fatigue*. 2003;25(12):1359-1378. doi:10.1016/S0142-1123(03)00063-X
75. Caccese V, Blomquist PA, Berube KA, Webber SR, Orozco NJ. Effect of weld geometric profile on fatigue life of cruciform welds made by laser/GMAW processes. *Marine Structures*. 2006;19(1):1-22. doi:10.1016/j.marstruc.2006.07.002
76. Fricke W. Fatigue analysis of welded joints: State of development. *Marine Structures*. 2003;16(3):185-200. doi:10.1016/S0951-8339(02)00075-8
77. Hobbacher AF. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*. 2e ed. Springer; 2016. doi:10.1007/978-3-319-23757-2
78. Lillemäe I, Remes H, Romanoff J. Influence of initial distortion on the structural stress in 3 mm thick stiffened panels. *Thin-Walled Structures*. 2013;72:121-127. doi:10.1016/j.tws.2013.07.001
79. Yagi J, Machida S, Matoba M, Tomita Y, Soya I. Thickness Effect Criterion for Fatigue Strength Evaluation of Welded Steel Structures. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. 1993;115(1):55-65. doi:10.1115/1.2920090
80. Petinov SV, Thayamballi AK, Reemsnyder HS. The similitude of fatigue damage principle: application in S-N curves-based fatigue design. *European Structural Integrity Society*. 1999;23:219-228.
81. Liu H, Shang DG, Liu JZ, Guo ZK. Fatigue life prediction based on crack closure for 6156 Al-alloy laser welded joints under variable amplitude loading. *Int J Fatigue*. 2015;38:997-1005. doi:10.1016/j.ijfatigue.2014.10.012

82. Radaj D. *Design and Analysis of Fatigue Resistant Welded Structures*. (Radaj D, ed.). Woodhead Publishing; 1990. doi:10.1533/9781845698751.19
83. Niemi E. *Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components*. (Niemi E, ed.). Woodhead Publishing; 1995. doi:10.1533/9780857093202
84. Maddox SJ. Recommended Hot-Spot Stress Design S-N Curves for Fatigue Assessment of FPSOs. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*. 2001;12:1-15.
85. Lillemäe I, Liinalampi S, Remes H, Itävuo A, Niemelä A. Fatigue strength of thin laser-hybrid welded full-scale deck structure. *Int J Fatigue*. 2017;95:282-292. doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.11.012
86. Malikoutsakis M, Savaidis G. Fatigue assessment of thin-welded joints with pronounced terminations. *Fatigue Fract Eng Mater Struct*. 2014;37(7):782-799. doi:10.1111/ffe.12164
87. Lee JM, Seo JK, Kim MH, et al. Comparison of hot spot stress evaluation methods for welded structures. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. 2010;2(4):200-210. doi:10.2478/IJNAOE-2013-0037
88. Henrysson HF. Finite Element Based Fatigue Life Predictions of. In: *11th International Conference on Fracture*. ; 2005:2569-2574.
89. Pedersen MM, Mouritsen OO, Hansen MR, Andersen JG, Wenderby J. Re-analysis of fatigue data for welded joints using the notch stress approach. *Int J Fatigue*. 2010;32(10):1620-1626. doi:10.1016/j.ijfatigue.2010.03.001
90. Baumgartner J, Schmidt H, Ince E, Melz T, Dilger K. Fatigue assessment of welded joints using stress averaging and critical distance approaches. *Welding in the World*. 2015;59(5):731-742. doi:10.1007/s40194-015-0248-x
91. Marulo G, Baumgartner J, Frendo F. Fatigue strength assessment of laser welded thin-walled joints made of mild and high strength steel. *Int J Fatigue*. 2017;96:142-151. doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.11.016
92. Remes H. *Strain-Based Approach To Fatigue Strength Assessment of Laser-Welded Joints*. Doctoral thesis. Helsinki University of Technology; 2008.
93. Eibl M, Sonsino CM, Kaufmann H, Zhang G. Fatigue assessment of laser welded thin sheet aluminium. *Int J Fatigue*. 2003;25(8):719-731. doi:10.1016/S0142-1123(03)00053-7
94. Sonsino CM, Kueppers M, Eibl M, Zhang G. Fatigue strength of laser beam welded thin steel structures under multiaxial loading. *Int J Fatigue*. 2006;28(5-6):657-662. doi:10.1016/j.ijfatigue.2005.09.013
95. Lazzarin P, Livieri P. Notch stress intensity factors and fatigue strength of aluminum and steel welded joints. *Int J Fatigue*. 2001;23(3):225-232. doi:10.1016/S0142-1123(00)00086-4
96. Berto F, Razavi SMJ, Ayatollahi MR. Some methods for rapid evaluation of the mixed mode NSIFs. *Procedia Structural Integrity*. 2017;3:126-134. doi:10.1016/j.prostr.2017.04.022

97. Verreman Y, Nie B. Early development of fatigue cracking at manual fillet welds. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 1996;19(6):669-681. doi:10.1111/j.1460-2695.1996.tb01312.x
98. Lazzarin P, Tovo R. A notch intensity factor approach to the stress analysis of welds. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 1998;21(9):1089-1103. doi:10.1046/j.1460-2695.1998.00097.x
99. Fischer C, Fricke W, Rizzo CM. Review of the fatigue strength of welded joints based on the notch stress intensity factor and SED approaches. *Int J Fatigue.* 2016;84:59-66. doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.11.015
100. Meneghetti G, Lazzarin P. Significance of the elastic peak stress evaluated by FE analyses at the point of singularity of sharp V-notched components. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 2007;30(2):95-106. doi:10.1111/j.1460-2695.2006.01084.x
101. Susmel L. The theory of critical distances: a review of its applications in fatigue. *Eng Fract Mech.* 2008;75(7):1706-1724. doi:10.1016/j.engfracmech.2006.12.004
102. Righiniotis TD, Imam BM, Chryssanthopoulos MK. Fatigue analysis of riveted railway bridge connections using the theory of critical distances. *Eng Struct.* 2008;30(10):2707-2715. doi:10.1016/j.engstruct.2008.03.005
103. Gorouhi H. *Novel Fatigue Analysis of Old Metallic Bridges through the Theory of Critical Distances (TCD).* 2017.
104. Bellett D, Taylor D, Marco S, Mazzeo E, Guillois J, Pircher T. The fatigue behaviour of three-dimensional stress concentrations. *Int J Fatigue.* 2005;27(3):207-221. doi:10.1016/j.ijfatigue.2004.07.006
105. Taylor D, Wang G. The validation of some methods of notch fatigue analysis. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 2000;23(5):387-394. doi:10.1046/j.1460-2695.2000.00302.x
106. Susmel L, Taylor D. On the use of the Theory of Critical Distances to predict static failures in ductile metallic materials containing different geometrical features. *Eng Fract Mech.* 2008;75(15):4410-4421. doi:10.1016/j.engfracmech.2008.04.018
107. Atzori B, Meneghetti G, Susmel L. Material fatigue properties for assessing mechanical components weakened by notches and defects. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 2005;28(1-2):83-97. doi:10.1111/j.1460-2695.2004.00862.x
108. Taylor D, Barret N, Lucano G. Some new methods for predicting fatigue in welded joints. *Int J Fatigue.* 2002;24(5):509-518. doi:10.1016/S0142-1123(01)00174-8
109. Crupi G, Crupi V, Guglielmino E, Taylor D. Fatigue assessment of welded joints using critical distance and other methods. *Eng Fail Anal.* 2005;12(1):129-142. doi:10.1016/j.engfailanal.2004.03.005
110. Taylor D, Bologna P, Bel Knani K. Prediction of fatigue failure location on a component using a critical distance method. *Int J Fatigue.* 2000;22(9):735-742. doi:10.1016/S0142-1123(00)00062-1

111. Taylor D. Analysis of fatigue failures in components using the theory of critical distances. *Eng Fail Anal.* 2005;12(6 SPEC. ISS.):906-914. doi:10.1016/j.engfailanal.2004.12.007
112. Susmel L, Taylor D. A novel formulation of the theory of critical distances to estimate lifetime of notched components in the medium-cycle fatigue regime. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 2007;30(7):567-581. doi:10.1111/j.1460-2695.2007.01122.x
113. Susmel L, Taylor D. The Theory of Critical Distances to estimate lifetime of notched components subjected to variable amplitude uniaxial fatigue loading. *Int J Fatigue.* 2011;33(7):900-911. doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.01.012
114. Borges R, Araújo J, Silva C, Dias J, Ferreira J. Generalization of the theory of critical distance to estimate lifetime of notched components in the medium-cycle fatigue regime. *MATEC Web of Conferences.* 2019;300:13001. doi:10.1051/mateconf/201930013001
115. Susmel L, Taylor D. The modified Wöhler curve method applied along with the theory of critical distances to estimate finite life of notched components subjected to complex multiaxial loading paths. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 2008;31(12):1047-1064. doi:10.1111/j.1460-2695.2008.01296.x
116. Susmel L. A unifying approach to estimate the high-cycle fatigue strength of notched components subjected to both uniaxial and multiaxial cyclic loadings. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 2004;27(5):391-411. doi:10.1111/j.1460-2695.2004.00759.x
117. Dong P. A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints. *Int J Fatigue.* 2001;23(10):865-876. doi:10.1016/S0142-1123(01)00055-X
118. Kang HT, Dong P, Hong JK. Fatigue analysis of spot welds using a mesh-insensitive structural stress approach. *Int J Fatigue.* 2007;29(8):1546-1553. doi:10.1016/j.ijfatigue.2006.10.025
119. Seyedi A, Guler MA. Mesh Insensitive Structural Stress Method for Fatigue Analysis of Welded Joints Using the Finite Element Method Mesh Insensitive Structural Stress Method for Fatigue Analysis of Welded Joints Using the Finite Element Method. In: *The International Advanced Technologies Symposium (IATS'17).* ; 2017.
120. Dong P, Hong JK, Osage DA, Prager M. *MasterS-N Curve Method for Fatigue Evaluation of Welded Components.*; 2002.
121. Hong JK, Forte TP. Fatigue evaluation procedures for multiaxial loading in welded structures using Battelle structural stress approach. *Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering - OMAE.* 2014;5:1-9. doi:10.1115/OMAE2014-23459
122. Hong JK. The Development of a Simplified Spot Weld Model for Battelle Stuctural Stress Calculation. *SAE Int J Mater Manuf.* 2011;4(1):602-612.
123. Cox A, Hong J. Fatigue Evaluation Procedure Development for Self-Piercing Riveted Joints Using the Battelle Structural Stress Method. *SAE Technical Papers.* Published online 2016.

