

4.1 Présentation des pièces	62
4.2 Bras de suspension supérieur.....	65
4.2.1 Étude fréquentielle.....	66
4.2.2 Analyse des contraintes	67
4.3 Bras de suspension inférieur.....	69
4.3.1 Sollicitation selon l'axe Y.....	70
4.3.2 Sollicitations selon l'axe Z	73
4.3.3 Sollicitations selon l'axe X	74
4.4 Calibration et étalonnage	75
4.4.1 Étude fréquentielle et vibratoire	78
4.4.2 Calibration du banc d'essai de fatigue.....	79
4.5 Étude expérimentale du bras triangulaire	80
4.5.1 Conception du montage	81
4.5.2 Préparation des pièces.....	82
4.5.3 Instrumentation :.....	83
Chapitre 5.....	86
RESULTATS ET DISCUSSIONS.....	86
5.1 Bras de suspension supérieur.....	86
5.2 Bras de suspension inférieur instrumenté	90
5.3 Essai de traction et de compression	93
5.4 Résultats de fatigue :.....	95
5.4.1 Selon l'axe Z et l'axe X :.....	96
5.4.2 Selon l'axe Y :	98
Chapitre 6.....	105
CONCLUSION	105
RÉFÉRENCES.....	108

Liste des figures

Figure 1.1: Organigramme de la méthodologie.....	15
Figure 1.2 : Bras de suspension triangulaire.....	16
Figure 1.3 : Banc d'essai de fatigue.....	17
Figure 2.1 : Procédés de transformation de l'aluminium [4].....	23
Figure 2.2 : Schéma de multiplication des dendrites [8].	26
Figure 2.3 : Mécanisme impliqué dans le changement de la morphologie des grains dans la fusion partielle et isotherme (Kiuchi and Kopp, 2002) [8].....	27
Figure 2.4 : Schéma présentant les différentes étapes du procédé SEED [12].	28
Figure 2.5 : Coup d'un lopin d'aluminium semi-solide [11].....	29
Figure 2.6 : Schéma du principe du thixomoulage [6].	30
Figure 2.7 : Schéma du principe du rhéomoulage [6].....	31
Figure 2.8 : Comparaison thixomoulage et rhéomoulage pour l'alliage AlSi7Mg 0,3 [6]...32	
Figure 2.9 : Courbes de Wöhler relative au rhéomoulage, moulage en sable et au moulage à faible pression pour le A356 [16].	33
Figure 2.10 : Bras de suspension Mercedes S class W220 (ALCAN Singen GmbH) (Kiuchi and Kopp, 2002) [8].	35
Figure 2.11 : Support moteur de Fiat Stilo (Kiuchi and Kopp, 2002; De Figueredo A., 2001; Chiarmetta and Giordano, 2002) [8].....	35
Figure 2.12 : Jantes d'automobile faite par l'alliage A357 semi-solide (Kenney et al. 1998) [8].	35
Figure 2.13 : Maître-cylindre de frein de véhicule en alliage A357 semi-solide. (Kenney et al, 1998)[8].	35
Figure 2.14 : Principe du comptage de cycles Rainflow [19].....	37
Figure 2.15 : Norme AFNOR de comptage de cycles Rainflow, raccordement du résidu. [19].	38
Figure 2.16 : Contraintes alternées symétriques $R\sigma = 1$	40
Figure 2.17 : Contraintes alternées dissymétriques $-1 < R\sigma < 0$	40
Figure 2.18 : Contraintes répétées $R\sigma = 0$	40

