

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique d'Alger



Département de génie mécanique

Laboratoire de génie mécanique et développement

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

THEME :

**Fatigue en flexion plane sous corrosion
d'éprouvettes plates en aluminium sous entailles:
simulation et expérimentation.**

Adel ABBAS

Présenté et soutenu publiquement le 23/06/2018

Composition de Jury:

Président :	Mohamed BOUAZIZ	Professeur	E.N.P
Promoteur(s) :	Yacine BELKACEMI	M.C.A.	E.N.P
	Brahim GUERGUEB	M.A.A.	E.N.P
Examineur(s) :	Said RECHAK	Professeur	E.N.P
	Djamel SAIDI	M.A.A	E.N.P

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique d'Alger



Département de génie mécanique

Laboratoire de génie mécanique et développement

Mémoire de projet de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

THEME :

**Fatigue en flexion plane sous corrosion
d'éprouvettes plates en aluminium sous entailles:
simulation et expérimentation.**

Adel ABBAS

Présenté et soutenu publiquement le 23/06/2018

Composition de Jury:

Président :	Mohamed BOUAZIZ	Professeur	E.N.P
Promoteur(s) :	Yacine BELKACEMI	M.C.A.	E.N.P
	Brahim GUERGUEB	M.A.A.	E.N.P
Examineur(s) :	Said RECHAK	Professeur	E.N.P
	Djamel SAIDI	M.A.A	E.N.P

Dédicace

A mon père, qui peut être fier et trouver ici le résultat de longues années de sacrifices et de privations pour m'aider à avancer dans la vie. Puisse qu'Allah le tout puissant fasse en sorte que ce travail porte son fruit, Merci pour les valeurs nobles, l'éducation et le soutien permanent venu de toi.

A ma mère, qui a oeuvré pour ma réussite, son soutien, tous les sacrifices consentis et ses précieux conseils, pour toute son assistance et sa présence dans ma vie, reçois à travers ce travail aussi modeste soit-il, l'expression de mes sentiments et de mon éternelle gratitude.

Mes frères qui n'ont jamais cessé de m'encourager et de me soutenir.

A mes amis avec qui j'ai partagé des moments de joie qui resteront à jamais gravés dans ma mémoire.

Adel ABBAS

Remerciement

Je tiens à remercier mes promoteurs, Dr. Y.BELKACEMI et Monsieur B.GUERGUEB, pour leur encadrement et aides prodigués tout au long de ce modeste travail.

Je remercie le Pr. M.BOUAZIZ d'assurer la présidence du jury. Mes remerciements vont aussi au Pr. S.RECHAK et Mr. D.SAIDI d'avoir accepté d'examiner ce travail. Mes remerciements vont aussi vers les enseignants du département Génie Mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique, qui ont participé à ma formation. Je remercie particulièrement Pr. F.HELLAL et Mr. H.SEDJAL du département de métallurgie ainsi monsieur SAIDI du département de mécanique.

Je tiens aussi à remercier mes camarades de classe pour leur aide afin d'avancer dans ce travail.

Je tiens à remercier Monsieur OUAHAB Slimane du laboratoire d'essais mécanique appartenant à l'unité AL TUMET de l'entreprise algérienne des tubes métalliques ANABIB.

Je remercie également Monsieur AGGOUN et le personnel du laboratoire de métallurgie de la société nationale des véhicules industriels (SNVI).

Résumé

ملخص

هذا العمل يسجل في إطار التجارب التعب تحت تأثير التآكل (الصدء) بالإنحناء المسطح بإجراء هذه التجارب بواسطة آلة تستطيع إستقبال إثنا عشر عيّنة في نفس الوقت علماً أنّ هذه الآلة متواجدة في مخبر دائرة الهندسة الميكانيكية.

هذه الدراسة تحتوي مرحلة مخصّصة للمحاكاة لظاهرة التعب لعينات متصدّعة ببرنامج ANSYS. المرحلة الثانية تحتوي على نتائج تجارب التّعب لعينات من الألمنيوم ذات تصدّع بشكل نصف إهليج و بشكل «V» على الهواء الطّلق و تحت التآكل (الصدء). النتائج مقدّمة و مناقشة على أساس مدّة الحياة بدلالة نصف قطر قاع التّصدّع أو الزاوية المفتوحة للتّصدّع على شكل «V».

الكلمات المفتاحية

تجارب التّعب ، انحناء المسطح، التآكل، ANSYS، عينات، آلة الاختبار، تصدّع.

Abstract

This work is part of plane bending fatigue corrosion tests using a machine which can receive a dozen test-pieces simultaneously in the laboratory of the department. This study includes a part dedicated to the numerical simulation of the fatigue phenomenon of notched specimens by using ANSYS software. The second part includes the experimental results of semi-elliptical and V-shaped flat fatigue in the ambient air and under corrosion of aluminium specimens. The results are presented and discussed in terms of the variation of the service life as a function of the notch radius or the angle of V-notched specimens.

Key words

Fatigue tests, bending plane fatigue, corrosion, ANSYS, specimen, notch

Résumé

Ce travail s'inscrit dans le cadre des essais de fatigue sous corrosion par flexion plane en effectuant ces essais sur une machine pouvant recevoir une douzaine d'éprouvettes simultanément menés au laboratoire du département. Cette étude comprend une partie réservée à la simulation numérique du phénomène de fatigue sous entaille en utilisant le logiciel ANSYS. La deuxième partie englobe les résultats expérimentaux de fatigue plane sous entaille semi elliptiques et en V a l'air libre et sous corrosion sur des éprouvette en aluminium. Les résultats sont présentés et discutés en termes de variation de la durée de vie en fonction du rayon en fond d'entaille ou l'angle d'ouverture d'entaille pour celles en V.

Mots clefs

Essais de fatigue, flexion plane, corrosion, ANSYS, éprouvette, machine d'essais, entaille.

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

INTRODUCTION GENERALE	16
CHAPITRE I : ETAT DE L'ART	20
I.1. Historique de la fatigue.....	20
I.2. La fatigue comme phénomène dans le matériau	21
I.3. Différentes phases de la vie de fatigue	22
I.4. Les périodes de la vie de fatigue	22
I.4.1. Initiation à la fissure N_i (A de figure I.2)	22
I.4.2. Croissance de la fissure N_p (B de figure I.2)	22
I.4.3. Rupture rapide ou brutale (C de figure I.2).....	23
I.5. Propriétés de fatigue des matériaux.....	23
I.6.Courbe de Wöhler	24
I.7.Terminologie de fatigue.....	25
I.7.1.Chargement couramment utilisés	25
I.8.Classification des tests de fatigue	26
I.8.1.Test de type de matériau :	26
I.8.2.Test de type structurel	26
I.8.3.Test de type de service réel	26
I.9.Domaine d'application et considérations d'analyse	26
I.9.1.Décisions communes pour l'analyse de la fatigue	26
I.10.Facteurs influençant la fatigue des matériaux	27
I.10.1. Résistance en fatigue des pièces entaillées	27
I.10.1.1.Coefficient de réduction de la résistance en fatigue K_f ou coefficient de concentration de contrainte en fatigue	27
I.10.2. Effet d'échelle	28
I.10.3.Effet de type de matériau	28
I.10.4.Effet de la contrainte moyenne.....	29
I.10.5.Prédiction de l'effet d'entaille.....	30
I.10.5.1.Prédiction empirique du facteur K_f	30
I.10.5.1.1.Relation de Peterson	31
I.10.5.1.2.Relation de Neuber	31

TABLE DES MATIERES

I.10.5.2.Approche par la distance critique	32
I.10.5.3.Approche « amorçage/propagation ».....	32
I.11.Effet de l'environnement	34
I.11.1.Effet de la température	34
I.11.2.Effet de la corrosion	35
I.12.Conclusion	35
CHAPITRE II : SIMULATION DE LA FATIGUE EN FLEXION PLANE	36
II.1.Introduction	37
II.2.Logiciel de simulation numérique en structure	37
II.2.1.ANSYS	37
II.2.1.1.Présentation du logiciel	37
II.2.1.2.Produits d'ANSYS	37
II.2.3.Conclusion	38
II.3.Procédures de simulation	38
II.3.1.Conception de la géométrie	39
II.3.2.Choix du module de calcul dans ANSYS Workbench	39
II.3.3.Définition du matériau (donnée matériau)	40
II.3.4. Importation de la géométrie	40
II.3.5.Maillage de la géométrie.....	41
II.3.6.Introduction des conditions aux limites	41
II.3.7. Solution	42
II.4.La flexion plane.....	42
II.4.1.Présentation des dimensions de l'éprouvette d'essais	42
II.4.2.Calcul préliminaire.....	43
II.4.3. Zone d'égale résistance.....	44
II.5.Simulation de fatigue	44
II.5.1.Effet de la position des piques pour une distance fixée.....	45
II.5.1.1.Discussion	50
II.5.2.Effet de la distance entre les piques pour différentes inclinaisons	51
II.5.2.1.Discussion	53
II.5.3. Le facteur de concentration de contrainte	55
II.5.3.1.Exploitation des résultats.....	58
II.6.Zone de concentration de contrainte :.....	59
II.7.Conclusion.....	62
CHAPITRE III : CARACTERISATION ET PREPARATION DES EPROUVETTES.64	
III.1.Introduction.....	64

TABLE DES MATIERES

III. 2.Machines des essais de fatigue	64
III.2.1.Machine d'essais en flexion rotative	64
III.2.2.Machine d'essai en flexion plane	64
III.2.3.Machine à chargement axial	65
III.4.Eprouvette	65
III.4.1.Type des éprouvettes	65
III.4.2.Methodes de réalisation des éprouvettes	67
III.4.2.1.Découpage au jet d'eau :	67
III.4.2.2.Découpage par laser	67
III.4.2.3.Découpe par électroérosion.....	68
III.4.2.4.Poinçon et matrice.....	68
III.4.2.5.Commande numérique (fraisage).....	69
III.5. Préparation de l'expérience	69
III.5.1.Caractérisation mécanique du matériau d'essais	69
III.5.2.Mesure de la micro-dureté du matériau	71
III.5.3.Caractérisation chimique du matériau	72
III.5.4.Preparation des éprouvettes d'essais de flexion plane.....	72
III.5.4.Controle géométriques.....	73
III.5.4.1.Procédure de manipulation	73
III.5.4.2.Mesure géométrique des piques	75
III.5.4.Préparations des éprouvettes à entailles elliptiques et entaille en « V »	77
III.5.5. La machine d'essais.....	78
III.5.5.1.Verification de la course de la bielle.....	79
III.5.6.La solution corrosive	79
III.6.Conclusion	80
CHAPITRE IV : SIMULATION ET EXPERIMENTATION	81
IV.1.Introduction	82
IV.2.Presentation des résultats de l'expérience	82
IV.2.1.Essai de fatigue à air.....	82
IV.2.2.Analyse et critiques	82
IV.2.3.Zone de rupture des éprouvettes après les essais	83
IV.2.4.Critiques et discussion.....	84
IV.3.Presentation des résultats de la simulation (éprouvette rectangulaire).....	86
IV.3.1.Discussion	89
IV.3.2.Zone de rupture	90
IV.4.Presentation des résultats des essais de fatigue	90

TABLE DES MATIERES

IV.4.1.Essais à air :	91
IV.4.1.1.Discussion	92
IV.4.2.Essais sous corrosion.....	93
IV.4.2.1.Discussion.....	94
IV.5.Etude comparative	95
IV.6.Zone de ruptures des éprouvettes.....	97
IV.7.Conclusion	99
CONCLUSION GENERALE	100
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	103

Liste des figures

Figure I. 1: Formation des marques d'intrusion et d'extrusion sur la surface du materiau	22
Figure I. 2: Les trois périodes de vie de fatigue	23
Figure I. 3: Diagrammes S-N pour un acier doux et un alliage d'aluminium	24
Figure I. 4: Courbe de Wöhler.....	24
Figure I. 5: Type de chargement où la contrainte moyenne est nulle	25
Figure I. 6: Types de sollicitation courant en fatigue	25
Figure I. 7: Effet du rayon d'entaille en flexion rotative.....	28
Figure I. 8: Variation de la limite d'endurance en fonction de la résistance à la traction.....	28
Figure I. 9: Variation du rapport K_f/K_t en fonction de la résistance à la traction	29
Figure I. 10: Effet de la contrainte moyenne sur la durée de vie en fatigue.....	29
Figure I. 11: Effet de l'amplitude de la contrainte sur la durée de vie.....	30
Figure I. 12: Sensibilité à l'effet d'entaille en fonction du rayon en fond d'entaille	30
Figure I. 13: Constante du matériau φ en fonction de la résistance à la traction.....	31
Figure I. 14: Constante du matériau β en fonction de la résistance à la traction	32
Figure I. 15: Courbe S-N pour différent niveaux de concentration de contrainte.....	33
Figure I. 16: Courbe S-N pour un bord lisse et un bord entaillée	34
Figure II. 1: Produits d'ANSYS	38
Figure II. 2: Modélisation de l'éprouvette par SOLIDWORKS.	39
Figure II. 3: Dimensions caractéristiques de l'éprouvette d'essais	39
Figure II. 4: Module de calcul.....	40
Figure II. 5: Données matériau.....	40
Figure II. 6: Importation de la géométrie	41
Figure II. 7: Maillage de la géométrie.....	41
Figure II. 8: Introduction des conditions aux limites	42
Figure II. 9: Résolution et résultats	42
Figure II. 10: Zone de contrainte constante et maximale	44
Figure II. 11: Piqures positionnées transversalement.....	44
Figure II. 12 : Piqures inclinées de 50° par rapport à la transversale.....	45

LISTE DES FIGURES

Figure II. 13: Piques positionnées longitudinalement.....	45
Figure II. 14: Caractéristiques des piques (profondeur : 0.3 mm, diamètre : 1 mm).....	45
Figure II. 15: Repérage des position des piques(microentaille).....	46
Figure II. 16: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,1 mm entre piques	48
Figure II. 17: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,2 mm entre piques	48
Figure II. 18: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,3 mm entre piques	49
Figure II. 19: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,4 mm entre piques	49
Figure II. 20: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,5 mm entre piques	50
Figure II. 21: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,6 mm entre piques	50
Figure II. 22: Le positionnement des piques en transversale (a) et en longitudinale (b)	51
Figure II. 23: Effet de la distance entre les deux piques pour les deux positions (transversale et longitudinale).....	51
Figure II. 24: Durée de vie (N) en fonction de la distance entre les piques (d)	53
Figure II. 25: Gain en cycles de vie en fonction de l'orientation des piques.....	55
Figure II. 26: Facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piques pour la position transversale	56
Figure II. 27: Facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piques pour la position inclinée de 30° par rapport à la transversale.....	57
Figure II. 28: Facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piques pour la position inclinée de 60° par rapport à la transversale.....	57
Figure II. 29: Facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piques pour la position longitudinale	58
Figure II. 30: Concentration de contrainte pour les piques transversale séparées de 0.1 mm.	59
Figure II. 31: Concentration de contrainte pour les piques transversale séparées de 0.6 mm.	59
Figure II. 32: Concentration de contrainte pour les piques inclinée de 30° par rapport à la transversale séparées de 0.1 mm	60
Figure II. 33: Concentration de contrainte pour les piques inclinée de 30° par rapport à la transversale séparées de 0.6 mm	60

LISTE DES FIGURES

Figure II. 34: Concentration de contrainte pour les piques inclinée de 60° par rapport à la transversale séparées de 0.1 mm	61
Figure II. 35: Concentration de contrainte pour les piques inclinée de 60° par rapport à la transversale séparées de 0.6 mm	61
Figure II. 36: Concentration de contrainte pour les piques longitudinale séparées de 0.1 mm	61
Figure II. 37: Concentration de contrainte pour les piques longitudinale séparées de 0.6 mm	62
Figure III. 1: Machine d'essai en flexion rotative	64
Figure III. 2: Machine d'essai en flexion plane	64
Figure III. 3: Machine d'essais universelle	65
Figure III. 4: Eprouvette d'essai de torsion	65
Figure III. 5: Eprouvette pour essai axiale	66
Figure III. 6: Eprouvette d'égale résistance	66
Figure III. 7: Eprouvette pour flexion rotative	66
Figure III. 8: Eprouvette pour flexion trois points	66
Figure III. 9: Eprouvette de tension	66
Figure III. 10: Découpage par jet d'eau.	67
Figure III. 11: Mécanisme de découpe par laser	68
Figure III. 12: Mécanisme de découpe par poinçon et matrice	69
Figure III. 13: Fraisage numérique.....	69
Figure III. 14: Eprouvette pour l'essai de traction selon la norme ASTM D638-I.....	70
Figure III. 15: Courbe de contrainte-déformation de du matériau utilisé	70
Figure III. 16: Eprouvette rompue après l'essai de traction	71
Figure III. 17: Equipement de mesure de la micro-dureté Vickers	71
Figure III. 18: Echantillon d'alliage d'aluminium après caractérisation.....	72
Figure III. 19: Eprouvettes d'égale résistance pour les essais en flexion plane avec deux piques	73
Figure III. 20: Microscope de métallographie.....	73
Figure III. 21: Orientation de l'éprouvette face à la lunette	74
Figure III. 22: Dispositif complet de contrôle géométrique.....	74
Figure III. 23: Mesure des diamètres et la distance entre les entailles (image X50)	75

LISTE DES FIGURES

Figure III. 24: Les entailles dans la position transversale pour différents espacements. (X50)	75
Figure III. 25: Les entailles dans la position inclinée de 22.5° par rapport à la transversale pour différents espacements. (X50)	76
Figure III. 26: Les entailles dans la position inclinée de 45° par rapport à la transversale pour différents espacements. (X50)	76
Figure III. 27: Les entailles dans la position inclinée de 67.5° par rapport à la transversale pour différents espacements. (X50)	77
Figure III. 28: Les entailles dans la position longitudinale. (X50)	77
Figure III. 29: Epreuve aux entailles elliptiques	78
Figure III. 30: Epreuve aux entailles en forme « V »	78
Figure III. 31: Machine d'essais en flexion plane	79
Figure III. 32: Mesure de la flèche avec un comparateur	79
Figure IV. 1 : Zone de rupture des éprouvettes	83
Figure IV. 2 : Vue de la section de rupture par microscope.(image X50)	83
Figure IV. 3 : Vue de zone de rupture. (image X50)	84
Figure IV. 4 : Zone de rupture pour un effort ou déplacement normale	85
Figure IV. 5: Inclinaison du l'effort ou le déplacement appliqué	85
Figure IV. 6 : Zone de rupture avec un effort incliné	85
Figure IV. 7: Epreuve rectangulaire à entaille elliptique	86
Figure IV. 8: Epreuve rectangulaire à entaille en forme « V »	86
Figure IV. 9 : Variation de la durée de vie en fonction du rayon au fond de l'entaille elliptique	88
Figure IV. 10 : Variation de facteur de concentration de contrainte en fonction de rayon au fond de l'entaille elliptique.	88
Figure IV. 11 : Variation de la durée de vie en fonction du l'angle de l'entaille en « V »	89
Figure IV. 12 : Variation de facteur de concentration de contrainte en fonction de l'angle de l'entaille en « V »	89
Figure IV. 13: Zone de rupture des éprouvettes aux entailles elliptiques ($r = 2.8\text{mm}$)	90
Figure IV. 14 : Zone de ruptures des éprouvettes aux entailles en « V » ($\alpha = 45^\circ$)	90
Figure IV. 15: Epreuve à entailles elliptiques	91
Figure IV. 16: Epreuve à entailles en « V »	91

LISTE DES FIGURES

Figure IV. 17: Cas et types d'entailles étudié	91
Figure IV. 18: Evolution de la durée de vie en fonction du rayon de courbure au fond de l'entaille elliptique.....	92
Figure IV. 19: Evolution de la durée de vie en fonction de l'angle de l'entaille en forme « V »	93
Figure IV. 20: Eprouvettes sous corrosion et l'appoint par une seringue	93
Figure IV. 21: Evolution de la durée de vie des éprouvettes à entailles elliptiques en fatigue sous corrosion.....	94
Figure IV. 22: Evolution de la durée de vie des éprouvettes avec entailles en « V » en fatigue sous corrosion.....	95
Figure IV. 23: Effet de la corrosion sur les éprouvettes à entailles elliptique	96
Figure IV. 24: Effet de la corrosion sur les éprouvettes à entailles en forme « V »	97
Figure IV. 25: Propagation de fissure à partir des entailles	97
Figure IV. 26: Eprouvettes avec entailles elliptiques après rupture en fatigue à l'air libre	98
Figure IV. 27: Eprouvettes avec entailles en « V » après la rupture en fatigue à l'air libre. ...	98
Figure IV. 28: Eprouvettes avec entailles elliptiques après rupture en fatigue sous corrosion	99
Figure IV. 29: Eprouvettes aux entailles en « V » après la rupture en fatigue sous corrosion	99

Liste des tableaux

Tableau II. 1: Durée de vie en fonction de la position des piqures.	46
Tableau II. 2: Effet de la distance sur la durée de vie pour plusieurs orientations des piqures.	52
Tableau II. 3: Dffet de la distance entre les piqures pour la position de 45 °.	54
Tableau II. 4: Gain en durée de vie en variant la distance pour une position donnée.....	54
Tableau II. 5: Calcul de facteur de concentration de contrainteKt.....	55
Tableau III. 1: Mesures de la micro-dureté du matériau.	72
Tableau III. 2: Caractéristiques chimique de l’alliage d’aluminium utilisé dans ce travail.	72
Tableau III. 3: Caractéristique géométriques des entailles en position transversale.....	75
Tableau III. 4: Caractéristique géométriques des entailles en position inclinée de 22.5° par rapport à la transversale.....	76
Tableau III. 5: Caractéristique géométriques des entailles en position inclinée de 45° par rapport à la transversale.....	76
Tableau III. 6: Caractéristique géométriques des entailles en position inclinée de 67.5° par rapport à la transversale.....	77
Tableau III. 7: Caractéristique géométriques des entailles en position longitudinale.....	77
Tableau III. 8: Caractéristique géométriques des entailles considérées.	78
Tableau III. 9: Caractéristiques de l’eau de mer en question.	80
Tableau III. 10: Principaux constituants de l’eau de mer.....	80
Tableau IV. 1: Résultats des essais de fatigue par la flexion plane.....	82
Tableau IV. 2: Résultats de simulation de la fatigue sur ANSYS.....	87
Tableau IV. 3 : Durées de vies acquises lors des essais à l’air libre.	92
Tableau IV. 4 : Durées de vies mesurées lors des essais sous corrosion par l’eau de mer.	94
Tableau IV. 5: Pourcentage de réduction de la durée de vie par effet de corrosion.....	96

Nomenclature

E Module de Young (GPa)

K_d Coefficient dû à la température

K_f Coefficient de réduction de la résistance en fatigue

K_n Coefficient de concentration de contrainte en « V »

K_s Coefficient dû à la corrosion

K_t Coefficient de concentration de contrainte

L Longueur critique de fissure (mm)

P Charge appliquée sur les éprouvettes (N)

R Le rapport de contrainte

R_e, σ_e Limite élastique (MPa)

R_m, σ_u Résistance à la traction (MPa)

d Distance entre entaille hémisphérique (mm)

q Coefficient de sensibilité d'entaille

r Rayon au fond dentaille (mm)

$\Delta\sigma_D$ Variation de la contrainte à Limite d'endurance (MPa)

σ_D Limite d'endurance (MPa)

σ_D^E Limite d'endurance d'un échantillon entaillé (MPa)

σ_m Contrainte moyenne (MPa)

σ_{max} Contrainte maximale (MPa)

σ_{min} Contrainte minimale (MPa)

σ_{nom} Contrainte nominale (MPa)

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Une analyse des pièces rompues prématurément, montre que dans la majorité des cas étudié, ces ruptures se produisent à des contraintes inférieures à la limite d'élasticité des matériaux de la pièce. Ce phénomène est connu sous le nom de "Fatigue". La fatigue est responsable avec un pourcentage important des pannes de pièces de service qui se produisent dans l'industrie et c'est un phénomène inévitable.

Au 19ème siècle, il a été considéré comme mystérieux qu'une rupture par fatigue n'a pas montré une déformation plastique visible, ce qui conduit à croire à tort que la fatigue était simplement un problème d'ingénierie. Pendant ce siècle quelques essais de fatigue étaient réalisés par des chercheurs de renommées. Le plus populaire était le travail d'August Wöhler, qui plus tard, proposa l'idée de la courbe contrainte-durée de vie (courbe S-N).[2]

Une percée majeure dans la compréhension du processus de rupture par fatigue s'est produite au 20ème siècle. Grâce à des outils puissants tels que l'ordinateur, le microscope, les machines d'essais mécaniques automatique, l'instrument numérique, les méthodes avancées d'analyse numérique ..., la fatigue a commencé à être considérée non pas comme un problème d'ingénierie seulement, mais comme un phénomène à la fois matériel et conceptuel à cause de sa délicatesse.

Malgré la grande quantité de recherches effectuées sur le processus de la fatigue, sa vraie nature reste méconnue et les dommages, les fissures ou même une défaillance complète due à des charges cycliques sont constamment signalées. Si le problème persiste après plus de 150 ans de recherche, il y a quelque chose à expliquer ou au moins d'essayer de se familiariser afin de pouvoir l'étudier.

L'idée derrière ce travail n'est pas de fournir des réponses à la question sans réponse mais aborder le problème en apportant des éléments de connaissance. Cela comprend l'explication de la nature complexe de fatigue, introduisent l'idée de base de la conception d'ingénierie contre panne de fatigue, présenter quelques techniques connues de test de fatigue, et pour finir on tiendra à se baser sur l'objectif principal de ce projet qui est de percevoir le comportement en fatigue sous corrosion d'un matériau avec des essais de flexion plane afin de récolter des donnée pertinentes et permettre une avancée dans le domaine de la fatigue.

Le présent travail a pour objectif de réaliser des essais de fatigue en flexion plane sur des éprouvettes en aluminium en utilisant une machine capable de réaliser douze essai simultanément. Les paramètres à prendre en compte sont le type d'entaille et la corrosion.

Le premier chapitre est une recherche bibliographique sur le phénomène de fatigue.

Le deuxième chapitre est consacré à la simulation du phénomène de fatigue sur des éprouvettes présentant des piqures réalisées par laser. Une étude est faite sur l'influence de la distance entre piqures et leur orientation sur la durée de vie.

Le chapitre trois présente les techniques expérimentales en fatigue et les moyens d'obtention d'éprouvettes plates.

Le quatrième chapitre comprend les résultats de la campagne d'essais de fatigue en flexion plane. Les essais concernent des éprouvettes présentant deux entailles hémisphériques, des entailles semi elliptiques et des entailles en V. Ces éprouvettes ont été utilisées pour réaliser des essais de fatigue à l'air libre et sous corrosion en utilisant de l'eau de mer.

CHAPITRE I :

ETAT DE L'ART

I.1. Historique de la fatigue

Le mot fatigue vient du verbe latin fatigare - "fatiguer". Il y a plusieurs façons de définir la fatigue de l'ingénierie,

- la définition qui évoque les aspects techniques du mot «fatigue» est: la fatigue est un terme qui s'applique aux changements dans les propriétés qui peuvent se produire dans un matériau métallique en raison de la répétition de l'application de contraintes et de déformations, bien que généralement ce terme s'applique spécialement aux changements qui conduisent à la fissuration et à la rupture.
- définition liée au mot «ingénierie»: la fatigue montre l'incapacité d'un ingénieur à concevoir des structures supportant des charges cycliques relativement faibles pendant longtemps. [5]

La majorité des conceptions de composants ou de structure impliquent des pièces soumises à des charges fluctuantes ou cycliques. Environ 95% de toutes les défaillances structurelles se produisent par un mécanisme de fatigue.[4]

Les dommages causés pendant le processus de fatigue sont cumulatifs et généralement irrécupérables, en raison de:

- Il est presque impossible de détecter des changements progressifs dans le comportement du matériau pendant le processus de fatigue, de sorte que les défaillances se produisent souvent sans avertissement.
- Les périodes de repos, avec l'effort de fatigue enlevé, ne mènent à aucune récupération.

Il a été découvert qu'un chargement répété peut produire une fracture même lorsque l'amplitude de contrainte est apparemment bien dans la plage élastique du matériau.

Lorsque les défaillances par fatigue des essieux ferroviaires sont devenues un problème répandu au milieu de XIXe siècle, cela a attiré l'attention sur les effets de chargement cyclique. C'était la première fois que beaucoup de composants similaires avaient été soumis à des millions de cycles à des niveaux de contrainte bien en dessous de la contrainte de traction maximale. Entre 1852 et 1870, l'ingénieur ferroviaire allemand August Wöhler a mis en place et mené la première enquête systématique sur la fatigue.

Certaines données de Wöhler concernent l'acier de l'essieu Krupp et sont tracées, en termes de contrainte nominale (S) en fonction du nombre de cycles à la rupture (N), sur ce qui est devenu connu sous le nom de diagramme S-N. Chaque courbe sur un tel diagramme est encore appelé une courbe de Wöhler.

Il y a eu des recherches dans le domaine de la fatigue: Certaines des premières recherches ont été menées pendant la première moitié du XIXe siècle. Quelques recherche lors du développement de la science de la fatigue valent la peine d'être notée et sont énumérées ci-dessous :

- ✓ 1829 Albert, l'ingénieur minier allemand, a effectué la première étude probable sur la fatigue du métal. Il a effectué des essais répétés de résistance à la charge sur des chaînes de levage de mine en fer. [5]
- ✓ 1839 Poncelet introduit le terme de fatigue en relation avec une défaillance du métal. [5]
- ✓ 1843 W. M. Rankine, un ingénieur ferroviaire britannique, a reconnu les caractéristiques distinctives des fractures de fatigue et a noté les dangers de concentrations de contrainte dans les composantes de la machine. [5]

- ✓ 1860 Wöhler a mené des enquêtes systématiques sur la défaillance de fatigue dans les essieux ferroviaires dans l'industrie ferroviaire allemande. Il a observé que la résistance des essieux en acier soumis à des charges cycliques étaient beaucoup plus faibles que la résistance statique. Son travail a également conduit à la caractérisation du comportement à la fatigue en utilisant des courbes de durée de vie en amplitude (S-N) ou le concept de la «limite d'endurance» de fatigue. [5]
- ✓ 1910 Basquin a proposé des lois empiriques pour caractériser la limite d'endurance à la fatigue de matériaux. [5]
- ✓ 1913 Inglis, en utilisant des analyses de contraintes, et 1921 Griffith, en utilisant un concept énergétique, fourni les outils mathématiques pour les traitements quantitatifs de la rupture dans les solides cassants. [5]
- ✓ 1924 Palmgren développa un modèle d'accumulation des dommages pour la rupture par fatigue. [5]
- ✓ 1939 Westergaard a développé une méthode pour déterminer le champ de contrainte et de déplacement à venir de la pointe de fissure acérée. [5]
- ✓ 1945 Miner a mis au point un modèle d'accumulation de dommages pour la rupture par fatigue. [5]
- ✓ 1954 Coffin et Manson découvrent indépendamment que les souches plastiques sont responsables du dommage cyclique. Ils ont proposé une relation empirique entre le nombre de charge des inversions à la rupture par fatigue et l'amplitude de déformation plastique. [5]
- ✓ 1957 Irwin a montré que l'amplitude de la singularité de contrainte en avant de la fissure pourrait être exprimée en termes d'une quantité scalaire connue sous le nom de facteur d'intensité de contrainte (K). [5]
- ✓ 1960 Dugdale et 1962 Barrenblatt introduisent des modèles de fissures simples.
- ✓ 1961 Paris, Gomez et Anderson sont les premiers à suggérer que le taux de propagation des fissures de fatigue par cycle de contrainte, (da / dN), pourrait être lié au facteur de concentration de la contrainte (K). [5]
- ✓ 1970 Elber a montré que les fissures de fatigue pouvaient rester fermées même lorsqu'elles étaient soumises à des cycles de charges de traction. Son travail a créé une base pour le développement du concept de fermeture de fissures. [5]

I.2. La fatigue comme phénomène dans le matériau

La fatigue est la condition par laquelle un matériau se fissure en raison de charges répétées (cycliques) sachant que les contraintes appliquées sont en dessous de la résistance maximale du matériau. La rupture par fatigue se produit souvent assez soudainement avec un résultat catastrophique.

Quand une structure est chargée, une fissure sera initié (nucléation de fissure) sur l'échelle microscopique.

À petite échelle, cette fissure croît ensuite, puis finalement la rupture complet du spécimen.

L'ensemble du processus constitue la durée de vie en fatigue du composant en question.

Selon Jaap Schijve [10], La prédiction de fatigue raisonnable pour la conception ou l'analyse ne peut être faite que si la fatigue est considérée non seulement comme un problème d'ingénierie, mais aussi comme un phénomène impliquant une initiation de fissure à l'échelle micro invisible jusqu'à une défaillance de fatigue à l'échelle macro

I.3. Différentes phases de la vie de fatigue

L'étude microscopique au XXème siècle a révélé que la nucléation des fissures par fatigue se produit à un stade très précoce de la durée de vie de fatigue. La fissure commence comme une bande de glissement dans un grain. Le glissement cyclique se produit à la suite d'une contrainte de cisaillement cyclique. Ce glissement conduit à la formation des marches de glissement ou striation, en présence d'oxygène, la surface fraîchement exposée du matériau devient oxydée, ce qui empêche l'inversion du glissement. L'inversion de glissement dans ce cas se produit dans un plan de glissement adjacent, conduisant ainsi à la formation d'extrusions et d'intrusions sur la surface du matériau comme indiqué sur la figure I.1.

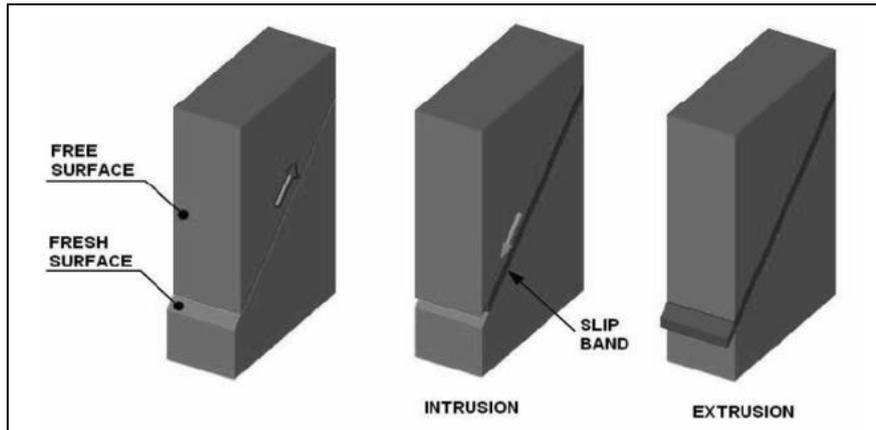


Figure I. 1: Formation des marques d'intrusion et d'extrusion sur la surface du materiau.[1]

I.4. Les périodes de la vie de fatigue

La durée de vie de fatigue (N_f) d'un composant est définie par le nombre total de cycles de requis pour provoquer la rupture. La vie de fatigue peut être séparée en trois étapes où :

$$N_f = N_i + N_p \quad (I.1)$$

I.4.1. Initiation à la fissure N_i (A de figure I.2)

C'est le nombre de cycles requis pour initier une fissure. Il résulte généralement d'accumulations de dislocations et d'imperfections telles que la rugosité de surface, les vides, les rayures, etc. Dans cette période, la fatigue est un phénomène de surface. Le facteur de concentration de contraintes K_t est un autre facteur à prendre en compte dans la prédiction de l'initiation des fissures. [1]

I.4.2. Croissance de la fissure N_p (B de figure I.2)

C'est le nombre de cycles requis pour faire croître la fissure de manière stable à un niveau de taille critique, généralement contrôlée par la valeur de contrainte. Puisque le matériau le plus commun contient des défauts, la prédiction de la croissance des fissures est l'aspect le plus étudié de la fatigue. La résistance à la fissuration est lorsque la fissure pénètre dans le matériau. Ce n'est plus un phénomène de surface. Le facteur d'intensité de contrainte est un facteur important pour la prédiction de la croissance de la fatigue. [1]

I.4.3. Rupture rapide ou brutale (C de figure I.2)

Une croissance critique très rapide de la fissure se produit lorsque la longueur de la fissure atteint une valeur critique. Puisque la rupture se produit rapidement, il n'y a pas de terme de rupture rapide dans l'expression de la vie de fatigue.