124. Dong P, Hong JK, De Jesus AMP. Analysis of recent fatigue data using the structural stress procedure in ASME Div 2 Rewrite. *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*. 2007;129(3):355-362. doi:10.1115/1.2748818
125. Kyuba H, Dong P. Equilibrium-equivalent structural stress approach to fatigue analysis of a rectangular hollow section joint. *Int J Fatigue*. 2005;27(1):85-94. doi:10.1016/j.ijfatigue.2004.05.008
126. Kang HT, Khosrovaneh A, Su X, et al. A Fatigue Life Prediction Method of Laser Assisted Self-Piercing Rivet Joint for Magnesium Alloys. *SAE Int J Mater Manf*. 2015;8(3):789-794.
127. Rao HM, Kang J, Huff G, Avery K. Structural stress method to evaluate fatigue properties of similar and dissimilar self-piercing riveted joints. *Metals (Basel)*. 2019;9(3):14-16. doi:10.3390/met9030359
128. Kang H tae, Boorgu S. Fatigue Life Prediction of Self-Piercing Rivet Joints Between Magnesium and Aluminum Alloys. In: *MATEC Web of Conferences 165*. Vol 165. ; 2018:1-5.
129. Wu X, Wei Z, Kang H, Khosrovaneh A. A Structural Stress Recovery Procedure for Fatigue Life Assessment of Welded Structures. *SAE Technical Papers*. 2017;2017(March). doi:10.4271/2017-01-0343
130. Shen W, Yan R, Barltrop N, Liu E, Song L. A method of determining structural stress for fatigue strength evaluation of welded joints based on notch stress strength theory. *Int J Fatigue*. 2016;90(April):87-98. doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.04.014
131. Xiao ZG, Yamada K. A method of determining geometric stress for fatigue strength evaluation of steel welded joints. *Int J Fatigue*. 2004;26(12):1277-1293. doi:10.1016/j.ijfatigue.2004.05.001
132. Turlier D, Facchinetti ML, Wolf S, et al. Seam weld shell element model for thin walled structure FE fatigue design. *MATEC Web of Conferences*. 2018;165:1-7. doi:10.1051/mateconf/201816521007
133. Mei J, Dong P. An equivalent stress parameter for multi-axial fatigue evaluation of welded components including non-proportional loading effects. *Int J Fatigue*. 2017;101:297-311. doi:10.1016/j.ijfatigue.2017.01.006
134. Hong JK. Study on weld fatigue evaluation incorporating welding induced residual stress effect. In: ASME, ed. *International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. ; 2016:1-9.
135. Hong JK, Forte TP. Fatigue Evaluation Procedures for Bi-axial Loaded Plate Joints Using the Battelle Structural Stress Method. *Procedia Eng*. 2015;133:410-419. doi:10.1016/j.proeng.2015.12.611
136. Hong JK, Forte T. Development of Friction Stir Weld Fatigue Evaluation Procedure Using Battelle Structural Stress Method. *SAE Int J Mater Manf*. 2014;7(2):432-438. doi:104271/2014-01-0909

137. Dong P, Hong JK. The master S-N curve approach to fatigue evaluation of offshore and marine structures. In: ASME, ed. *23rd International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. ASME; 2004:1-9.
138. Dong P, Hong JK. The master S-N curve approach to fatigue of piping and vessel welds. *Welding in the World*. 2004;48(1-2):28-36. doi:10.1007/BF03266411
139. Selvakumar P, Hong JK. Robust mesh insensitive structural stress method for fatigue analysis of welded structures. *Procedia Eng*. 2013;55:374-379. doi:10.1016/j.proeng.2013.03.268
140. Kim SM, Kim MH. Incorporating Mesh-Insensitive structural stress into the fatigue assessment procedure of common structural rules for bulk carriers. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. 2015;7(1):10-24. doi:10.1515/ijnaoe-2015-0002
141. Urban MR. Analysis of the fatigue life of riveted sheet metal helicopter airframe joints. *Int J Fatigue*. 2003;25(9-11):1013-1026. doi:10.1016/j.ijfatigue.2003.08.003
142. Al-Emrani M, Kliger R. FE analysis of stringer-to-floor-beam connections in riveted railway bridges. *J Constr Steel Res*. 2003;59(7):803-818. doi:10.1016/S0143-974X(02)00114-1
143. Berot M. *Modélisation Simplifiée d'assemblages Par Éléments Équivalents*. Doctorat. École Nationale Supérieure des Mines de Paris; 2009.
144. Xiong Y, Bedair OK. Analytical and finite element modeling of riveted lap joints in aircraft structure. *AIAA Journal*. 1999;37(1):93-99. doi:10.2514/2.669
145. Adrian T, Daniel V. *Idealization of Riveted Joints*. CHALMERS UNIVERSITY COLLEGE; 2012.
146. Vivio F. A new theoretical approach for structural modelling of riveted and spot welded multi-spot structures. *Int J Solids Struct*. 2009;46(22-23):4006-4024. doi:10.1016/j.ijsolstr.2009.07.021
147. Kaniowski J, Wronicz W, Jachimowicz J. Methods for FEM analysis of riveted joints of thin-walled aircraft structures within the Imperja project. In: *ICAF 2009, Bridging the Gap between Theory and Operational Practice*. ; 2009:939-966. doi:10.1007/978-90-481-2746-7
148. Wronicz W, Kaniowski J, Jachimowicz J. Methods for Global and Local FEM Analysis of Riveted Joint on the Example of the PZL M28 Skytruck Aircraft. *Fatigue of Aircraft Structures*. 2010;1:212-225. doi:10.2478/v10164-010-0019-5
149. Vivio F, Fanelli P, Ferracci M. Experimental characterization and numerical simulation of riveted lap-shear joints using Rivet Element. *International Journal of Advanced Structural Engineering*. 2018;10:37-47. doi:10.1007/s40091-017-0176-7
150. Huang W, Wang TJ, Garbatov Y, Guedes Soares C. Fatigue reliability assessment of riveted lap joint of aircraft structures. *Int J Fatigue*. 2012;43:54-61. doi:10.1016/j.ijfatigue.2012.02.005
151. Di Cicco F, Fanelli P, Vivio F. Fatigue reliability evaluation of riveted lap joints using a new rivet element and DFR. *Int J Fatigue*. 2017;101:430-438. doi:10.1016/j.ijfatigue.2017.02.006

152. Kang SH, Kim HK. Fatigue strength evaluation of self-piercing riveted Al-5052 joints under different specimen configurations. *Int J Fatigue*. 2015;80:58-68. doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.05.003
153. Lazzarin P, Berto F. Control volumes and strain energy density under small and large scale yielding due to tension and torsion loading. *Fatigue Fract Eng Mater Struct*. 2008;31:95-107. doi:10.1111/j.1460-2695.2007.01206.x
154. Skorupa M, Machniewicz T, Skorupa A, Korbel A. Fatigue strength reduction factors at rivet holes for aircraft fuselage lap joints. *Int J Fatigue*. 2015;80:417-425. doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.06.025
155. Liao M, Shi G, Xiong Y. Analytical methodology for predicting fatigue life distribution of fuselage splices. *Int J Fatigue*. 2001;23(SUPPL. 1):177-185. doi:10.1016/s0142-1123(01)00127-x
156. Box GEP, Wilson KB. On the Experimental Attainment of Optimum Conditions. *Journal of the Royal Statistical Society Series B (Methodological)*. 1951;13(1):1-45.
157. De Jesus A, Pinto H, Fernández-Canteli A, Castillo E, Correia J. Fatigue assessment of a riveted shear splice based on a probabilistic model. *Int J Fatigue*. 2010;32(2):453-462. doi:10.1016/j.ijfatigue.2009.09.004
158. Choa SK, Yanga YS, Sona KJ, Kimb JY. Fatigue strength in laser welding of the lap joint. *Finite Elements in Analysis and Design*. 2004;40:1059-1070. doi:10.1016/j.finel.2003.08.010
159. Sonsino CM, Fricke W, De Bruyne F, Hoppe A, Ahmadi A, Zhang G. Notch stress concepts for the fatigue assessment of welded joints - Background and applications. *Int J Fatigue*. 2012;34(1):2-16. doi:10.1016/j.ijfatigue.2010.04.011
160. Marulo G, Frendo F, Bertini L, Fatemi A. On the application of a critical plane approach to the life assessment of welded joints. *Procedia Eng*. 2018;213(2017):448-458. doi:10.1016/j.proeng.2018.02.044
161. Karakaş Ö. Application of Neuber's effective stress method for the evaluation of the fatigue behaviour of magnesium welds. *Int J Fatigue*. 2017;101:115-126. doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.10.023
162. Alam MdM, Barsoum Z, Jonsén P, Häggblad HÅ, Kaplan AFH. Fatigue Behaviour Study of Laser Hybrid Welded Eccentric Fillet Joints – Part I. *12th NOLAMP proceeding 2009 : Nordic Laser Materials Processing Conference*. Published online 2009:1-29.
163. Alam M. *A Study of the Fatigue Behaviour of Laser and Hybrid Laser Welds*. PhD Thesis. Luleå University of Technology; 2009. <http://pure.ltu.se/ws/fbspretrieve/3386818>
164. Barsoum Z, Barsoum I. Residual stress effects on fatigue life of welded structures using LEFM. *Eng Fail Anal*. 2009;16(1):449-467. doi:10.1016/j.engfailanal.2008.06.017

165. Crocombe AD, Ong CY, Chan CM, Abdel Wahab MM, Ashcroft IA. Investigating fatigue damage evolution in adhesively bonded structures using backface strain measurement. *Journal of Adhesion*. 2002;78(9):745-776. doi:10.1080/00218460213835
166. Graner Solana A, Crocombe AD, Ashcroft IA. Fatigue life and backface strain predictions in adhesively bonded joints. *Int J Adhes Adhes*. 2010;30(1):36-42. doi:10.1016/j.ijadhadh.2009.08.001
167. Williams JJ, Yazzie KE, Padilla E, Chawla N, Xiao X, De Carlo F. Understanding fatigue crack growth in aluminum alloys by in situ X-ray synchrotron tomography. *Int J Fatigue*. 2013;57:79-85. doi:10.1016/j.ijfatigue.2012.06.009
168. Zhang H, Toda H, Qu PC, et al. Three-dimensional fatigue crack growth behavior in an aluminum alloy investigated with in situ high-resolution synchrotron X-ray microtomography. *Acta Mater*. 2009;57(11):3287-3300. doi:10.1016/j.actamat.2009.03.036
169. Sandgren HR, Zhai Y, Lados DA, et al. Characterization of fatigue crack growth behavior in LENS fabricated Ti-6Al-4V using high-energy synchrotron x-ray microtomography. *Addit Manuf*. 2016;12:132-141. doi:10.1016/j.addma.2016.09.002
170. Ferrié E, Buffière JY, Ludwig W, Gravouil A, Edwards L. Fatigue crack propagation: In situ visualization using X-ray microtomography and 3D simulation using the extended finite element method. *Acta Mater*. 2006;54(4):1111-1122. doi:10.1016/j.actamat.2005.10.053
171. Tsuda H, Lee JR, Guan Y. Fatigue crack propagation monitoring of stainless steel using fiber Bragg grating ultrasound sensors. *Smart Mater Struct*. 2006;15(5):1429-1437. doi:10.1088/0964-1726/15/5/032
172. Piau JM, Bendada A, Maldague X, Legoux JG. Nondestructive testing of open microscopic cracks in plasma-sprayed- coatings using ultrasound excited vibrothermography. *Nondestructive Testing and Evaluation*. 2008;23(2):109-120. doi:10.1080/10589750701775817
173. Roberts TM, Talebzadeh M. Acoustic emission monitoring of fatigue crack propagation. *J Constr Steel Res*. 2003;59(6):695-712. doi:10.1016/S0143-974X(02)00064-0
174. Yu J, Ziehl P. Stable and unstable fatigue prediction for A572 structural steel using acoustic emission. *J Constr Steel Res*. 2012;77:173-179. doi:10.1016/j.jcsr.2012.05.009
175. Harris DO, Dunegan HL. Continuous monitoring of fatigue-crack growth by acoustic-emission techniques. *Exp Mech*. 1974;14(2):71-81. doi:10.1007/BF02323130
176. Roberts TM, Talebzadeh M. Fatigue life prediction based on crack propagation and acoustic emission count rates. *J Constr Steel Res*. 2003;59(6):679-694. doi:10.1016/S0143-974X(02)00065-2
177. Lindley TC, Palmeer IG, Richard CE. Acoustic Emission Monitoring of Fatigue Crack Growth. *Materials Science and Engineering*. 1978;32:1-15.