Figure 2.19 : Contraintes ondulées $R\sigma > 0$	40
Figure 2.20 : Allure générale d'une courbe de Wöhler.	42
Figure 2.21 : Courbe de Wöhler pour un acier doux [18].....	43
Figure 2.22 : Courbe de Wöhler pour l'aluminium [18].....	43
Figure 3.1 : Organigramme du déroulement de la méthode de Wang et Brown.	53
Figure 3.2 : Organigramme simplifié de la méthode de Robert.	55
Figure 3.3 : Organigramme des étapes de calcul de la durée de vie.....	58
Figure 3.4 : Courbe S-N pour la méthode SWT.	59
Figure 3.5 : Courbe S-N pour la méthode Manson-Coffin.	59
Figure 3.6 : Courbes S-N pour les 3 matériaux proposés selon SWT et M-C.....	60
Figure 3.7 : Courbes S-N de l'alliage A356 selon M-C, A356 S-S par Fleming et A357S-S du CTA.....	60
Figure 4.1 : Bras de suspension supérieur.	63
Figure 4.2 : Bras de suspension inférieur.	63
Figure 4.3 : Mise en plan du bras de suspension supérieur.	63
Figure 4.4 : Modèle d'un quart de suspension du véhicule [32].....	65
Figure 4.5 : Maillage du bras supérieur.	66
Figure 4.6 : Bras de suspension supérieure.....	66
Figure 4.7 : 2 ^e et 3 ^e modes de flexion du bras de suspension supérieur.....	67
Figure 4.8 : Contrainte maximale en traction.	68
Figure 4.9 : Déplacement maximal en traction.....	68
Figure 4.10 : Directions des différentes sollicitations.	69
Figure 4.11 : Maillage du bras de suspension inférieur.....	70
Figure 4.12 : Contrainte maximale pour une force de 5000N.	71
Figure 4.13 : Déplacement maximal pour une force de 5000N.....	71
Figure 4.14 : Contraintes maximales selon le cas (B).	73
Figure 4.15 : Contrainte maximale selon le cas (C).	74
Figure 4.16 : Expérience des fréquences par marteau d'impact.	79
Figure 4.17 : Expérience des fréquences par le pot vibrant.....	79

Figure 4.18 : Vue éclatée du système de fixation sur le banc d'essai.....	80
Figure 4.19 : Vue éclatée du montage.	81
Figure 4.20 : Montage pour le test de traction et compression.....	82
Figure 4.21 : Exemple d'un triangle de suspension installé dans un véhicule.	82
Figure 4.22 : Pièce usinée prête aux essais mécaniques.	83
Figure 4.23 : Emplacement des jauges installées sur le bras de suspension.....	84
Figure 5.1 : Test de traction.	87
Figure 5.2 : Pièce déformée après le test de traction.	87
Figure 5.3 : Test de compression.	88
Figure 5.4 : Pièce déformée après le test de compression.	88
Figure 5.5 : Emplacement jauge N°3.	93
Figure 5.6 : Test de traction.	94
Figure 5.7 : Test de compression.	94
Figure 5.8 : Comparaison courbes de traction et de compression.	95
Figure 5.9 : Courbe S-N, modèle Manson-Coffin : cas de force selon l'axe Z.	97
Figure 5.10 : Courbe S-N, modèle Manson-Coffin : cas de force selon l'axe X.....	98
Figure 5.11 : Exemple de fissure au niveau de la fixation causée par l'essai de fatigue....	100
Figure 5.12 : Exemple de fissure au niveau des nervures causée par l'essai de fatigue....	101
Figure 5.13 : Nombre de cycles expérimental par rapport au déplacement appliqué.....	102
Figure 5.14 : Comparaison des résultats analytique selon la méthode M-C, les échantillons du CTA et du bras de suspension expérimental.	103

Liste des Tableaux

Tableau 2.1 : Propriétés et applications de quelques alliages d'aluminium.	22
Tableau 2.2 : Alliages pour moulage semi-solide [17].....	34
Tableau 2.3 : Production de matériaux thixoformable (Kiuchi and Kopp, 2002) [8].....	34
Tableau 3.1 : Données nécessaires pour l'utilisation des méthodes de prévision [29].....	57
Tableau 3.2 : Résultats des durées de vie analytique pour trois alliages d'aluminium selon Smith Watson Topper (SWT), et Manson-Coffin (M-C).....	58
Tableau 4.1 : Propriétés mécaniques de l'alliage A357.....	64
Tableau 4.2 : Composition de l'alliage d'aluminium A357-T6.....	65
Tableau 4.3 : Résultat des simulations numérique via Abaqus des quatre premiers modes.....	67
Tableau 4.4 : Contrainte et déplacement pour un effort de traction et compression.	69
Tableau 4.5 : Contraintes maximales aux zones fortement sollicitées.	72
Tableau 4.6 : Instruments, matériels et logiciels utilisés lors de la partie expérimentale.....	76
Tableau 5.1 : Réponse en fréquence naturelle du bras supérieur en mode flexion.....	86
Tableau 5.2 : Comparaison du déplacement en traction pour le bras en U.	88
Tableau 5.3 : Comparaison du déplacement en compression pour le bras en U.	89
Tableau 5.4 : Déformations et contraintes en traction pour la jauge 1.	90
Tableau 5.5 : Déformations et contraintes en compression pour la jauge 1.	90
Tableau 5.6 : Déformations et contraintes en traction pour la jauge 2.	91
Tableau 5.7 : Déformations et contraintes en compression pour la jauge 2.	91
Tableau 5.8 : Déformations et contraintes en traction pour la jauge 3.	91
Tableau 5.9 : Déformations et contraintes en compression pour la jauge 3.	92
Tableau 5.10 : Déformations et contraintes en traction pour la jauge 4.	92
Tableau 5.11 : Déformations et contraintes en compression pour la jauge 4.	92
Tableau 5.12 : Nombre de cycles analytique selon l'axe Z.	96
Tableau 5.13 : Nombre de cycles analytique selon l'axe X.....	97
Tableau 5.14: Nombre de cycles obtenus pour les différentes conditions du test.	99