La ténacité K_{Ic} du matériau est le principal facteur de prédiction de la rupture rapide ou la conception en mécanique de la rupture.[1]

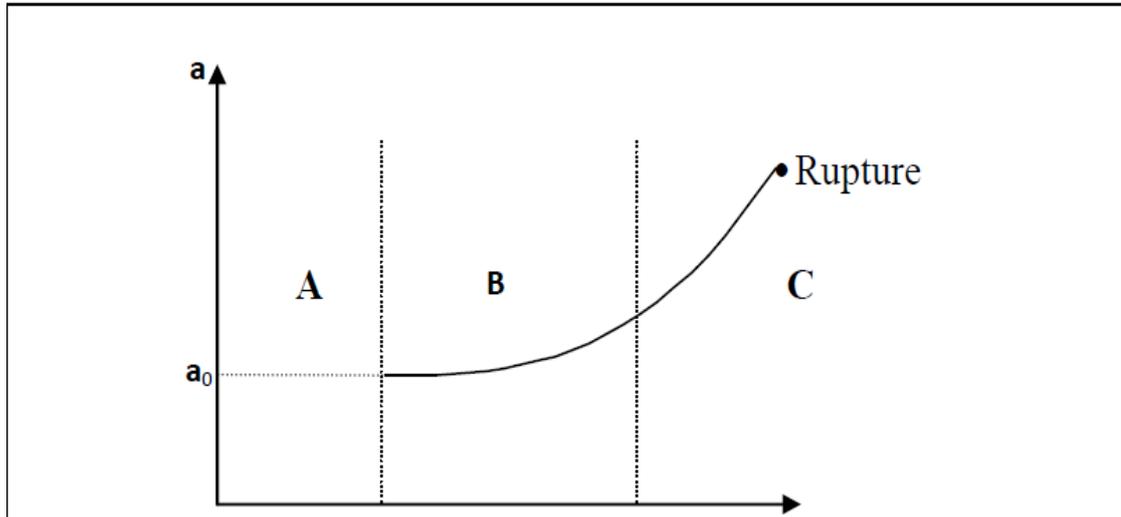


Figure I. 2: Les trois périodes de vie de fatigue. [1]

I.5. Propriétés de fatigue des matériaux

La fatigue est généralement comprise comme la détérioration progressive d'un matériau qui est soumis à des charges cycliques. Lors des essais de fatigue, un échantillon est soumis à des variations périodiques de contrainte d'amplitude constante. Les contraintes appliquées peuvent alterner entre des valeurs positives et valeur négative, de zéro à la valeur positive ou négative maximale, entre des valeurs positives et négatives ou entre des valeurs positives et négatives inégales. Une série d'essais de fatigue est effectuée sur un certain nombre d'échantillons du matériau à différents niveaux de contrainte. La contrainte appliquée est portée en fonction du nombre de cycles. En choisissant des contraintes inférieures, on peut trouver une valeur qui ne produira pas la rupture, quel que soit le nombre de cycles appliqués. Cette valeur de contrainte est appelée la limite de fatigue du matériau. La courbe contrainte-nombre de cycle à rupture est appelée diagramme de contrainte-cycle ou diagramme $S - N$. La limite de fatigue peut être établie pour la plupart des aciers entre 2 et 10 millions de cycles. Les métaux non ferreux tels que l'aluminium ne montrent généralement pas limite de fatigue clairement définie.

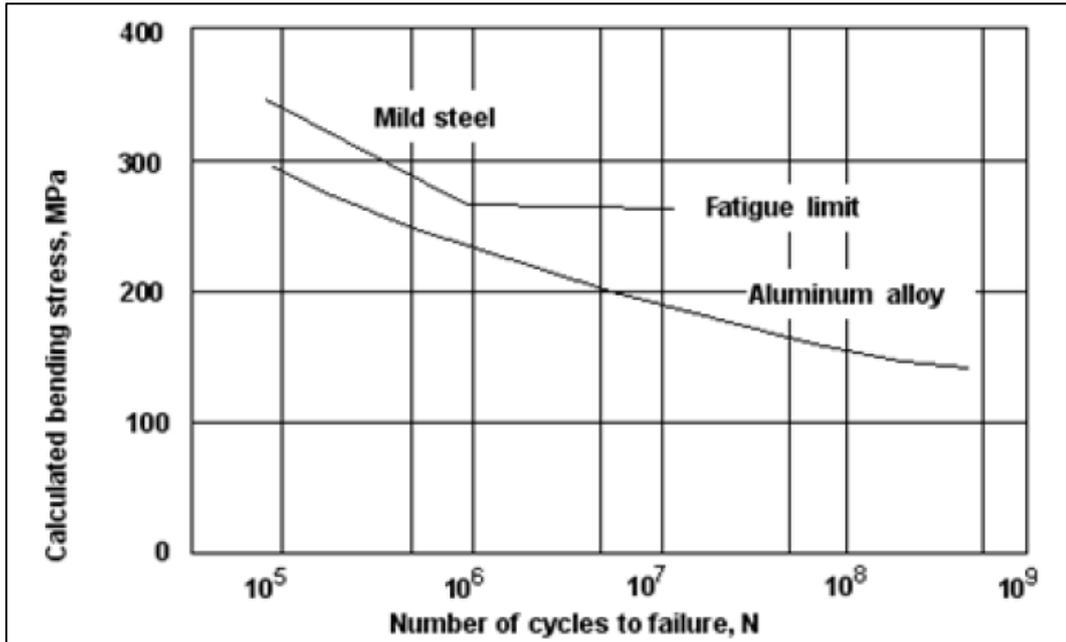


Figure I. 3: Diagrammes S-N pour un acier doux et un alliage d'aluminium. [19]

I.6.Courbe de Wöhler

Wöhler est considéré comme l'un des premiers qui ont traité le problème de fatigue. Il a pu modéliser le comportement des matériaux en fatigue tel qu'il a abouti à une courbe dite la courbe S-N (contrainte-durée de vie) qui est montée par la figure I.4.

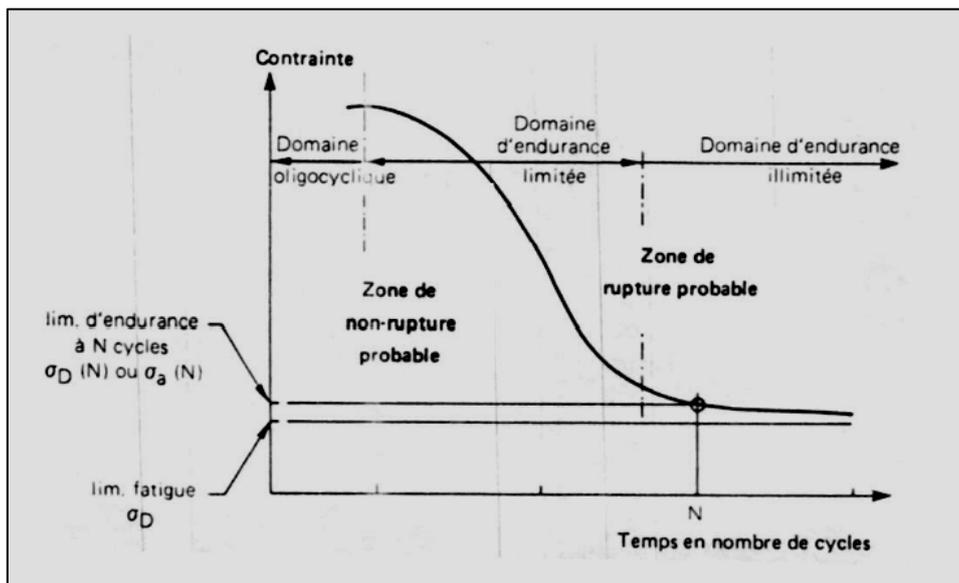


Figure I. 4: Courbe de Wöhler.[19]

I.7. Terminologie de fatigue

Considérons le cas de l'amplitude constante, avec valeurs de contraintes minimale et maximale σ_{min} et σ_{max} . La plage de contraintes $\Delta\sigma$ est définie comme $(\sigma_{max} - \sigma_{min})$. La contrainte moyenne σ_m est définie par $(\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2})$. L'amplitude des contraintes ou alternance est la contrainte σ_a donnée par $(\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2})$. Le rapport de contrainte R est $(\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}})$. Le chargement complètement inversé se produit lorsqu'une charge égale et opposée est appliquée. C'est un cas de $\sigma_m = 0$ et $R = -1$. Le chargement à base zéro se produit lorsqu'une charge est appliquée et supprimée. C'est un cas de $\sigma_m = (\frac{\sigma_{max}}{2})$ et $R = 0$.

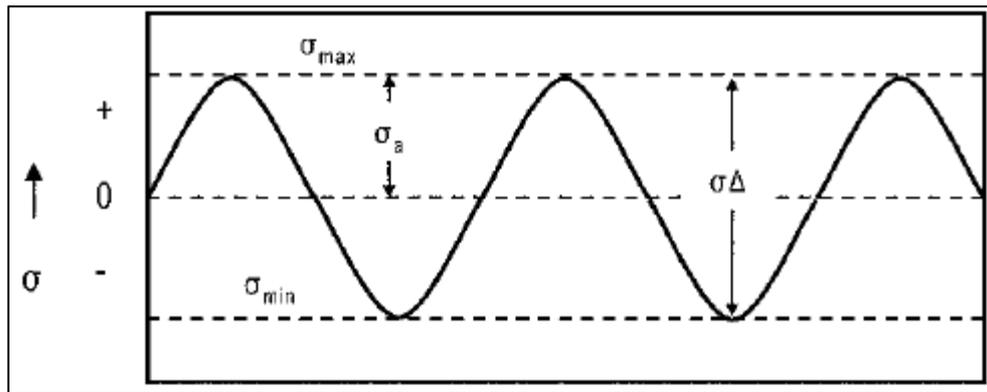


Figure I. 5: Type de chargement où la contrainte moyenne est nulle. [5]

I.7.1. Chargement couramment utilisés

Dans l'étude expérimentale de fatigue plusieurs types de chargement sont utilisés. Les plus courants sont:

- Contraintes alternées symétriques $R = -1$ (figure I.5) (c'est le cas de ce projet)
- Contraintes alternées asymétriques $-1 < R < 0$
- Contraintes répétées $\sigma_m = \sigma_a$
- Contraintes ondulées $R > 0$

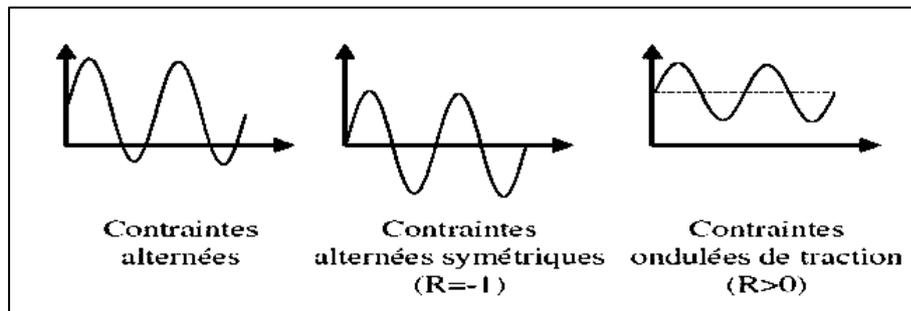


Figure I. 6: Types de sollicitation courant en fatigue. [15]

I.8. Classification des tests de fatigue

I.8.1. Test de type de matériau

La comparaison du comportement des matériaux soumis à des contraintes répétées nécessite les essais dis du type du matériau. Ces essais sont utiles pour voir les effets de procédés de fabrication, d'environnements, facteurs géométriques simples (différentes tailles et formes), d'encoches et de différents états et traitements de surface.

I.8.2. Test de type structurel

Pour la comparaison de composants conçus et réalisés à partir de matériaux différents, ce type d'essai est le plus utile. Il peut également être utilisé pour révéler les zones critiques ou la concentration des contraintes est importante. Ceci peut mener à développer de meilleures structures et de meilleures procédures de fabrication.

I.8.3. Test de type de service réel

Ce sont des essais utiles pour tester la fiabilité ou la qualité. Ils permettent de prévoir les pannes ou la vérification d'un élément de machine ou de structure. Les essais de fatigue complètement différents des essais mentionnés ci-dessus sont ceux qui ont pour objectif une étude de l'initiation et de la propagation des fissures de fatigue, ce qui nécessite une connaissance complexe de la mécanique de la rupture.

I.9. Domaine d'application et considérations d'analyse

Chaque fois qu'une structure est soumise à des charges variables dans le temps, la fatigue doit être prise en compte. Les structures typiques soumises à des charges variables dans le temps sont par exemple:

- Systèmes mécaniques (pompes, turbines, ventilateurs, arbres,...)
- Équipement de navire sous pression (navires, tuyaux, vannes,...)
- Véhicules terrestres, navires, artisanat aérien et spatial,...
- Ponts, équipement de levage, structures offshore,...

Dans la spécification de conception et d'étude d'une structure, il y a quelques questions auxquelles il faut répondre, comme:

- Quel est le nombre attendu de cycles ou la durée de vie prévue?
- Est-ce que les composants de la structure doivent être conçus pour la vie infinie ou une vie précisée?
- Dans le cas d'une durée de vie spécifiée, quels intervalles de service, inspection et contrôle (maintenance) sont nécessaires?

I.9.1. Décisions communes pour l'analyse de la fatigue

On cite en général cinq sujets de décision d'entrée communs sur lesquels dépendent les résultats de l'analyse de la fatigue. Ces décisions de fatigue sont regroupées dans les types suivants :

- Type d'analyse de fatigue
- Type de chargement
- Effet de contrainte moyenne
- Correction de contrainte multiaxiale

- Facteur de modification de fatigue

I.10. Facteurs influençant la fatigue des matériaux

I.10.1. Résistance en fatigue des pièces entaillées

I.10.1.1. Coefficient de réduction de la résistance en fatigue K_f ou coefficient de concentration de contrainte en fatigue

On parle de rupture en fatigue. Toutefois, pour des contraintes très faibles, la durée de vie de la pièce, exprimée en nombre de cycles N , est très grand. La limite d'endurance est la valeur de la contrainte en dessous de laquelle on considère que la pièce a une durée de vie infinie.

En présence d'entailles, le facteur de réduction de la résistance à la fatigue est défini comme le rapport entre la limite d'endurance d'un échantillon lisse et celle d'un échantillon entaillé. Il est défini comme suit :

$$K_f = \frac{\sigma_D}{\sigma_D^E} \quad (I.2) [7]$$

Les deux résistances en fatigue σ_D et σ_D^E sont considérées pour une même vie et pour le même rapport de contrainte $R = \left(\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}\right)$. L'expérience montre que le facteur de réduction de résistance K_f est moins élevé que le facteur de concentration de contrainte K_t notamment pour les entailles sévères et pour les matériaux à faible résistance $K_f < K_t$.

Les paramètres dont K_f dépend sont en générale :

- Les propriétés mécaniques du matériau
- Type de chargement
- La géométrie de l'échantillon
- La durée de vie en fatigue de la pièce
- La présence de défaut

On définit à partir de facteur de concentration de contrainte K_t et celui de réduction de la résistance en fatigue K_f le coefficient de sensibilité d'entaille q

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (II.3)$$

$$0 < q < 1 \begin{cases} q = 0 & \text{si } K_f = 1 \\ q = 1 & \text{si } K_f = K_t \end{cases} \quad [7]$$

Remarque: en flexion rotative l'entaille est de plus en plus sévère quand le rayon de celle-ci est de plus en plus petit comme le montre la figure I.7.

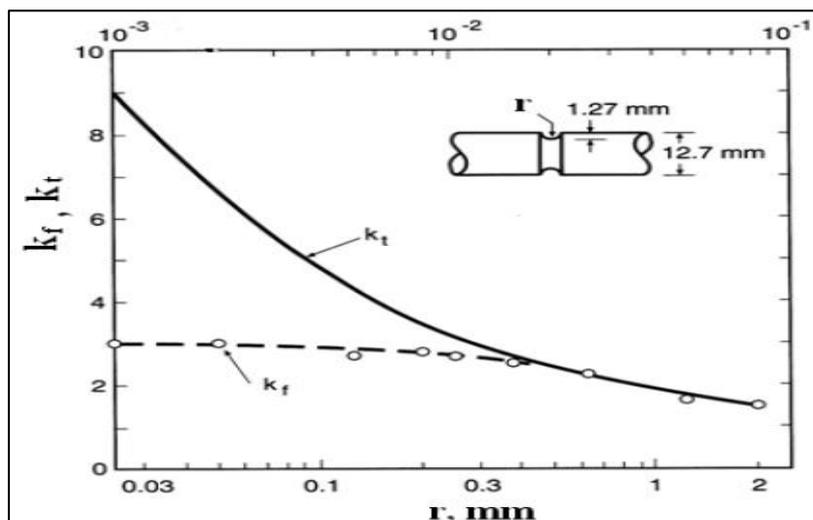


Figure I. 7: Effet du rayon d'entaille en flexion rotative. [7]

I.10.2. Effet d'échelle

En flexion plane, on avait remarqué que, pour la même géométrie d'entaille (même coefficient K_t), les pièces massives avec un rayon en fond d'entaille plus grand possédaient une limite de fatigue plus basse que les échantillons plus petits ([10] Schijve, 2001). La résistance en fatigue des éprouvettes entaillées présentant une géométrie semblable, dépend de leur grandeur. Ceci s'explique par la probabilité plus grande de trouver un défaut majeur dans une grande pièce que dans une plus petite.

I.10.3. Effet de type de matériau

Les figures I.8 et I.9 montrent la relation entre la résistance maximale des aciers et la limite d'endurance des pièces entaillées. La plage hachurée correspond à la dispersion des résultats pour $K_t = 1$ (Lu et Lieurade 1998). Pour un acier ayant une résistance donnée, la limite d'endurance diminue avec une augmentation de la sévérité d'entaille. Plus la résistance est élevée plus l'acier va être sensible à l'effet d'entaille. On remarque aussi que pour des valeurs élevées de K_t , la résistance des aciers a moins d'influence sur l'endurance.

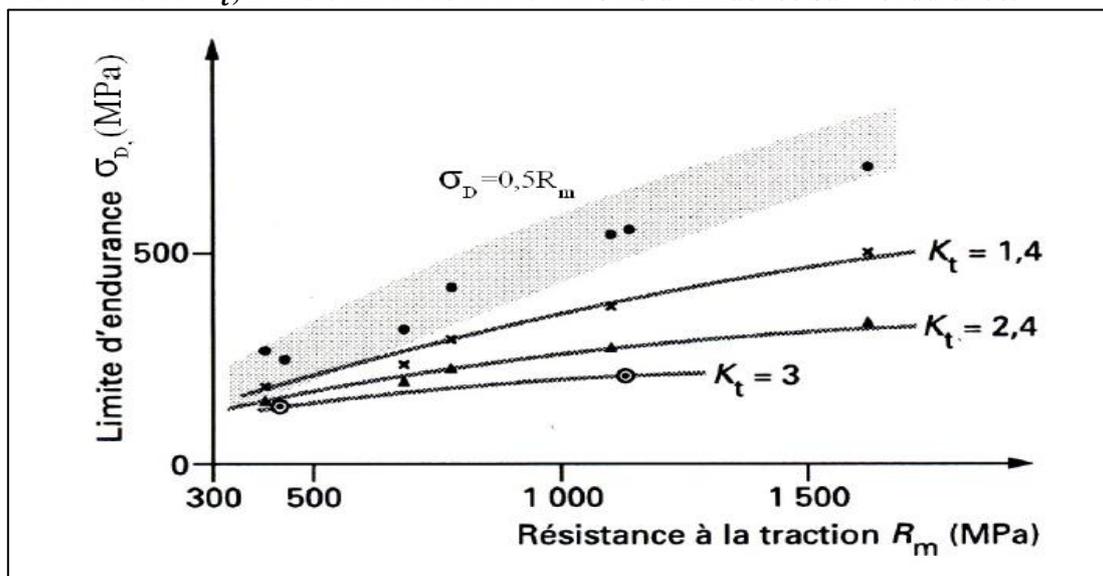


Figure I. 8: Variation de la limite d'endurance en fonction de la résistance à la traction. [7]

Pour des valeurs élevées de résistance à la traction, l'écart entre K_f et K_t est plus prononcé pour les aciers à basse résistance, tandis que les deux facteurs tendent à se rapprocher pour des aciers à haute résistance.

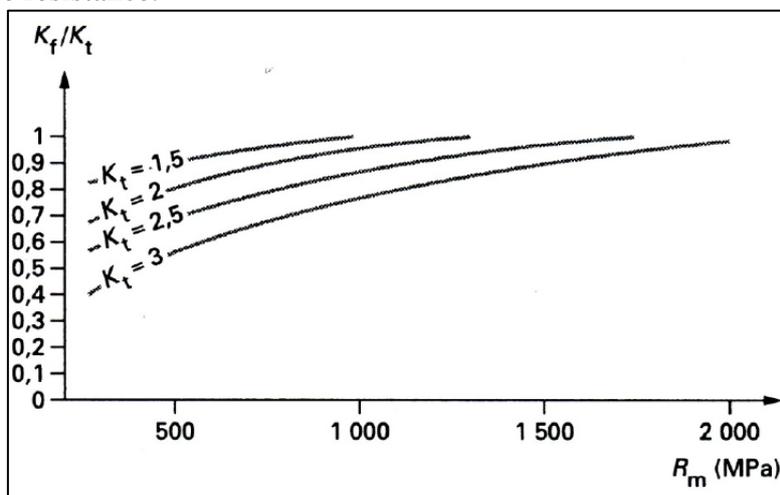


Figure I. 9: Variation du rapport K_f/K_t en fonction de la résistance à la traction.[7]

I.10.4.Effet de la contrainte moyenne

En général les facteurs q et K_f sont donnés pour un chargement alterné où la contrainte maximale est égale en valeur absolue à la contrainte minimale. La figure I.10 présente des courbes contrainte-durée de vie d'un acier A517 obtenues avec des éprouvettes lisse en chargement axial pour différents rapport de $(R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}})$. On remarque qu'en termes de contrainte maximale, la limite d'endurance est plus importante dans le cas d'un chargement répété ($R = 0$) que dans le cas d'un chargement alterné ($R = -1$).

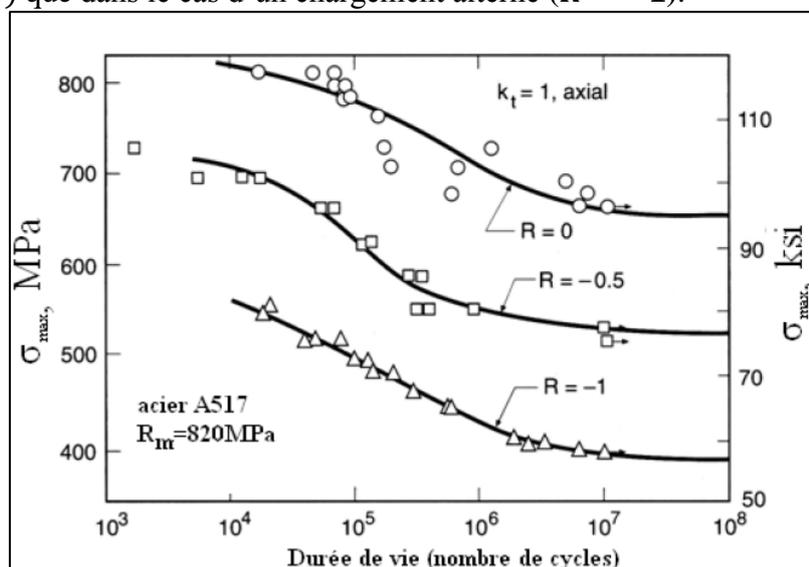


Figure I. 10: Effet de la contrainte moyenne sur la durée de vie en fatigue.[7]

On peut aussi noter la variation de l'amplitude de la contrainte σ_a en fonction de la contrainte moyenne σ_m comme illustré dans la figure II.5 pour de l'aluminium 7075-T6. On peut constater que l'amplitude est décroissante en fonction de la contrainte moyenne pour une durée de vie constante.

L'amplitude de la contrainte σ_a a une influence plus importante sur la résistance à la fatigue que la contrainte moyenne σ_m (Schijve, 2001 [10]) car, pour des valeurs croissantes de la contrainte moyenne, la valeur de la contrainte de compression diminue.

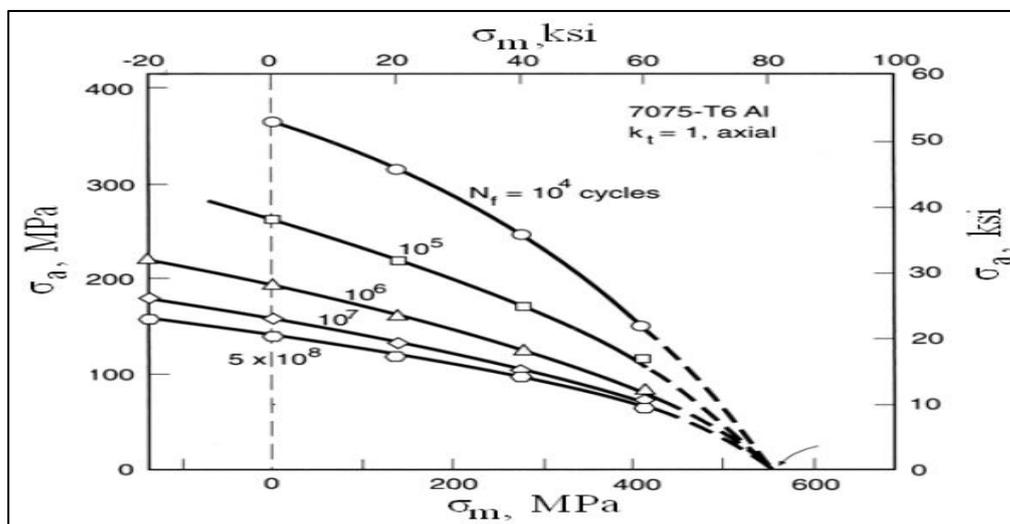


Figure I. 11: Effet de l'amplitude de la contrainte sur la durée de vie. [7]

I.10.5. Prédiction de l'effet d'entaille

I.10.5.1. Prédiction empirique du facteur K_f

La relation de Peterson suivante pour déterminer le facteur K_f à l'effet d'entaille est donnée par :

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} = \frac{1}{1 + \frac{\phi}{r}} \quad (I.4)$$

Avec :

ϕ : Constante du matériau ayant une unité de longueur

r : Rayon en fond d'entaille

La figure II.6 montre la variation de la sensibilité à l'effet d'entaille en fonction des rayons d'entailles pour trois types d'aciers.

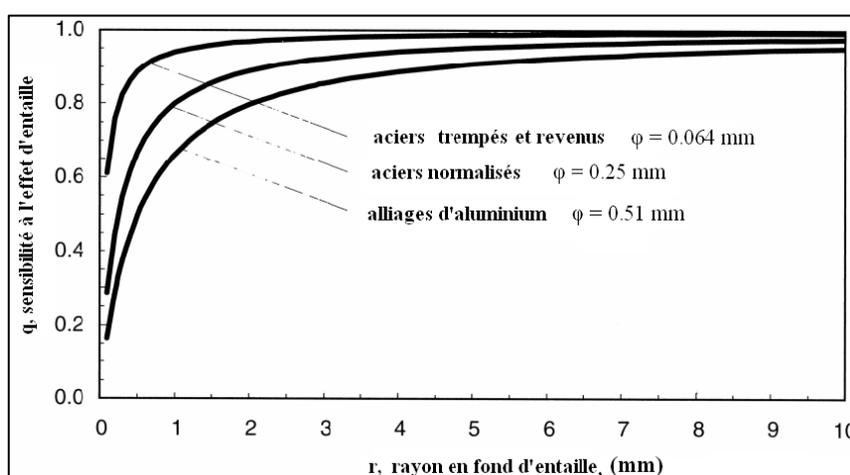


Figure I. 12: Sensibilité à l'effet d'entaille en fonction du rayon en fond d'entaille. [7]

I.10.5.1.1.Relation de Peterson

Le facteur ϕ est déterminé par la relation empirique de Peterson [18] pour les aciers en fonction de la résistance à la traction R_m est donnée comme suit :

$$\text{Log}(\phi) = 2.654 \times 10^{-7} R_m^2 - 1.309 \times 10^{-3} R_m + 0.01103 \quad (\text{I.4})$$

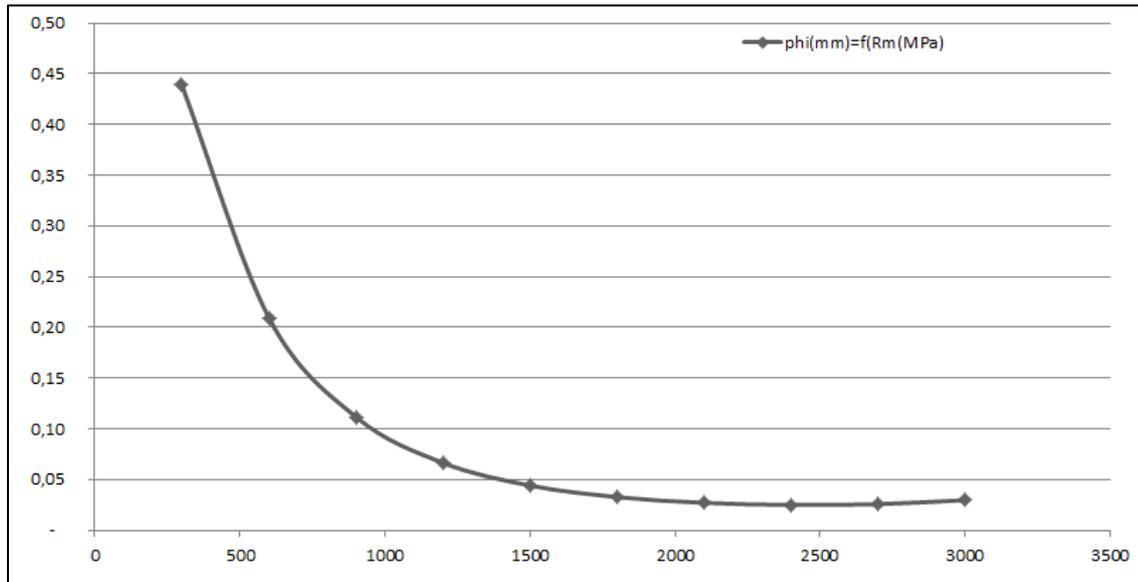


Figure I. 13: Constante du matériau ϕ en fonction de la résistance à la traction.

Pour le cas d'un chargement en torsion la valeur de ϕ est obtenue en multipliant les valeurs de l'équation (I.4) par un facteur de « **0,6** ».

I.10.5.1.2.Relation de Neuber

Le modèle du facteur de sensibilité à l'entaille de Neuber est donné par

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\beta}{r}}} \quad (\text{I.5})$$

Soit :

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{\beta}{r}}} \quad (\text{I.6})$$

Avec :

β : Constante de matériau

Neuber a fourni deux relation empirique pour le calcul de β en fonction de R_m tel que :

✓ Pour les aciers avec : **$345 \leq R_m \leq 1725 \text{ MPa}$**

$$\text{Log}(\beta) = -1.079 \times 10^{-7} R_m^3 + 2.740 \times 10^{-6} R_m^2 - 3.740 \times 10^{-3} R_m + 0.64 \quad (\text{I.7})$$

✓ Pour les alliages d'aluminium :

$$\text{Log}(\beta) = -9.402 \times 10^{-9} R_m^3 + 1.422 \times 10^{-5} R_m^2 - 8.249 \times 10^{-3} R_m + 1.451 \quad (\text{I.8})$$

Les courbes seront présentées comme suit :

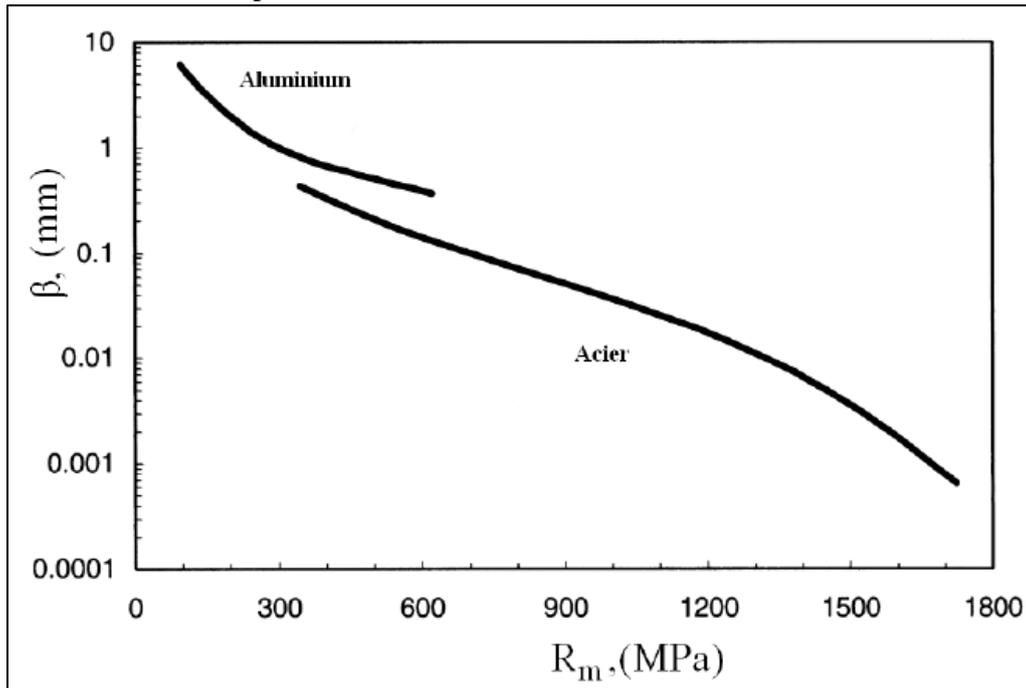


Figure I. 14: Constante du matériau β en fonction de la résistance à la traction.[7]

I.10.5.2.Approche par la distance critique

Murakami en 1983 [18] a calculé les distances critiques en les considérant pour le cas particulier d'une fissure. Il a donné la relation suivante pour le calcul de la distance critique L :

$$L = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_S}{\Delta \sigma_D} \right)^2 \quad (I.9)$$

Avec :

ΔK_S : Le seuil de propagation des fissures longues.

$\Delta \sigma_D$: La variation totale de contrainte à l'endurance.

L'équation s'applique juste dans le cas d'une fissure mais les expériences ont démontrées que la prédiction est valable dans le cas des pièces entaillées de différentes sévérités.

I.10.5.3.Approche « amorçage/propagation »

La durée de vie en fatigue d'une pièce ou échantillon peut être calculée par l'approche de Verreman [18]. Il faut prendre en considération les deux étapes réelles dans la vie d'amorçage macroscopique des fissures, à savoir l'amorçage microscopique et la propagation des fissures courtes. Pour une entaille arbitraire, la vie d'amorçage conventionnelle N_I est la somme de la vie d'amorçage microscopique et de celle de propagation des fissures courtes. L'approche concerne des entailles en « V » où, seul le champ de contraintes élastique en fond d'entaille est considéré. Lorsque le rayon en fond d'entaille tend vers « 0 », la distribution de contraintes devient singulière :

$$\frac{\sigma}{\sigma_{nom}} = \frac{K_n}{X^\alpha} \quad (I.10) [7]$$

σ_{nom} : La contrainte nominale

σ : La contrainte locale à une distance X du fond d'entaille

K_n : Le facteur d'intensité de contrainte normalisé de l'entaille en « V »
 α : L'exposant de singularité qui dépend de l'angle de l'entaille.