178. Han Z, Luo H, Cao J, Wang H. Acoustic emission during fatigue crack propagation in a micro-alloyed steel and welds. *Materials Science and Engineering A*. 2011;528(25-26):7751-7756. doi:10.1016/j.msea.2011.06.065
179. Barile C, Casavola C, Pappaletta G, Pappalettere C. Fatigue Damage Monitoring by Means of Acoustic Emission and Thermography in Ti Grade 5 Specimens. *Procedia Eng*. 2015;114:487-492. doi:10.1016/j.proeng.2015.08.096
180. Bomarito GF, Hochhalter JD, Ruggles TJ, Cannon AH. Increasing accuracy and precision of digital image correlation through pattern optimization. *Opt Lasers Eng*. 2017;91:73-85. doi:10.1016/j.optlaseng.2016.11.005
181. Crammond G, Boyd SW, Dulieu-Barton JM. Speckle pattern quality assessment for digital image correlation. *Opt Lasers Eng*. 2013;51(12):1368-1378. doi:10.1016/j.optlaseng.2013.03.014
182. Koster M, Kenel C, Lee WJ, Leinenbach C. Digital Image Correlation for the Characterization of Fatigue Damage Evolution in Brazed Steel Joints. *Procedia Materials Science*. 2014;3:1117-1122. doi:10.1016/j.mspro.2014.06.182
183. Hosdez J, Witz JF, Martel C, et al. Fatigue crack growth law identification by Digital Image Correlation and electrical potential method for ductile cast iron. *Eng Fract Mech*. 2017;182:577-594. doi:10.1016/j.engfracmech.2017.05.037
184. Chen Y, Sun S, Ji C. Analysis of aluminum sheets with multiple sites damage based on fatigue tests and DIC technique. *Int J Fatigue*. 2018;109:37-48. doi:10.1016/j.ijfatigue.2017.12.008
185. Vanlanduit S, Vanherzeele J, Longo R, Guillaume P. A digital image correlation method for fatigue test experiments. *Opt Lasers Eng*. 2009;47(3-4):371-378. doi:10.1016/j.optlaseng.2008.03.016
186. Risbet M, Feissel P, Roland T, Brancherie D, Roelandt JM. Digital image correlation technique: Application to early fatigue damage detection in stainless steel. *Procedia Eng*. 2010;2(1):2219-2227. doi:10.1016/j.proeng.2010.03.238
187. Carroll JD, Abuzaid W, Lambros J, Sehitoglu H. High resolution digital image correlation measurements of strain accumulation in fatigue crack growth. *Int J Fatigue*. 2013;57:140-150. doi:10.1016/j.ijfatigue.2012.06.010
188. Eremin A, Panin S, Sunder R, Berto F. DIC Study of Fatigue Crack Growth after Single Overloads and Underloads. *Procedia Structural Integrity*. 2017;5:889-895. doi:10.1016/j.prostr.2017.07.120
189. Poncelet M, Barbier G, Raka B, et al. Biaxial high cycle fatigue of a type 304L stainless steel: Cyclic strains and crack initiation detection by digital image correlation. *European Journal of Mechanics, A/Solids*. 2010;29(5):810-825. doi:10.1016/j.euromechsol.2010.05.002
190. Infastech. *Avdel - Système à Rupture de Tige*.; 2011.

191. Schneider N, Bödecker J, Berger C, Oechsner M. Frequency effect and influence of testing technique on the fatigue behaviour of quenched and tempered steel and aluminium alloy. *Int J Fatigue*. 2016;93:224-231. doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.05.013
192. Mayer H, Papakyriacou M, Pippan R, Stanzl-tschegg S. Influence of loading frequency on the high cycle fatigue properties of AlZnMgCu1.5 aluminium alloy. *Materials Science and Engineering A*. 2001;314:48-54.
193. Chambers JA. Preloaded Joint Analysis Methodology for Space Flight Systems. *NASA Tech Memo*. 1995;(106943):29.
<http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19960012183.pdf>
194. Makkonen M. Predicting the total fatigue life in metals. *Int J Fatigue*. 2009;31(7):1163-1175. doi:10.1016/j.ijfatigue.2008.12.008
195. Forsyth PJE. Fatigue damage and crack growth in aluminium alloys. *Acta Metallurgica*. 1963;11(7):703-715. doi:10.1016/0001-6160(63)90008-7
196. Lynch S, Lynch S. Some fractographic contributions to understanding fatigue crack growth. *Int J Fatigue*. 2017;104:12-26. doi:10.1016/j.ijfatigue.2017.06.036
197. Anderson TL. *Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications*. 4rd ed. (CRC Press, ed.). CRC Press; 2017.
198. Hussain K. Short fatigue crack behaviour and analytical models: A review. *Eng Fract Mech*. 1997;58(4):327-354. doi:10.1016/S0013-7944(97)00102-1
199. Paris P, Erdogan F. A Critical Analysis of Crack Propagation Laws. *Journal of Basic Engineering*. 1963;85(4):528. doi:10.1115/1.3656900
200. Donahue RJ, Clark HMI, Atanmo P, Kumble R, McEvily AJ. Crack opening displacement and the rate of fatigue crack growth. *International Journal of Fracture Mechanics*. 1972;8(2):209-219. doi:10.1007/BF00703882
201. Kitagawa H, Takahashi S. Applicability of fracture mechanics to very small cracks or the cracks in the early stage. In: *Proc 2nd Int. Conf. on Mech. Behavior of Materials*. ; 1976:627-631. doi:10.1007/978-3-540-79470-7_8
202. Kramberger J, Šraml M, Glodež S, Flašker J, Potrč I. Computational model for the analysis of bending fatigue in gears. *Comput Struct*. 2004;82(23-26):2261-2269. doi:10.1016/j.compstruc.2003.10.028
203. Forman RG, Kearney VE, Engle RM. Numerical Analysis of Crack Propagation Cyclic-Loaded Structure. *Journal of Basic Engineering*. 1967;89(3):459-463. doi:10.1115/1.3609637
204. McEvily AJ, Groeger J. On the Threshold for Fatigue-Crack Growth. In: *4th International Conference on Fracture*. University of Waterloo Press; 1977:1293-1298.
205. McEvily AJ, Ishihara S. On the dependence of the rate of fatigue crack growth on the $\sigma_{na}(2a)$ parameter. *Int J Fatigue*. 2001;23(2):175--183. doi:10.1016/j.ijfatigue.2008.08.007

206. Liu Y, Mahadevan S. Probabilistic fatigue life prediction using an equivalent initial flaw size distribution. *Int J Fatigue*. 2009;31(3):476-487. doi:10.1016/j.ijfatigue.2008.06.005
207. Xiang Y, Lu Z, Liu Y. Crack growth-based fatigue-life prediction using an equivalent initial flaw model. Part II: Multiaxial loading. *Int J Fatigue*. 2010;32(2):376-381. doi:10.1016/j.ijfatigue.2009.07.013
208. Barsoum Z, Jonsson B. Fatigue assessment and lefm analysis of cruciform joints fabricated with different welding processes. *Welding in the World*. 2008;52(7-8):93-105. doi:10.1007/BF03266657
209. Marrey R V., Burgermeister R, Grishaber RB, Ritchie RO. Fatigue and life prediction for cobalt-chromium stents: A fracture mechanics analysis. *Biomaterials*. 2006;27(9):1988-2000. doi:10.1016/j.biomaterials.2005.10.012
210. Rege K, Lemu HG. A review of fatigue crack propagation modelling techniques using FEM and XFEM. *IOP Conf Ser Mater Sci Eng*. 2017;276:1-16. doi:10.1088/1757-899X/276/1/012027
211. Delorenzi HG. Energy release rate calculations by the finite element method. *Eng Fract Mech*. 1985;21(1):129-143. doi:10.1016/0013-7944(85)90060-8
212. Parks DM. A stiffness derivative finite element technique for determination of crack tip stress intensity factors. *Int J Fract*. 1974;10(4):487-502. doi:10.1007/BF00155252
213. Hellen TK. On the method of virtual crack extensions. *Int J Numer Methods Eng*. 1975;9(1):187-207. doi:10.1002/nme.1620090114
214. Lin XB, Smith RA. Finite element modelling of fatigue crack growth of surface cracked plates: Part I : The numerical technique. *Eng Fract Mech*. 1999;63(5):503-522.
215. Shih CF, Moran B, Nakamura T. Energy release rate along a three-dimensional crack front in a thermally stressed body. *Int J Fract*. 1986;30(2):79-102. doi:10.1007/BF00034019
216. Yau JF, Wang SS, Corten HT. A Mixed-Mode Crack Analysis of Isotropic Solids Using Conservation Laws of Elasticity. *J Appl Mech*. 1980;47(2):335-341. doi:10.1115/1.3153665
217. Shih CF, Asaro RJ. Elastic-Plastic Analysis of Cracks on Bimaterial Interfaces: Part 1—Small Scale Yielding. *J Appl Mech*. 1988;55:299-316. doi:10.1115/1.3176170
218. Guinea GV, Planas J, Elices M. KI evaluation by the displacement extrapolation technique. *Eng Fract Mech*. 2000;66(3):243-255. doi:10.1016/S0013-7944(00)00016-3
219. Erdogan F, Sih GC. On the Crack Extension in Plates Under Plane Loading and Transverse Shear. *Journal of Basic Engineering*. 1963;85(4):519-525. doi:10.1115/1.3656897
220. Hussain ML, Pu S, Underwood J. Strain energy release rate for a crack under combined mode I and mode II. In: *Fracture Analysis: Proc. of the 1973 National Symp. on Fracture Mechanics, Part II.* ; 1974:2-28.

221. Sih GC. Strain-energy-density factor applied to mixed mode crack problems. *Int J Fract.* 1974;10(3):305-321. doi:10.1007/BF00035493
222. Theocaris PS, Andrianopoulos NP. The T-criterion applied to ductile fracture. *Int J Fract.* 1982;20(4):R125--R130. doi:10.1007/BF01130617
223. Belytschko T, Black T. Elastic crack growth in finite elements with minimal remeshing. *Int J Numer Methods Eng.* 1999;45:601-620. doi:10.3760/cma.j.issn.0366-6999.2011.18.023
224. Miranda ACO, Meggiolaro MA, Castro JTP, Martha LF, Bittencourt TN. Fatigue life and crack path predictions in generic 2D structural components. *Eng Fract Mech.* 2003;70(10):1259-1279. doi:10.1016/S0013-7944(02)00099-1
225. Bittencourt TN, Wawrzynek PA, Ingraffea AR, Sousa JL. Quasi-automatic simulation of crack propagation for 2D lefm problems. *Eng Fract Mech.* 1996;55(2):321-334. doi:10.1016/0013-7944(95)00247-2
226. Alegre JM, Cuesta II. Some aspects about the crack growth FEM simulations under mixed-mode loading. *Int J Fatigue.* 2010;32(7):1090-1095. doi:10.1016/j.ijfatigue.2009.12.002
227. Aguilar Espinosa AA, Fellows NA, Durodola JF, Fellows LJ. Development of numerical model for the determination of crack opening and closure loads, for long cracks. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.* 2017;40(4):571-585. doi:10.1111/ffe.12532
228. García-Collado A, Vasco-Olmo JM, Díaz FA. Numerical analysis of plasticity induced crack closure based on an irreversible cohesive zone model. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics.* 2017;89:52-62. doi:10.1016/j.tafmec.2017.01.006
229. Belytschko T, Liu WK, Moran B, Elkhodary K. *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures.* 2e ed.; 2013.
230. Solanki K, Daniewicz SR, Newman JC. Finite element analysis of plasticity-induced fatigue crack closure: An overview. *Eng Fract Mech.* 2004;71(2):149-171. doi:10.1016/S0013-7944(03)00099-7
231. Nguyen O, Repetto EA, Ortiz M, Radovitzky RA. A cohesive model of fatigue crack growth. *Int J Fract.* 2001;110(4):351-369. doi:10.1023/A:1010839522926
232. Moës N, Dolbow J, Belytschko T. A finite element method for crack growth without remeshing. *Int J Numer Methods Eng.* 1999;46(1):131-150.
233. Yazid A, Abdelkader N, Abdelmadjid H. A state-of-the-art review of the X-FEM for computational fracture mechanics. *Appl Math Model.* 2009;33(12):4269-4282. doi:10.1016/j.apm.2009.02.010
234. Lancaster IM, Khalid HA, Kougioumtzoglou IA. Extended FEM modelling of crack propagation using the semi-circular bending test. *Constr Build Mater.* 2013;48:270-277. doi:10.1016/j.conbuildmat.2013.06.046