Résumé

La suspension d'automobile a généralement deux fonctions principales : la première est d'assurer la sécurité et le confort des passagers et la deuxième consiste à maîtriser le contrôle du véhicule. Dans l'objectif d'améliorer et d'alléger les pièces constituant cette suspension, les recherches ont été orientées vers les fonderies d'aluminium. La diversité des propriétés physiques et mécaniques de cet élément a imposé également à l'industrie de développer une panoplie de procédés de fabrication telle que le procédé de moulage par voie semi-solide. Le procédé SEED (Swirled Enthalpy Equilibration Device) du moulage semi-solide a l'avantage de fournir des pièces mécaniques en aluminium qui travaillent continuellement en dynamique, et qui peuvent substituer celles en acier. D'ailleurs, cette étude a pour but de valider davantage ces informations en étudiant la durée de vie en fatigue d'un bras de suspension en alliage d'aluminium A357 semi-solide fabriqué par le centre des technologies d'aluminium (CTA-CNRC). Au départ, nous avons caractérisé la pièce en déterminant d'une part, ses fréquences naturelles et ses modes propres numériquement par le logiciel de simulation Abaqus, et d'autre part validé ces résultats expérimentalement. Nous avons également étudié les méthodes analytiques existantes dans la littérature et tracé la courbe de contrainte déformation dans le but d'avoir une idée approximative du nombre de cycles lors de l'étude expérimentale. Ensuite, nous avons travaillé sur la caractérisation de cette pièce au point de vue propriétés mécaniques telles que les endroits critiques susceptibles à la rupture, les efforts maximaux supportés à ces endroits, ainsi que les propriétés de traction et de compression. La suite des travaux était concentrée à l'étude de l'endurance du bras de suspension aux sollicitations de fatigue par la prédiction de sa durée de vie. Finalement, les résultats expérimentaux et numériques ont été comparés afin de valider l'approche utilisée dans cette étude pour évaluer le procédé SEED.

Remerciements

En préambule à ce mémoire, je souhaite adresser mes remerciements les plus sincères aux personnes qui m'ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce modeste travail.

Je tiens d'abord à adresser mes sincères remerciements à mon directeur de recherche Monsieur Mohamed BOUAZARA, professeur au département des sciences appliquées à l'Université du Québec à Chicoutimi, pour m'avoir encouragé à entamer une problématique d'actualité et pour son suivi, sa disponibilité, ses conseils ses encouragements et son soutien au cours de la réalisation de ce travail. Qu'il trouve ici l'expression de mes sincères admirations et mes profonds respects.

J'exprime aussi ma reconnaissance au Centre des Technologies de l'Aluminium CTA-CNRC de Chicoutimi et spécialement au groupe du moulage de l'aluminium semi-solide dirigé par monsieur Alain SIMARD, et aux messieurs, Ehab SAMUEL, et Chang-Qing ZHANG, de m'avoir donné l'opportunité d'intégrer leur équipe en tant qu'étudiant stagiaire. De partager leur expérience et enrichir mes connaissances.

J'exprime également ma gratitude à mes parents, mon frère et mes sœurs pour leur patience et leur soutien constant tout au long de mes études et de ma maîtrise.

Je tiens à remercier les professeurs Mohamed Bournane de l'université du Québec à Chicoutimi et Marc J. Richard de l'université Laval d'avoir accepté d'évaluer ce mémoire.

Mes remerciements vont aussi à mes amis de recherche, Mustapha, Omar et Fatma pour leur aide et leur encouragement.

Enfin merci à toutes les personnes que je n'ai pas citées ici et qui se reconnaîtront dans ces quelques lignes.

Chapitre 1

INTRODUCTION

Le projet de recherche présenté dans ce rapport a été réalisé en collaboration avec le Centre des Technologies de l'Aluminium du Conseil National de Recherche CANADA (CTA-CNRC). Ce centre, travaille depuis quelques années sur le développement des méthodes de moulage des alliages d'aluminium à l'état semi-solide tout en exploitant le procédé SEED (Swirled Enthalpy Equilibration Device) en collaboration avec le CURAL (Centre Universitaire de Recherche sur l'Aluminium) au laboratoire de modélisation en mécanique des solides appliquée LM²SA dirigé par le professeur M. Bouazara.