Pour un **angle de 90°**, $\alpha = 0.46$

Pour un **angle de 135°** (le cas d'une soudure d'angle), $\alpha = 0.33$.

Dans le cas d'une fissure (**angle = 0**), $\alpha = 0.5$.

Pour la prédiction de la courbe **S-N** d'un échantillon entaillé il faut prendre en considération les deux facteurs : K_n et K_t . La sévérité de l'entaille peut être définie par le rapport $\frac{K_t}{K_n}$.

Pour des entailles de faible sévérité, les courbes **S-N** peuvent être déduites en se basant sur la contrainte maximale en fond d'entaille.

$$\sigma = K_t \sigma_{nom} = \sigma'_f N_I^{-b} \quad (I.11) \text{ (Faible sévérité)}$$

On peut donc diviser la courbe **S-N** de l'échantillon lisse par la valeur du facteur K_t de l'entaille. La majeure partie de la durée de vie en fatigue est dépensée pour amorcer une fissure à l'échelle microstructurale.

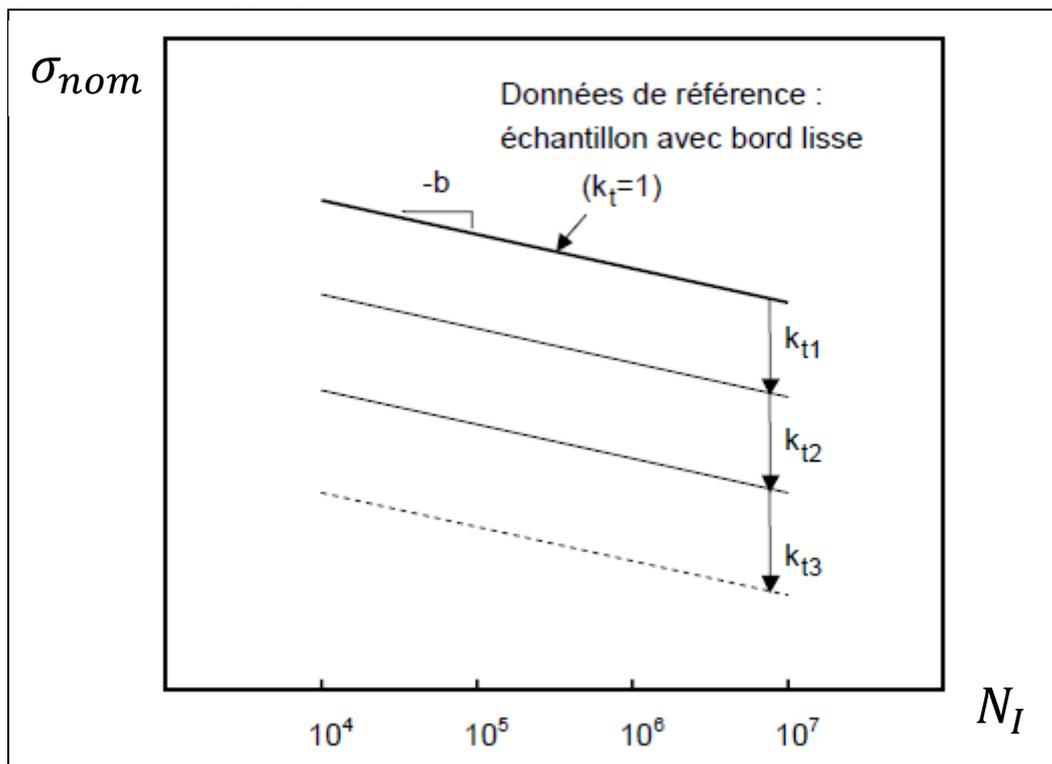


Figure I. 15: Courbe S-N pour différents niveaux de concentration de contrainte. [7]

Dans la figure I.15, les courbes K_{t1} et K_{t2} donnent une bonne estimation de la courbe **S-N** mais, pour une entaille plus sévère illustré par K_{t3} , la prédiction de la vie en fatigue peut être conservatrice. Le modèle s'applique juste dans le cas de la fatigue à grand nombre de cycles. Il ne prend pas en compte la déformation plastique en fond d'entaille. Les entailles en V de forte sévérité diminuent la durée de vie par rapport à aux entailles émoussées comme on peut le remarquer sur les courbes **S-N**. Elles présentent un effet d'échelle important. Cependant il

existe une forte corrélation entre la durée de vie en fatigue et le facteur de concentration de contraintes de l'entaille en «V». Toutes les courbes S-N sont consolidées sur la même ligne:

$$K'_n = K_n \sigma_{nom} = K'_f N_I^{-k} \quad (I.12) \quad (\text{Forte sévérité}) [7]$$

La corrélation fonctionne parce que la vie en fatigue d'un échantillon présentant une entaille sévère est dominée par la propagation des fissures courtes. Le coefficient K'_f représente la résistance du matériau à la propagation des fissures pour un exposant k donné. Les courbes S-N pour des entailles sévères en «V» peuvent être prédites en utilisant des données de référence provenant d'un seul spécimen.

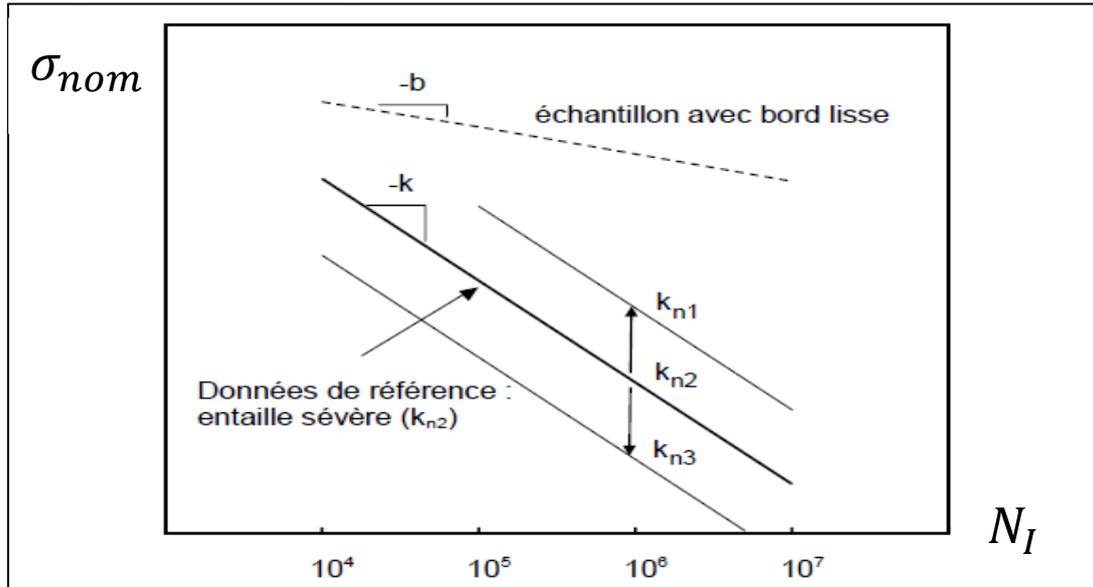


Figure I. 16: Courbe S-N pour un bord lisse et un bord entaillé. [7]

La vie en fatigue des entailles émoussées est dominée par l'amorçage tandis que celles des entailles sévères est dominée par la propagation des fissures courtes. Dans le cas d'une entaille quelconque, la vie en fatigue sera divisée en deux parties : une partie en amorçage et une autre en propagation. En combinant les relations (I.11) et (I.12) nous obtenons:

$$N_I = \left(\frac{K_t \sigma_{nom}}{\sigma'_f} \right)^{-\frac{1}{b}} + \left(\frac{K_n \sigma_{nom}}{K'_f} \right)^{-\frac{1}{k}} \quad (I.13) \quad [7]$$

I.11.Effet de l'environnement

I.11.1.Effet de la température

La limite d'endurance diminue pour les métaux dans un environnement avec température élevée.

Dans le cas où la limite de fatigue est inconnue pour une température de fonctionnement donnée, alors le coefficient dû à la température sera pris en compte et il est défini comme suit:

$$K_d = \frac{1680}{1600+T} \quad (I.14)$$

$$K_d = 1 \text{ Pour } 0 \leq T \leq 80 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [15]$$

I.11.2.Effet de la corrosion

Dans le cas de la fatigue sous corrosion, la courbe de Wöhler ne présente plus d'asymptote. On ne peut plus obtenir une limite d'endurance pour un nombre de cycle donné. Le coefficient d'influence de la corrosion sera donné en fonction de la résistance du matériau

R_m

➤ **Corrosion faible (eau douce) [15]**

$$K_s = 1.038 - 1.041 \times 10^{-3}R_m + 3.163 \times 10^{-7}R_m^2 \quad (\text{I.15})$$

➤ **Corrosion forte (eau de mer) [15]**

$$K_s = 8.177 \times 10^{-1} - 9.273 \times 10^{-3}R_m + 3.071 \times 10^{-7}R_m^2 \quad (\text{I.16})$$

Ces deux relations sont valables pour les matériaux ferreux. Sachant que ce n'est pas évident de prédire la durée de vie sous corrosion par un coefficient ne prenant en compte que la résistance à la traction, alors que des analyses probalistiques sont adaptées afin de mieux prédire le comportement en fatigue sous corrosion en se basant sur des lois de probabilités.

I.12.Conclusion

Tout au long de ce chapitre, on a essayé d'introduire l'état de l'art de la fatigue, dans le but de donner une vue d'ensemble sur la fatigue.

Nous avons cité les facteurs qui influencent (facteur d'échelle, effet d'entaille, la température, la corrosion,...) la durée de vie en fatigue des matériaux et structure.

Cette recherche nous oriente dans notre choix de paramètres à prendre en compte. Dans cette étude, nous allons prendre en compte l'effet de la corrosion, les entailles elliptiques et entailles en « V » que l'on désigne par entailles sévères.

CHAPITRE II :
SIMULATION DE LA
FATIGUE EN FLEXION
PLANE

II.1.Introduction

La simulation numérique se base sur l'utilisation d'un logiciel informatique pour simuler un phénomène physique réel et généralement complexe dans le but de prédire l'évolution du phénomène ou d'optimiser la conception. Elle permet également dans plusieurs cas d'éviter le risque et le coût d'une série d'épreuves réelles comme par exemple les essais de véhicules ou simulation des écoulements,...

La simulation numérique exige le développement d'un modèle mathématique décrivant le phénomène physique à étudier et cela se fait le plus souvent à l'aide des méthodes des éléments finis (MEF).

Les logiciels de simulation informatique ne cessent de développer grâce au développement des ordinateurs très puissants.

Dans ce travail on présentera les logiciels les plus utilisés actuellement pour la simulation numérique en insistant sur le logiciel ANSYS qui sera utilisé dans ce travail pour des raisons de disponibilité, sa fiabilité et la simplicité d'utilisation.

II.2.Logiciel de simulation numérique en structure

II.2.1.ANSYS



II.2.1.1.Présentation du logiciel

ANSYS est un logiciel de la simulation numérique, il est utilisé par des ingénieurs pour la simulation des interactions dans tous les disciplines de la physique, les structures, les vibrations, la dynamique des fluides, le transfert de chaleur.

ANSYS permet d'effectuer des tests de simulations pour des conditions de travail. Il permet également de tester des environnements virtuels avant la mise en production les prototypes d'un produit. De plus il détermine les points faibles des structures, les points les plus sollicités où il y a une concentration des contraintes.

A travers une simulation en 3D dans un environnement virtuel, il permet de calculer la durée de vie et d'estimer les problèmes probables que subira la structure en entier ou en partie (échantillon).

II.2.1.2.Produits d'ANSYS

ANSYS permet la réalisation de différentes analyses selon la nature du problème (solide, fluide, structure mécanique...) et selon le but recherché, ces produits se sont développés avec le temps à travers la naissance de nouveaux concepts physiques.

Citons par exemple ci-dessous quelques produits dérivés du logiciel ANSYS :

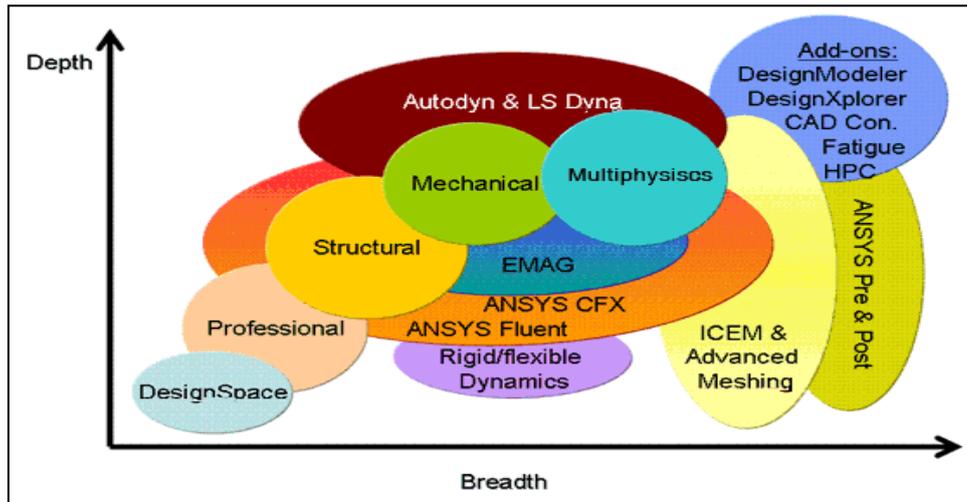


Figure II. 1: Produits d'ANSYS

- **ANSYS Structural et Mechanical**

Ce module permet d'accéder à tous les types de non linéarités matériaux, grandes déformations et grands déplacements). Ils sont dédiés à des utilisateurs confirmés avec des connaissances théoriques éléments finis.

ANSYS STRUCTURAL tient compte des besoins uniques de pures simulations structurelles sans le besoin d'outils pertinents. Le produit fournit toute la puissance du non-linéaire, des capacités structurelles - ainsi que toutes les capacités linéaires - pour fournir de haute qualité, la fiabilité des résultats de simulation de structure.

ANSYS Mechanical offre une solution complète de produits pour l'analyse linéaire ou non linéaire et la dynamique structurelle. Le produit fournit un ensemble complet de comportement des éléments, les modèles de matériaux et de solveurs d'équations pour un large éventail de problèmes d'ingénierie. En outre, ANSYS Mechanical offre l'analyse thermique et couplé physique-capacités impliquant acoustique, piézoélectrique, l'analyse thermique et structurelle thermoélectrique.



II.2.3.Conclusion

Les logiciels de simulation basés sur la méthode des éléments finis sont nombreux et c'est à l'ingénieur ou l'utilisateur de choisir le logiciel le plus convenable à son application de façon à avoir des résultats précis en une courte durée. Avec toute la variété de ces logiciels, ANSYS demeure le logiciel de simulation le plus puissant pendant les dernières années. En conséquence, pour notre étude, nous avons choisi de travailler avec le logiciel ANSYS pour réaliser nos simulations.

II.3.Procédures de simulation

La simulation avec ANSYS se fait par des étapes qu'on doit exécuter avec soin où on précise des paramètres de simulation et on cite ci-dessous les séquences du calcul numérique (simulation).

II.3.1. Conception de la géométrie

La conception de l'éprouvette destinée aux essais en flexion plane sera conçu par un logiciel de CAO qui est le SOLIDWORKS car ce dernier facilite le travail et donne la possibilité d'importer la géométrie par le logiciel de simulation (ANSYS).

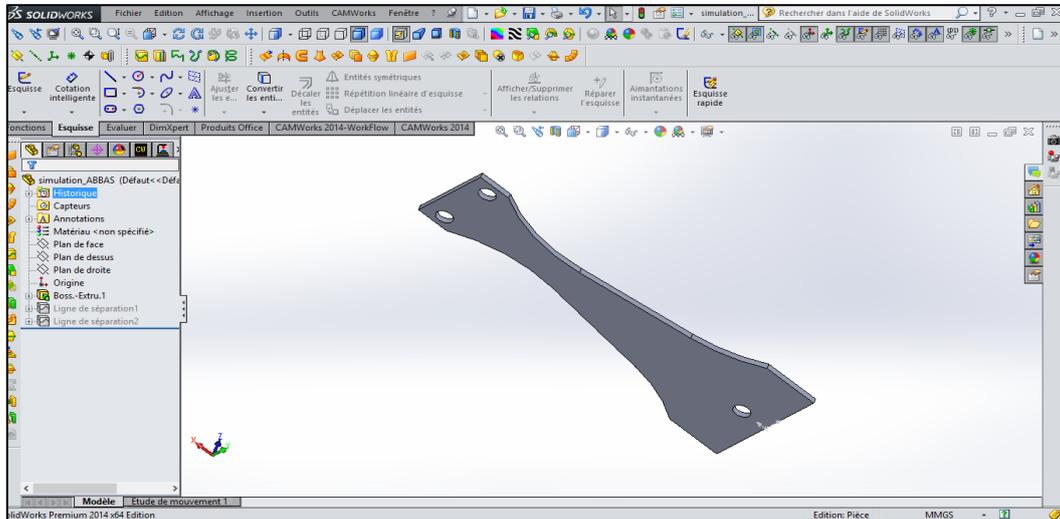


Figure II. 2: Modélisation de l'éprouvette par SOLIDWORKS.

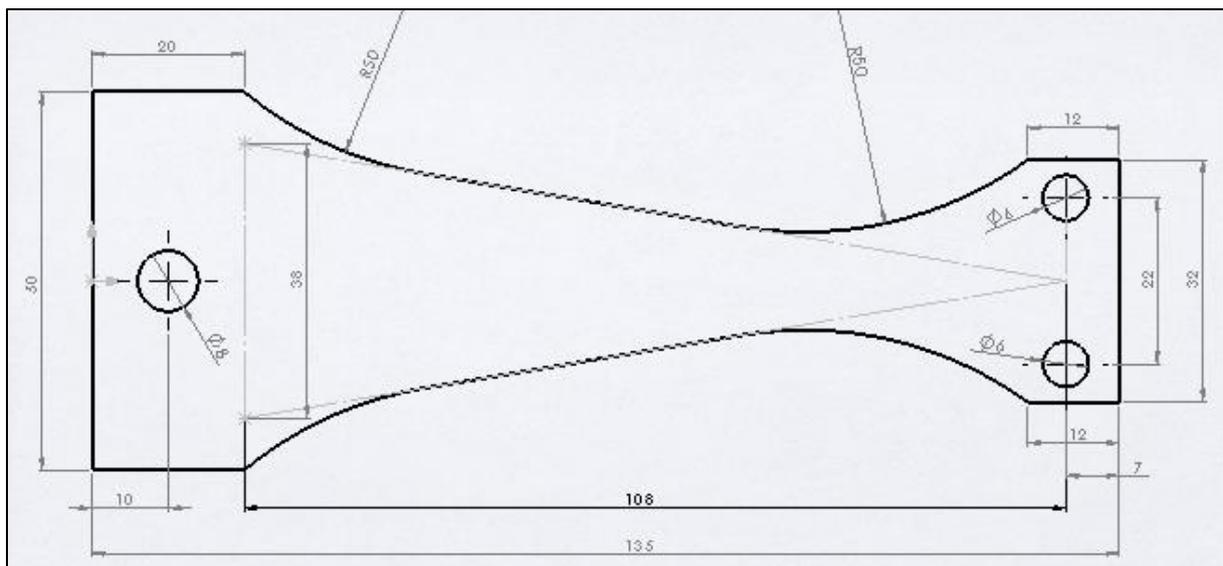


Figure II. 3: Dimensions caractéristiques de l'éprouvette d'essais.

II.3.2. Choix du module de calcul dans ANSYS Workbench

La simulation sera exécutée sur Workbench et on choisit le module « structure statique » puisqu'il prend en charge l'analyse de fatigue des structures.

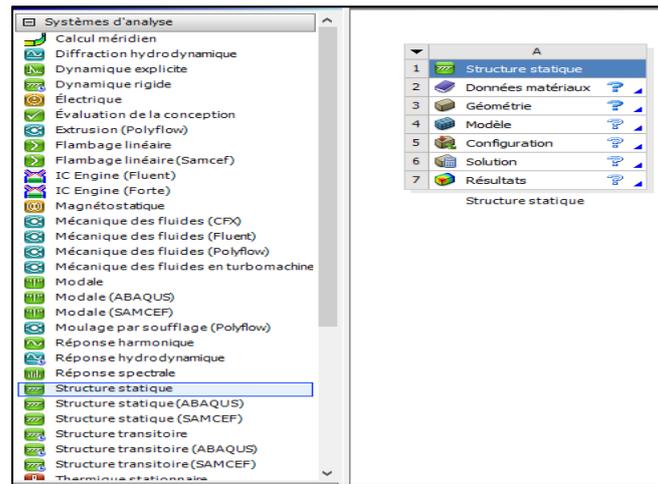


Figure II. 4: Module de calcul.

II.3.3. Définition du matériau (donnée matériau)

En procédant avec un ordre logique, les caractéristiques du matériau seront définies en premier (pas obligatoirement) tel qu'on peut le spécifier grâce à la bibliothèque du logiciel ou en introduisant manuellement les caractéristiques nécessaires (module de Young, coefficient de Poisson, limite élastique, etc), sachant que :

$$E = 70\text{GPa} , \nu = 0.3 , \sigma_e = 184\text{ MPa} , R_m = \sigma_u = 264\text{ MPa} , \rho = 2700\text{Kg/m}^3$$

A		Propriétés de Ligne d'arborescence 3 : Alliage d'aluminium			
	A	B	C	D	E
1	Structure statique	Propriété	Valeur	Unité	
2	Données matériaux	Masse volumique	2700	kg m ⁻³	
3	Géométrie	Coefficient isotrope sécant de dilatation thermique			
6	Modèle	Elasticité isotrope			
7	Configuration	Dériver de	Module de You...		
8	Solution	Module de Young	7E+10	Pa	
9	Résultats	Coefficient de Poisson	0,3		
		Module de compressibilité	5,8333E+10	Pa	
		Module de cisaillement	2,6923E+10	Pa	
		Contrainte alternée - Coefficient R	Tabulaire		
		Limite d'élasticité en traction	1,84E+11	Pa	
		Limite d'élasticité en compression	1,8E+11	Pa	
		Limite à la rupture en traction	2,64E+11	Pa	
		Limite à la rupture en compression	2,64E+11	Pa	

Figure II. 5: Données matériau.

II.3.4. Importation de la géométrie

Workbench nous offre la possibilité de représenter la géométrie ou de l'importer. Dans ce travail, cette dernière sera modélisée à l'aide de SOLIDWORKS transférée dans le logiciel de simulation afin d'effectuer juste le maillage

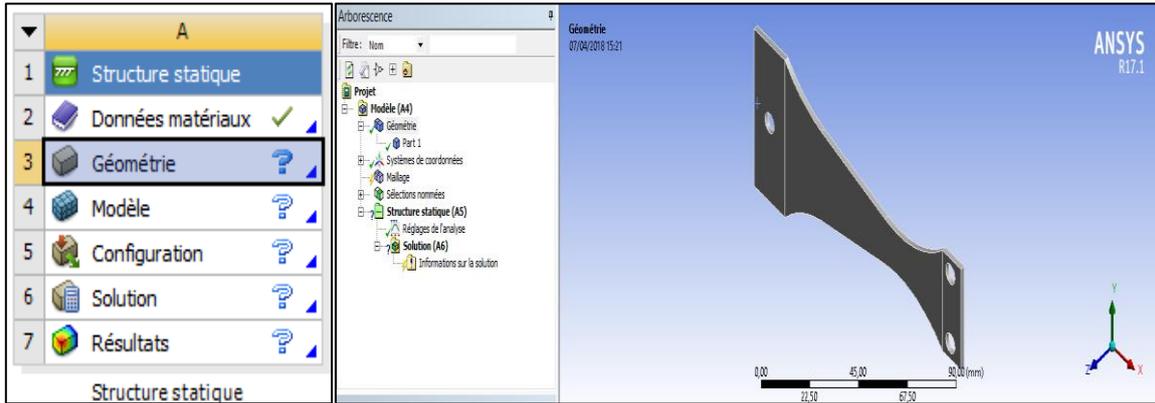


Figure II. 6: Importation de la géométrie.

II.3.5. Maillage de la géométrie

Après la modélisation de la géométrie, on procède au maillage. Cette opération permet la division du corps en un nombre d'éléments et donc de nœuds ce qui est la base du calcul par éléments fini. Le choix du nombre d'élément doit être basé sur la convergence de la solution dit convergence de maillage. Sachant que la solution de notre problème converge même avec le maillage par défaut du logiciel rien n'empêche le raffinement de celui-ci afin d'assurer une meilleure précision et particulièrement près des zones de concentration de contrainte.

Le type d'éléments de maillage utilisé dans ce travail est triangulaire d'ordre supérieur. Ce type d'élément est choisi car il est plus efficace quand il s'agit de formes géométriques courbées comme des arrondies, des cercles, etc. La convergence du maillage est étudiée et le nombre d'éléments choisi pour cette simulation est de l'ordre de $7 \cdot 10^3$ éléments.

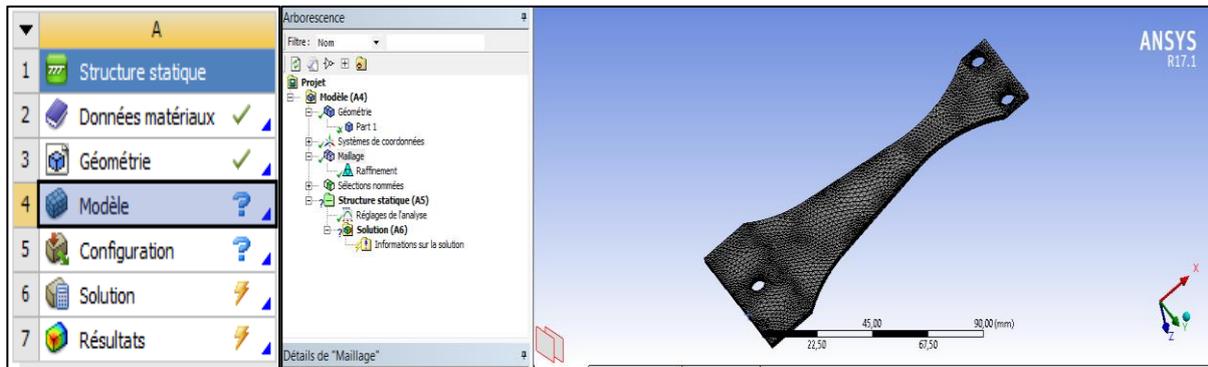


Figure II. 7: Maillage de la géométrie.

II.3.6. Introduction des conditions aux limites

Les conditions aux limites est une étape indispensable ou on définit les nœuds à déplacements nul (encastrement) et ceux sur lesquels l'effort est appliqué.

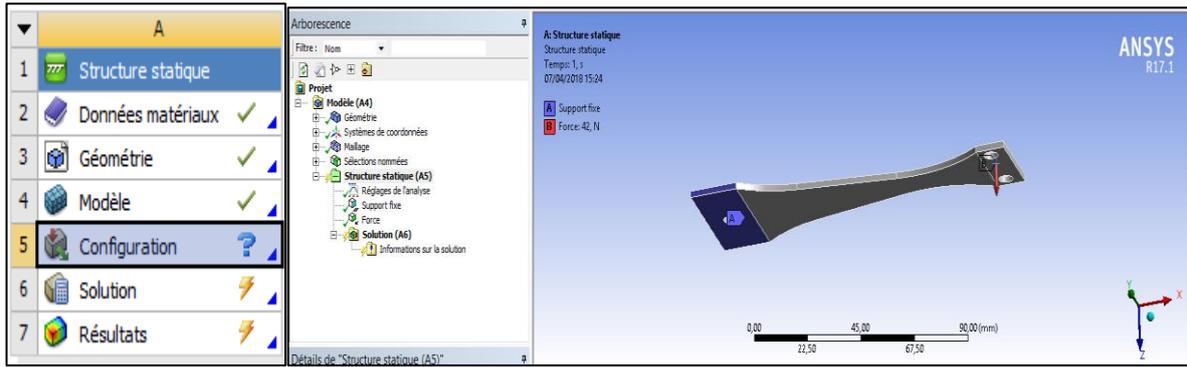


Figure II. 8: Introduction des conditions aux limites.

II.3.7. Solution

Après les étapes ci-dessus il ne reste qu'à choisir les paramètres à calculer (contraintes, déformations, déplacement, coefficient de sécurité, durée de vie, etc) et résoudre le problème.

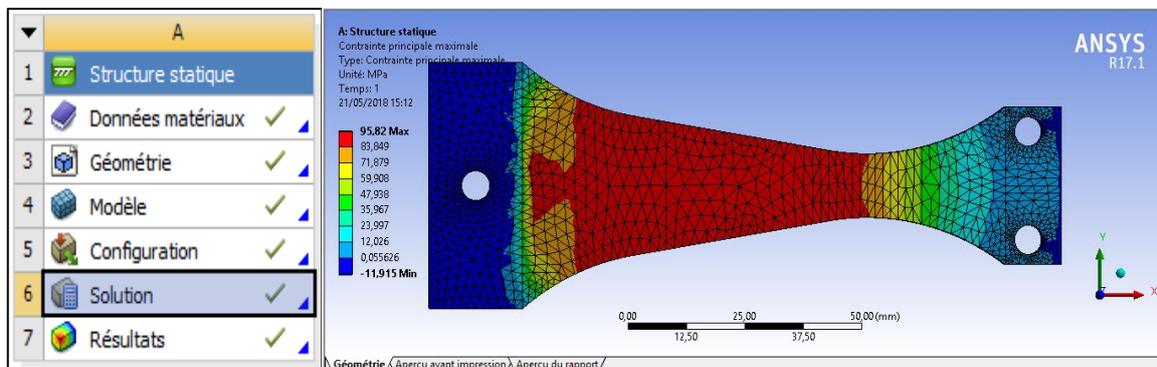


Figure II. 9: Résolution et résultats.

II.4. La flexion plane

II.4.1. Présentation des dimensions de l'éprouvette d'essais

Le modèle d'éprouvette utilisé lors des essais de fatigue en flexion plane sur la Figure II.2 est dite éprouvette d'égale résistance:

La contrainte de flexion maximale peut être calculée avec la relation suivante :

$$\sigma = \frac{M}{I} C \quad (\text{II. 1})$$

Avec: M est le moment de flexion, C est la distance entre la fibre et l'axe neutre

I est le moment d'inertie de l'échantillon.

Où:

$$C = \frac{t}{2} \quad (\text{II. 2})$$

$$b(x) = \frac{b}{L}(L - x) \quad (\text{II. 3})$$

$$M = P(L - x) \quad (\text{II. 4})$$

$$I(x) = \frac{\frac{b}{L}(L - x)t^3}{12} \quad (\text{II. 5})$$

Si la charge P est appliquée à la position $x = L$; la contrainte sera donnée comme suit :

$$\sigma = \frac{6PL}{bt^2} \quad (\text{II. 6})$$

Où σ est la contrainte normale de flexion souhaitée en « **MPa** », L est la distance entre la broche de connexion (sommet du triangle) et le point de contrainte (ou la longueur de la poutre en forme de coin en mm), comme représenté sur la figure ci-dessus, t est l'épaisseur de l'échantillon en « **mm** », $b(x)$ est la largeur de l'échantillon à une distance x du point d'application de la charge « **mm** » et P est la force en **Newton**.

La formule pour la flèche d'une forme triangulaire est donnée comme suit:

$$y = \frac{\sigma L^2}{Et} = \frac{6PL^3}{Ebt^3} \quad (\text{II. 7})$$

Où y est la flèche en « **mm** », et E est le module de Young. Cette forme est avantageuse car la contrainte est constante sur toute la longueur d'essai.

II.4.2.Calcul préliminaire

Afin de procéder à la simulation, un calcul préliminaire est nécessaire afin d'évaluer l'effort appliqué sur l'éprouvette comme suit:

Avec:

$$y = 5 \text{ mm}; \quad L = 108 \text{ mm}; \quad b = 38 \text{ mm}; \quad t = 3 \text{ mm}; \quad E = 70 \text{ GPa}$$

$$P = \frac{Ebt^3y}{6L^3} = \frac{70 \times 10^9 \times 0.038 \times 0.003^3 \times 0.005}{6 \times 0.108^3} = 47.51 \text{ N}$$

Et la contrainte maximale théorique qui sera produite par l'effort appliqué sera :

$$\sigma = \frac{6PL}{bt^2} = \frac{6 \times 47.51 \times 108}{38 \times 3^2} = 90.02 \text{ MPa}$$

II.4.3. Zone d'égale résistance

La Figure II.10 montre la zone où la contrainte est maximale et constante, autrement dit la zone où la probabilité de la rupture de l'échantillon est la même et la plus élevée.

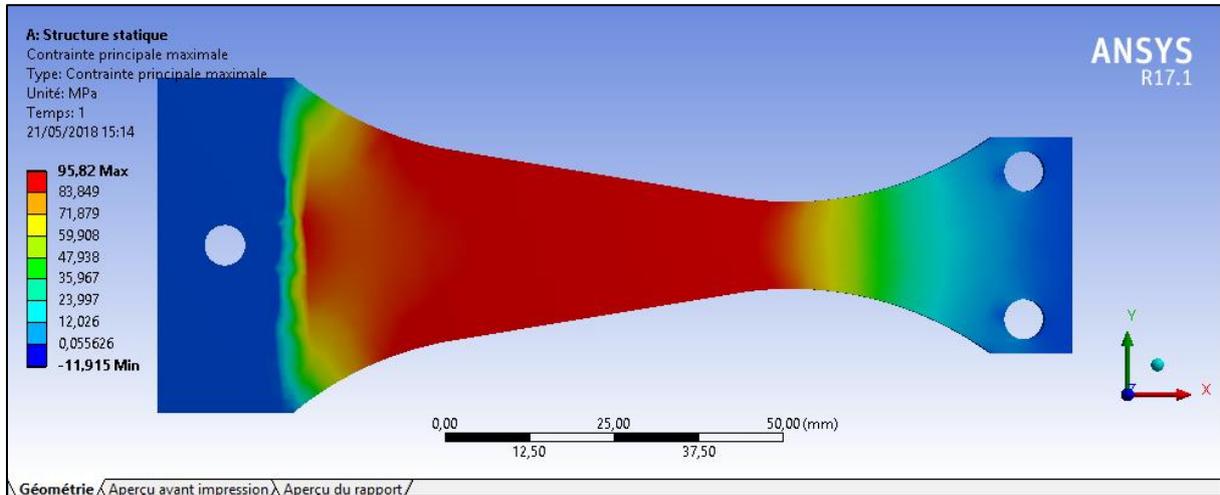


Figure II. 10: Zone de contrainte constante et maximale.

La contrainte maximale calculée par éléments fini est de 95.82 MPa et l'erreur relative entre le calcul numérique et la théorie est de l'ordre de 7%.

$$\varepsilon_{relative} = \frac{95.82 - 90.02}{90.02} \times 100 = 6.44\%$$

II.5.Simulation de fatigue

La formation de piqures est un phénomène très courant dans les matériaux et structure et celui-ci peut être dû aux défauts de surface, effets d'un traitement de surface, stockage en milieu humide (piqure de corrosion). Donc l'étude d'effet de piqures est un travail important pour l'optimisation de la durée de vie d'un composant ou d'une structure.

Le travail consiste à simuler des essais de fatigue en flexion plane à l'air libre. Nous nous intéressons à l'effet de la distance entre deux piqures hémisphériques sur la durée de vie et sur le facteur de concentration de contrainte. La sévérité des piqures est étudiée en terme d'orientation (transversale, longitudinale, diagonale).