235. Paul B, Faivre M, Massin P, et al. 3D coupled HM–XFEM modeling with cohesive zone model and applications to non planar hydraulic fracture propagation and multiple hydraulic fractures interference. *Comput Methods Appl Mech Eng*. 2018;342:321-353. doi:10.1016/j.cma.2018.08.009
236. Fries TP, Belytschko T. The extended/generalized finite element method: An overview of the method and its applications Thomas-Peter. *Int J Numer Methods Eng*. 2010;84:253-304. doi:10.1002/nme
237. Ren X, Guan X. Three dimensional crack propagation through mesh-based explicit representation for arbitrarily shaped cracks using the extended finite element method. *Eng Fract Mech*. 2017;177:218-238. doi:10.1016/j.engfracmech.2017.04.007

Annexe 1 : Description des critères de fatigue multiaxiaux

Cette annexe a pour objectif de décrire les divers critères de rupture multiaxiaux qui ont été présentés à la section 2.1.1.

Modèle de la déformation équivalente ou de la contrainte équivalente (Von Mises)

La méthode la plus simple pour s'attaquer à un problème de fatigue multiaxiale est d'utiliser une approche basée sur l'utilisation de la déformation ou de la contrainte équivalente. Ce critère suppose que l'état des contraintes en trois dimensions est connu. Cet état de contraintes est également, selon ce critère, un état de contraintes local. Alors, les effets que peuvent avoir les entailles et les déformations plastiques ont déjà été pris en compte. Pour ce critère, l'amplitude de la contrainte équivalente est définie selon l'équation (A1.1).

$$\Delta\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_{xx} - \Delta\sigma_{yy})^2 + (\Delta\sigma_{yy} - \Delta\sigma_{zz})^2 + (\Delta\sigma_{xx} - \Delta\sigma_{zz})^2 + 6(\Delta\tau_{xy}^2 + \Delta\tau_{yz}^2 + \Delta\tau_{xz}^2)} \quad (A1.1)$$

L'équation (A1.1). peut être utilisée dans une approche basée sur les contraintes pour évaluer la durée de vie en fatigue d'une structure. Pour une approche basée sur les déformations, l'amplitude de la déformation équivalente est définie selon l'équation (A1.2).

$$\Delta\varepsilon_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\nu)} \sqrt{(\Delta\varepsilon_{xx} - \Delta\varepsilon_{yy})^2 + (\Delta\varepsilon_{yy} - \Delta\varepsilon_{zz})^2 + (\Delta\varepsilon_{xx} - \Delta\varepsilon_{zz})^2 + \frac{3}{2}(\Delta\gamma_{xy}^2 + \Delta\gamma_{yz}^2 + \Delta\gamma_{xz}^2)} \quad (A1.2)$$

Pour inclure l'influence de la contrainte moyenne, il est possible d'utiliser la correction proposée par Smith, Watson et Topper (voir section 2.1.1.2). De cette façon, l'équation (2.11) devient :

$$\bar{\sigma}_{max} \frac{\Delta\varepsilon_{eq}}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (A1.3)$$

Où,

$$\bar{\sigma}_{max} = \bar{\sigma}_m + \frac{\Delta\sigma_{eq}}{2} \quad (A1.4)$$

Où $\bar{\sigma}_m$ représente la contrainte équivalente moyenne appliquée et $\bar{\sigma}_{max}$ représente la contrainte équivalente maximale. Bien que cette approche soit de loin la plus simple à implémenter dans un modèle numérique, celle-ci possède de sérieuses limitations en ce qui concerne son habileté à prédire le comportement en fatigue des matériaux. En effet, ce critère d'endommagement ne peut déterminer le mode de rupture (cisaillement ou tension pure) de la structure ainsi que le plan critique où la rupture de la structure est attendue. Ceci peut être expliqué par le fait que ce critère calcule la contrainte ou la déformation moyenne sur un volume donné.

Modèle de Kandil-Brown-Miller (KBM)

Le modèle de Kandil-Brown-Miller, développé en 1981¹⁹, assume que la rupture de la pièce étudiée aura lieu sur le plan où la déformation en cisaillement $\Delta\gamma_{max}$ est maximale. La dernière itération du modèle est présentée à l'équation (A1.5).

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\gamma_{max}}{2} + S\Delta\varepsilon_n &= A \frac{\sigma'_f - 2\sigma_{n,mean}}{E} (2N_f)^b + B\varepsilon'_f (2N_f)^c \\ A &= [1 + \nu_e + (1 - \nu_e)S] \\ B &= [1 + \nu_p + (1 - \nu_p)S] \end{aligned} \quad (A1.5)$$

Où $\Delta\gamma_{max}$ est l'amplitude de la déformation en cisaillement, $\Delta\varepsilon_n$ est l'amplitude de la déformation en tension, ν_e et ν_p sont les coefficients de poisson du matériau et σ'_f , ε'_f , b , c et S sont les coefficients liés aux propriétés mécaniques en fatigue du matériau. Ces coefficients doivent généralement être déterminés à l'aide d'essais expérimentaux en fatigue. Il existe également une version modifiée de ce critère nommée le modèle de Kandil-Brown-Miller modifié (MKBM). Ce dernier à la forme suivante :

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \left(1 + \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_e} \right) \frac{\Delta\varepsilon_n}{2} = \left(\frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \right) \left(1 + \frac{\sigma'_f}{\sigma_e} (2N_f)^b \right) \quad (A1.6)$$

Ce critère a l'avantage de ne pas avoir de coefficients proportionnels, ce qui facilite grandement son utilisation. La différence de ce critère avec le critère de Fatemi-Socie provient du fait que la contrainte normale maximale, qui agit sur le plan critique considéré, est multipliée par l'amplitude de la déformation normale.

Modèle de Fatemi-Socie (FS)

Le critère d'endommagement de Fatemi-Socie¹⁸ est un critère basé sur le concept du plan critique. Par contre, celui-ci stipule plutôt que la contrainte normale maximale $\sigma_{n,max}$ est le facteur qui régit l'accroissement des fissures au lieu de la déformation normale. La forme de ce critère d'endommagement est la suivante (équation (A1.7)) :

$$\frac{\Delta\gamma}{2} \left(1 + k_{fs} \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_e} \right) = \frac{\tau'_f}{G} (2N_f)^b + \gamma'_f (2N_f)^c \quad (A1.7)$$

Où k est une variable qui dépend du matériau utilisé. Tout comme le critère KBM, ce critère de rupture est aussi adapté aux matériaux ayant comme principal mode de rupture le cisaillement. Dans la littérature, plusieurs chercheurs ont utilisé ce critère avec succès^{27 28 29 30}.

Modèle de Smith-Watson-Topper (SWT)

Contrairement aux trois modèles précédents, le modèle de Smith-Watson-Topper (SWT) ⁹ est plutôt adapté aux matériaux qui ont l'habitude d'entrer en rupture suivant un plan critique par rapport aux contraintes en tension-compression. Ce modèle est également basé sur l'énergie de déformation du composant étudié. Ce critère d'endommagement a en fait la même forme que la correction de la contrainte moyenne SWT (équation (2.11)) développé par les mêmes auteurs. La formulation du critère est présentée à l'équation (A1.8) :

$$\sigma_{n,max} \frac{\Delta \varepsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (\text{A1.8})$$

Où $\Delta \varepsilon_1$ est l'amplitude de la déformation principale maximale et $\sigma_{n,max}$ est la contrainte normale maximale agissant sur le plan critique. Ce modèle a été utilisé pour analyser la durée de vie en fatigue d'un bras de suspension ²³. Il est nécessaire de prendre certaines précautions lors de l'utilisation du modèle SWT. En effet, étant donné que ce critère de rupture assume que la propagation des fissures est engendrée par des efforts en tension, une erreur importante peut être observée lorsque le critère est appliqué à des matériaux ayant comme mode de rupture prédominant le cisaillement ²⁴.

Annexe 2 : Comptage de cycles pour un chargement multiaxial

Cette annexe a pour objectif de présenter deux méthodes permettant de compter le nombre de cycles d'un chargement multiaxial. Ces méthodes sont la méthode de Bannantine et Socie et la méthode de Wang-Brown.

Méthode de Bannantine et Socie

La méthode proposée par Bannantine et Socie stipule que l'endommagement en fatigue se produit sur un plan critique qui subit le maximum de dommage. Pour quantifier cet endommagement, il est nécessaire d'appliquer l'approche basée sur les déformations locales sur le plan en question. Bien entendu, il est tout d'abord nécessaire de trouver ce plan critique. Pour ce faire, une analyse en fatigue est effectuée sur plusieurs plans distincts choisis arbitrairement ou par expérience, pour évaluer celui qui subit le plus haut niveau d'endommagement. Il est donc nécessaire, pour chaque plan étudié, de projeter l'état des déformations sur le plan en question et d'utiliser par la suite la méthode de la goutte d'eau pour évaluer l'endommagement de chaque plan. En fonction du critère d'endommagement sélectionné, les déformations en cisaillement et/ou les contraintes normales sont prises en considération. De manière générale, le critère est sélectionné en fonction du mode de rupture dominant du matériau utilisé⁴⁷. Une fois que la méthode de la goutte d'eau est terminée, il suffit d'utiliser une loi d'endommagement, comme la loi de Palmgren-Miner, pour quantifier l'endommagement de chaque plan et ainsi déterminer le plan critique. Selon la méthode, c'est sur ce plan que la rupture de la structure se produira. Bref, la procédure à suivre pour utiliser la méthode de Bannantine et Socie est la suivante :

- 1- Déterminer un plan pour effectuer l'analyse
- 2- Évaluer l'historique des contraintes et des déformations sur le plan en question
- 3- En fonction du matériau, choisir un critère d'endommagement
- 4- Utiliser la méthode de la goutte d'eau pour évaluer les cycles
- 5- Calculer l'endommagement en fatigue avec une loi d'endommagement
- 6- Répéter les étapes 1 à 5 pour plusieurs plans différents afin de déterminer le plan avec le plus haut taux d'endommagement en fatigue

Méthode de Wang et Brown

La méthode de comptage de cycles Wang et Brown est basée sur l'utilisation du critère de Von Mises. Cette méthode de comptage suppose que l'état des déformations $\varepsilon_{ij}(t)$ est connu. Bien entendu, chaque instant du chargement possède son propre état de déformations. Alors, pour simplifier l'explication de la démarche, la notation suivante est utilisée.

$$\left(\varepsilon_{ij}\right)_p \quad p = 1, 2, 3, \dots, n \quad (\text{A2.1})$$

Dans l'équation (A2.1), $\left(\varepsilon_{ij}\right)_p$ est le tenseur des déformations, p est le numéro du tenseur par rapport au chargement total et n est le nombre total de tenseurs (ou le nombre total de cas de chargement différents). La démarche utilisée lors de l'utilisation de la méthode de Wang et Brown amène souvent l'utilisateur à calculer un état de déformations relatif qui est défini à l'équation (A2.2) :

$$\left(\varepsilon_{ij}\right)_p^{rel} = \left(\varepsilon_{ij}\right)_p - \left(\varepsilon_{ij}\right)_{ref} \quad (\text{A2.2})$$

Où $\left(\varepsilon_{ij}\right)_{ref}$ est un tenseur de déformation de référence pour calculer les tenseurs de contraintes relatives. Pour utiliser la méthode ici présentée, il est également nécessaire de calculer la déformation équivalente. Celle-ci est définie à l'équation (A2.3).

$$\varepsilon_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\nu')} \sqrt{\left(\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy}\right)^2 + \left(\varepsilon_{yy} - \varepsilon_{zz}\right)^2 + \left(\varepsilon_{zz} - \varepsilon_{xx}\right)^2 + \frac{3}{2}\left(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2\right)} \quad (\text{A2.3})$$

Bref, la procédure à suivre pour utiliser la méthode de Wang et Brown est la suivante :

- 1- Calculer la déformation équivalente du chargement en fonction du temps avec l'équation (A2.3)
- 2- Réorganiser les données de manière à ce que le sommet le plus élevé de la déformation équivalente soit positionné au début de la chaîne des données. Ceci est effectué en déterminant le point maximal et en déplaçant tous les points avant ce sommet à la fin de l'historique des données. Ce point maximal (Point A) devient le point de référence $\left(\varepsilon_{ij}\right)_{ref}$ pour la suite de l'analyse.
- 3- Calculer l'état de déformation relatif avec l'équation (A2.2) et recalculer la déformation équivalente pour tous les points du segment de données.
- 4- Identifier le sommet absolu du segment calculé à l'étape 3 (Point B).

- 5- Identifier tous les points, entre le point A et le point B, qui font augmenter de manière absolue le terme $(\varepsilon_{ij})_k^{rel}$. Ce segment de points est ensuite identifié comme étant un renversement.
- 6- Les points restants sont ensuite regroupés sous forme de segments. Les segments sont divisés par les discontinuités créées par le retrait des points identifiés à l'étape 5.
- 7- Pour chaque fragment, il est nécessaire de répéter les étapes 3 à 6 jusqu'à ce que tous les points de l'historique du chargement soient traités. Pour chaque fragment, le point de référence $(\varepsilon_{ij})_{ref}$ devient le premier point du fragment.

Une fois que le comptage des cycles est terminé, il suffit d'utiliser un critère d'endommagement ainsi qu'une loi d'endommagement pour évaluer la vie en fatigue d'une structure.

Annexe 3 : Approche de la propagation des fissures

Les diverses techniques développées au fil des années, basées sur cette approche, sont présentées dans cet annexe. Cependant, afin de bien saisir la portée de ces dernières, quelques notions théoriques sont d'abord présentées.

A3.1. Théorie traitant de la mécanique de rupture

La fatigue peut être vue comme étant l'endommagement local et progressif d'une structure ou d'une pièce qui survient lorsqu'un matériau est soumis à des efforts ou des chargements cycliques ¹⁶³. De manière générale, la rupture d'un matériau en fatigue peut être vue en trois étapes ou phases distinctes ¹⁹⁴.

Initiation de la fissure

C'est à cette étape que la fissure s'amorce dans le matériau. Cette amorce de fissure peut être occasionnée par plusieurs facteurs différents. Par exemple, une fissure pourrait s'amorcer à partir d'un défaut de surface, par un chargement préalablement subi par le matériau ou par le travail du matériau lors de la mise en forme d'une pièce. La détermination de l'amorce d'une fissure est une tâche qui peut s'avérer assez difficile. Dans un essai de fatigue contrôlé en déformation, l'initiation de la fatigue peut être définie au moment où il y a une baisse au niveau de la contrainte appliquée sur l'échantillon. L'initiation de la fissure peut également être déterminée de manière visuelle. Il est généralement admis que les fissures s'amorcent sous forme de fissures microscopiques au niveau des bandes de glissement entre les grains du matériau. En fait, le début de l'accroissement des fissures survient sur un plan incliné en fonction de la direction du chargement principale qui correspond au plan de glissement qui subit la contrainte en cisaillement critique ¹⁹⁵. Une fois que la fissure a passé les premiers grains, celle-ci a tendance à s'orienter de manière perpendiculaire par rapport au chargement. À ce moment, il est considéré que la fissure en question soit passée à la deuxième phase de la rupture d'un matériau en fatigue. Des trois phases de la durée de vie d'un composant, la phase de l'amorce de fissure est la phase qui a la plus grande durée de vie ¹⁹⁴. En effet, cette phase peut avoir une durée correspondant approximativement à 40-90 % de la durée de vie du composant.

Propagation stable de la fissure

Lors de cette étape, la fissure continue de se propager dans le matériau en conséquence du chargement cyclique appliqué de manière continue sur ce dernier.

Propagation instable de la fissure

La rupture se produit lorsque la partie du matériau n'ayant pas été affecté par la fissure n'est plus en mesure de supporter la charge appliquée sur celui-ci. Cette étape se produit

normalement très rapidement. Bref, la Figure 121 illustre ces trois phases pour un alliage d'aluminium.

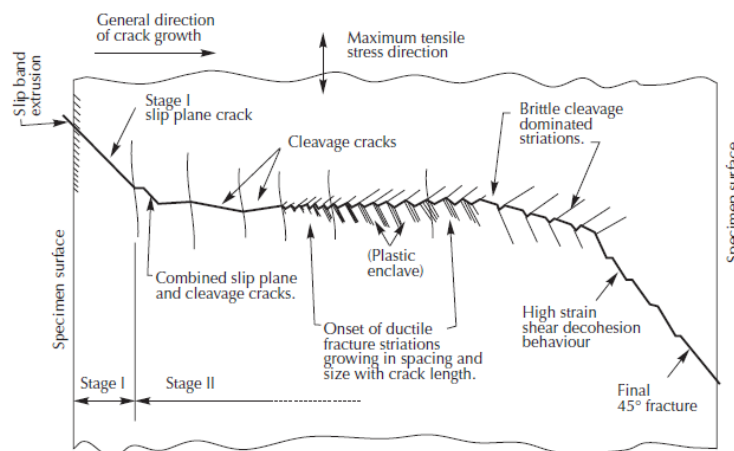


Figure 121 : Illustration des trois phases de la propagation d'une fissure¹⁹⁶

Mode de rupture d'une fissure

Il existe trois modes de chargement différents pouvant être appliqués sur une fissure. Ces modes sont présentés à la Figure 122. Bien entendu, il est possible de combiner ces derniers. Le premier mode est le plus commun et généralement le plus critique.

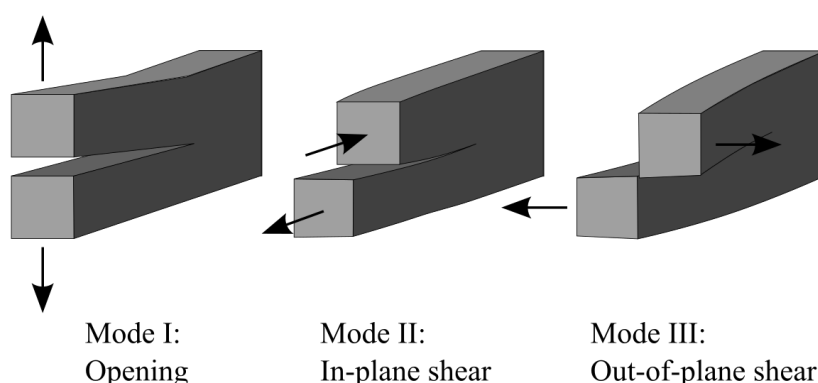


Figure 122 : Modes de chargement pour la propagation d'une fissure¹⁹⁷

A3.2. Méthode de prédiction de la fatigue basée sur la propagation de fissures

Il existe plusieurs approches différentes qui permettent d'évaluer la durée de vie en fatigue d'un matériau en se basant sur la théorie de la propagation des fissures. Cette section a donc pour objectif de présenter sommairement ces approches distinctes. Bien entendu, il existe plusieurs ouvrages qui présentent la majorité des techniques utilisées pour évaluer la propagation d'une fissure ^{5 198}.

Approche LEFM (linear elastic fracture mechanic)

La toute première théorie permettant de prédire la propagation d'une fissure a été développée par Paris et ses collaborateurs ¹⁹⁹. Comme son nom l'indique, l'approche LEFM stipule que

l'accroissement stable d'une fissure se réalise de manière linéaire. Cette affirmation est illustrée à la Figure 123. L'équation (A3.1) présente la formule développée par Paris.

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (\text{A3.1})$$

Où,

$$\Delta K = Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a} \quad (\text{A3.2})$$

Dans l'équation (A3.2), C et m sont des constantes du matériau utilisé et Y est un facteur géométrique qui dépend du chargement et de la configuration de la structure. En fait, la valeur de Y est issue de plusieurs facteurs géométriques. Certains de ces facteurs sont énumérés ci-dessous.

- Facteur de correction pour la forme de la fissure
- Facteur de correction prenant en considération les concentrations de contrainte dues aux discontinuités géométriques
- Facteur pour les surfaces libres

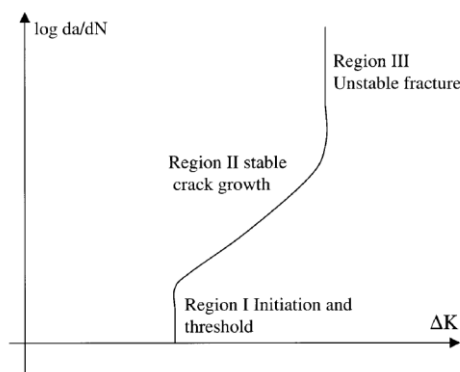


Figure 123 : Accroissement de la taille d'une fissure (mode I) ⁵

Lorsque le chargement appliqué sur la structure est constant, l'équation ((A3.1)) prend la forme suivante :

$$dN = \frac{da}{C(Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a})^m} \quad (\text{A3.3})$$

Par la suite, l'équation (A3.3) peut être intégrée afin d'estimer la durée de l'accroissement stable de la fissure d'une longueur de fissure initiale (a_i) à une valeur finale a_f .

$$N_p = \int_{N_a}^{N_f} dN = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a})^m} \quad (\text{A3.4})$$

Dans la littérature, certaines valeurs sont proposées pour la longueur initiale de la fissure pour certains alliages d'acier. Généralement, il est suggéré d'utiliser une valeur variant de 0,1 mm à

0,5 mm⁸². Par contre, pour les joints soudés, il est plutôt recommandé d'utiliser une valeur située entre 0,01 mm et 0,05 mm⁷⁷. En faisant référence à la Figure 123, la loi de Paris permet de calculer la vie en fatigue de la région 2 de la fissure. Bien entendu, il existe également des équations qui permettent de décrire la propagation d'une fissure pour les deux autres phases d'une rupture par fatigue. Par contre, pour l'évaluation de la propagation d'une fissure dans un joint soudé, seulement la deuxième phase est considérée. Pour la phase 1²⁰⁰, l'équation proposée est la suivante :

$$\frac{da}{dN} = C [\Delta K - \Delta K_{th}]^m \quad (\text{A3.5})$$

Dans l'équation (A3.5), la variable ΔK_{th} est une valeur seuil de ΔK . Celle-ci indique qu'il n'y a pas d'accroissement de la taille de la fissure pour des valeurs ΔK inférieures à cette valeur. Il existe dans la littérature un diagramme, nommé Kitagawa-Takahashi²⁰¹, qui permet d'évaluer aisément la valeur de ΔK_{th} (Figure 124).