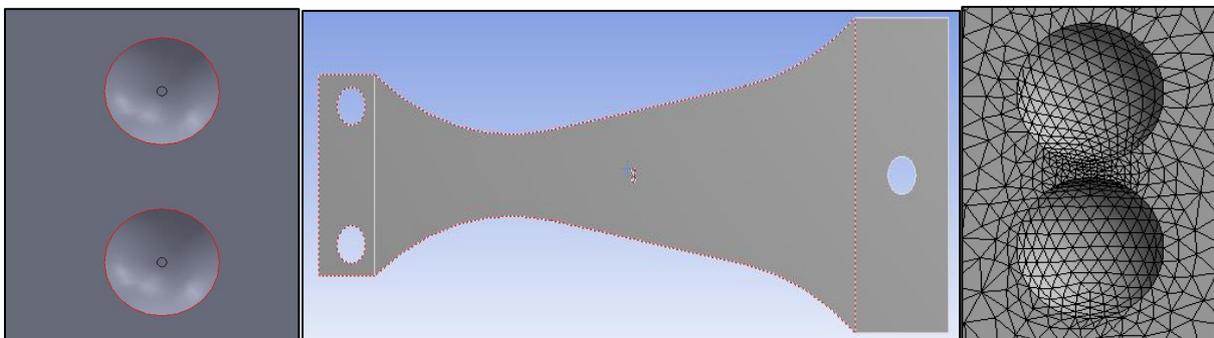


Figure II. 11: Piqures positionnées transversalement.

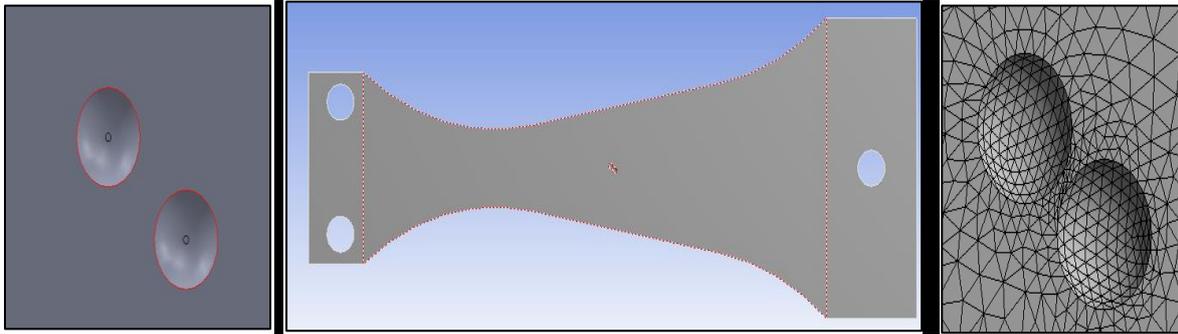


Figure II. 12 : Piques inclinées de 50° par rapport à la transversale.

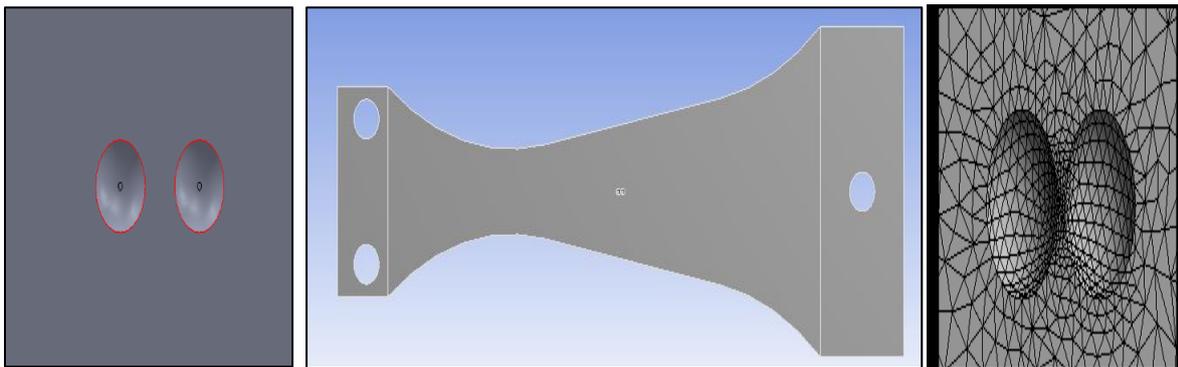


Figure II. 13: Piques positionnées longitudinalement.



Figure II. 14: Caractéristiques des piques (profondeur : 0.3 mm, diamètre : 1 mm)

II.5.1.Effet de la position des piques pour une distance fixée

Nous étudions l'effet de l'orientation des piques pour une distance fixée entre elles sur la durée de vie. L'angle varie de 0° (position transversale) à 90° (position longitudinale) par pas de 10. Le tableau II.1 ci-dessous reprend les résultats de la simulation.

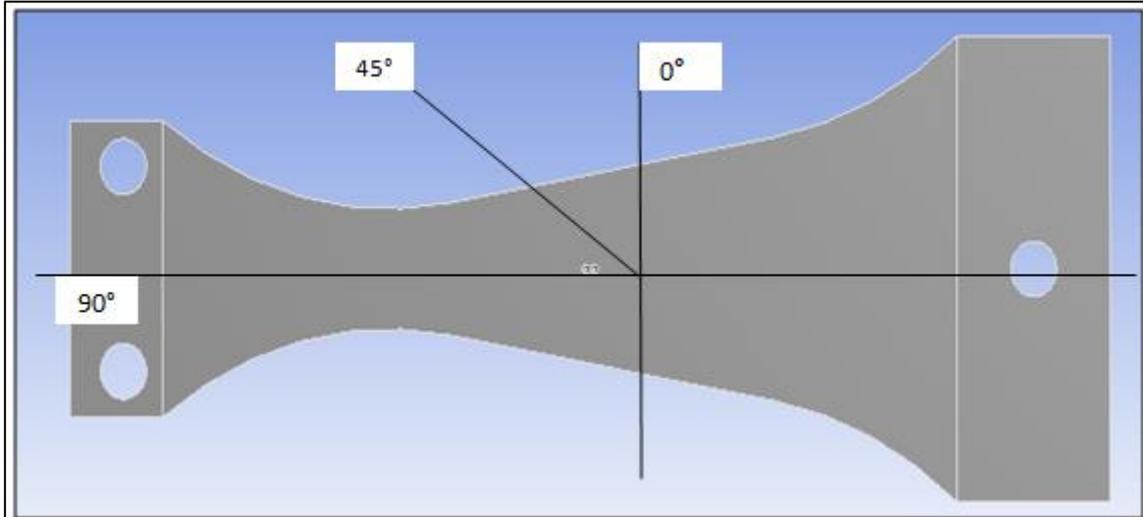


Figure II. 15: Repérage des position des piqures(microentaille).

Remarque : L'orientation transversale est repérée par un angle de 0° et celle longitudinale par un angle de 90°.

Tableau II. 1: Durée de vie en fonction de la position des piqures.

$d = 0.1 \text{ mm}$	
La position par rapport à la transversale (°)	Durée de vie en cycles (N)
0	440187
10	451154
20	460152
30	482427
40	523336
50	534677
60	516857
70	528759
80	547844
90	
$d = 0.2 \text{ mm}$	
La position par rapport à la transversale (°)	Durée de vie en cycles (N)
0	471702
10	496276
20	466059
30	501754
40	517638
50	511038
60	530596
70	540111
80	547844
90	551683
$d = 0.3 \text{ mm}$	
La position par rapport à la transversale (°)	Durée de vie en cycles (N)
0	473737

10	497948
20	498311
30	513568
40	533148
50	527076
60	533544
70	543565
80	546315
90	552805
<i>d = 0.4 mm</i>	
La position par rapport à la transversale (°)	Durée de vie en cycles (<i>N</i>)
0	482647
10	496639
20	494703
30	509894
40	525536
50	532059
60	525030
70	532059
80	555181
90	556512
<i>d = 0.5 mm</i>	
La position par rapport à la transversale (°)	Durée de vie en cycles (<i>N</i>)
0	483967
10	496595
20	526548
30	508618
40	534534
50	534688
60	511225
70	535326
80	547118
90	557392
<i>d = 0.6 mm</i>	
La position par rapport à la transversale (°)	Durée de vie en cycles (<i>N</i>)
0	496485
10	514184
20	515306
30	516285
40	528000
50	535315
60	539737
70	540034
80	551034
90	565961

La variation de la durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) est présentée sur les figures II. 16, 17, 18,19, 20, 21 ci-dessous montrant une variation linéaire.

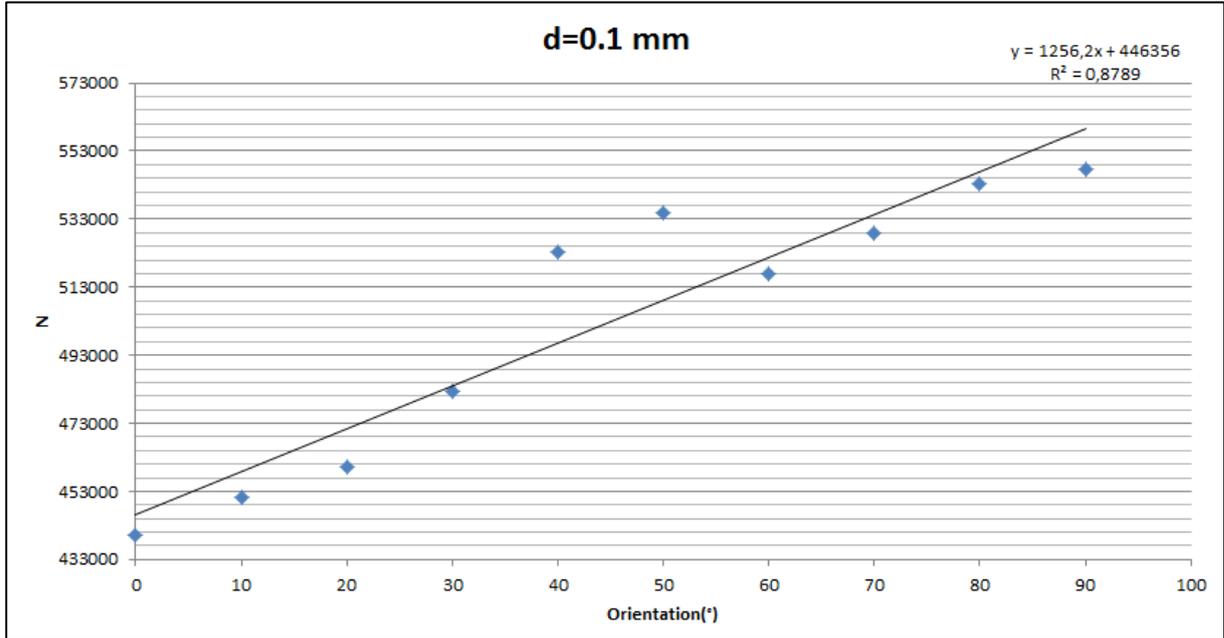


Figure II. 16: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,1 mm entre piques.

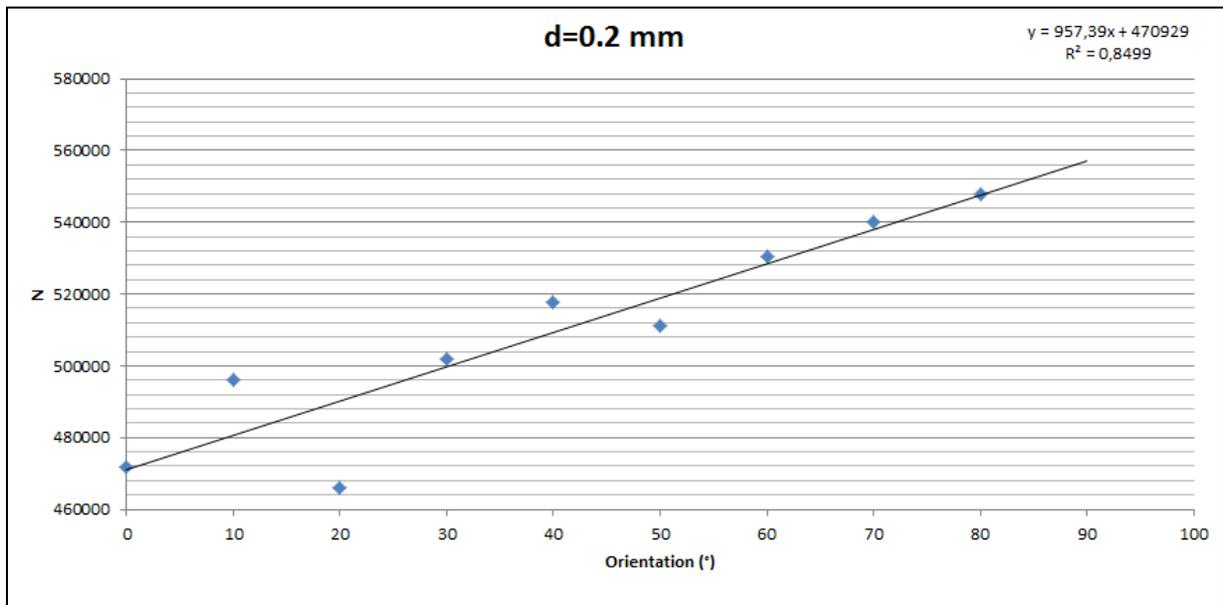


Figure II. 17: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,2 mm entre piques.

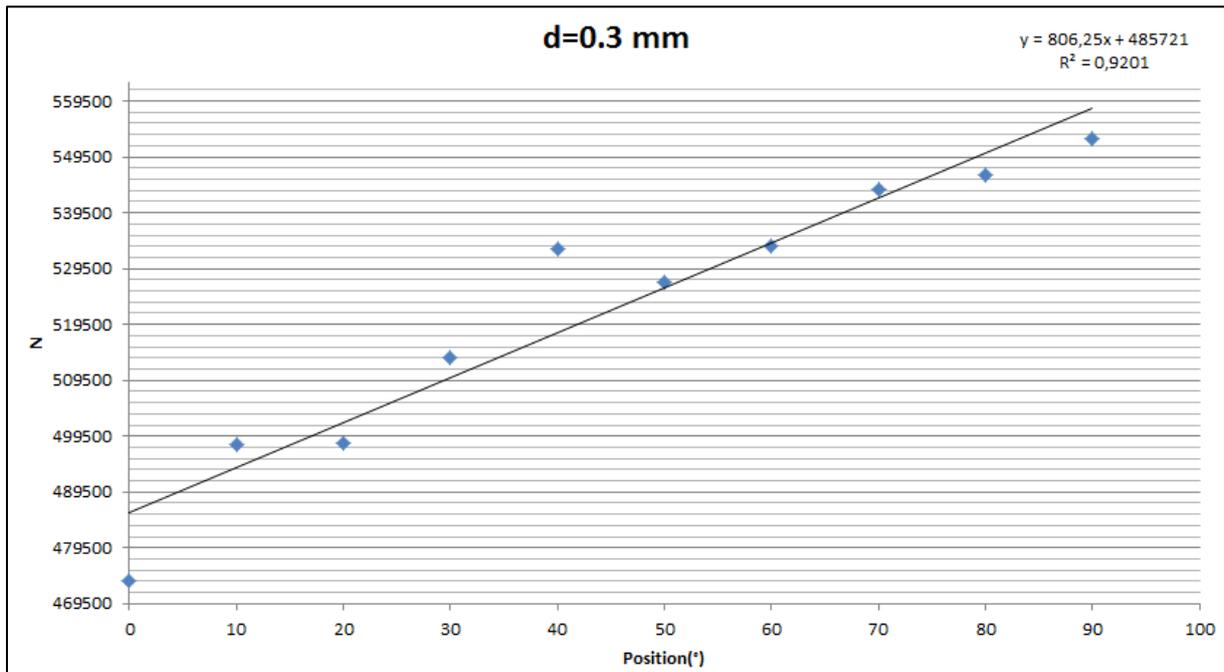


Figure II. 18: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,3 mm entre piques.

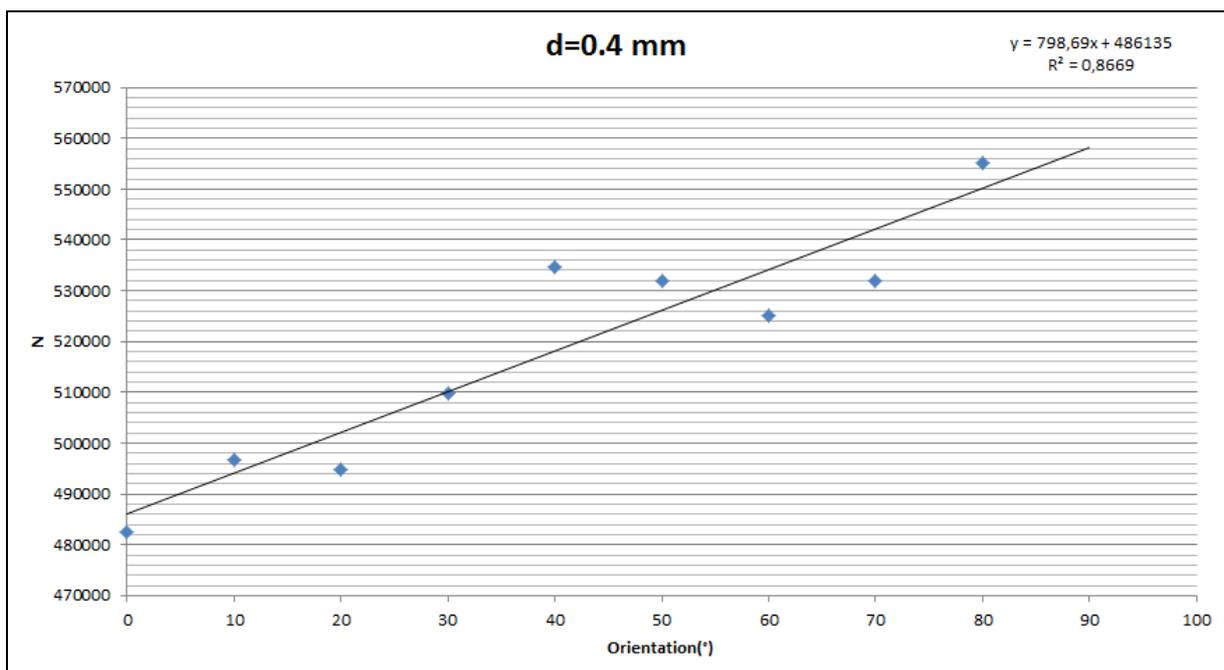


Figure II. 19: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,4 mm entre piques.

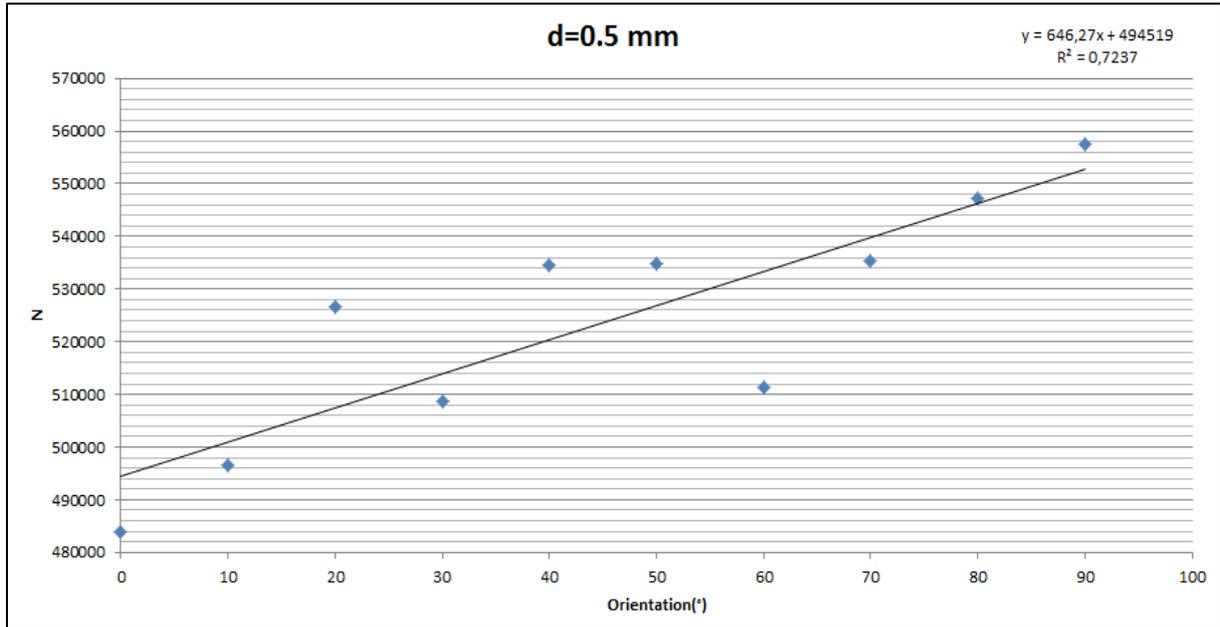


Figure II. 20: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,5 mm entre piques.

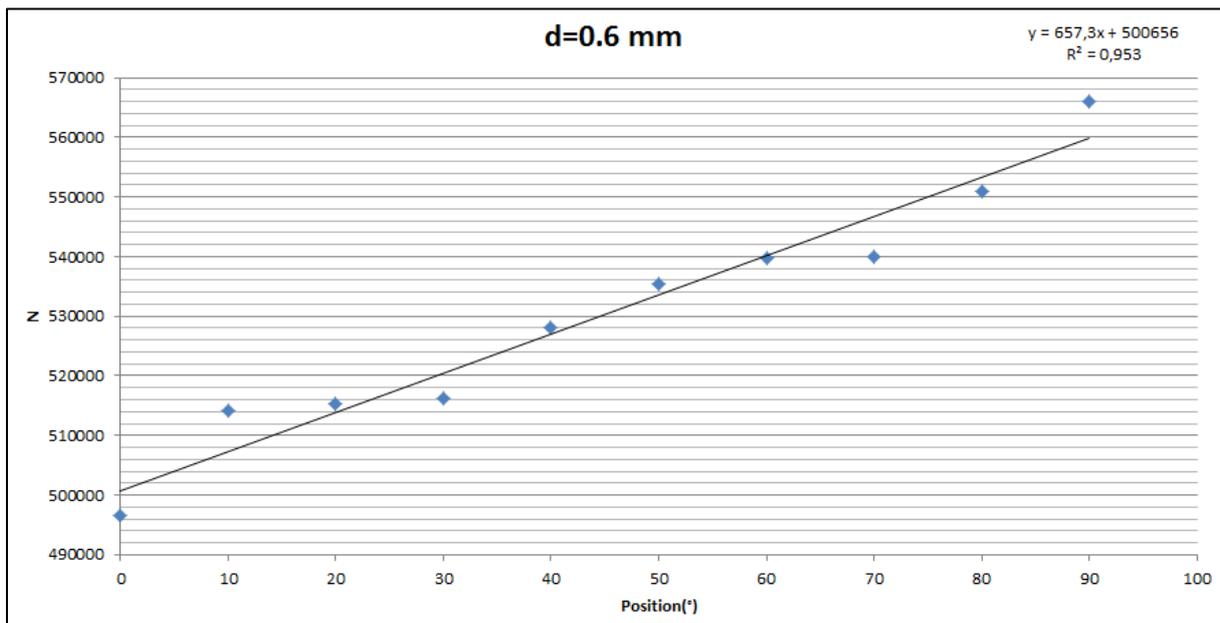


Figure II. 21: Durée de vie (N) en fonction de l'orientation (°) pour une distance 0,6 mm entre piques.

II.5.1.1.Discussion

D'après les résultats représentés sur les figures II. 16,17, 18, 19, 20 ,21 on peut constater que :

- ✓ La durée de vie en flexion plane évolue linéairement en fonction de la position des piques.
- ✓ La durée de vie augmente de plus en plus en allant de la position transversale à celle longitudinale autrement dit les piques sont plus sévères en transversale qu'en

longitudinale contrairement aux résultats proposés par la référence [4] où l'effet des piques en flexion rotative en transversale et longitudinale reste pratiquement le même comme le montre la Figure II.23.

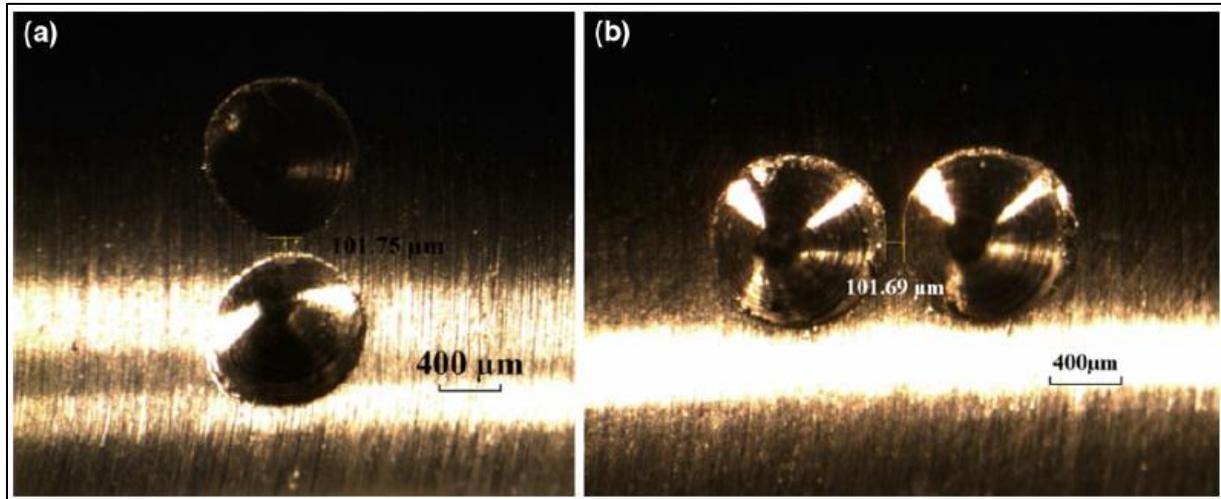


Figure II. 22: Positionnement des piques en transversale (a) et en longitudinale (b). [4]

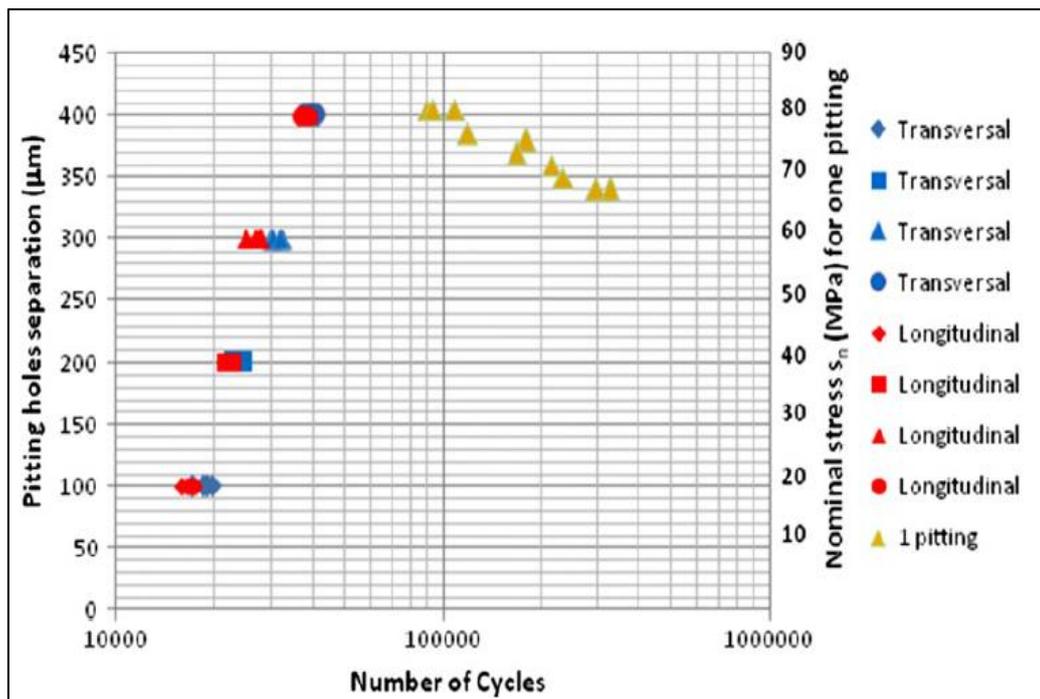


Figure II. 23: Effet de la distance entre les deux piques pour les deux positions (transversale et longitudinale). [4]

II.5.2.Effet de la distance entre les piques pour différentes inclinaisons

Dans ce qui suit, nous présentons l'effet de la distance entre deux piques sur la durée de vie. Pour chaque angle choisi, on fait varier la distance entre les piques. Le tableau II.2 présente les résultats de la simulation.

Tableau II. 2: Effet de la distance sur la durée de vie pour plusieurs orientations des piques.

0°		10°	
Distance (mm)	Durée de vie en cycle (N)	Distance (mm)	Durée de vie en cycle (N)
0.1	440187	0.1	451154
0.2	471702	0.2	496276
0.3	473737	0.3	497948
0.4	482647	0.4	496639
0.5	483967	0.5	496595
0.6	496485	0.6	514184
20°		30°	
0.1	460152	0.1	482427
0.2	466059	0.2	501754
0.3	498311	0.3	513568
0.4	494703	0.4	509894
0.5	526548	0.5	508618
0.6	515306	0.6	516285
40°		50°	
0.1	523336	0.1	534677
0.2	517638	0.2	511038
0.3	533148	0.3	527076
0.4	525536	0.4	532059
0.5	534534	0.5	534688
0.6	528000	0.6	535315
60°		70°	
0.1	516857	0.1	528759
0.2	530596	0.2	540111
0.3	533544	0.3	543565
0.4	525030	0.4	532059
0.5	511225	0.5	535326
0.6	539737	0.6	540034
80°		90°	
0.1	543466	0.1	547844
0.2	547844	0.2	551683
0.3	546315	0.3	552805
0.4	555181	0.4	556512
0.5	547118	0.5	557392
0.6	551034	0.6	565961

La Figure II.24 ci-dessous montre l'évolution de la durée de vie en fonction de la distance entre les piques.

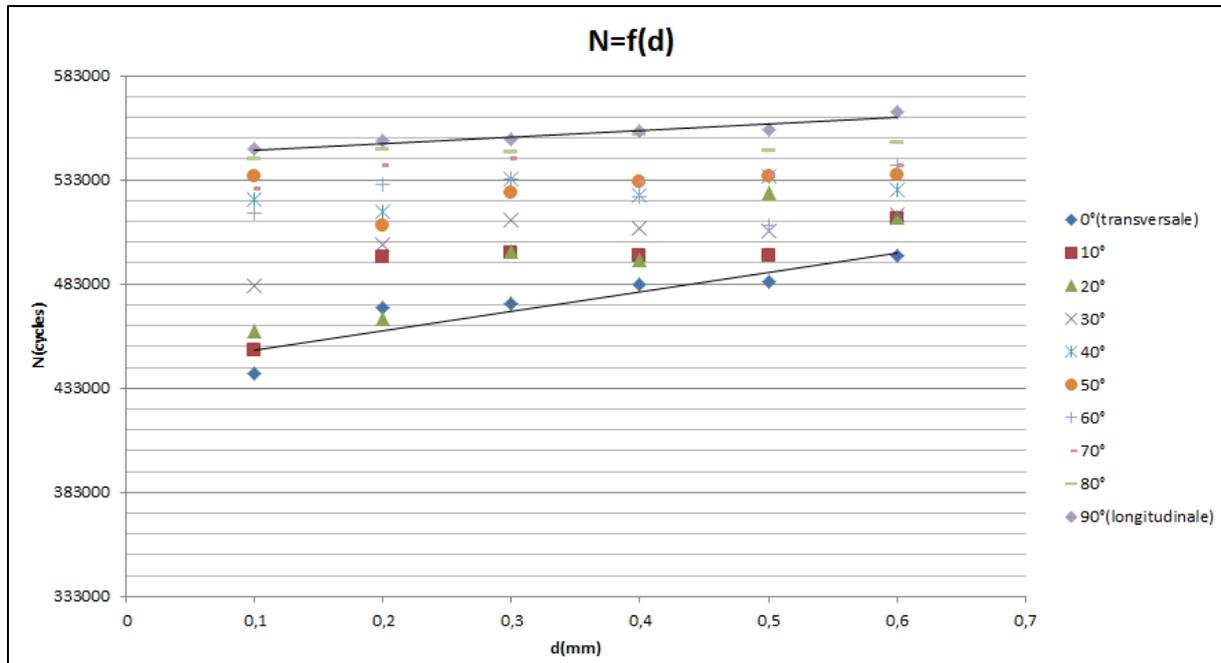


Figure II. 24: Durée de vie (N) en fonction de la distance entre les piques (d).

II.5.2.1.Discussion

D'après les résultats acquis grâce au calcul numérique on peut constater que:

- ✓ La fonction de la durée de vie est linéaire et croissante en fonction de la distance entre les piques pour les piques transversales et celles longitudinales.
- ✓ Le rapprochement vers la position longitudinale augmente relativement la durée de vie de l'échantillon.
- ✓ La durée de vie en position transversale et celle en longitudinale ont une évolution linéaire en fonction de la distance entre les piques et ces deux positions délimitent le nuage des points des autres positions.
- ✓ On constate aussi d'après la Figure II.24 qu'en position allant de 40° à 50° la durée de vie fluctue par rapport à une valeur constante de durée de vie. Autrement dit l'éloignement des piques permet un gain en cycle qui peut être considéré comme négligeable.

Au vu de cette dernière remarque, on a décidé d'effectuer une simulation dans le cas d'une inclinaison des piques de 45°. Les résultats de l'étude sont regroupés dans le tableau II.3.

Tableau II. 3: Effet de la distance entre les piques pour la position de 45 °.

45°				
Distance (mm)	$\sigma_{max}(MPa)$	$\sigma_{nom}(MPa)$	N (cycles)	K_t
0.1	148.06	95.82	527307	1.545
0.3	148.53	95.82	524909	1.550
0.5	150	95.82	529452	1.565
0.7	150.1	95.82	528748	1.566

Pour bien percevoir l'effet de la distance sur la durée de vie, on présente le tableau II.4 afin de voir le gain en durée de vie en fonction de la distance pour différentes inclinaisons.

Tableau II. 4: Gain en durée de vie en variant la distance pour une position donnée.

Position (°)	$ N_f - N_i $	$\frac{ N_f - N_i }{N_i} \times 100(\%)$	Position (°)	$ N_f - N_i $	$\frac{ N_f - N_i }{N_i} \times 100(\%)$
0	56298	13	50	638	0.12
10	63030	14	60	22880	4
20	66396	12	70	11352	2
30	33858	7	80	7568	2
40	4664	1	90	18117	3
45	1441	0.3			

On peut constater grâce au tableau II.4 et à la Figure II.25 que dans la plage des inclinaisons 40°-50° les distances des piques n'a presque pas d'influence sur la durée de vie en fatigue.

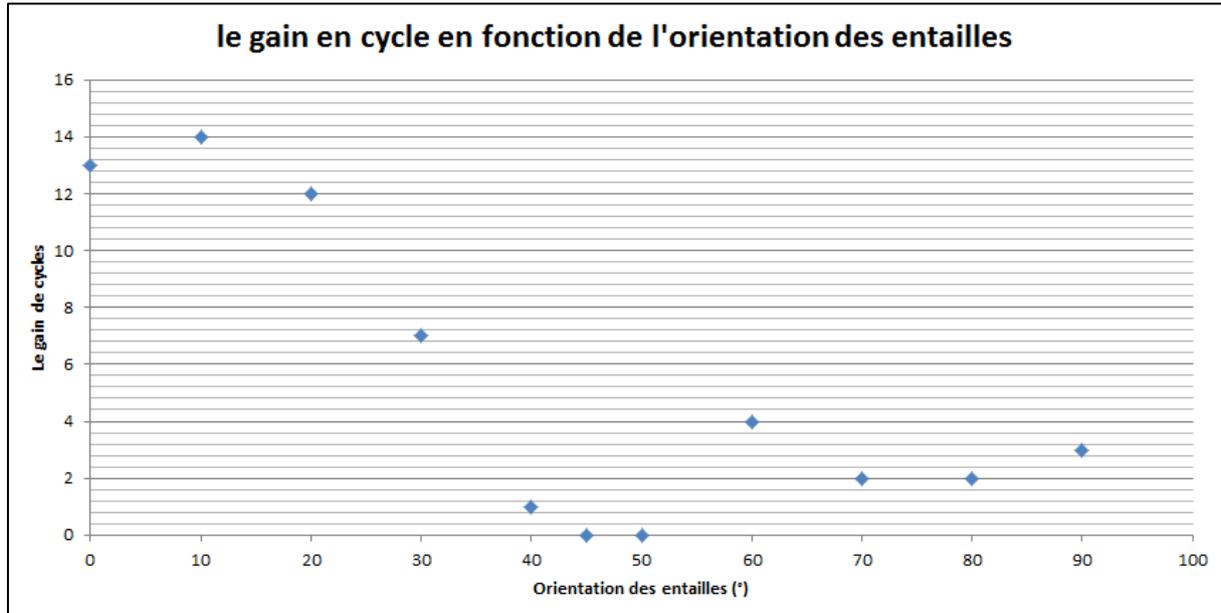


Figure II. 25: Gain en cycles de vie en fonction de l'orientation des entailles.