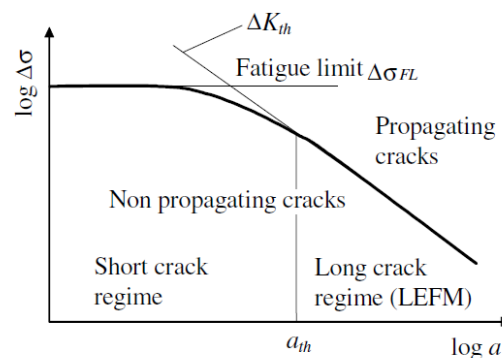


Figure 124 : Diagramme de Kitagawa-Takahashi²⁰²

Du côté de la phase 3, l'équation proposée²⁰³ prend la forme suivante :

$$\frac{da}{dN} = \frac{C (\Delta K)^m}{(1-R) K_c - \Delta K} \quad (\text{A3.6})$$

Dans l'équation (A3.6), la variable K_c est la ténacité du matériau et R est le ratio entre la contrainte maximale et la contrainte minimale du chargement cyclique. Cette relation indique en fait que l'accroissement de la taille de la fissure augmente rapidement vers une valeur infinie. Une version modifiée de l'approche LEFM a été proposée afin de prendre en compte plusieurs phénomènes concernant l'accroissement de la taille d'une fissure en fatigue. En effet, l'équation (A3.7)^{204 205} permet de considérer les phénomènes suivants :

- L'accroissement anormal de la taille d'une fissure en fatigue

- L'accroissement de la taille d'une fissure en fatigue sous un chargement cyclique compression-compression
- Les délais de propagation de la fissure dus à une surcharge
- Les chargements cycliques en deux étapes
- L'effet de la contrainte moyenne sur la durée de vie en fatigue
- L'accroissement de la taille des petites fissures en fatigue

$$\frac{da}{dN} = A \left\{ \left[\sqrt{\pi r_e \left(\sec \frac{\pi \sigma_{\max}}{2\sigma_e} + 1 \right) + Y \sqrt{\frac{\pi}{2} a \left(\sec \frac{\pi \sigma_{\max}}{2\sigma_e} + 1 \right)}} \right] \Delta \sigma \right. \\ \left. - (1 - e^{-k\lambda}) (K_{op,\max} - K_{\min}) - \Delta K_{effh} \right\}^2 \quad (A3.7)$$

Où,

$$r_e = \left(\frac{\Delta K_{effh}}{\sigma_D} \right)^2 \frac{1}{\pi \left\{ \sec \left(\frac{\pi \sigma_{\max}}{2\sigma_e} \right) + 1 \right\} (1 + \sqrt{2Y} + 0.5Y^2)} \quad (A3.8)$$

Les significations des variables des équations (A3.7) et (A3.8) sont les suivantes :

- ΔK_{effh} est la plage effective du facteur d'intensité de contrainte au seuil de propagation
- $K_{op,\max}$ est le facteur d'intensité des contraintes maximal à l'initiation de la fissure
- K_{\min} est le facteur d'intensité des contraintes minimal
- k est une constante du matériau
- Y est un facteur géométrique
- σ_D est l'amplitude de contrainte liée à la limite d'endurance du matériau
- $\Delta \sigma$ est l'amplitude des contraintes du chargement

En effectuant une comparaison avec des résultats expérimentaux, les auteurs des équations (A3.7) et (A3.8) ont confirmé que le modèle développé permet bel et bien d'expliquer les six phénomènes mentionnés précédemment. Bien évidemment, l'approche LEFM a été utilisée à plusieurs occasions dans la littérature. Par exemple, en combinant la loi de Paris à une approche statistique, certains auteurs ont été en mesure d'évaluer avec succès la durée de vie d'une structure¹⁹⁴. D'autres auteurs ont plutôt combiné l'approche LEFM au concept de la taille initiale équivalente d'un défaut (EIFS)^{206 207}. L'approche LEFM a également été combinée avec la méthode des éléments finis pour évaluer la durée de vie en fatigue d'une structure avec succès^{164 202 208 209}.

A3.3. Évaluation numérique de la propagation d'une fissure

Pour estimer la durée de vie d'un composant à l'aide de l'approche de la propagation de fissure, il est généralement nécessaire d'appliquer de manière analytique l'un des modèles présentés à la section 0. Cependant, pour des composants ou des pièces complexes, il n'est pas souvent viable d'intégrer les équations de ces modèles analytiquement. Alors, les analyses de propagation de fissures sont généralement effectuées numériquement de manière incrémentale. Pour chaque incrément, la taille de la fissure étudiée est augmentée légèrement et le nombre de cycles requis pour le prochain incrément est calculé en utilisant l'un des modèles ou l'une des lois présentées à la section 0. Pour accomplir cette tâche, la méthode de calcul numérique doit effectuer successivement les étapes suivantes :

- Calculer l'état de contraintes et l'état des déplacements du composant fissuré
- Évaluer le facteur d'intensité de la fissure
- Évaluer la direction de la propagation de la fissure
- Générer une représentation de l'avancement de la fissure

Ce procédé est répété jusqu'à ce que le facteur d'intensité de la fissure atteigne une valeur critique qui indique le début d'un accroissement instable de la fissure, ce qui correspond généralement au bris du composant. Il devient ensuite possible de déduire la durée de vie du composant étudié en faisant l'addition du nombre de cycles entre chaque incrément. Le défi principal lors de l'utilisation d'un modèle utilisant la technique des éléments finis vient en fait de l'étape 4. En effet, pour évaluer le facteur d'intensité de la fissure lors de son accroissement, il est nécessaire de mettre à jour le maillage du modèle, ce qui n'est pas toujours une chose facile. Alors, une autre méthode, la méthode des éléments finis étendus ²¹⁰, a été développée pour remédier à ce problème. Cette section présente donc les principales techniques utilisées avec la méthode des éléments finis (FEM) et la méthode des éléments finis étendus (XFEM) pour évaluer la propagation d'une fissure de manière numérique.

A3.3.1. Méthode des éléments finis

L'un des premiers problèmes qui surviennent lors de l'estimation de la vitesse de propagation d'une fissure en utilisant la méthode des éléments finis est de calculer de manière suffisamment précise la valeur du facteur d'intensité de contrainte de la fissure pour le chargement appliqué. Il existe en fait plusieurs méthodes qui permettent de calculer ce facteur. Plusieurs de celles-ci sont présentées ci-dessous.

La méthode de la contrainte

Dans la méthode de la contrainte, les valeurs des contraintes nodales sont extrapolées au bout de la fissure étudiée. De manière générale, il est plus facile de réaliser cette extrapolation le long du plan de la fissure, étant donné que, pour cette configuration, le facteur d'intensité de contrainte est fonction des contraintes normales (σ_{yy}) à ce plan. La relation entre le facteur d'intensité ΔK et les contraintes est présentée à l'équation (A3.9).

$$\Delta K = \lim_{r \rightarrow 0} \left[\sigma_{yy} \sqrt{2\pi r} \right] \quad (\text{A3.9})$$

Où r est la distance par rapport au bout de la fissure. Les valeurs du facteur d'intensité de contrainte sont tracées en fonction de r et ensuite extrapolées à $r = 0$. Puisque la méthode des éléments finis traditionnelle a généralement de la difficulté à représenter la singularité des contraintes au bout de la fissure, la valeur du facteur d'intensité de contrainte au bout de la fissure doit être omise lors de l'extrapolation. En fait, cette singularité fait en sorte que la méthode de la contrainte est l'une des moins précises.

La méthode des déplacements

Comme son nom l'indique, la méthode des déplacements repose sur une relation entre le facteur d'intensité de contrainte et le déplacement de l'ouverture de la fissure (u_y). Une fois de plus, une extrapolation est nécessaire pour évaluer la valeur du facteur d'intensité de contrainte. Pour une fissure de mode I, la relation est la suivante :

$$K_I = \lim_{r \rightarrow 0} \left[\frac{E^* u_y}{4} \sqrt{\frac{2\pi}{r}} \right] \quad (\text{A3.10})$$

Dans l'équation (A3.10), la valeur du module de Young peut prendre une expression différente en fonction du type d'élément utilisé (contrainte plane, déformation plane, etc.). Il est aussi important de négliger la valeur de u_y lorsque $r = 0$ lors de l'extrapolation de K_I . Dans la littérature, il est admis que cette méthode donne des résultats plus précis que la méthode des contraintes ¹⁹⁷.

La méthode de l'intégrale

Une autre méthode permettant d'évaluer le facteur d'intensité de contrainte est la méthode de l'intégrale ligne. Cette méthode consiste en fait à évaluer une intégrale représentant le taux de libération d'énergie (energy release) de la fissure. Ce taux de libération d'énergie représente en fait la diminution de l'énergie potentielle par unité d'avance d'une fissure. La forme de cette intégrale est présentée à l'équation (A3.11).

$$J = \int_{\Gamma} W dy - \mathbf{T} \cdot \frac{\delta \mathbf{u}}{\delta x} ds \quad (\text{A3.11})$$

Où Γ est une courbe entourant le bout de la fissure, $W(x, y)$ est le champ de densité de l'énergie de déformation et x, y sont les coordonnées cartésiennes parallèle et normale respectivement au bout de la fissure. De leur côté, \mathbf{T} est un vecteur de traction associé à Γ , \mathbf{u} est le vecteur de déplacement et ds est un incrément de la courbe Γ . Pour une solution d'éléments finis sur un chemin arbitraire entourant le bout d'une fissure, le taux de libération de l'énergie peut être relié au facteur d'intensité de contrainte pour le mode I à l'aide de l'équation (A3.12) :

$$K_I = \sqrt{GE^*} = \sqrt{JE^*} \quad (\text{A3.12})$$

L'intégrale J peut être évaluée au niveau d'un contour distant, comme la limite extérieure de la géométrie étudiée, ce qui améliore sa précision numérique par rapport à la méthode des contraintes et à la méthode du déplacement. L'application de cette méthode à des problèmes tridimensionnels est toutefois plus difficile, car l'intégrale devient une intégrale de surface. En effet, il est difficile à la fois de définir la surface et d'effectuer l'intégration numérique ²¹¹. Pour ce faire, il existe des méthodes alternatives pour évaluer le taux de libération d'énergie comme les méthodes d'extension virtuelle des fissures développées par Parks ²¹² et Hellen ²¹³. Cette méthode, communément intitulée la méthode VCE, a été développée par les deux auteurs pour des applications à des modèles d'éléments finis uniquement. deLorenzi ²¹¹ a, par la suite, dérivé une expression analytique de cette approche pour des applications en trois dimensions. Cette méthode a été utilisée par plusieurs auteurs dans la littérature avec un certain niveau de succès ²⁰⁹ 112. Une autre méthode permettant d'effectuer l'évaluation numérique du taux de libération d'énergie est la méthode de l'intégrale de domaine, formulée par Shih et coll. en 1986 ²¹⁵. Afin d'extraire les facteurs d'intensité de contrainte de l'intégrale J, Yau et coll. ²¹⁶ ont développé une technique utilisant une intégrale d'interaction. La combinaison de l'intégrale d'interaction avec la méthode d'intégrale de domaine est montrée dans un article ²¹⁷. Le principal avantage des méthodes de taux de restitution d'énergie réside dans le fait que des estimations précises du facteur d'intensité de contrainte peuvent être obtenues même avec un maillage relativement grossier ²¹⁸.