II.5.3. Le facteur de concentration de contrainte

Le facteur de concentration de contrainte est défini comme le rapport entre la contrainte maximale et la contrainte nominale, $K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}}$ (chapitre I).

σ_{max} est calculable par les méthodes numériques comme la méthode des éléments finis ou par les méthodes analytiques pour les géométries simples. Elle est également mesurable par les techniques d'analyses de contraintes expérimentales comme la photoélasticimétrie, l'extensométrie ou encore le traitement d'images.

Dans ce qui suit, la simulation est destinée au calcul du facteur de concentration de contrainte. L'évolution de ce dernier est étudiée en fonction de la distance entre les entailles et leur orientation. Les résultats de la simulation sont présentés dans le tableau II.5 ci-dessous :

Tableau II. 5: Calcul de facteur de concentration de contrainte K_t .

0°			
Distance (mm)	$\sigma_{max}(MPa)$	$\sigma_{nom}(MPa)$	K_t
0.1	174.53	95.82	1.821
0.2	169.14	95.82	1.765
0.3	161.46	95.82	1.685
0.4	158.61	95.82	1.655
0.5	157.65	95.82	1.645
0.6	153.51	95.82	1.602
30°			
0.1	155.81	95.82	1.626
0.2	153.79	95.82	1.605
0.3	152.85	95.82	1.595
0.4	151.90	95.82	1.585
0.5	151.41	95.82	1.580
0.6	149.92	95.82	1.565

60°			
Distance (mm)	$\sigma_{max}(MPa)$	$\sigma_{nom}(MPa)$	K_t
0.1	150.56	95.82	1.571
0.2	149.49	95.82	1.560
0.3	148.53	95.82	1.550
0.4	148.53	95.82	1.550
0.5	148.06	95.82	1.545
0.6	148.08	95.82	1.545
90°			
0.1	141.39	95.82	1.475
0.2	140.88	95.82	1.470
0.3	140.40	95.82	1.465
0.4	139.92	95.82	1.460
0.5	139.92	95.82	1.460
0.6	138.94	95.82	1.450

La représentation graphique des résultats du tableau II.3 est montrée sur les figures II.26, 27, 28, 29.

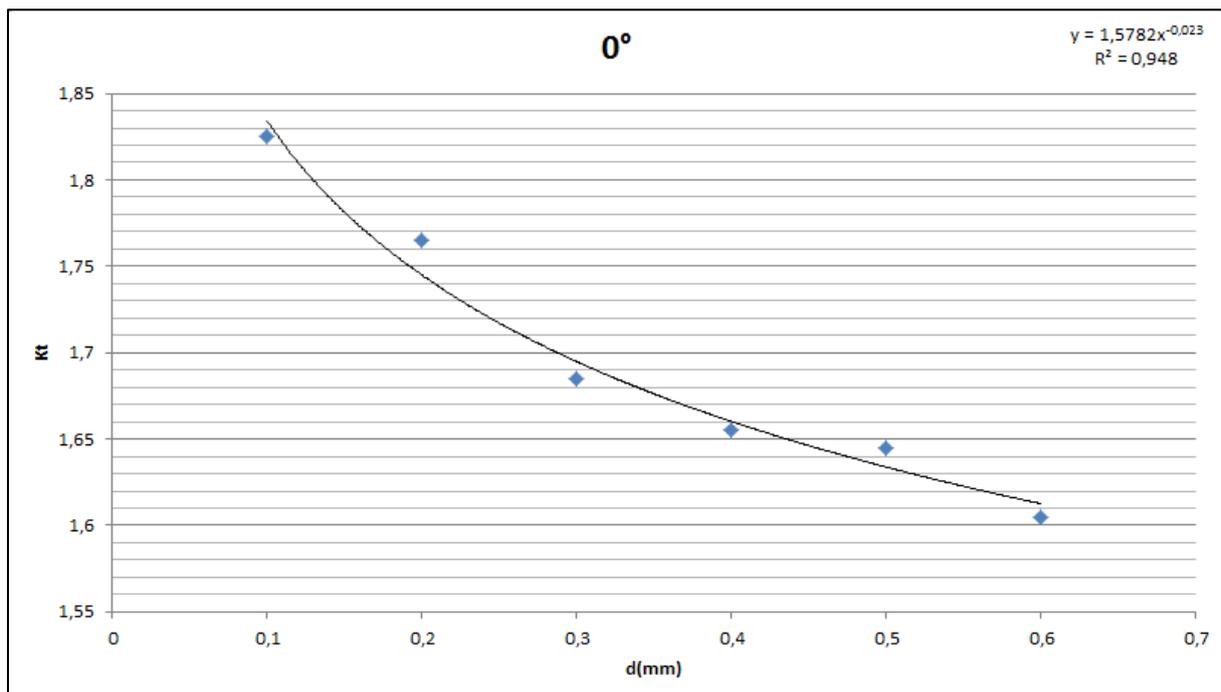


Figure II. 26: Facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piques pour la position transversale.

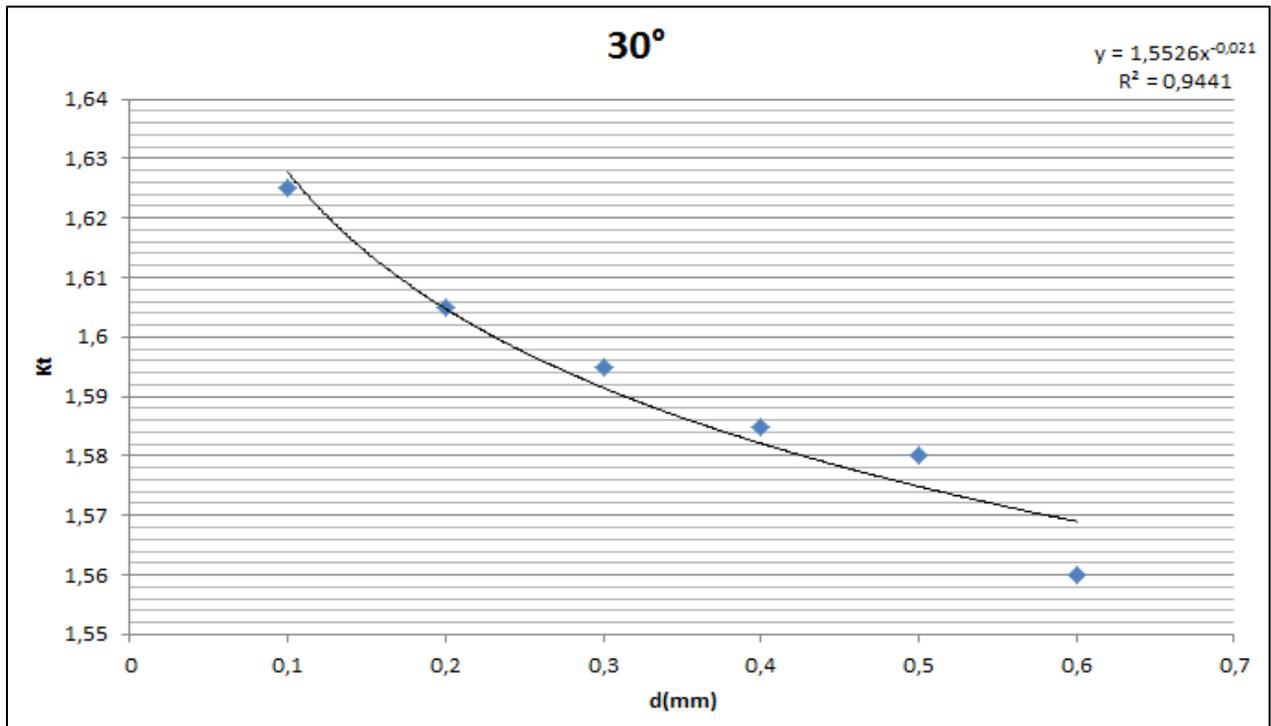


Figure II. 27: Facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piques pour la position inclinée de 30° par rapport à la transversale.

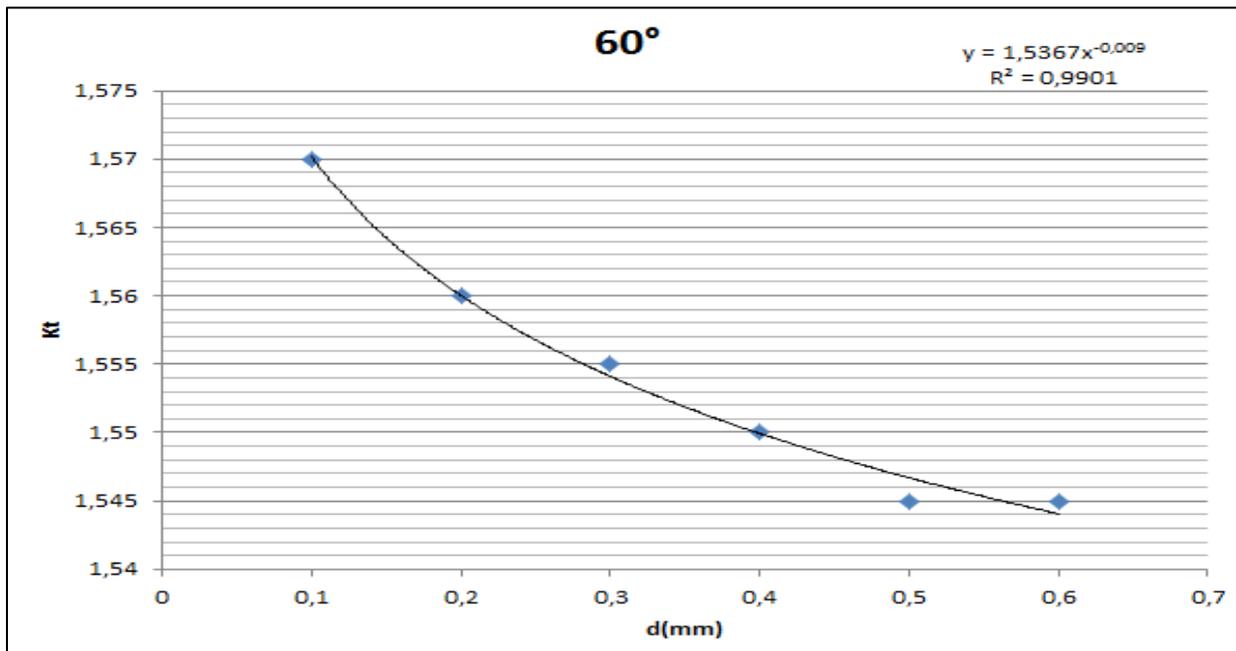


Figure II. 28: Facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piques pour la position inclinée de 60° par rapport à la transversale.

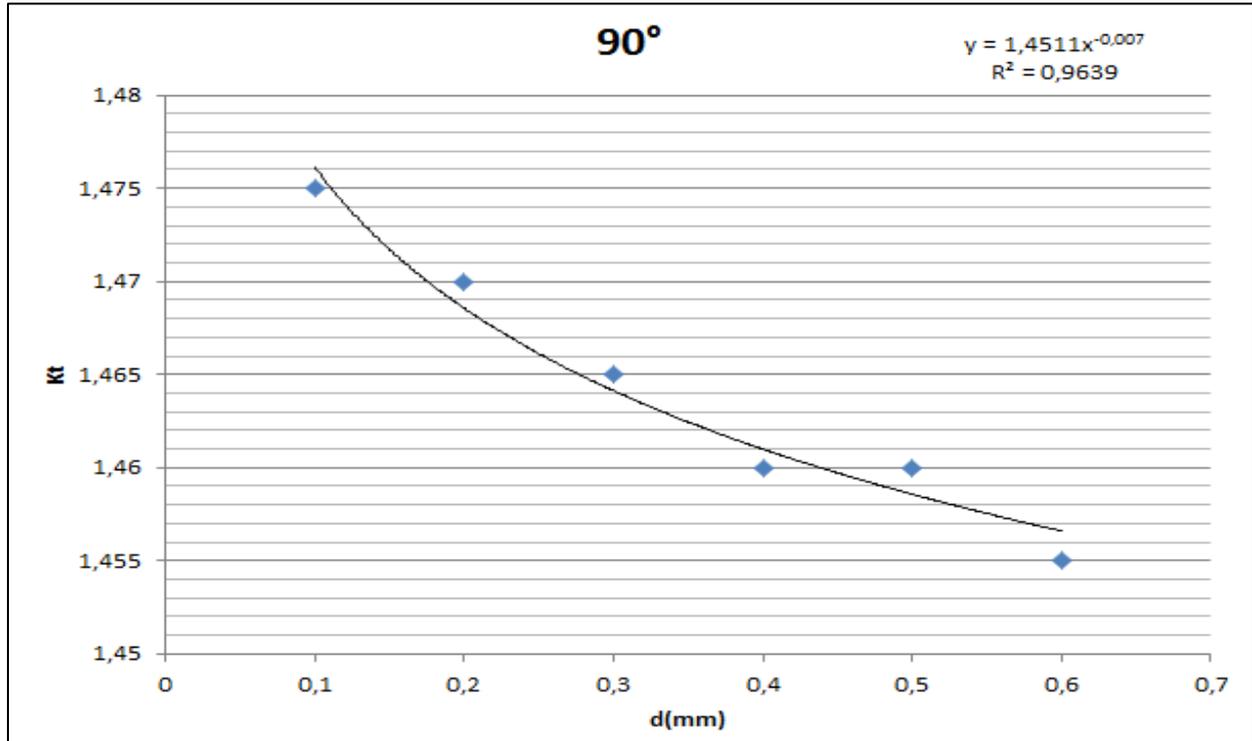


Figure II. 29: Facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piques pour la position longitudinale.

II.5.3.1. Exploitation des résultats

En traçant la variation du facteur de concentration de contrainte, on procède à l'interpolation des données (interpolation linéaire, logarithmique, exponentiel, etc). Dans ce cas bien précis nous obtenons une équation pour chaque position (0°, 30°, 60°, 90°) en essayant à chaque fois d'avoir la meilleure interpolation.

Les figures II.26, 27, 28 et 29 montrent les interpolations obtenues sous forme d'équation puissance.

Alors les équations proposées pour donner le facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piques ayant les caractéristiques citées ci-dessus et en flexion plane seront les suivantes :

Position transversal (0°):

$$K_t = 1.5782 \times d^{-0.023} \quad (\text{II. 8})$$

Position inclinée avec 30° par rapport transversale:

$$K_t = 1.5526 \times d^{-0.021} \quad (\text{II. 9})$$

Au-delà de 30° on remarque bien que l'évolution de facteur de concentration de contrainte n'est pas significative en fonction de la distance entre les piques.

II.6.Zone de concentration de contrainte

Les zones de contraction de contrainte sont montrées par ANSYS avec la couleur rouge. Les figures II.30, 31, 32, 33, 34, 35,36, 37 fournis par la simulation numérique montrent les contours et les zones où la probabilité de rupture est très élevée.

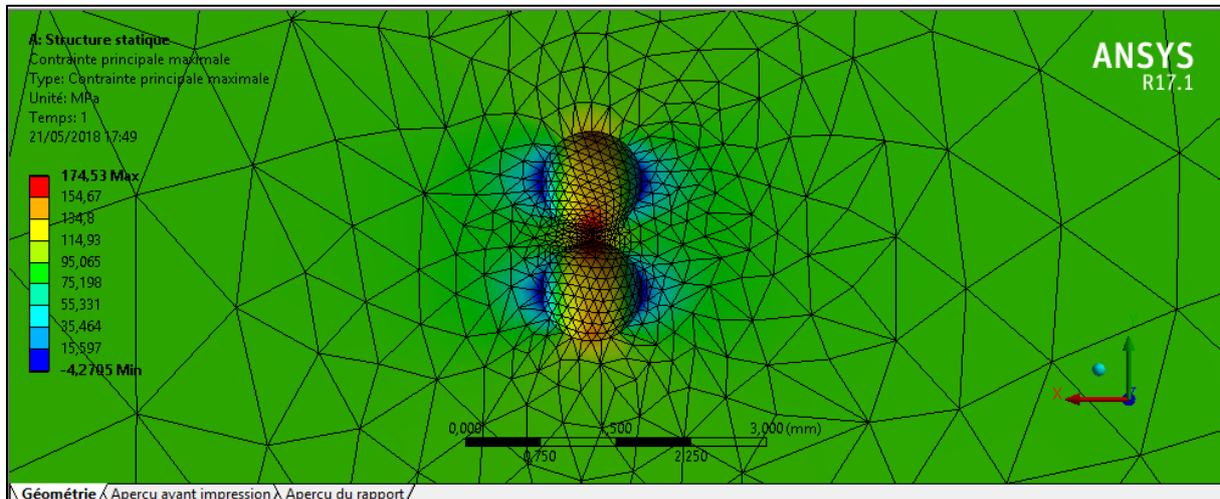


Figure II. 30: Concentration de contrainte pour les piques transversale séparées de 0.1 mm.

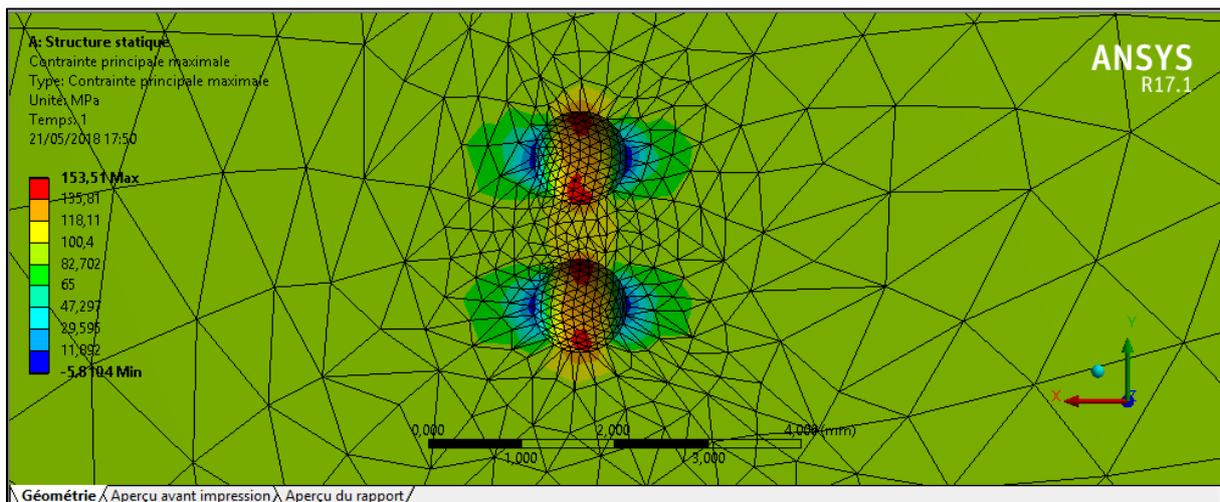


Figure II. 31: Concentration de contrainte pour les piques transversale séparées de 0.6 mm.

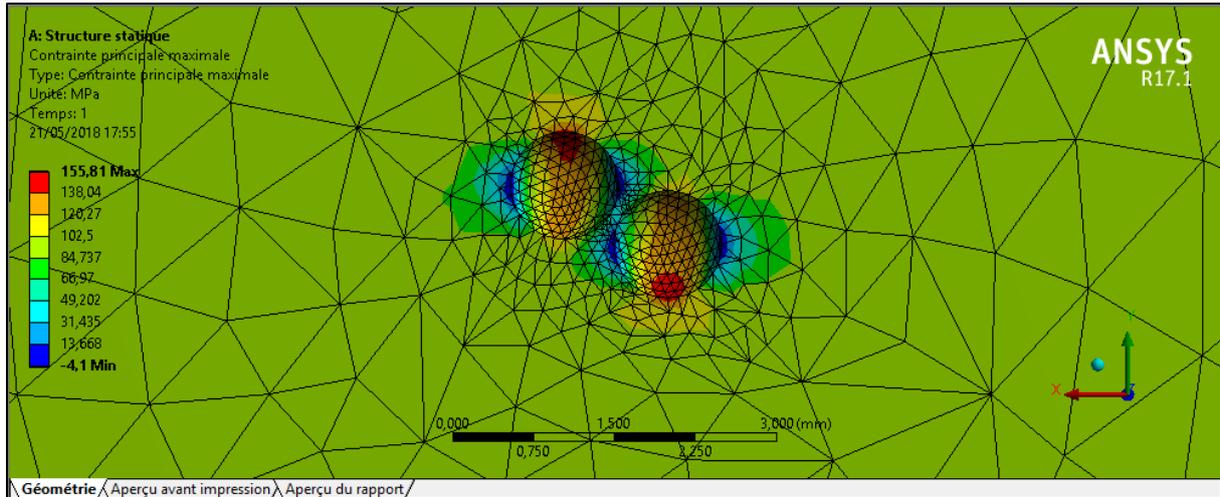


Figure II. 32: Concentration de contrainte pour les piques inclinées de 30° par rapport à la transversale séparées de 0.1 mm.

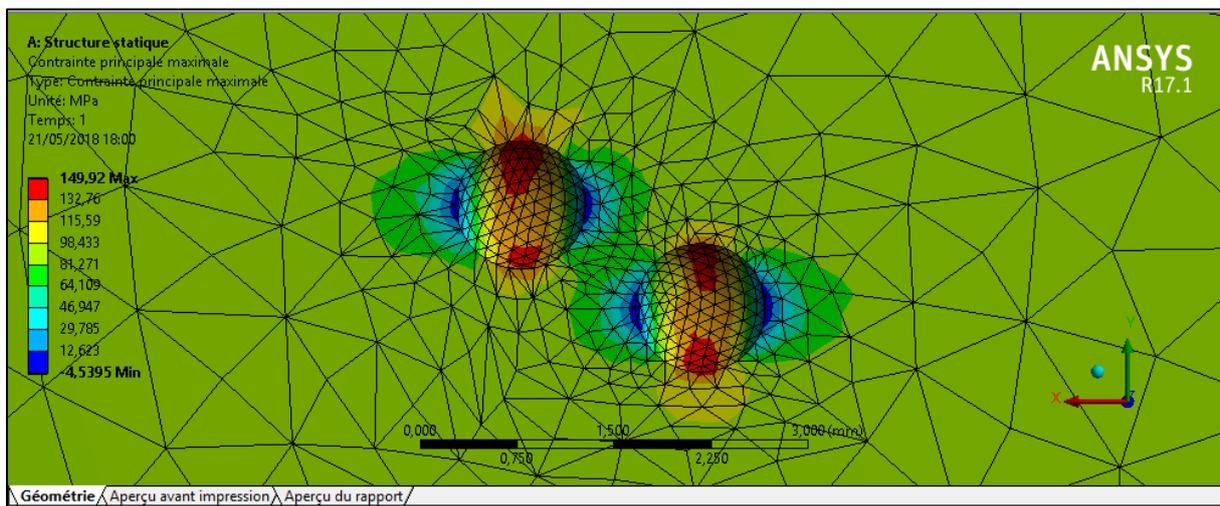


Figure II. 33: Concentration de contrainte pour les piques inclinées de 30° par rapport à la transversale séparées de 0.6 mm.

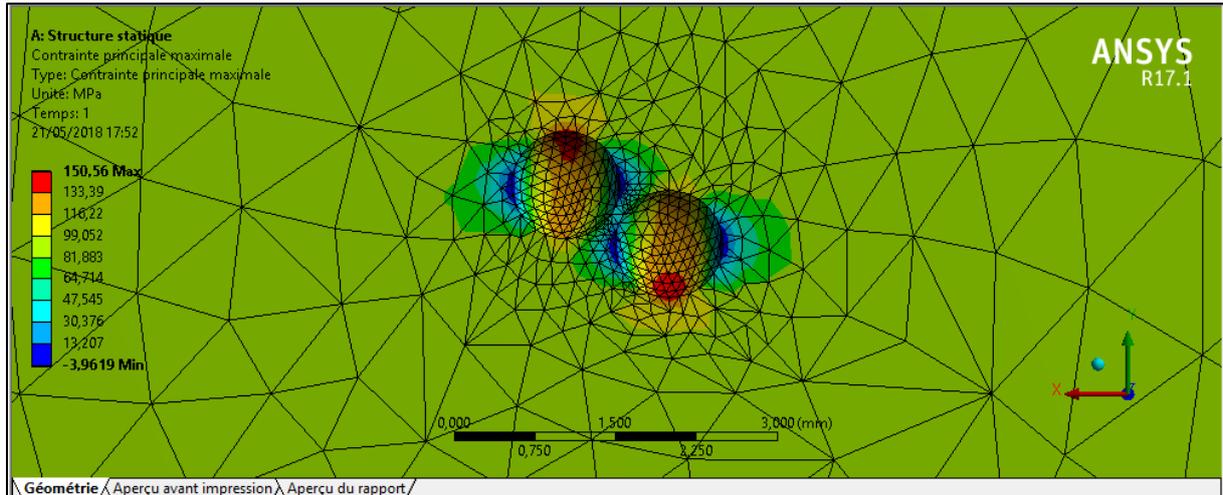


Figure II. 34: Concentration de contrainte pour les piques inclinées de 60° par rapport à la transversale séparées de 0.1 mm.

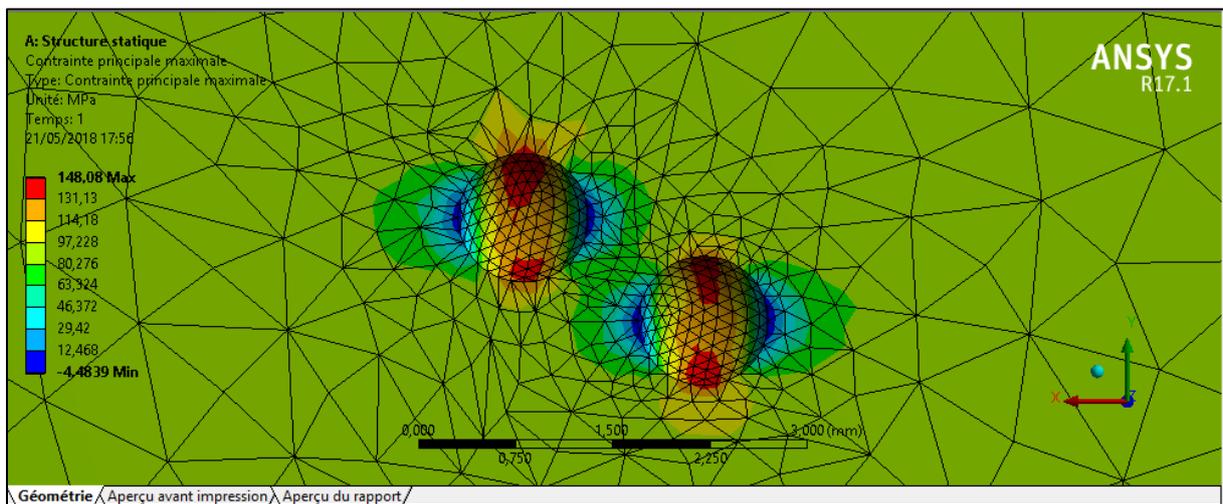


Figure II. 35: Concentration de contrainte pour les piques inclinée de 60° par rapport à la transversale séparées de 0.6 mm.

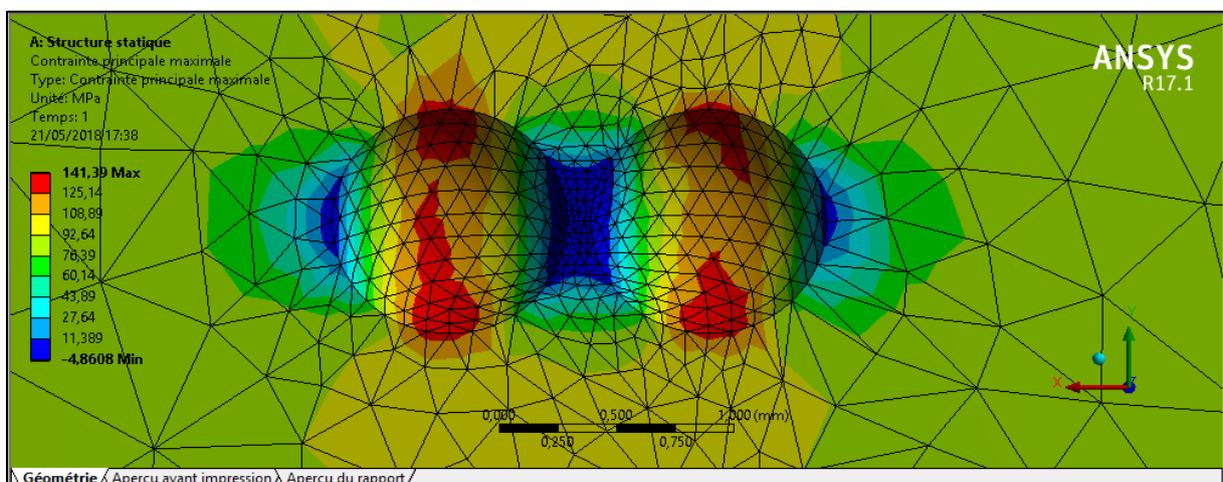


Figure II. 36: Concentration de contrainte pour les piques longitudinale séparées de 0.1 mm.

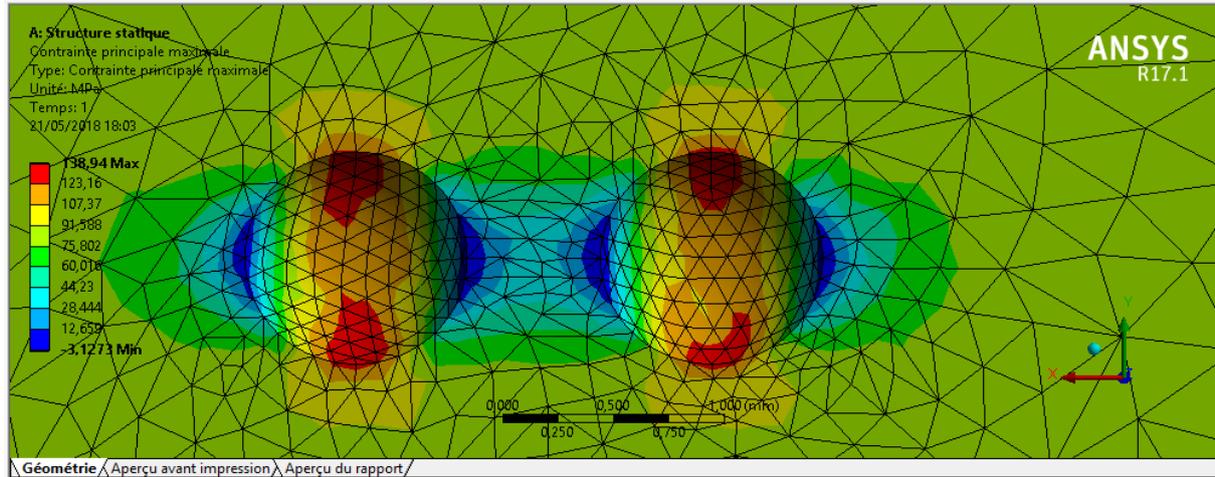


Figure II. 37: Concentration de contrainte pour les piqures longitudinale séparées de 0.6 mm.

II.7.Conclusion

Tout le long de ce chapitre on a utilisé l’outil de calcul numérique afin de voir l’effet et l’interaction des piqures en flexion plane.

On a pu aboutir à des relations du facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piqures pour des positions différentes valable pour des distances allant de 0.1 à 0.6 mm.

La variation du facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance est faible au-delà de 60°.

La durée de vie est une fonction linéaire de la distance entre piqures et de l’orientation de celles-ci. Cependant, nous avons remarqué que l’effet de l’inclinaison des piqures dans la plage 30-90° est faible. Le tableau II.4 montre bien que le gain en durée de vie n’est significatif que pour des inclinaisons inférieures à 30° .Il est clair que l’inclinaison 0° est la plus critique et que la position longitudinale est la moins dangereuse.

L’intérêt des coefficients de concentration de contraintes est qu’il ne doivent pas être utilisés pour déterminer avec exactitude l’effort qui provoque la rupture d’une pièce, mais pour comparer deux formes entre elles [16].

CHAPITRE III :
CARACTERISATION ET
PREPARATION DES
EPROUVETTES

III.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous allons traiter l'aspect concernant les préparatifs des éprouvettes pour la campagne expérimentale de la fatigue sous corrosion. Nous présentons les moyens d'essais utilisés en fatigue en terme de machines d'essais et les modèles d'éprouvettes généralement utilisées et les moyens d'obtention de celles-ci.

III. 2.Machines des essais de fatigue

Les machines d'essai de fatigue peuvent être classées selon différents critères comme par exemple le but de l'essai, le type de contrainte, la technique, le type ou le moyen de chargement, etc. Nous citons ci dessous la classification des machines basées sur le type de chargement.

III.2.1.Machine d'essais en flexion rotative

Ce type de machine génère une rotation d'une éprouvette tout en la soumettant à un moment de flexion. Les éprouvettes ont une forme cylindrique. Elles peuvent présenter des entailles. C'est une machine très utilisées. Le couple est constant sur une certaine longueur de l'éprouvette. Dans cette partie, toutes les sections ont la même probabilité de rupture.

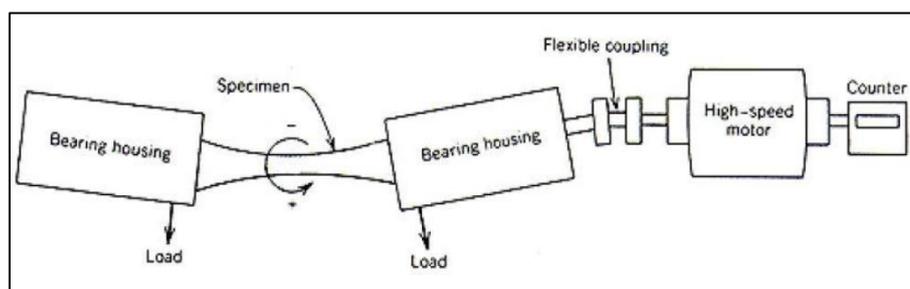


Figure III. 1: Machine d'essai en flexion rotative. [1]

III.2.2.Machine d'essai en flexion plane

Ce type de machine soumet une éprouvette à un moment de flexion grâce à un mouvement alternatif généré par une excentricité dans un système de bielle manivelle. Le type de courbe S-N produite est identifié comme une courbe de tension-compression. Notre machine est basée sur le même principe. Ce type d'essai utilise surtout des éprouvettes plates.

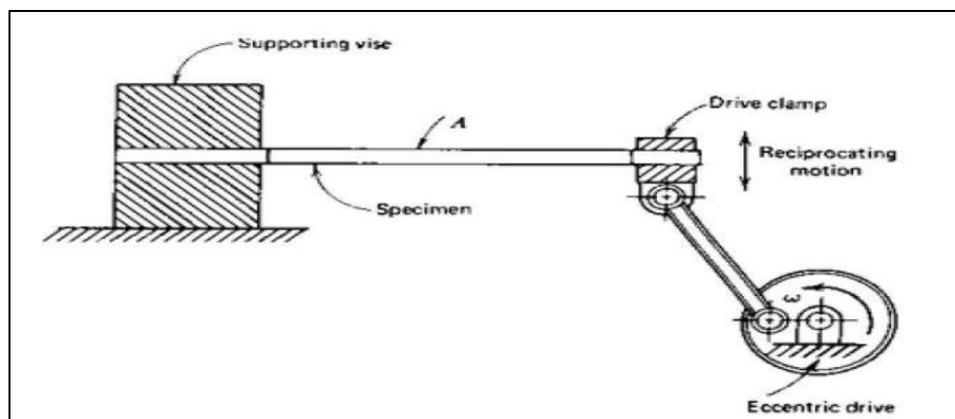


Figure III. 2: Machine d'essai en flexion plane. [1]

III.2.3.Machine à chargement axial

Ce type de machine est utilisée généralement pour des chargements axiaux mais souvent sont universelle donc capable de tester en fatigue par flexion et par torsion lorsque cela est nécessaire. C'est des machines modernes qui peuvent être contrôlées en déplacement ou en force. Les machines modernes sont des machines électromécanique.



Figure III. 3: Machine d'essais universelle. [1]

III.4.Eprouvette

Les éprouvettes sont de forme simple et sont dites aussi « spécimens ». Elles sont normalisées, de taille bien déterminée selon les types de tests et fabriquées avec précision et un état de surface soigné. La simplification des éprouvettes est dans le but de pouvoir contrôler les différents facteurs influençant le phénomène.

Les éprouvettes sont utilisées dans les tests mécaniques afin de déterminer le comportement des matériaux en fatigue comme le cas de ce travail.

III.4.1.Type des éprouvettes

Selon [1], il existe plusieurs types d'éprouvettes et qui sont destinées à certains types d'essais. Quelques exemples sont présentés sur les figures ci-dessous en précisant que pour le cas de notre travail concernant la flexion plane, l'éprouvette choisie est dite poutre Cantilever d'égale résistance (figure IV.6).



Figure III. 4: Eprouvette d'essai de torsion.



Figure III. 5: Eprouvette pour essai axial.



Figure III. 6: Eprouvette d'égale résistance.



Figure III. 7: Eprouvette pour flexion rotative.

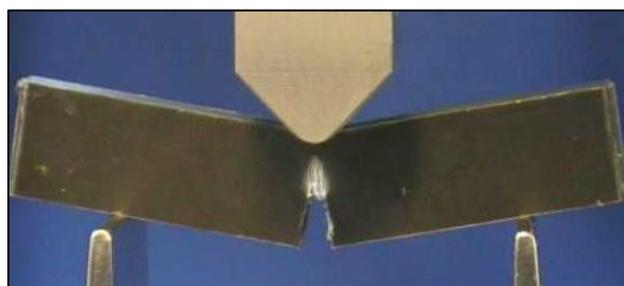


Figure III. 8: Eprouvette pour flexion trois points.

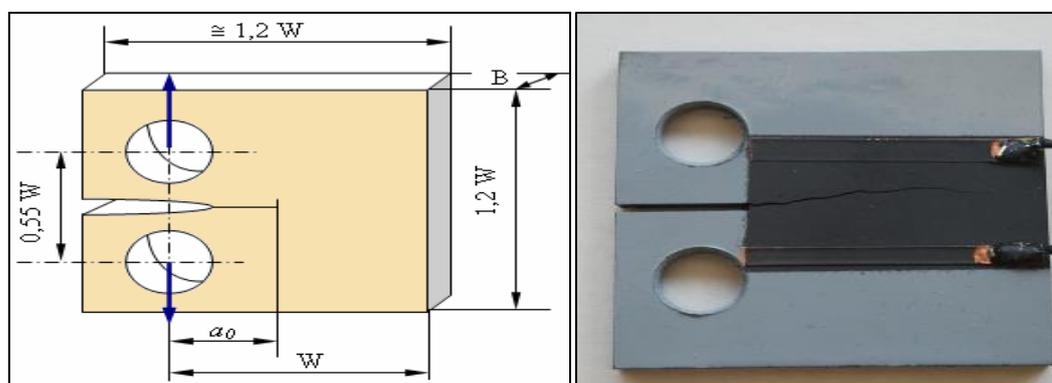


Figure III. 9: Eprouvette de tension.

III.4.2. Modes de réalisation des éprouvettes

Notons que les éprouvettes destinées aux essais mécaniques sont de dimensions bien déterminées, nécessitant une bonne tolérance. Donc, l'usinage ou les méthodes de découpes de celles-ci sont d'autant plus précises. Les moyens d'obtention d'éprouvettes plates sont énumérés ci-dessous.

III.4.2.1. Découpage au jet d'eau

C'est un procédé de fabrication qui utilise un jet d'eau pour découper la matière (exemples : mousse, cuir, matériaux métalliques, matériaux composites...).

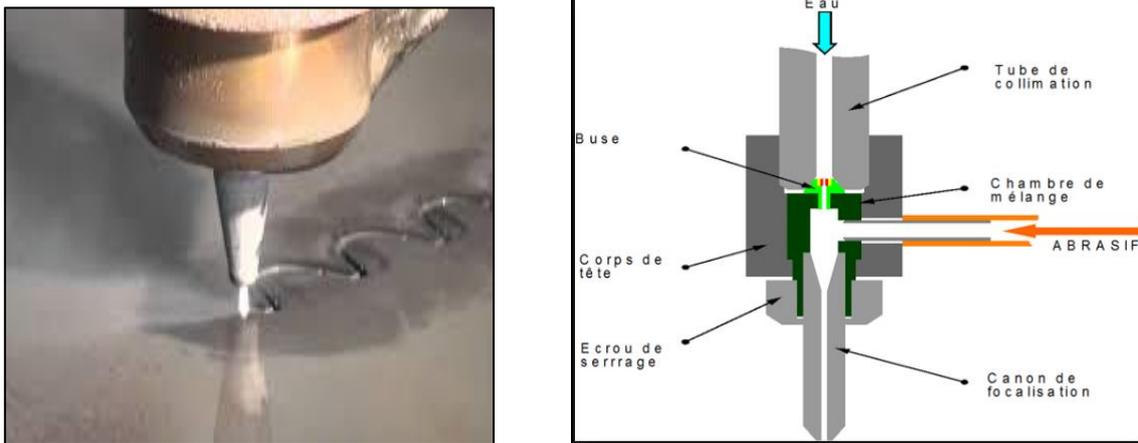


Figure III. 10: Découpage par jet d'eau.

- **Principe**

La découpe se fait par jet d'eau contenant des additifs (abrasifs) pour faciliter la coupe du matériau (métaux, pierres, marbres, verre dans des épaisseurs allant jusqu'à 600 millimètres). On distingue deux techniques de découpage :

- La découpe à l'eau pure avec le diamètre de la buse de coupe de (0,08 mm à 0,30 mm).
- La découpe à l'eau combinée avec les abrasifs (par exemple le sable). Le mélange passe par un canon de diamètre de (0.5 à 1.2 mm) afin d'assurer un mélange homogène. Dans ce cas le diamètre de la buse de coupe est de (0,20 mm à 0,40 mm).

III.4.2.2. Découpage par laser

C'est un procédé de fabrication qui utilise un laser pour découper la matière (métal, bois...) grâce à la grande quantité d'énergie concentrée sur une très faible surface.

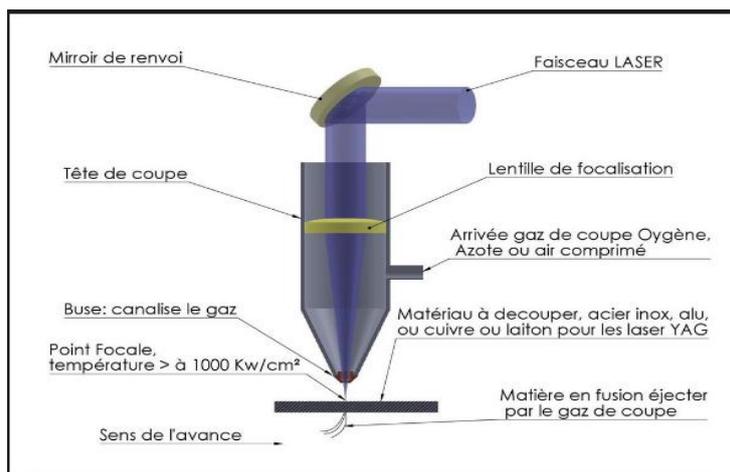


Figure III. 11: Mécanisme de découpe par laser.

- **Principe**

La concentration d'un rayon laser permet de chauffer jusqu'à vaporisation d'une zone réduite de matière. Les lasers utilisés couramment ont une puissance de 1500 watts. Cette technique permet une découpe précise, nette de plusieurs matériaux jusqu'à 25 mm d'épaisseur.

Certains matériaux, comme l'aluminium, l'argent, ou le cuivre, sont toutefois plus difficiles à découper au laser à cause de leur fort pouvoir réfléchissant.

III.4.2.3. Découpe par électroérosion

L'électroérosion met en œuvre l'énergie électrique pour enlever du métal de la surface d'un matériau sans aucun contact, avec un effort de coupe nul. Par ce procédé, il est possible d'exécuter des opérations très délicates sur des pièces minces et produire des formes irréalisables par les procédés mécaniques usuels.

- **Principe**

L'usinage par électroérosion n'est appliqué que pour les matériaux conducteurs d'électricité. Il consiste en l'enlèvement de matière généré par une décharge électrique entre la pièce et l'outil, immergé dans un liquide isolant.

III.4.2.4. Poinçon et matrice

Ce procédé nécessite une matrice avec une forme souhaitée du produit. En général, la réalisation d'une matrice nécessite un coût et un temps important. Dans ce procédé de fabrication, la matrice et le poinçon sont dédiés à la pièce à réaliser. Il n'y a pas de flexibilité de réalisation. Mais l'outil de production peut être stocké pour une production à la demande.

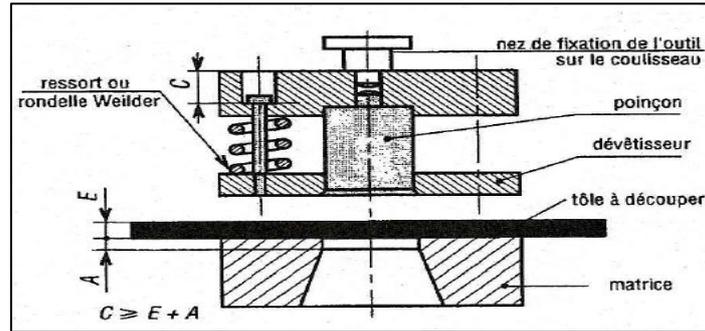


Figure III. 12: Mécanisme de découpe par poinçon et matrice.

III.4.2.5. Commande numérique (fraisage)

Dans le domaine de la fabrication mécanique, la commande numérique désigne l'ensemble des matériels et logiciels ayant pour fonction de donner les instructions de mouvements à tous les organes d'une machine-outil.



Figure III. 13: Fraisage numérique.

III.5. Préparation de l'expérience

III.5.1. Caractérisation mécanique du matériau d'essai

Avant de procéder aux essais de flexion plane, on doit caractériser le matériau d'essai qui est un alliage d'aluminium afin de connaître ses caractéristiques mécaniques. Vu la disponibilité restreinte de la machine, un seul essai de traction a été effectué sur une éprouvette de traction comme celle montrée sur la figure III.14. L'essai a été effectué dans un laboratoire d'essais mécaniques appartenant à l'unité AL TUMET de ANABIB qui est une entreprise algérienne de fabrication des tubes métalliques.

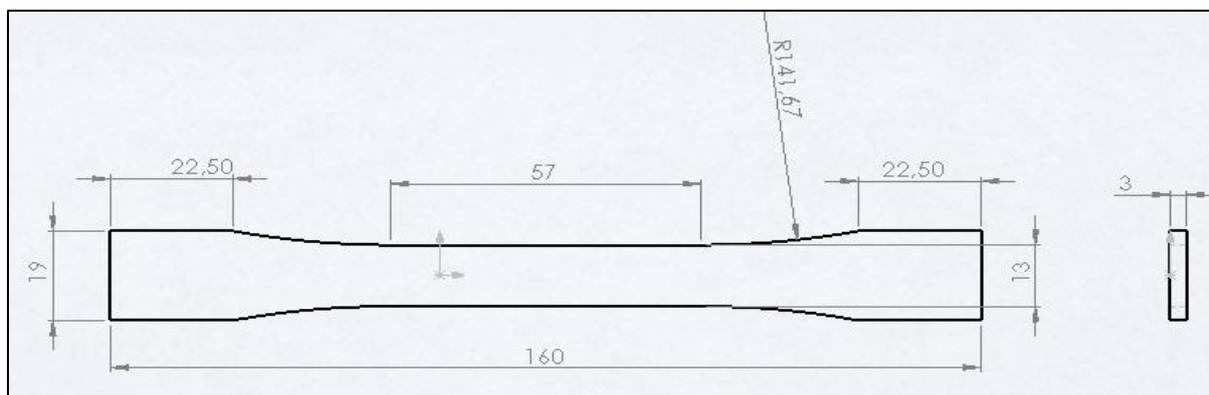


Figure III. 14: Eprouvette pour l'essai de traction selon la norme ASTM D638-I.

La courbe contrainte-déformation du matériau a été tracée comme le montre la figure III Les caractéristiques mécaniques sont obtenues grâce au logiciel associé à la machine d'essai de traction sont les suivantes:

$$E = 70 \text{ GPa} , \sigma_e = 184 \text{ MPa} , R_m = \sigma_u = 264 \text{ MPa}$$

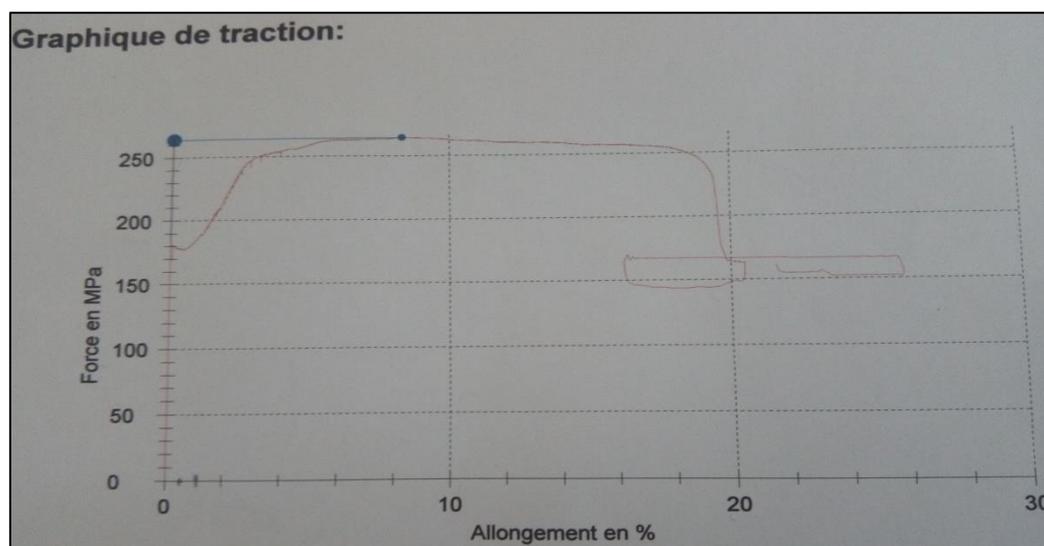


Figure III. 15: Courbe de contrainte-déformation de du matériau utilisé.

L'allongement à la rupture de l'éprouvette d'essai est de 29%. L'éprouvette rompue est montrée sur la figure III.16.



Figure III. 16: Éprouvette rompue après l'essai de traction.

III.5.2.Mesure de la micro-dureté du matériau

La micro-dureté est celle de Vickers. La mesure celle-ci se fait avec une empreinte en forme de pyramide normalisée en diamant de base carrée et d'angle au sommet entre faces égal à 136° sur lequel on applique une force. L'empreinte que laisse le pénétrateur peut être utilisée pour calculer la dureté du matériau. La force et la durée de l'appui sont normalisées. Cette mesure est très utilisée en laboratoire en raison de sa précision.

Dans le cas de l'alliage de l'aluminium utilisé dans ce travail, la charge normalisée appliqué est de 300g.



Figure III. 17: Equipement de mesure de la micro-dureté Vickers.

Pour avoir une grandeur représentative de la dureté, nous avons réalisé plusieurs mesures qui sont regroupées dans le tableau III.1.

Tableau III. 1: Mesures de la micro-dureté du matériau.

Mesure en HV (dureté Vickers)									
38.0	33.7	37.5	42.0	36.0	31.2	35.5	37.4	32.5	33.9
Moyenne de la micro-dureté en HV (dureté Vickers)									
35.8									

III.5.3. Caractérisation chimique du matériau

La caractérisation chimique de l'alliage utilisé dans ce travail a été effectuée dans le laboratoire de métallurgie de la Société Nationale de Véhicules Industrielles (SNVI). La composition est montrée sur le tableau III.2.

Tableau III. 2: Caractéristiques chimiques de l'alliage d'aluminium utilisé dans ce travail.

Composition chimique (%)			
Si	Mg	Autres	Al
0.34	0.136	3	96.524



Figure III. 18: Echantillon d'alliage d'aluminium après caractérisation.

III.5.4. Préparation des éprouvettes d'essais de flexion plane

Les éprouvettes d'essais sont obtenues avec une découpe par laser sur l'alliage de l'aluminium-silicium de caractéristiques suivantes :

$$E = 70 \text{ GPa}, \sigma_e = 184 \text{ MPa}, R_m = \sigma_u = 264 \text{ MPa},$$

Elles sont obtenues avec une forme pour avoir une éprouvette d'égal résistance et seront encastées à la base pour avoir une poutre cantilever (voir figure III.19).



Figure III. 19: Epreuves d'égal résistance pour les essais en flexion plane avec deux piqures.

III.5.4. Contrôle géométriques

Après la réalisation des éprouvettes d'essais contenant deux piqures artificielles, nous avons opté pour un contrôle géométrique des entailles circulaire (piqures) à l'aide d'un microscope de type OPTIKA M-789 qui est un microscope inversé de métallographie.



Figure III. 20: Microscope de métallographie.

III.5.4.1. Procédure de manipulation

L'éprouvette est orientée pour avoir les entailles face à la lunette de vision comme le montre la figure III.21.



Figure III. 21: Orientation de l'éprouvette face à la lunette.

A l'aide de leviers, on peut centrer l'image et la clarifier afin d'avoir une bonne résolution comme le montre la figure III.22. Grâce au logiciel associé à ce microscope, nous pouvons visualiser l'image sur l'écran de l'ordinateur et obtenir des mesures géométriques concernant les dimensions des piques et les distances les séparant.



Contrôle de mouvement sur les axes OX et sur OY.

Contrôle de la résolution d'image.

Figure III. 22: Dispositif complet de contrôle géométrique.

III.5.4.2. Mesure géométrique des piques

Le logiciel permet de déterminer les distances entre piques à mesurer comme le montre la figure III.23 Les résultats de mesure seront enregistrés automatiquement dans un fichier Excel.

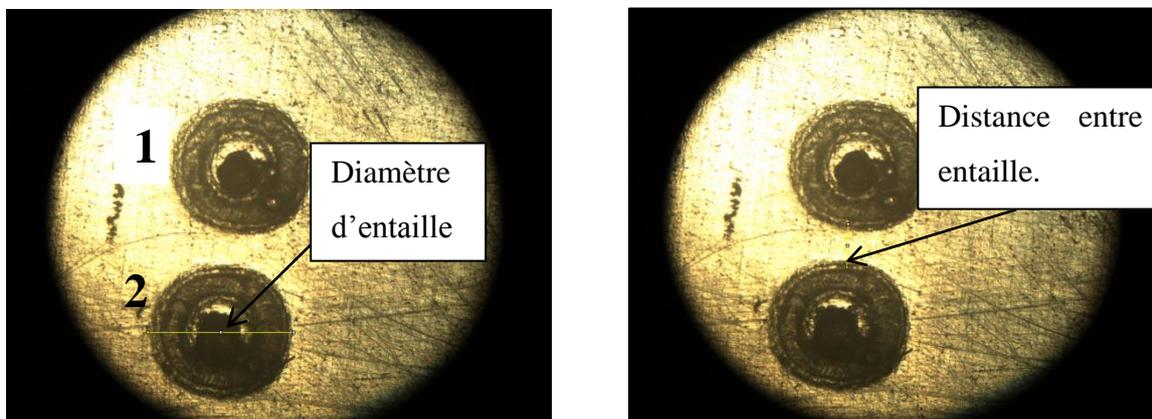


Figure III. 23: Mesure des diamètres et la distance entre les entailles (image X50).

Dans ce qui suit, on montre les entailles visualisées avec le microscope dont le grossissement est de cinquante fois en spécifiant l'orientation et les dimensions sachant que la profondeur de chacune est de 0.3 mm.

- Position transversal (0°)

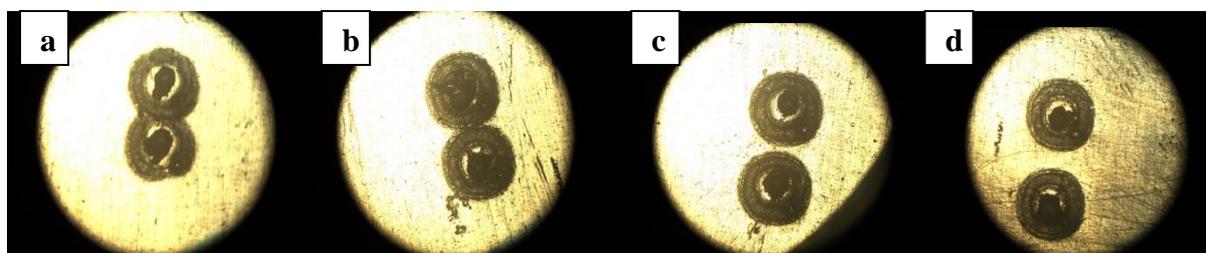


Figure III. 24: Les entailles dans la position transversale pour différents espacements. (X50)

Tableau III. 3: Caractéristiques géométriques des entailles en position transversale.

Position transversal (0°)				
	Image a	Image b	Image c	Image d
Diamètre d'entaille 1 (µm)	841	896.82	996	1106.10
Diamètre d'entaille 2 (µm)	849	851	985	1131.90
Distance de séparation µm)	10	260.50	474.10	768.97

• **Position inclinée de 22.5° par rapport à la transversale**

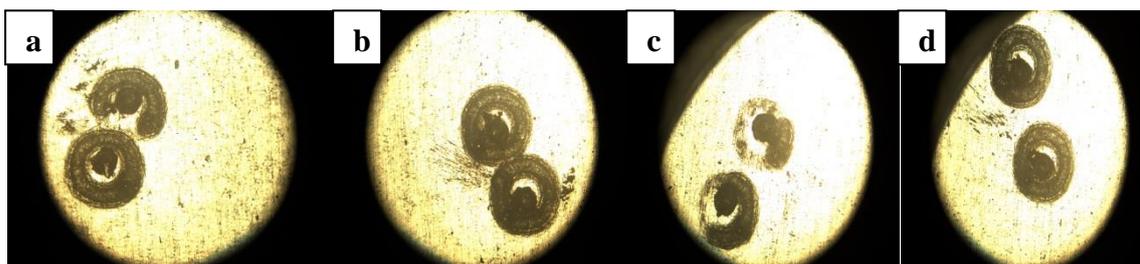


Figure III. 25: Les entailles dans la position inclinée de 22.5° par rapport à la transversale pour différents espacements. (X50)

Tableau III. 4: Caractéristiques géométriques des entailles en position inclinée de 22.5° par rapport à la transversale.

Position inclinée (22.5°)				
	Image a	Image b	Image c	Image d
Diamètre d'entaille 1 (µm)	1012.3	1034.1	993.5	1080.1
Diamètre d'entaille 2 (µm)	1073.7	1067.6	937.4	954.2
Distance de séparation (µm)	41	159.8	451	710.6

• **Position inclinée de 45° par rapport à la transversale**

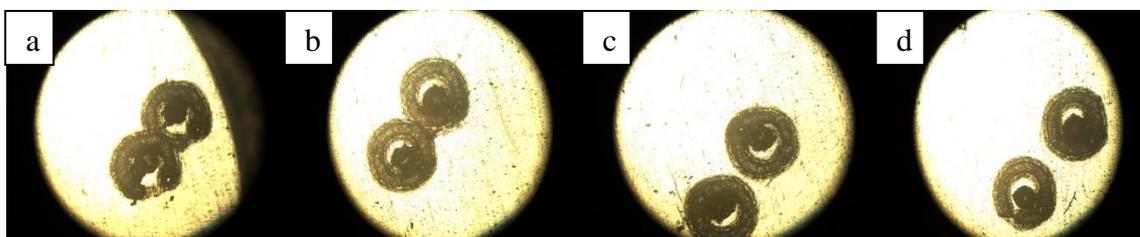


Figure III. 26: Les entailles dans la position inclinée de 45° par rapport à la transversale pour différents espacements. (X50)

Tableau III. 5: Caractéristiques géométriques des entailles en position inclinée de 45° par rapport à la transversale.

Position inclinée (45°)				
	Image a	Image b	Image c	Image d
Diamètre d'entaille 1 (µm)	961.5	1070.1	940.9	885.1
Diamètre d'entaille 2 (µm)	924.76	926.5	972.2	964.4
Distance de séparation (µm)	96.6	119.1	472.3	618.1

• **Position inclinée de 67.5° par rapport à la transversale**

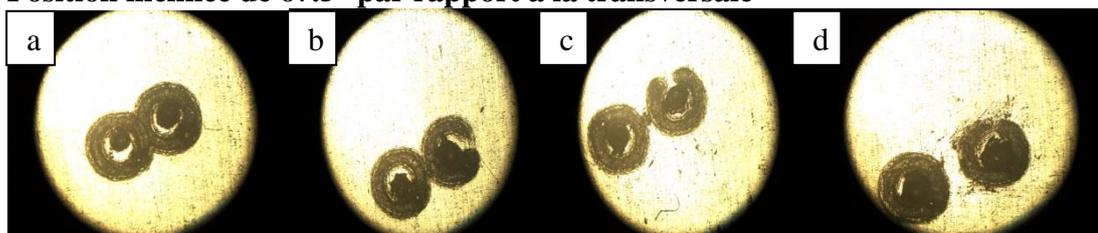


Figure III. 27: Les entailles dans la position inclinée de 67.5° par rapport à la transversale pour différents espacements. (X50)

Tableau III. 6: Caractéristiques géométriques des entailles en position inclinée de 67.5° par rapport à la transversale.

Position inclinée (67.5°)				
	Image a	Image b	Image c	Image d
Diamètre d'entaille 1 (µm)	837.3	956.6	1030.2	924.8
Diamètre d'entaille 2 (µm)	900.7	975.4	916.1	956.4
Distance de séparation (µm)	78	240.2	565.3	665.1

• **Position longitudinale (90°)**

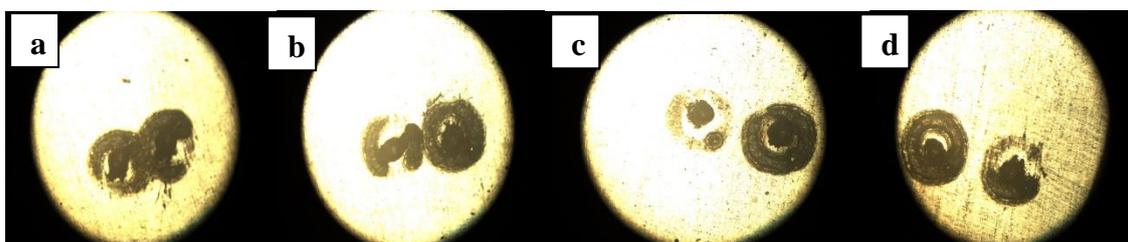


Figure III. 28: Les entailles dans la position longitudinale. (X50)

Tableau III. 7: Caractéristiques géométriques des entailles en position longitudinale.

Position longitudinale (67.5°)				
	Image a	Image b	Image c	Image d
Diamètre d'entaille 1 (µm)	937.1	988.5	958.9	970.8
Diamètre d'entaille 2 (µm)	940.7	810.8	575.8	722.1
Distance de séparation (µm)	43	234.3	439.7	687

III.5.4. Préparations des éprouvettes à entailles elliptiques et entaille en « V »

La découpe sera effectuée avec laser pour des éprouvettes aux entailles elliptiques dont le rayon en fond d'entaille est bien défini ainsi que des éprouvettes aux entailles en « V » dont l'angle de l'entaille est défini. Sur le tableau III.8, nous présentons les différents paramètres géométriques considérés pour chaque échantillon.

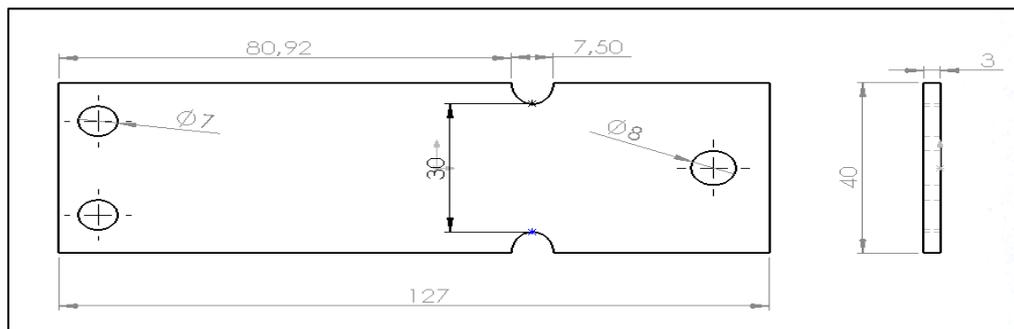


Figure III. 29: Epreuve à entailles elliptiques.

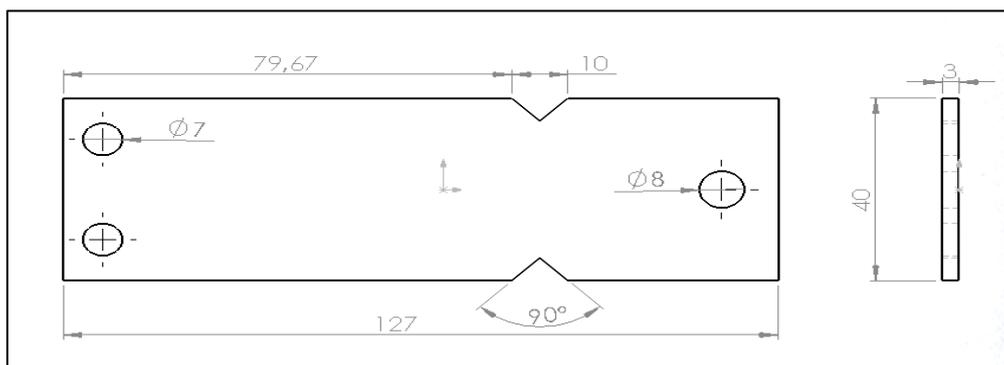


Figure III. 30: Epreuve à entailles en forme « V ».

Tableau III. 8: Caractéristique géométriques des entailles considérées.

Caractéristiques des entailles elliptiques	
Profondeur (mm)	Rayon au fond de l'entaille (mm)
5	5
5	2.8
5	1.25
5	0.25
Caractéristiques des entailles en forme « V »	
Profondeur (mm)	Angle de l'entaille (°)
5	22.5
5	45
5	67.5
5	90

III.5.5. La machine d'essais

La machine d'essais qui a servi à l'accomplissement de ce travail utilise le principe de bielle manivelle comme celle montré sur la figure III. 31, afin de produire un mouvement alternatif et une sollicitation alternée ($R = -1$) sur l'éprouvette en utilisant un moteur tournant a 1420 tr/min. Les essais seront donc menés a une fréquence de 23.7 Hz.



Figure III. 31: Machine d'essais en flexion plane.

III.5.5.1. Verification de la course de la bielle

On a décidé de vérifier la course de la bielle et synchroniser le mouvement des éprouvettes grâce à un comparateur. La course mesurée est de ($\pm 5 \text{ mm}$) avec un déphasage nul.

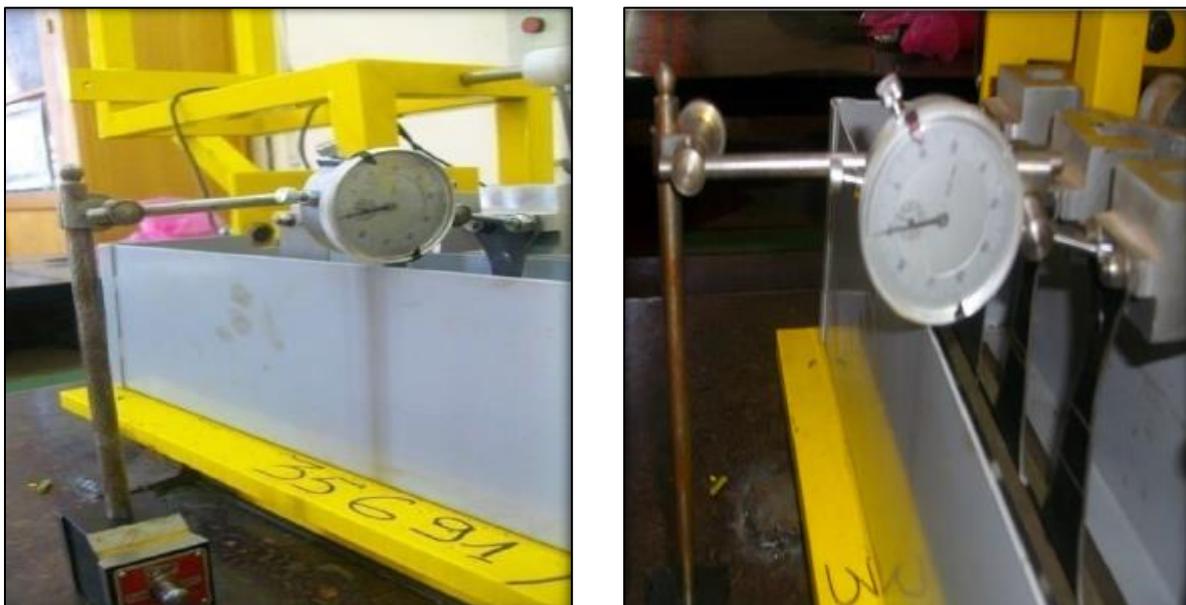


Figure III. 32: Mesure de la flèche avec un comparateur.

III.5.6. La solution corrosive

Dans ce travail la corrosion sera assurée par une solution naturelle qui est l'eau de mer. On sait que l'eau mer méditerranéenne est d'une salinité (teneur de sel en eau) moyenne de « 35 g/L ».

Les tableaux III.9 et III.10 montreront la composition de cette eau.

Tableau III. 9: Caractéristiques de l'eau de mer en question.

Substances	Teneur (g/L)	Autre substances	Teneur (mg/L)
Chlorure de sodium	27.2	Fluor	1.40
Chlorure de magnésium	3.8	Silice	1.00
Sulfate de magnésium	1.65	Azote	1.00
Sulfate de calcium	1.26	Phosphore	0.06
Sulfate de potassium	0.86	Baryum	0.055
Carbonate de calcium	0.12	Fer	0.05
Bromure de magnésium	0.076	Iode	0.05

Tableau III. 10: Principaux constituants de l'eau de mer.

Principaux constituants de l'eau de mer			
	Ion		g/L
Sodium	Na^+		10.56
Magnésium	Mg^{2+}		1.27
Calcium	Ca^{2+}		0.40
Potassium	K^+		0.38
Strontium	Sr^{2+}		0.013
Chlorure	Cl^-		18.98
sulfate	SO_4^{2-}		2.65
Hydrogénocarbonate	HCO_3^-		0.14
Bromure	Br^-		0.065
Fluorure	F^-		0.001

III.6. Conclusion

Dans ce chapitre on a expliqué la procédure de préparation des essais en commençant par l'usinage des éprouvettes, la caractérisation du matériau, le contrôle géométrique et la préparation de la machine d'essai (vérification de l'excentricité, contrôle des capteurs,...).