Évaluation de la direction de l'accroissement de la fissure

Si une fissure est soumise à un chargement en mode mixte, la fissure qui se propage cherche le chemin de moindre résistance. Plusieurs théories ont été proposées pour choisir cette voie. Les trois méthodes les plus utilisées sont les critères de contrainte tangentielle (circonférentielle) maximale ²¹⁹, le taux de restitution d'énergie maximale ²²⁰ et la densité d'énergie de contrainte

minimale ²²¹. D'autres critères incluent le critère de la densité d'énergie de déformation maximale dilatée ²²² et le critère d'énergie de déformation accumulée minimale. Malheureusement, il n'y a pas d'accord général sur le critère à utiliser pour un matériau donné. Le critère de contrainte tangentielle maximale est souvent appliqué dans les simulations FEM de la croissance des fissures de fatigue, car il est simple à mettre en œuvre ²²³.

Représentation de l'avancement d'une fissure

Lorsque la plage d'intensité de contrainte et le sens de croissance de la fissure ont été trouvés, le nombre de cycles requis à la propagation d'une fissure sur une distance Δa peut être estimé par l'une des lois de propagation de la fissure présentées à la section 0. Comme la loi de propagation des fissures n'est pas linéaire par rapport à Δa , la plage de facteurs d'intensité de contrainte ΔK doit être réévaluée après chaque incrément Δa . Réduire la taille de cet incrément augmentera la précision de la solution, au prix d'un effort de calcul accru. Afin de réévaluer ΔK , l'incrément de fissure doit être représenté par le maillage d'éléments finis. Pour y parvenir, il est normalement nécessaire d'affiner le maillage au bout de la fissure. Lorsque le bout de fissure se déplace en raison de l'incrément de fissure, la région focalisée du maillage doit suivre. La technique la plus courante pour modéliser des fissures de fatigue en propagation dans des conditions de LEFM consiste à effectuer un remaillage global ou local ^{224 225}.

Le remaillage local est généralement préféré, en raison du moindre effort de calcul, par rapport au remaillage global. La technique de remaillage local comprend généralement quatre étapes, comme il est illustré à la Figure 125 : (a) enlever le maillage existant autour de la fissure (b) avancer de la longueur de la fissure (c) appliquer des éléments en quart de point selon un motif de rosette uniforme au fond de la fissure et (d) générer un nouveau maillage.

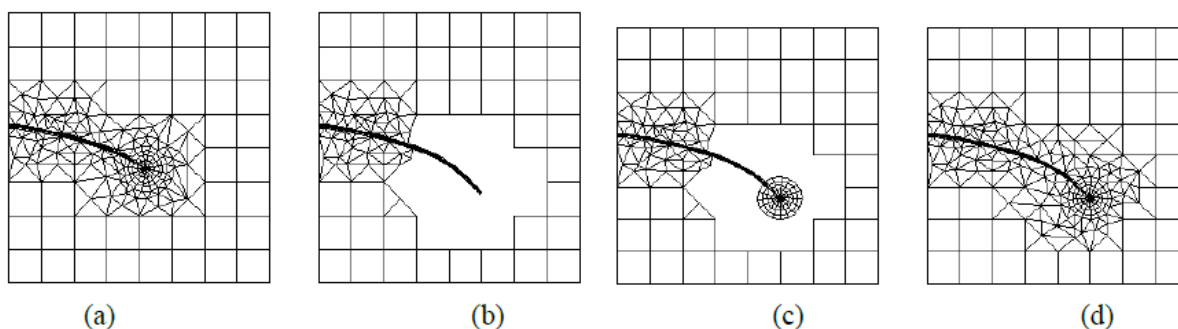


Figure 125 : Illustration des étapes d'un remaillage ²¹⁰

Dans la littérature, plusieurs chercheurs ont utilisé cette technique pour étudier le développement d'une fissure en fatigue. En effet, Bittencourt et coll. ²²⁵ et Miranda et coll. ²²⁴ ont utilisé la technique de remaillage local, ainsi que les éléments de quart de point et la technique du déplacement, dans leur méthodologie d'évaluation de la propagation des fissures

de fatigue de composants bidimensionnels. Alegre et Cuesta ²²⁶ ont également utilisé cette technique de maillage pour modéliser la propagation des fissures selon le mode I + II d'une valve. De récentes recherches sur la modélisation de la propagation des fissures réalisées avec un MEF portent souvent sur la fermeture, induite par la plasticité, de fissures ^{227 228 229}. Dans ces études, la plasticité du matériau est explicitement prise en compte dans l'analyse par éléments finis. Le remaillage devient alors très lourd, tant en termes de calcul que de programmation, car l'historique des contraintes plastiques doit être transmis de l'ancien maillage au nouveau. De plus, la précision des résultats est réduite pendant ce processus. En guise d'alternative, il est possible de créer un seul maillage qui s'adapte à la croissance des fissures en s'affinant le long du chemin de propagation supposé des fissures. L'inconvénient de cette approche est que le chemin et la forme de la fissure sont prédéterminés par le maillage ²¹⁰. De plus, l'incrément Δa de la fissure doit correspondre à la taille de l'élément, ce qui rend la prédiction de la croissance des fissures dépendant du maillage. En utilisant des éléments micrométriques, cette approche est néanmoins largement utilisée ²²⁸. Pour faire avancer la fissure à travers le maillage raffiné, la technique suivante peut être utilisée ²²⁹. Cette technique comprend trois étapes distinctes : (a) Enlever les éléments le long du bord de la fissure une fois le critère de rupture atteint (b) libérer les nœuds au bout de la fissure selon un critère de défaillance, de sorte que ces éléments ne soient plus connectés, ou (c) en utilisant des éléments cohésifs. Les éléments cohésifs sont des éléments d'épaisseur nulle qui sont placés entre les éléments ordinaires et pour lesquels une certaine loi de déplacement de force est spécifiée. Lors du calcul de la propagation de fissure de fatigue avec fermeture de fissure induite par la plasticité, la technique de libération de nœud est la plus courante ²³⁰, mais certains chercheurs utilisent également des éléments cohésifs ^{228 231}.

A3.3.2. Méthode étendue des éléments finis (XFEM)

La modélisation de l'accroissement d'une fissure avec la méthode des éléments finis peut s'avérer fastidieuse étant donné que le maillage doit correspondre à la géométrie de la discontinuité. Cela devient une difficulté majeure lors du traitement de problèmes de discontinuités en évolution où le maillage doit être régénéré à chaque étape. De plus, la singularité du bout d'une fissure doit être représentée avec précision par une approximation. Étant donné que les méthodes classiques par éléments finis sont basées sur des approximations polynomiales différenciables par pièces, elles ne sont pas adéquates pour les problèmes ayant une solution discontinue ou singulière. De manière générale, la méthode des éléments finis nécessite un raffinement important du maillage pour obtenir des résultats précis. En réponse à

cette déficience de la méthode standard des éléments finis, une méthode utilisant des éléments finis étendus a été développée.

La méthode XFEM est une méthode numérique permettant de modéliser des limites internes (ou externes) telles que des trous, des inclusions ou des fissures, sans exiger que le maillage se conforme à ces limites. Cette méthode a été proposée à l'origine par Belytschko et Black ²²³. Ceux-ci ont présenté une méthode permettant d'enrichir les approximations par éléments finis afin de résoudre les problèmes de croissance des fissures avec un remaillage minimal. La méthode a par la suite été développée davantage par Moës, Dolbow et Belytschko ²³² pour devenir une méthode indépendante du maillage.

Au fil du temps, cette méthode est devenue assez populaire pour résoudre des problèmes comportant des discontinuités telles que des fissures. En plus des applications liées à la prédiction de la propagation de fissures, la méthode XFEM a été utilisée pour résoudre plusieurs autres types de problèmes comme des problèmes simulant l'interface entre deux matériaux ainsi que des problèmes de rupture élastoplastique. Une revue des diverses applications de la méthode des éléments finis étendus a été effectuée dans la littérature ²³³.

Par exemple, celle-ci a été utilisée pour développer un modèle numérique d'un essai de flexion pour simuler la propagation de fissures dans de l'asphalte ²³⁴. Selon les chercheurs de cette étude, l'utilisation de la méthode XFEM permet d'obtenir une bonne corrélation entre les résultats expérimentaux et les prédictions numériques. Cette méthode a également été utilisée pour développer un modèle hydromécanique entièrement couplé en 3D pour la simulation de la propagation de la fracture induite par un fluide à travers un milieu saturé poreux ²³⁵. Selon les auteurs de cette recherche, le modèle est en mesure de prédire les fissures principales, mais a plus de difficulté à prédire les fissures secondaires.

Comme illustré à la Figure 126, la méthode XFEM utilise un maillage non conforme pour modéliser la fissure, c'est-à-dire que les fissures sont modélisées indépendamment du maillage. Ceci est possible en « enrichissant » les éléments découpés par la fissure, en ajoutant des fonctions de forme spéciales pour remédier aux discontinuités et aux singularités locales autour de la fissure ²³⁶. L'indépendance du maillage permet en fait d'utiliser un maillage unique pour toutes les étapes de la propagation d'une fissure en fatigue et ainsi éviter toutes les étapes propres au remaillage du modèle. Par contre, même si la modélisation de la fissure est dite indépendante du maillage, il a été démontré ²³⁷ que le niveau de raffinement du maillage au niveau de la fissure influe sur la précision de la représentation d'une fissure tridimensionnelle.

L'indépendance du maillage implique plutôt que l'incrément et l'orientation de la croissance de la fissure peuvent être choisis indépendamment du maillage.

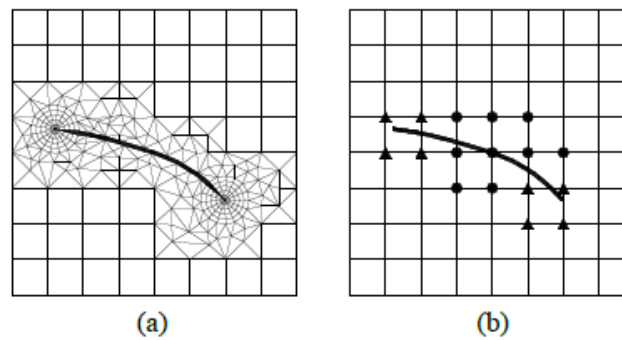


Figure 126 : Représentation schématique de la différence entre la méthode FEM et la méthode XFEM a) Méthode FEM b) Méthode XFEM ²¹⁰

Pour la méthode XFEM, le facteur d'intensité de contrainte est généralement extrait en utilisant la méthode de l'intégrale ²¹⁰ qui a été présentée précédemment.

Annexe 4 : Résultats des essais de fatigue joints soudés au laser

Les résultats des essais de fatigue réalisés sur les joints à recouvrement soudés au laser sont présentés dans cette annexe. Les résultats sont tirés des travaux de Mohammad Idriss³ et de Sabri Ben Slimen⁴.