Cette partie permet le lancement des essais de fatigue et permettre de bien définir le cadre de l'expérience et préciser les paramètres qui seront pris en compte dans ce travail.

Les techniques de découpe ont évolué pour obtenir des formes compliquées. Pour les éprouvettes destinées aux essais de fatigue, la découpe au jet d'eau paraît la plus indiquée car elle ne provoque pas de zones thermiquement affectées. Malheureusement, nous n'avons pas pu obtenir cette option. Cependant, la découpe par laser a été satisfaisante.

CHAPITRE IV :
EXPERIMENTATION ET
SIMULATION

IV.1.Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les résultats des essais de fatigue réalisées à l'air libre et sous corrosion. Les éprouvettes réalisées comportent des entailles émoussées et des entailles a angle vif. Les paramètres étudiés sont les rayons de courbure en fond d'entailles et les angles des entailles aigues.

IV.2.Presentation des résultats de l'expérience

Dans ce qui suit, nous présentons les résultats des essais de fatigue en flexion plane à l'air libre sur des éprouvettes d'égale résistance présentant des piqures positionnées à des distances et des orientations différentes afin de pouvoir constater l'effet des positions des piqures.

IV.2.1.Essai de fatigue à air

Le tableau IV.1 permet d'exposer les données ou résultats récoltés des essais de fatigue à air libre sur des éprouvettes d'égale résistance qu'on vira ci-dessous :

Tableau IV. 1: Résultats des essais de fatigue par la flexion plane.

0°	
Distances entre piqure en mm	Durée de <i>vie</i> en cycles (<i>N</i>)
0.01	182000
0.26	325443
0.474	442243
0.768	266763
22.5°	
La position par rapport à la transversale (°)	Durée de <i>vie</i> en cycles (<i>N</i>)
0.041	442045
0.16	475643
0.451	861341
0.711	883090
45°	
La position par rapport à la transversale (°)	Durée de <i>vie</i> en cycles (<i>N</i>)
0.097	878723
0.12	749292
0.472	850858
0.618	594615

IV.2.2.Analyse et critiques

Les essais effectués dans cette partie dont les résultats sont présentés dans le tableau IV.2 nous permettent de voir une concordance de l'ordre de grandeur du nombre de cycles à rupture entre la théorie et l'expérimentation donnant un nombre de cycles de en centaine de milliers. Néanmoins, quelques anomalies liées au lieu de la section de rupture sont relevées nous amenant à apporter des solutions.

IV.2.3.Zone de rupture des éprouvettes après les essais

Les figures ci-dessous montreront la zone de rupture après le nombre de cycle présenté dans le tableau IV.1.



Figure IV. 1 : Zone de rupture des éprouvettes.

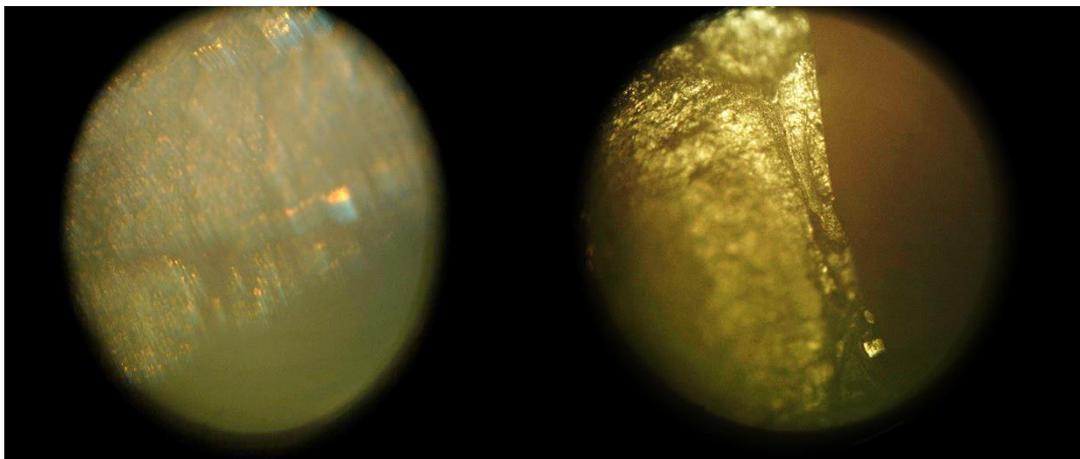


Figure IV. 2 : Vue de la section de rupture par microscope.(image X50)

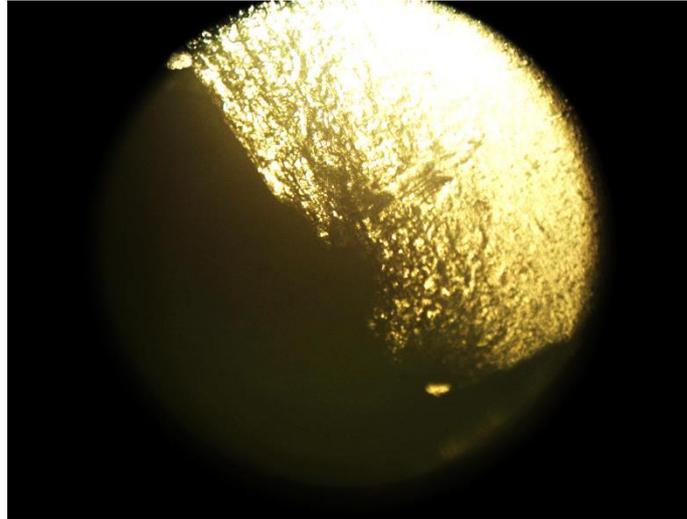


Figure IV. 3 : Vue de zone de rupture. (image X50)

IV.2.4.Critiques et discussion

On peut remarquer la non symétrie de chargement grâce à la figure IV.2 qui montre la partie de zone de fatigue et de rupture brutale. Nous concluons à la présence d'une inhomogénéité de l'excentricité de la machine d'essai.

La figure IV.1 montrent bien que la rupture des éprouvettes n'a pas eu lieu au niveau des piques où la concentration de contraintes est théoriquement plus importante vu que les éprouvettes sont d'égale résistance. Les sections rompues sont localisées presque à la même position.

Après diagnostic, il s'est avéré que l'effort appliqué n'est pas parfaitement perpendiculaire à l'éprouvette, créant ainsi des efforts parasites de compression et de traction. Donc, pour que la contrainte soit distribuée uniformément dans la zone en question (la zone d'égale résistance), il faut que le déplacement appliqué au bout de l'éprouvette soit parfaitement perpendiculaire à la surface de celle-ci. Dans le cas de la machine utilisée dans le cadre de ce travail et après plusieurs diagnostics, nous avons trouvé que les bielles qui produisent les déplacements des éprouvettes sont inclinées approximativement de 14° en moyenne. Donc au lieu que le déplacement soit normal, il y aura génération d'un déplacement ayant deux composante provoquant la modification de la zone de concentration de contrainte et donc la zone probable rupture.

Pour visualiser ce phénomène et appuyer cette théorie, nous avons effectué un essai sur ANSYS avec un déplacement incliné. Les figures ci-dessous permettent d'illustrer cette anomalie.

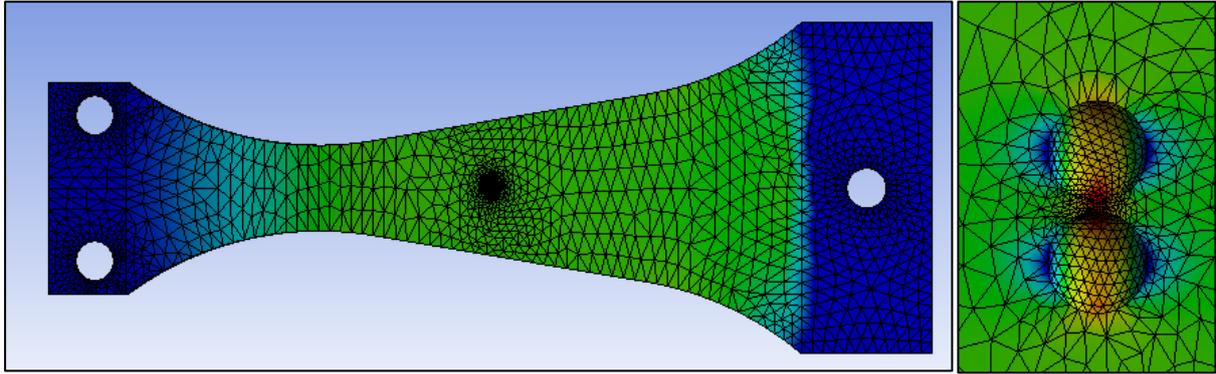


Figure IV. 4 : Zone de rupture pour un effort ou déplacement normale.

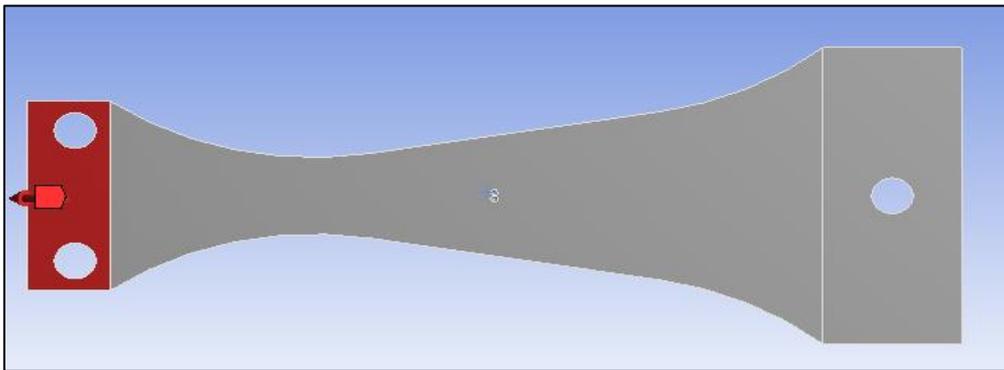


Figure IV. 5: Inclinaison du l'effort ou le déplacement appliqué.

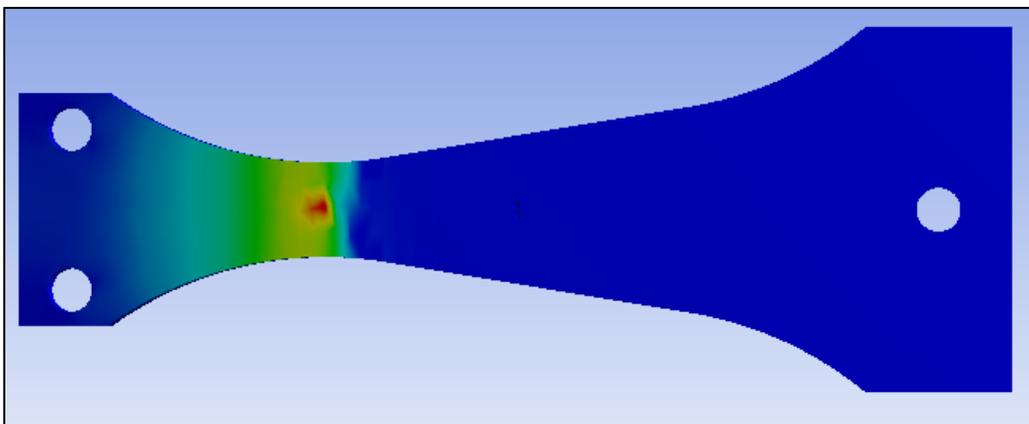


Figure IV. 6 : Zone de rupture avec un effort incliné.

N'ayant pas le temps de faire des modifications de la machine pour régler la position des bielles source de problèmes, nous avons opté de modifier la forme des éprouvettes. Les éprouvettes choisies sont de forme rectangulaire et présentent des entailles semi elliptique et en forme de « V ».

IV.3.Presentation des résultats de la simulation (éprouvette rectangulaire)

Dans ce qui suit, nous présentons les résultats obtenus de la simulation sur ANSYS pour les cas précis de l'expérience. Le tableau IV.3 regroupe les résultats des essais sur les éprouvettes ayant des entailles de profondeur constante et de 5 mm pour étudier alors l'effet de rayon en fond d'entaille et l'effet de l'angle de l'entaille en forme « V ».

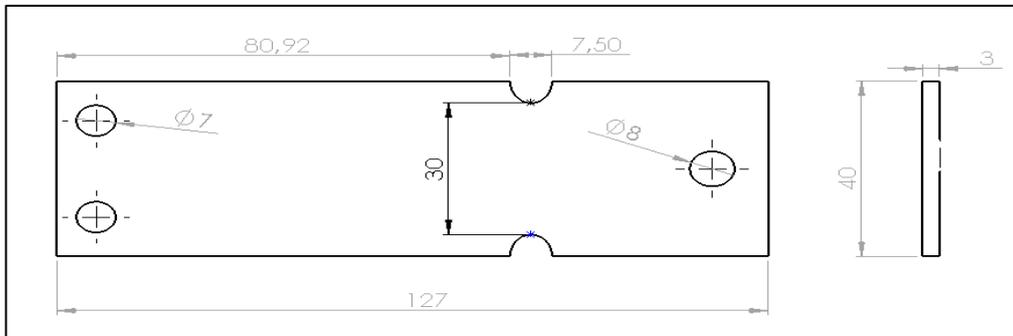


Figure IV. 7: Epreuve rectangulaire à entaille elliptique.

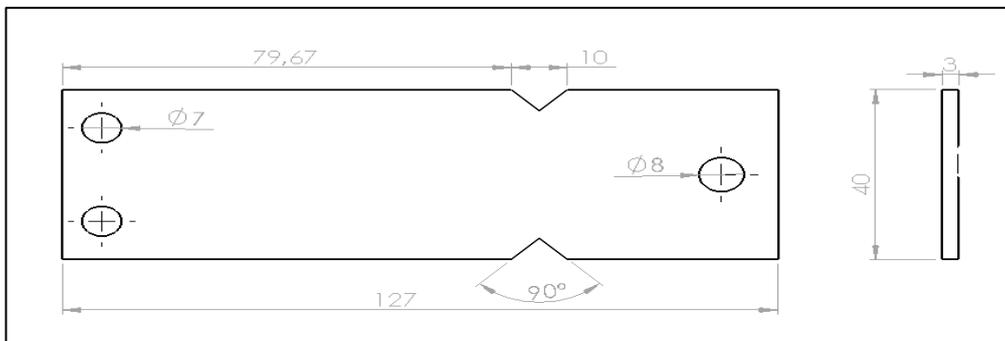


Figure IV. 8: Epreuve rectangulaire à entaille en forme « V ».

En appliquant une flèche de 5 mm sur l'éprouvette encastree et un chargement de rapport $R = -1$.

L'effort analytique nécessaire pour la production de la flèche nécessaire sera calculé comme suit :

$$Y(0) = \frac{PL^3}{3EI} = \frac{4PL^3}{Ebh^3} \quad (IV.1)$$

$$P = \frac{Y(0)Ebh^3}{4L^3} = \frac{5 \times 70000 \times 40 \times 3^3}{4 \times 101^3} = 81.7 \text{ N} \quad (IV.2)$$

$$\sigma_{encastrement} = \frac{6P}{bh^2} x = 138 \text{ MPa.} \quad \text{avec } x = 101 \text{ mm} \quad (IV.3)$$

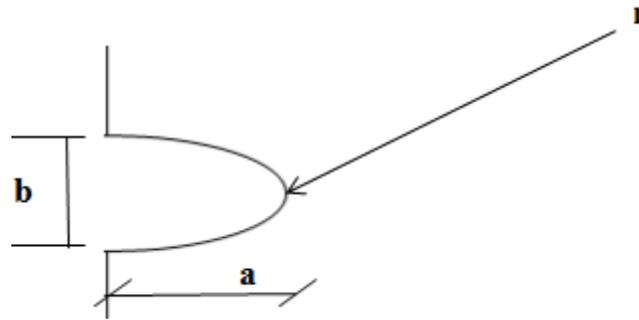
$$\sigma_{nom} = \frac{6P}{bh^2} x = 94.05 \text{ MPa.} \quad \text{avec } x = 69.67 \text{ mm} \quad (IV.4)$$

$$\sigma_{\text{encastrement-simulation}} = 147.53$$

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma_{\text{nom-simulation}} - \sigma_{\text{nom}}}{\sigma_{\text{nom}}} \times 100 \approx 7\%$$

Et le rayon de courbure au fond de l'entaille elliptique sera donné comme suit :

$$r = \frac{b^2}{a} \quad (IV.5)$$



a : Le grand rayon de l'ellipse.

b : Le petit rayon de l'ellipse.

Tableau IV. 2: Résultats de simulation de la fatigue sur ANSYS.

Caractéristiques des entailles elliptiques				
Rayon au fond de l'entaille ρ (mm)	σ_{max} (MPa)	$\sigma_{\text{nom-simulation}}$ (MPa)	K_t	N (Cycles)
5	139.19	94.05	1.48	107449
2.8	165.55	94.05	1.76	110734
1.25	187.16	94.05	1.99	114790
0.31	200.33	94.05	2.13	126870
Caractéristiques des entailles en forme « V »				
Angle de l'entaille (°)	σ_{max} (MPa)	$\sigma_{\text{nom-simulation}}$ (MPa)	K_t	N (Cycles)
90	141.08	94.05	1.5	128440
67.5	167.41	94.05	1.78	120280
45	193.93	94.05	2.06	110810
22.5	206.91	94.05	2.20	105175

L'évolution de la durée de vie et du facteur de concentration de contrainte en fonction du rayon en fond d'entaille et l'angle de l'entaille en « V » sont représentés sur les figures IV.9, 10, 12,13

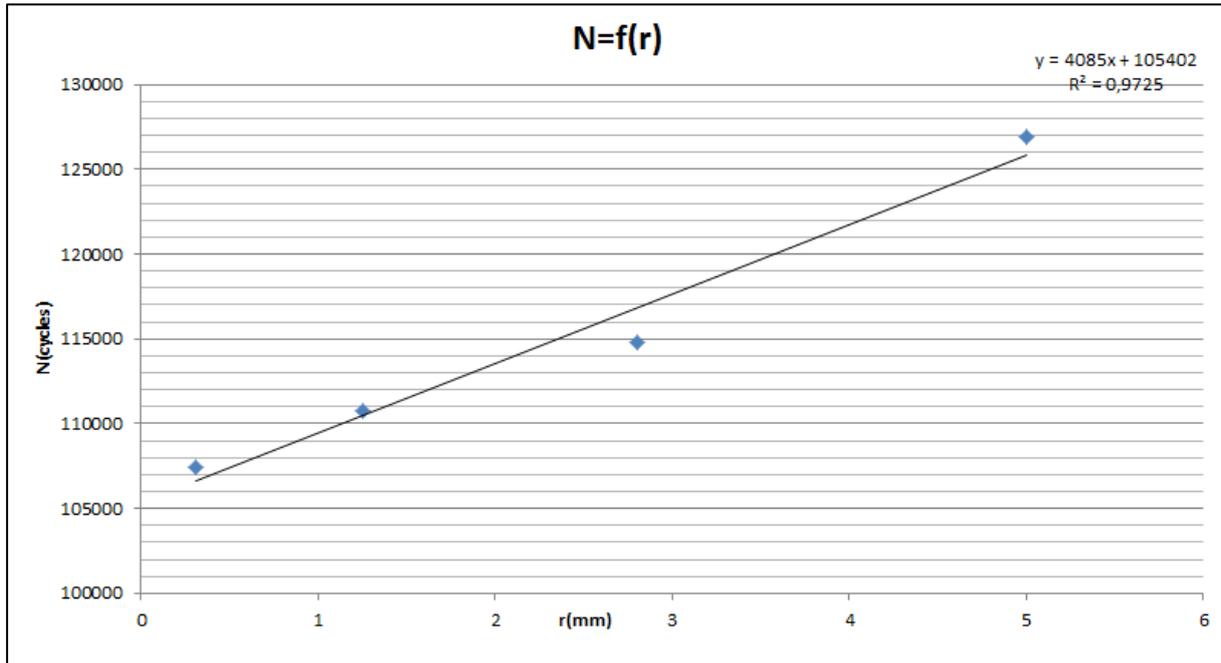


Figure IV. 9 : Variation de la durée de vie en fonction du rayon au fond de l'entaille elliptique.

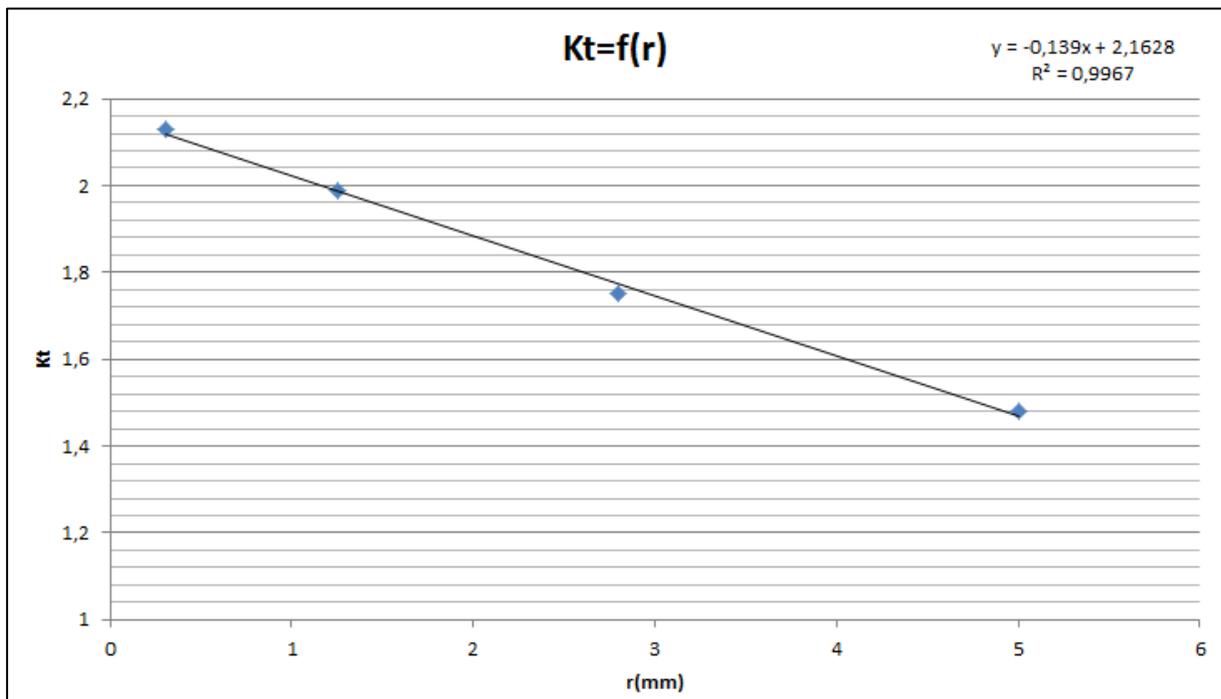


Figure IV. 10 : Variation de facteur de concentration de contrainte en fonction de rayon au fond de l'entaille elliptique.

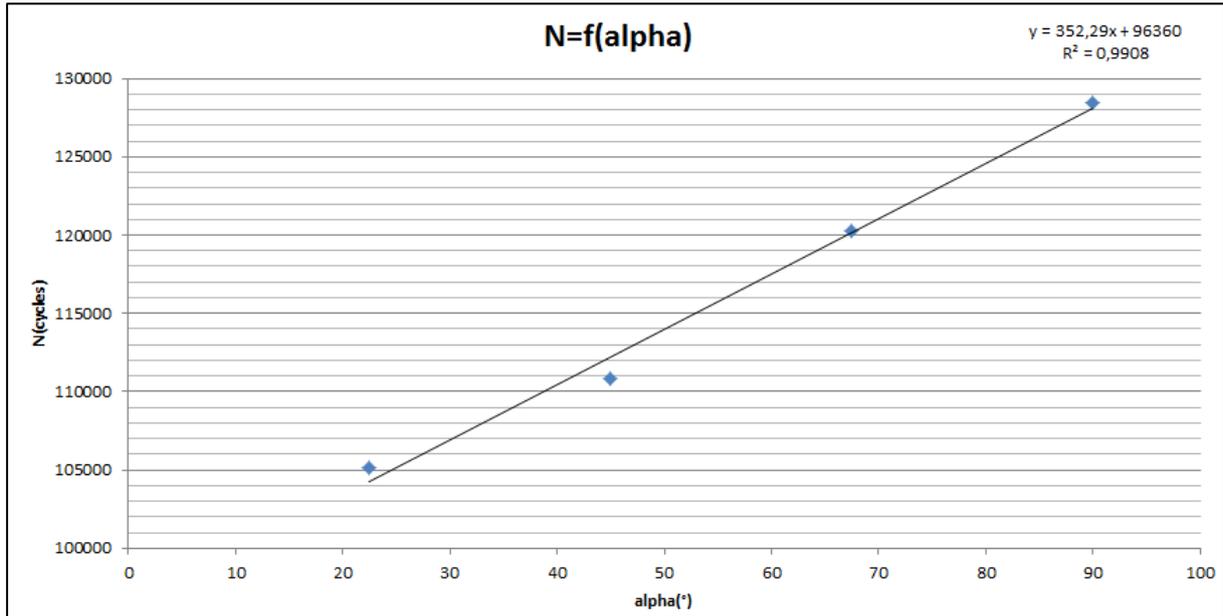


Figure IV. 11 : Variation de la durée de vie en fonction du l'angle de l'entaille en « V ».

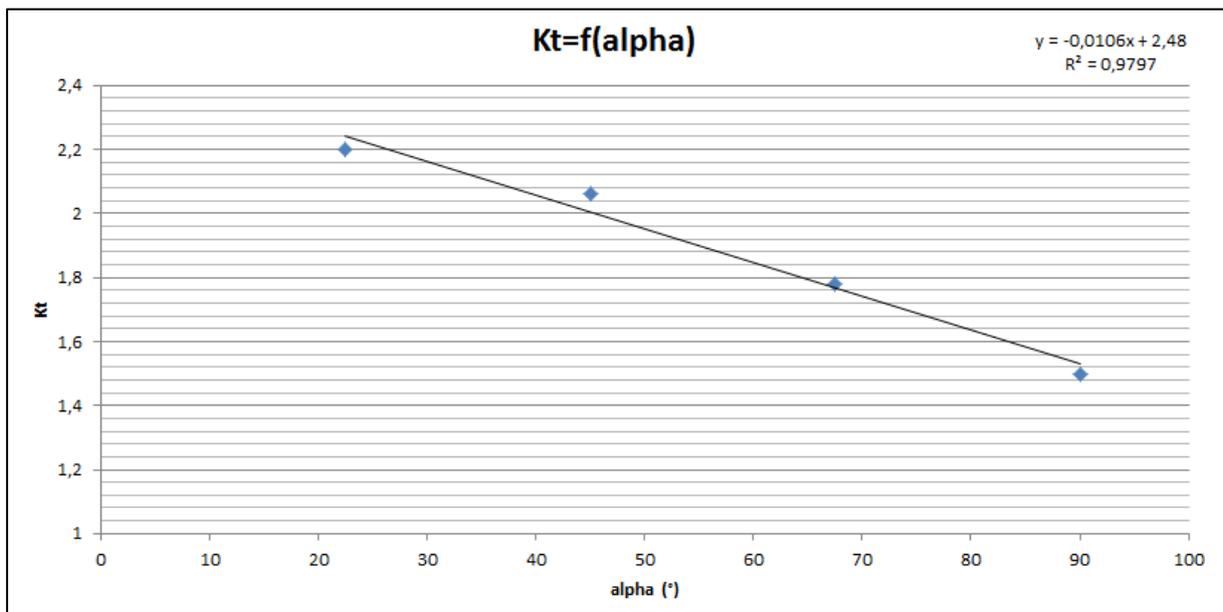


Figure IV. 12 : Variation de facteur de concentration de contrainte en fonction de l'angle de l'entaille en « V ».

IV.3.1.Discussion

- D'après les figures IV.9, 10 ci-dessus montrent que la durée de vie augmente linéairement en fonction du rayon de courbure en fond d'entaille elliptique ceci s'explique par la sévérité des entailles aigues qui a un impact négatif sur la durée de vie.
- D'après les figures IV.11, 12, on constate que la durée de vie est proportionnelle à l'angle de l'entaille en « V ». Les entailles en V les plus sévères sont bien évidemment celles ayant des angles faibles qui augmentent les coefficient de concentration d'entaille.

- Un rayon au fond d'entaille faible ou un angle d'entaille en « V » faibles permettent l'initiation et la propagation de la fissure plus rapidement et donc une rupture accélérée.
- La durée de vie pour les entailles en V est plus faible que celle des entailles elliptique pour une même profondeur. La sévérité de l'entaille en V est bien mise en évidence par rapport à l'entaille elliptique.
- Les évolutions citées ci-dessus sont linéaires et on précise que d'après les résultats ci-dessus l'entaille en « V » plus sévère que celle elliptique.

IV.3.2.Zone de rupture

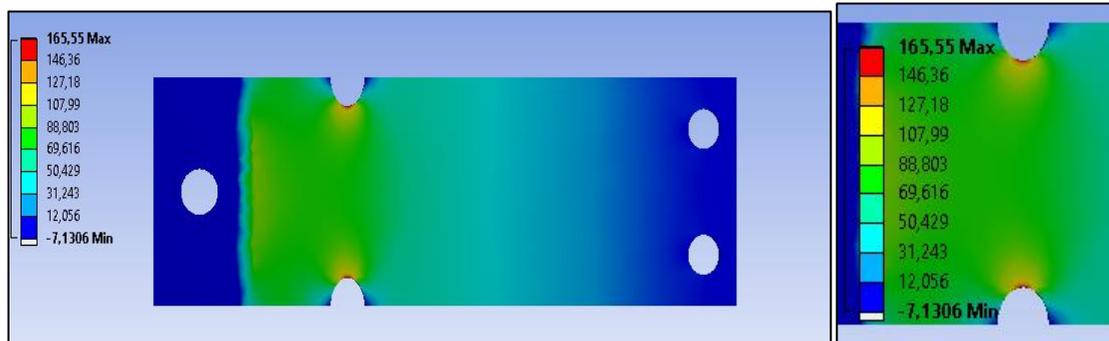


Figure IV. 13: Zone de rupture des éprouvettes aux entailles elliptiques ($r = 2.8mm$).

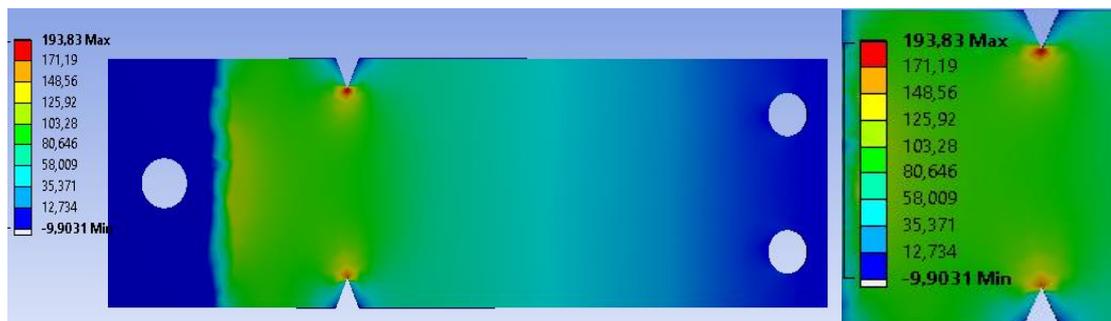


Figure IV. 14 : Zone de ruptures des éprouvettes aux entailles en « V » ($\alpha = 45^\circ$).

IV.4.Presentation des résultats des essais de fatigue

Les tableaux IV.3 et IV.4 montrent les résultats obtenus à partir des essais effectués sur la machine de fatigue en flexion plane à l'air libre et sous corrosion sur des éprouvettes rectangulaires avec entailles elliptiques et en « V » .



Figure IV. 15: Epreuve à entailles elliptiques.

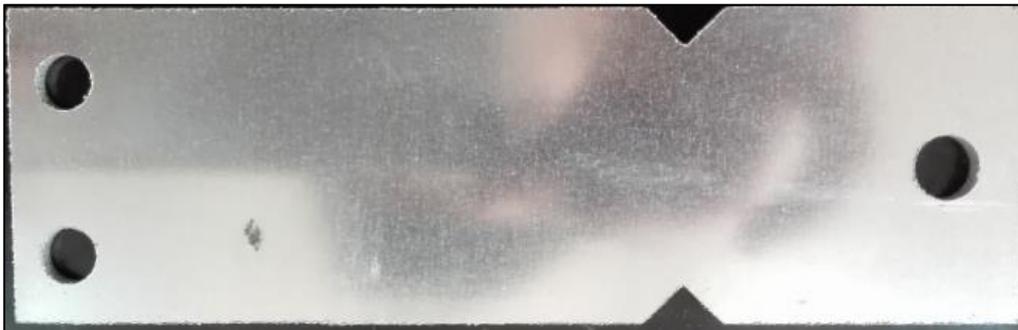


Figure IV. 16: Epreuve à entailles en « V ».

IV.4.1.Essais à air

Les résultats des essais de fatigue à l'air libre sur des éprouvettes à entailles elliptiques et celles de forme en « V » sont présentés dans le tableau IV.3.

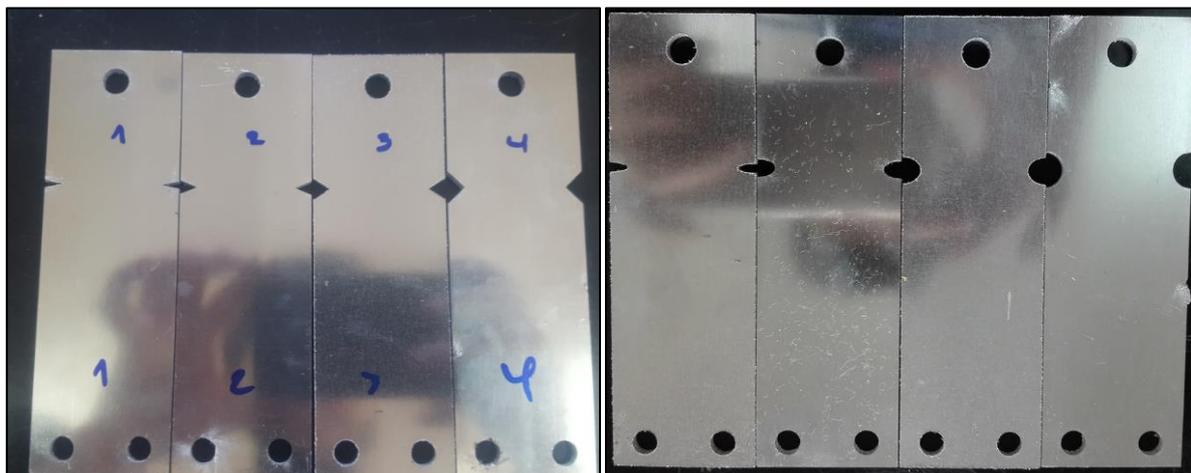


Figure IV. 17: Cas et types d'entailles étudiés.

Tableau IV. 3 : Durées de vies acquises lors des essais à l'air libre.

Caractéristiques des entailles elliptiques			
Rayon au fond de l'entaille ρ (mm)	N_1 (Cycles)	N_2 (Cycles)	N_{moy} (Cycles)
5	56079	52938	54508,5
2.8	48635	37937	43286
1.25	22587	31385	26986
0.31	16134	20835	18484,5
Caractéristiques des entailles en « V »			
Angle de l'entaille (°)	N_1 (Cycles)	N_2 (Cycles)	N_{moy} (Cycles)
22.5	15702	35251	25476,5
45	30044	40176	35110
67.5	34784	47431	41107,5
90	40647	52517	46582

IV.4.1.1.Discussion

Qualitativement, les résultats expérimentaux et numériques sont concordants. Mais au niveau quantitatif, les résultats sont différents par rapport à la simulation avec un ordre de grandeur de différence de 40% à cause de l'approximation de la courbe de Wöhler utilisée pour cette étude. La durée de vie des éprouvettes est plus importante lorsque le rayon au fond de l'entaille est élevé.

La figure IV.18 représente la durée de vie en fonction du rayon au fond de l'entaille elliptique.