Tableau 50 : Résultats 1 passe, espacement 0 mm, configuration A

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCAG001-15	4500	0,1	5	4700	4870
CCAG001-1	4000	0,1	5	9442	9236
CCAG001-2	4000	0,1	5	6000	7423
CCAG001-3	4000	0,1	5		8327
CCAG001-5	3000	0,1	5		28 463
CCAG001-6	3000	0,1	5	27 000	28 486
CCAG001-7	3000	0,1	5	22 500	25 281
CCAG001-8	3000	0,1	5		38 024
CCAG001-9	2000	0,1	5		172 479
CCAG001-10	2000	0,1	5	s121 606	188 437
CCAG001-11	2000	0,1	5	264 531	279 418
CCAG001-13	1500	0,1	5		1 076 542
CCAG001-14	1500	0,1	5	1 136 616	1 219 620

Tableau 51 : Résultats 1 passe, espacement 0,5 mm, configuration A

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCAG051-1	4000	0,1	5	7780	8123
CCAG051-2	4000	0,1	5	8100	8159
CCAG051-3	4000	0,1	5	7390	7432
CCAG051-5	3000	0,1	5	28 200	28 518
CCAG051-6	3000	0,1	5	20 172	21 975
CCAG051-7	3000	0,1	5	19 000	20 751
CCAG051-9	2000	0,1	5	/	140 248
CCAG051-10	2000	0,1	5	227 327	248 179
CCAG051-11	2000	0,1	5	143 000	160 654
CCAG051-12	2000	0,1	5		

Tableau 52 : Résultats 1 passe, espacement 0 mm, configuration B

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCBG001-13	5000	0,1	5		9899
CCBG001-14	4500	0,1	5		53 646
CCBG001-1	4000	0,1	5	31 590	70 660
CCBG001-2	4000	0,1	5	40 000	72 997
CCBG001-3	4000	0,1	5	32 500	64 065
CCBG001-4	4000	0,1	5	35 000	79 899
CCBG001-5	3000	0,1	5	51 600	177 354
CCBG001-6	3000	0,1	5	108 066	181 591
CCBG001-7	3000	0,1	5	85 191	197 944
CCBG001-8	3000	0,1	5	62 500	147 482
CCBG001-9	2000	0,1	5	/	985 712
CCBG001-10	2000	0,1	5	550 000	922 388
CCBG001-11	2000	0,1	5	390 000	1 200 771
CCBG001-12	2000	0,1	5	359 803	1 004 049

Tableau 53 : Résultats 1 passe, espacement 0,5 mm, configuration B

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCBG051-13	5000	0,1	5	15 670	23 077
CCBG051-14	5000	0,1	5	22 377	31 303
CCBG051-15	5000	0,1	5	1000	8964
CCBG051-1	4000	0,1	5	-	58 372
CCBG051-2	4000	0,1	5	39 900	47 058
CCBG051-3	4000	0,1	5	54 000	73 923
CCBG051-5	3000	0,1	5	-	161 416
CCBG051-6	3000	0,1	5	105 826	148 826
CCBG051-7	3000	0,1	5	120 850	182 473
CCBG051-9	2000	0,1	5	556 838	933 021
CCBG051-10	2000	0,1	5	374 660	764 197
CCBG051-11	2000	0,1	5	332 831	1 015 239

Tableau 54 : Résultats 1 passe, espacement 0 mm, configuration F

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCFG001-7	5000	0,1	5	7400	8849
CCFG001-8	5000	0,1	5	7000	8058
CCFG001-9	5000	0,1	5	7400	8219
CCFG001-1	4000	0,1	5	19 500	24 872
CCFG001-2	4000	0,1	5	17 000	18 699
CCFG001-3	4000	0,1	5	16 873	20 169
CCFG001-15	4000	0,1	5	12 500	17 170
CCFG001-17	4000	0,1	5	9300	18 185
CCFG001-4	3000	0,1	5	39 911	68 174
CCFG001-10	3000	0,1	5	57 500	69 363
CCFG001-12	3000	0,1	5	x	50758
CCFG001-16	3000	0,1	5	61 700	69 997
CCFG001-18	3000	0,1	5	49 248	57 552
CCFG001-11	2000	0,1	5	426 886	692 008
CCFG001-6	2000	0,1	5	301 000	460 878
CCFG001-14	2000	0,1	5	357 651	834 082
CCFG001-19	2000	0,1	5	376 841	474 075
CCFG001-20	2000	0,1	5	415 106	528 472
CCFG001-5	1500	0,1	5	1 911 510	2 230 656
CCFG001-13	1500	0,1	5	2 464 749	3 099 824

Tableau 55 : Résultats 1 passe, espacement 0,5 mm, configuration F

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCFG051-6	5000	0,1	5	2991	5678
CCFG051-7	5000	0,1	5	3057	6794
CCFG051-8	5000	0,1	5	5631	6317
CCFG051-9	5000	0,1	5	5001	8526
CCFG051-10	3750	0,1	5	10 018	23 945
CCFG051-11	3750	0,1	5	14 145	21 295
CCFG051-12	3750	0,1	5	8708	21 560
CCFG051-13	3750	0,1	5	13 631	16 804
CCFG051-14	2500	0,1	5	80 325	132 475
CCFG051-15	2500	0,1	5	22 363	66 700
CCFG051-16	2500	0,1	5	49 464	68 950
CCFG051-17	2500	0,1	5	88 868	107 965
CCFG051-18	1875	0,1	5	354 617	812 044
CCFG051-19	1875	0,1	5	-	264 977
CCFG051-20	1875	0,1	5	248 700	406 559
CCFG051-21	1875	0,1	5	207 280	325 722

Tableau 56 : Résultats 2 passes, espacement 0 mm, configuration A

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCAG002-4	4117,6	0,1	5	6258	8379
CCAG002-5	4117,6	0,1	5	6252	8982
CCAG002-6	4117,6	0,1	5	6008	7907
CCAG002-7	4117,6	0,1	5	7226	8982
CCAG002-8	3088,2	0,1	5	28 031	39 237
CCAG002-9	3088,2	0,1	5	10 026	25 390
CCAG002-10	3088,2	0,1	5	20 995	39 438
CCAG002-11	2058,8	0,1	5	150 148	263 785
CCAG002-12	2058,8	0,1	5	150 138	247 076
CCAG002-13	2058,8	0,1	5	250 011	418 039
CCAG002-14	1647	0,1	5	500 275	637 216
CCAG002-16	1647	0,1	5	650 348	1 187 262
CCAG002-17	1647	0,1	5	401 482	930 451

Tableau 57 : Résultats 2 passes, espacement 0,5 mm, configuration A

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCAG052-1	5052,6	0,1	5	1552	3134
CCAG052-2	5052,6	0,1	5	2400	2525
CCAG052-3	5052,6	0,1	5	3100	3200
CCAG052-4	5052,6	0,1	5	3013	3342
CCAG052-5	3789,4	0,1	5	10 664	11 309
CCAG052-6	3789,4	0,1	5	3500	6568
CCAG052-7	3789,4	0,1	5	3520	9273
CCAG052-8	3789,4	0,1	5	7600	11 033
CCAG052-9	2526,3	0,1	5	32 500	37 023
CCAG052-10	2526,3	0,1	5	46 600	49 778
CCAG052-11	2526,3	0,1	5	31 000	37 776
CCAG052-12	2526,3	0,1	5	18 600	41 500
CCAG052-13	2021	0,1	5	66 400	91 039
CCAG052-14	2021	0,1	5	82 000	110 528
CCAG052-15	2021	0,1	5	94 000	96 538
CCAG052-16	2021	0,1	5	103 500	119 344

Tableau 58 : Résultats 2 passes, espacement 0 mm, configuration B

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCBG002-5	4033	0,1	5	50 211	70 966
CCBG002-6	4033	0,1	5	50 084	77 173
CCBG002-7	4033	0,1	5	50 015	80 841
CCBG002-8	3024,7	0,1	5	100 111	210 605
CCBG002-9	3024,7	0,1	5	100 035	213 279
CCBG002-10	3024,7	0,1	5	125 074	218 896
CCBG002-11	2016,5	0,1	5	500 441	1 309 210
CCBG002-12	2016,5	0,1	5	750 672	1 489 951
CCBG002-13	2016,5	0,1	5	624 637	1 428 019
CCBG002-14	1613,2	0,1	5	1 750 390	2 734 517
CCBG002-15	1613,2	0,1	5	1 839 125	2 537 473
CCBG002-16	1613,2	0,1	5	1 701 585	2 799 033

Tableau 59 : Résultats 2 passes, espacement 0,5 mm, configuration B

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCBG052-2	5048,8	0,1	5	3256	30 172
CCBG052-3	5048,8	0,1	5	3006	15 509
CCBG052-4	5048,8	0,1	5	4015	33 557
CCBG052-1	3786,6	0,1	5	49 993	66 232
CCBG052-6	3786,6	0,1	5	50 076	72 807
CCBG052-7	3786,6	0,1	5	45 043	63 641
CCBG052-8	3786,6	0,1	5	25 004	70 636
CCBG052-9	2524,4	0,1	5	145 353	308 355
CCBG052-10	2524,4	0,1	5	200 111	327 036
CCBG052-11	2524,4	0,1	5	100 212	316 543
CCBG052-12	2524,4	0,1	5	50 000	308 713
CCBG052-5	2019,5	0,1	5	350 995	850 648
CCBG052-13	2019,5	0,1	5	435 397	891 828
CCBG052-14	2019,5	0,1	5	900 960	1 100 276

Tableau 60 : Résultats 2 passes, espacement 0 mm, configuration F

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCFG002-6	4406,7	0,1	5	4940	12 231
CCFG002-7	4406,7	0,1	5	9411	14 878
CCFG002-8	4406,7	0,1	5	2282	11 287
CCFG002-9	4406,7	0,1	5	4437	12 817
CCFG002-10	3305,1	0,1	5	24 500	38 193
CCFG002-11	3305,1	0,1	5	12 846	46 889
CCFG002-12	3305,1	0,1	5	15 951	49 722
CCFG002-13	3305,1	0,1	5	17 200	42 388
CCFG002-14	2203,4	0,1	5	352 000	421 078
CCFG002-15	2203,4	0,1	5	359 100	489 498
CCFG002-16	2203,4	0,1	5	294 575	339 734
CCFG002-17	2203,4	0,1	5	302 195	429 176
CCFG002-18	1762,7	0,1	5	872 000	1 188 663
CCFG002-19	1762,7	0,1	5	661 437	836 908
CCFG002-20	1762,7	0,1	5	1 100 000	1 195 124
CCFG002-21	1762,7	0,1	5	995 000	1 065 882

Tableau 61 : Résultats 2 passes, espacement 0,5 mm, configuration F

Échantillons	Fmax	R	Freq.	Ni.	N
Unité	N		Hz		
CCFG052-6	4914,3	0,1	5	4200	5142
CCFG052-7	4914,3	0,1	5	1253	8983
CCFG052-8	4914,3	0,1	5	3755	7071
CCFG052-9	4914,3	0,1	5	3756	7723
CCFG052-10	3685,7	0,1	5	15 004	17 493
CCFG052-11	3685,7	0,1	5	7502	15 729
CCFG052-12	3685,7	0,1	5	15 008	18 655
CCFG052-13	3685,7	0,1	5	15 254	16 814
CCFG052-14	2457,1	0,1	5	25 173	220 930
CCFG052-15	2457,1	0,1	5	77 576	97 425
CCFG052-16	2457,1	0,1	5	100 294	111 704
CCFG052-17	2457,1	0,1	5	110 088	143 389
CCFG052-19	1965,7	0,1	5	315 004	451 256
CCFG052-20	1965,7	0,1	5	375 567	504 299
CCFG052-21	1965,7	0,1	5	375 949	460 418
CCFG052-22	1965,7	0,1	5	311 065	397 760