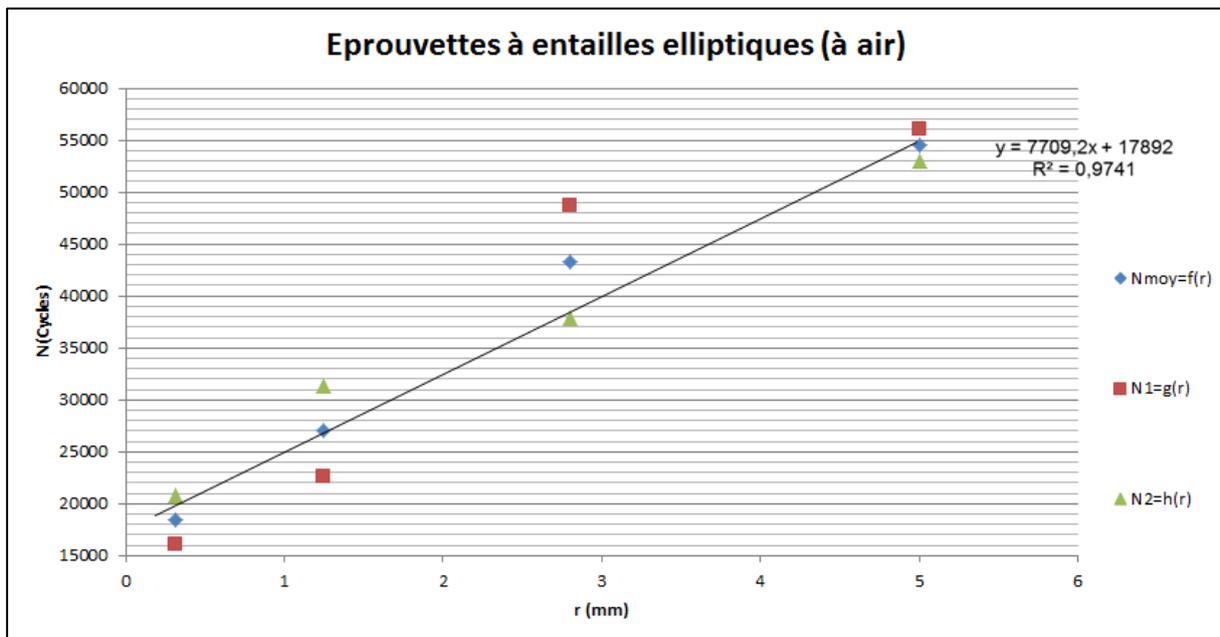


Figure IV. 18: Evolution de la durée de vie en fonction du rayon de courbure au fond de l'entaille elliptique.

- La durée de vie des éprouvettes est plus importante lorsque l'angle de l'entaille est élevé c'est-à-dire d'après les résultats du tableau IV.3 les entaille en « V » sont de plus en plus sévères quand l'angle d'ouverture de celui-ci est de plus en plus faible.

La figure IV.19 représente la durée de vie en fonction de l'angle de l'entaille en forme « V » pour laquelle nous remarquons une évolution linéaire.

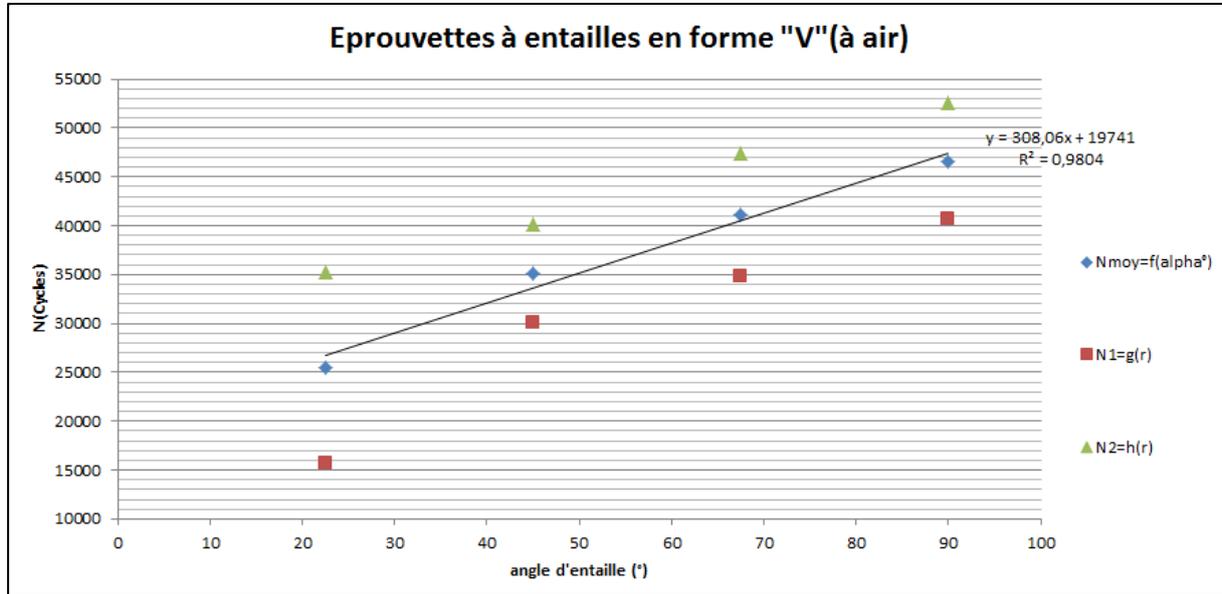


Figure IV. 19: Evolution de la durée de vie en fonction de l'angle de l'entaille en forme « V ».

IV.4.2.Essais sous corrosion

Les essais de fatigue sous corrosion sont réalisés grâce à de l'eau de mer dont les caractéristiques sont spécifiées dans le chapitre III. Le processus de corrosion est concentré sur la zone entaillée grâce à une cellule de corrosion assurée par du coton. L'appoint de l'eau est assuré par une seringue.

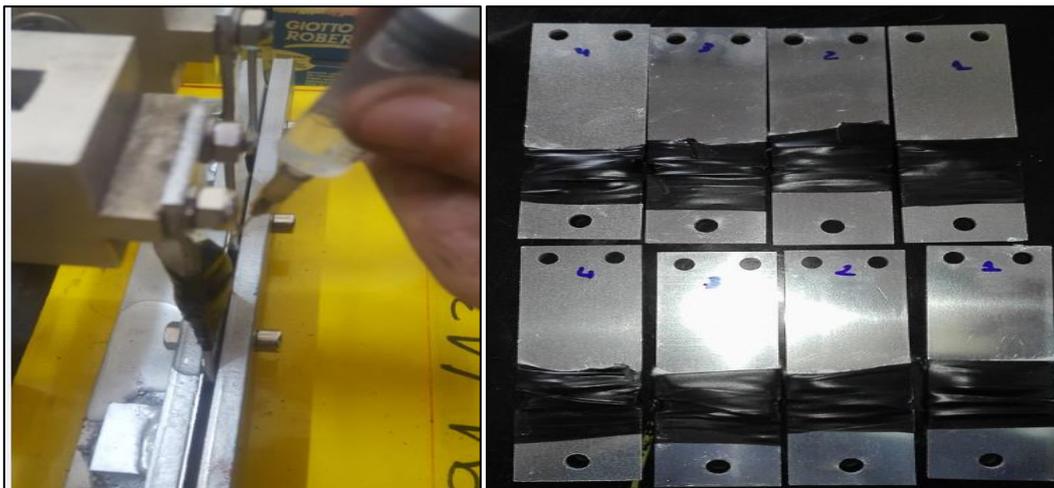


Figure IV. 20: Eprouvettes sous corrosion et l'appoint par une seringue.

Tableau IV. 4 : Durées de vies mesurées lors des essais sous corrosion par l'eau de mer.

Caractéristiques des entailles elliptiques			
Rayon au fond de l'entaille ρ (mm)	N_1 (Cycles)	N_2 (Cycles)	N_{moy} (Cycles)
5	46329	55615	50972
2.8	33069	42583	37826
1.25	18164	25126	21645
0.31	15362	18872	17117
Caractéristiques des entailles en « V »			
«Angle de l'entaille (°)	N_1 (Cycles)	N_2 (Cycles)	N_{moy} (Cycles)
22.5	24151	18609	21380
45	27654	30790	29222
67.5	30235	35824	33029.5
90	50217	60844	55530.5

IV.4.2.1.Discussion

- Nous remarquons la même tendance de la durée de vie entre les essais à l'air libre et sous corrosion. La durée de vie est proportionnelle au rayon en fond de l'entaille elliptique en fatigue sous corrosion (eau de mer). Ceci est représenté sur la figure IV.21.

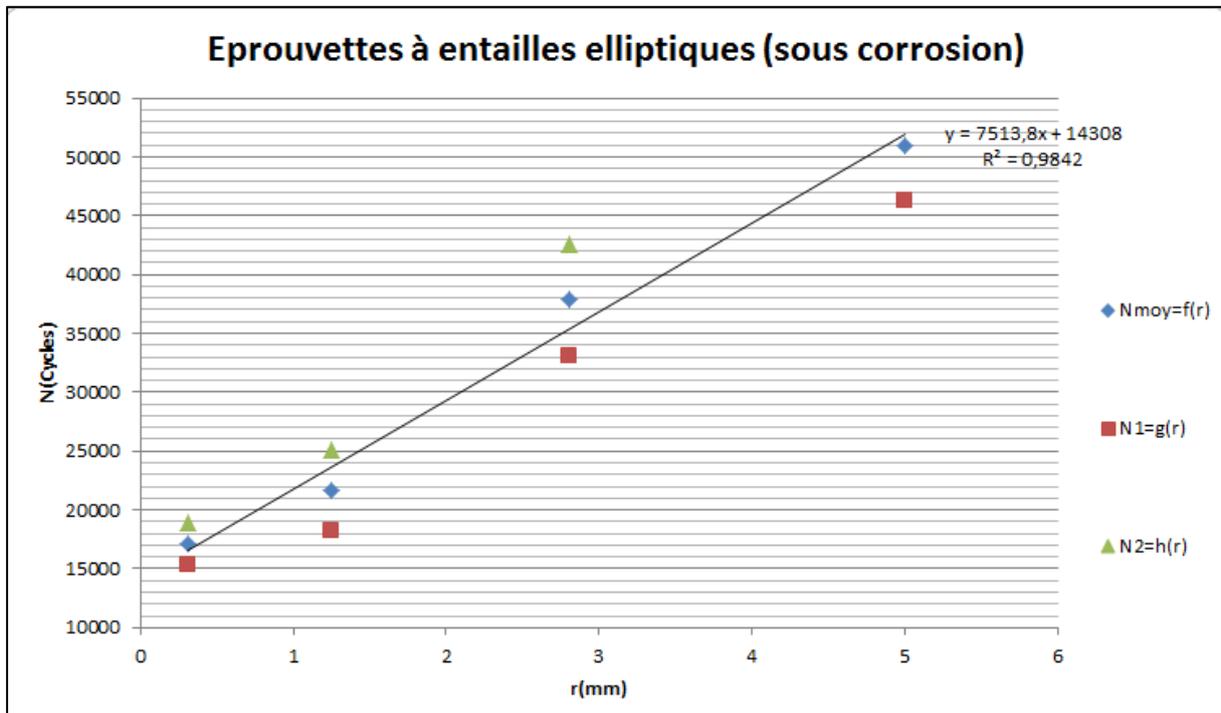


Figure IV. 21: Evolution de la durée de vie des éprouvettes à entailles elliptiques en fatigue sous corrosion

- La durée de vie sous corrosion des éprouvettes à entailles en « V » est proportionnelle à l'angle d'ouverture de celles-ci. L'endurance des éprouvettes est élevée quand l'angle d'ouverture de l'entaille est important comme le montre la figure IV.22.

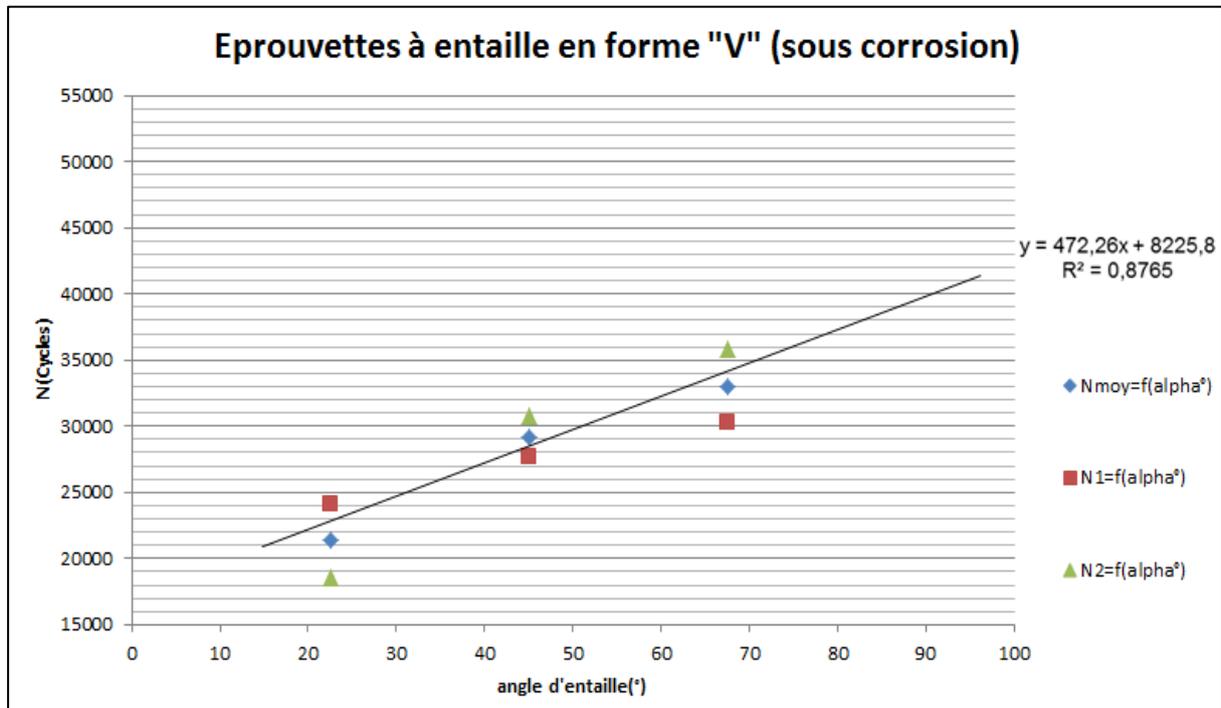


Figure IV. 22: Evolution de la durée de vie des éprouvettes avec entailles en « V » en fatigue sous corrosion.

IV.5.Etude comparative

- Nous remarquons que le nombre de cycles obtenus expérimentalement à l'air libre est bien inférieur à celui obtenu par la simulation numérique pour les éprouvettes entaillées. Cette différence peut être due aux conditions de l'expérience et à l'approximation de la courbe de Wöhler définie sur ANSYS.
- D'après les résultats récoltés des essais de fatigue en flexion plane à l'air libre et sous corrosion, nous avons pu mettre en évidence la chute de la durée de vie due à la corrosion et ce même pour des nombres de cycles faibles.
- L'effet de la corrosion sur l'alliage de l'aluminium utilisé tout au long de ce travail est perceptible grâce aux essais sur plusieurs échantillons. Malgré le nombre de cycle relativement faible, nous pouvons conclure que pour des durées de vies élevées (10^5) l'effet de la corrosion sera plus important car la solution corrosive aura le temps d'agir et de pénétrer dans la fissure afin d'accélérer le phénomène de propagation. Les figures IV.23 et 24 montrent l'effet de la corrosion pour chaque type d'éprouvette.
- L'effet du type d'entaille n'a pu être bien mis en évidence. Théoriquement l'entaille en « V » est plus endommageante que celle semi-elliptique. Des essais complémentaires devront être faits pour mieux apprécier cette différence.

Tableau IV. 5: Pourcentage de réduction de la durée de vie par effet de corrosion.

Eprouvettes à entailles elliptiques.			
Rayon en fond d'entaille (mm)	$N_{\text{à_air}}$	$N_{\text{sous_corrosion}}$	$\frac{N_{\text{à_air}} - N_{\text{sous_corrosion}}}{N_{\text{à_air}}} \times 100$ (%)
5	54508,5	50972	6.5
2.8	43286	37826	12.6
1.25	26986	21645	19.8
0.31	18484,5	17117	7.4
Eprouvette à entaille en forme « V »			
Angle d'ouverture de l'entaille (°)	$N_{\text{à_air}}$	$N_{\text{sous_corrosion}}$	$\frac{N_{\text{à_air}} - N_{\text{sous_corrosion}}}{N_{\text{à_air}}} \times 100$ (%)
22.5	25476,5	21380	16.1
45	35110	29222	16.8
67.5	41107,5	33029.5	19.7
90	46582	55530.5	/

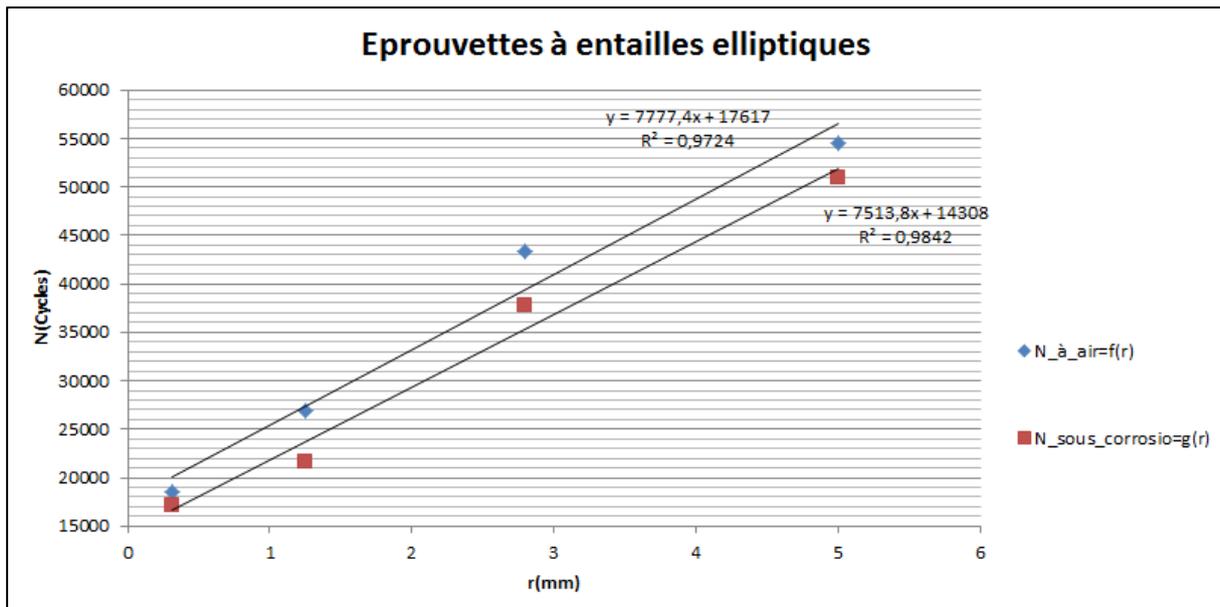


Figure IV. 23: Effet de la corrosion sur les éprouvettes à entailles elliptique.

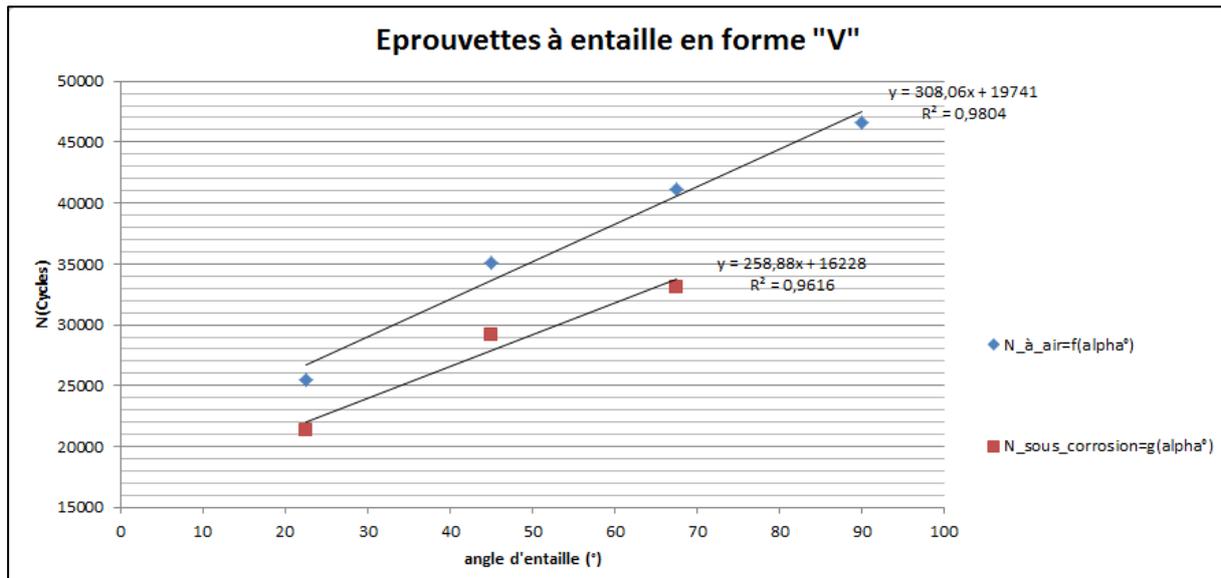


Figure IV. 24: Effet de la corrosion sur les éprouvettes à entailles en forme « V ».

IV.6.Zone de ruptures des éprouvettes

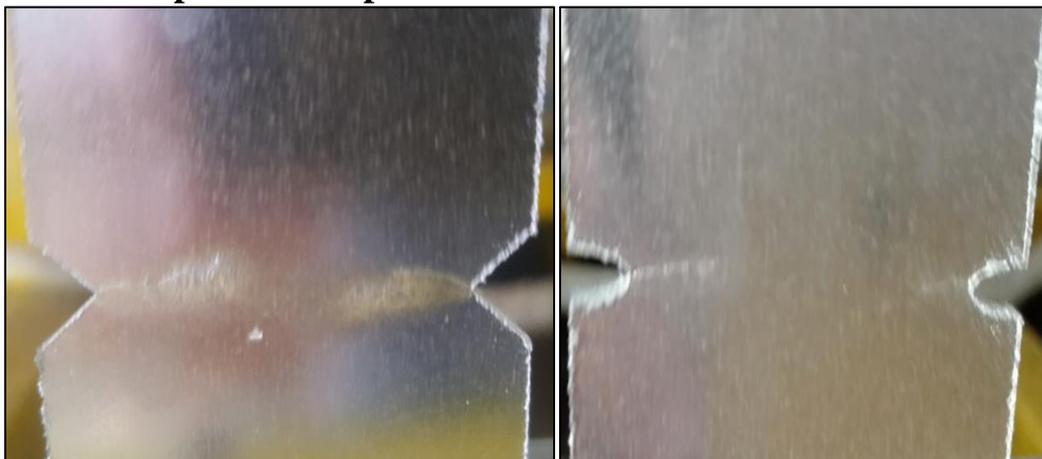


Figure IV. 25: Propagation de fissure à partir des entailles.



Figure IV. 26: Eprouvettes avec entailles elliptiques après rupture en fatigue à l'air libre

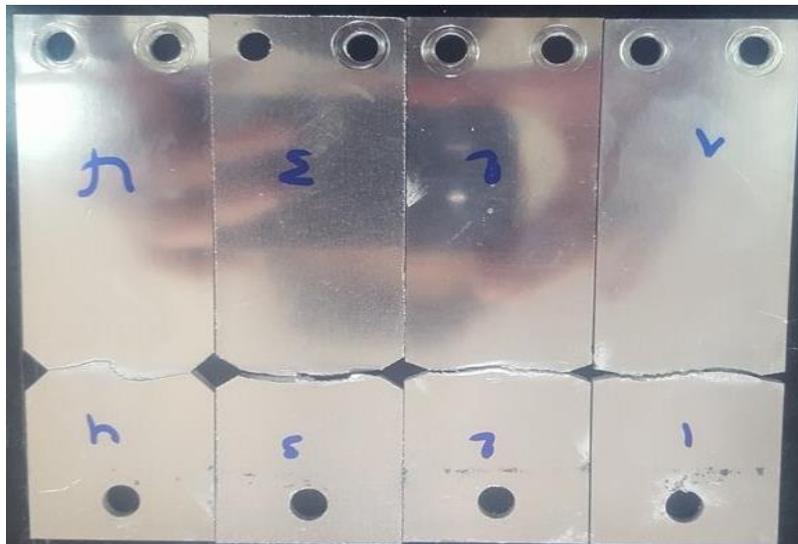


Figure IV. 27: Eprouvettes avec entailles en « V » après la rupture en fatigue à l'air libre.

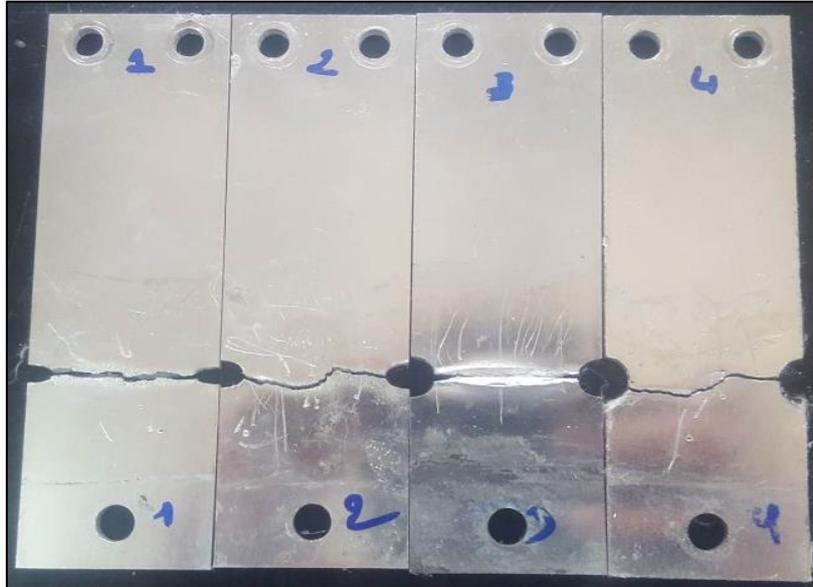


Figure IV. 28: Eprouvettes avec entailles elliptiques après rupture en fatigue sous corrosion.

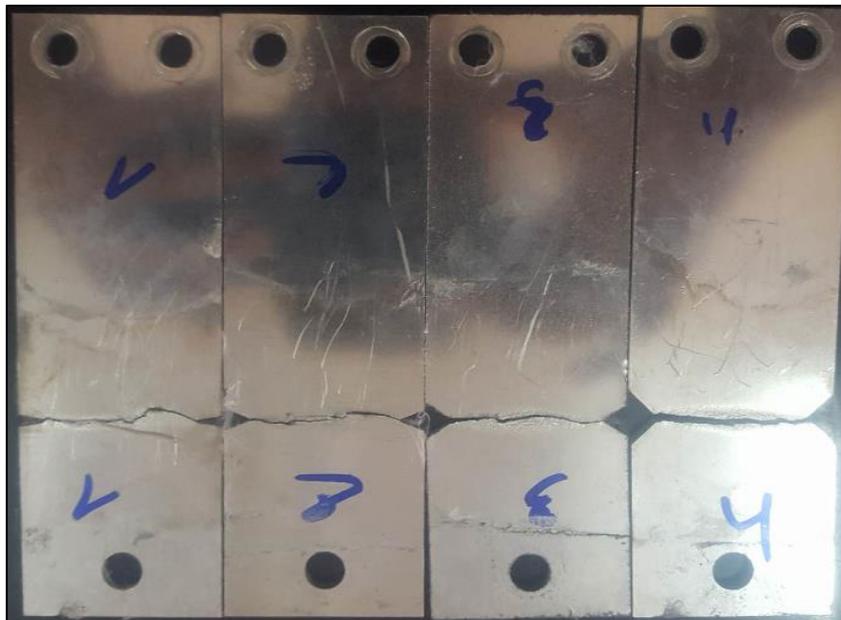


Figure IV. 29: Eprouvettes aux entailles en « V » après la rupture en fatigue sous corrosion.

IV.7.Conclusion

L'expérimentation concerne la fatigue en flexion plane à l'air libre et sous corrosion.

Les durées de vie obtenues expérimentalement et par la simulation sont très différents.

La chute de la durée de vie pour les deux types d'entailles a été bien constatée et ce malgré le faible nombre de cycles.

L'effet du type d'entaille n'a pu être bien mis en évidence. Théoriquement l'entaille en « V » est plus endommageant que celle semi-elliptique. Des essais complémentaires devront être faits pour mieux apprécier cette différence.

Nous avons corrigé certaines anomalies de la machine mais qui restent encore perfectibles.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

L'étude a été menée pour s'intéresser à l'effet de différentes formes d'entailles en fatigue à l'air libre et sous corrosion.

Les éprouvettes réalisées présentent un couple d'entailles hémisphérique (piqures artificielles) non débouchant, deux entailles elliptiques et double entailles en forme « V ». Les essais sont réalisés à l'air ambiant et sous corrosion en utilisant de l'eau de mer. Le matériau des éprouvettes est un alliage d'aluminium dont les caractéristiques ont été présentées dans le chapitre III.

La simulation numérique a montré l'influence de la distance et de l'orientation des piqures sur la durée de vie. L'évolution de la durée de vie en fonction de la distance entre entailles et de leur orientation est linéaire.

On a pu aboutir à des relations du facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance entre les piqures pour des positions différentes valable pour des distances allant de 0.1 à 0.6 mm.

La variation du le facteur de concentration de contrainte en fonction de la distance est faible au-delà de 60°.

La durée de vie est une fonction linéaire de la distance entre piqures et de l'orientation de celles-ci. Cependant, nous avons remarqué que l'effet de l'inclinaison des piqures dans la plage 30-90° est faible. Le tableau II.4 montre bien que le gain en durée de vie n'est significatif que pour des inclinaisons inférieures à 30°. Il est clair que l'inclinaison 0° est la plus critique et que la position longitudinale est la moins dangereuse.

Les essais expérimentaux effectués sur des éprouvettes d'égale résistance n'ont pu aboutir à montrer ces effets. En effet, une anomalie sur la machine a été découverte. Cette anomalie fait que l'effort appliqué n'est pas perpendiculaire à l'éprouvette créant ainsi un effort parasite de compression-traction qui déplace la zone de forte contrainte loin des piqures.

Afin de palier à cette situation, un nouveau réglage de la machine a été fait et de nouvelles éprouvettes ont été réalisées. Ces éprouvettes sont de forme rectangulaire et présentent des entailles débouchantes semi elliptiques et en V.

Une simulation numérique a été faite sur les éprouvettes rectangulaires avec doubles entailles elliptiques et en V ainsi qu'une campagne expérimentale à l'air libre et sous corrosion.

L'effet de la corrosion est plus prononcé pour les grands nombre de cycles jusqu'à la rupture des éprouvettes. Ce qui est bien établi dans la littérature. Dans le cadre de notre travail, l'effet de la corrosion a été perçu pour un nombre de cycles relativement faible. Cet effet sera plus palpable pour des durées de vie importantes.

La dispersion des résultats est un phénomène inhérent dans le domaine de la fatigue. Pour avoir des résultats plus réalistes, un nombre d'échantillons pour chaque cas doit être un peu plus élevé et une étude statistique et probalistique s'impose.

Les durées de vie obtenues expérimentalement et par la simulation sont très différents.

La chute de la durée de vie pour les deux types d'entailles a été bien constatée et ce malgré le faible nombre de cycles.

Les essais réalisés donnent des résultats sur l'effet de la corrosion mais ne montrent pas que la sévérité des entailles en V par rapport aux entailles elliptiques est très significatives. Des essais complémentaires devront être faits pour mieux apprécier cette différence.

Nous avons corrigé certaines anomalies de la machine mais qui restent encore perfectibles.

Des problèmes d'acquisition d'éprouvettes d'essais sont rencontrés et le coût de la découpe de celles-ci reste très élevé vu la précision exigée. Pour poursuivre ce type de travail et bien effectuer ce type d'études dans le futur, nous recommandons la réalisation ou l'acquisition d'un moyen de découpe au sein du laboratoire.

Etant donné la conception de la machine en imposant un seul niveau de chargement par l'intermédiaire du déplacement imposé, il est possible de réaliser des entailles à différents emplacements et créer ainsi plusieurs niveaux de contrainte permettant ainsi d'obtenir une courbe de Wöhler.

REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] A. A. AZEEZ, Mechanical engineering and production technology, Bachelor's thesis , Riihimäki, Finland 2013.
- [2] A. BERREHILI, Comportement cyclique et tenue en fatigue sous chargement multiaxial d'un polyéthylène, expériences et critère d'endurance, Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, Chasseneuil-du-Poitou, France 2010.
- [3] ASM international, Elements of metallurgy and engineering alloys, Code 05224G, Materials Park, Ohio, USA, 2008.
- [4] G.M.D. ALMARAZ, V.H.M. LEMUS, and J.J.V. LOPEZ, Effect of proximity and dimension of two artificial pitting holes on the fatigue endurance of aluminium alloy aisi 6061-t6, The Minerals, Metals & Materials Society and ASM International, 2011.
- [5] E. PEEKER, Extended numerical modeling of fatigue behaviour, Doctor thesis N° 1617, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse, 1997.
- [6] F. SIREVAAG, Modeling of fatigue from random corrosion pits, Master thesis, Norwegian University of Science and Technology, 2015.
- [7] G. O. TURCAN, Sensibilité des métaux ferreux à l'effet d'entaille en fatigue, Mémoire de maîtrise des sciences appliquées, Ecole Polytechnique de Montréal, Canada, 2011.
- [8] G. M. D. ALMARAZ, V. H. M. LEMUS, J. J. V. LOPEZ, Rotating bending fatigue tests for aluminium alloy 6061-t6, close to elastic limit and with artificial pitting holes, The Minerals, Metals & Materials Society and ASM International, 2010.
- [9] G. Kreysa M. Schütze, Corrosion Handbook, Atmosphere, Industrial Waste Gases, Wiley VCH, Volume 6, 2004.
- [10] J.SCHIJVE, Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art,Delft University of Technology Kluiverweg, International Journal of Fatigue, volume 25, N°157, P.P 679–702, Netherlands, 2003.
- [11] MSC fatigue user's guide, Fatigue theory, 2014 .
- [12] O. DEQUINCEY, Origine, Physique et Observations, Institut de Physique du Globe de Paris, France, 2007.
- [13] O. FATOBA, Experimental and modelling studies of corrosion fatigue damage in a linepipe steel, Doctor thesis, University of Manchester, UK, 2015.
- [14] P. P. MILELLA, Fatigue and corrosion in metals, University of Cassino Rome,Italy, Library of Congress Control Number: 2012939160, 2013.

- [15] R.ITTERBEEK. Abaques et formule pour le calcul de la fatigue des alliages ferreux, Cours dispensé en Master en Sciences de l'Ingénieur Industriel (Electromécanique), Ecole Catholique d'Arts et Métiers de Lyon, France , 1998.
- [16] P. DEVALAN, Y. GOURINAT, Calcul et modélisation en mécanique, Techniques de l'ingénieur, réf 42178, 3^{ème} édition, 2014.
- [17] U. KRUPP, Fatigue Crack Propagation in Metals and Alloys, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, Allemagne ,2007.
- [18] W. D. PILKEY, Peterson's Stress Concentration Factors, 2nd Edition, J.Wiley and Sons, Inc, 1997.
- [19] W. QINGYUAN, N.KAWAGOISHI, Q.CHEN, R.M.PIDAPARTI, Evaluation of the probability of distribution pitting corrosion fatigue life in aircraft materials, Chinese Journal of Mechanics Press, Beijing, China, 2003.
- [20] Y. HICHEM, Étude expérimentale sur la fatigue des matériaux en flexion rotative, Thèse de magistère, Université de Batna, Algérie, 2014.