Étudier la fatigue, connaître la durée de vie ainsi que savoir les contraintes maximales que peut supporter chaque nouvelle conception sont des points primordiaux à mettre en vue avant de passer à la commercialisation, spécialement dans le domaine de la mécanique et pour les pièces qui travaillent continuellement en dynamique. Notre projet est consacré à étudier les propriétés en fatigue endurance d'un bras de suspension d'automobile fabriqué en alliage d'aluminium A357 semi-solide selon le procédé SEED. Pour cela, ce document est subdivisé en quelques parties.

Premièrement, une étude générale sur les alliages d'aluminium : leurs propriétés mécaniques, leurs composition chimique et leurs domaines d'utilisation ainsi que leurs relations avec l'industrie mécanique tout en mettant l'accent sur l'alliage A357. Ensuite, ont été discutés les différents types de moulage des alliages d'aluminium d'en point de vue

avantage et inconvénient. Puis, il à été essentiellement exposé les raisons pour lesquelles le moulage semi-solide est favorisé par rapport aux autres. Cette première partie s'achève par l'étude de la fatigue en tant que phénomène, ses causes et ses phases.

La deuxièmement partie, récapitule d'une façon générale les différentes méthodes analytiques de prédiction de la durée de vie en fatigue existantes dans la littérature et qui lient le nombre de cycles N aux contraintes maximales et aux déformations. Ces méthodes seront analysées ensuite adaptées à ce matériau afin d'avoir une idée approchée sur la durée de vie du matériau de la pièce à étudier.

La simulation numérique sera établie dans la troisième partie. Cette étape débute par le dessin du bras de suspension selon ses dimensions réelles avec SolidWorks. À l'aide d'Abaqus son comportement mécanique sera défini, et ce, suivant les différentes sollicitations possibles.

Pour terminer, la quatrième partie est consacrée à l'étude expérimentale qui s'entame par la préparation des pièces, la conception du montage et la préparation du banc d'essai. La calibration et la réalisation des tests préliminaires de traction, de compression et de fatigue seront considérées comme phases intermédiaires. Par la suite, suivront les calculs des déformations et des contraintes réelles de la pièce en utilisant une pièce instrumentée par des jauges de déformation uniaxial, et enfin les essais de fatigue finaux.

1.1 Problématique

Le développement d'éléments de construction d'un poids toujours plus faible tout en conservant une résistance égale entraîne une utilisation croissante des alliages légers en particulier l'aluminium. La substitution des pièces mécaniques en acier par celles en alliages d'aluminium dans l'industrie de l'automobile est en effet la solution d'une panoplie de problèmes. On note, la réduction du poids des assemblages mécaniques, ce qui conduit donc à réduire la consommation du carburant et à augmenter la puissance. En outre,

l'aluminium est un matériau facile à élaborer et à usiner, ce qui signifie un gain de temps et d'argent.

Les alliages d'aluminium ont le privilège d'être accessibles aux différents procédés de moulage existants. La technique SEED du moulage semi-solide est un nouveau procédé de mise en forme des alliages métalliques. Cette nouvelle technologie consiste à élaborer une pâte métallique consacrée au moulage des pièces de haute performance, principalement pour l'industrie de l'automobile. Le CTA du CNRC au Saguenay travaille depuis quelques années sur la recherche et le développement de ce procédé. Dans ce contexte, un bras de suspension automobile a été conçu en alliage d'aluminium semi-solide par le procédé SEED. Ce projet a pour but d'évaluer les performances mécaniques de ce bras de suspension, en étudiant sa résistance à la rupture par fatigue sous différentes sollicitations. Sachant que les bras de suspension sont soumis continuellement à des contraintes cycliques, ce qui entraîne le risque de rupture par fatigue. L'estimation de la durée de vie résiduelle précédant cette rupture est la base de la présente étude. L'autre point est de sélectionner ou développer les approches analytiques appropriées, la modélisation numérique et ensuite les essais expérimentaux pour valider les résultats. On note que la durée de vie dépend de nombreux paramètres qui doivent être pris en considération lors de la modélisation de la pièce, tels que la nature et les propriétés du matériau utilisé ainsi que le type de contrainte qui supporte le bras sous les sollicitations de la route.

Dans cette optique, plusieurs recherches ont été menées. Rahman et al [1] ont étudié le comportement du bras de suspension inférieur à la rupture par fatigue. Cela était dans le but de prévoir la durée de vie et les zones critiques de plusieurs alliages choisis au départ. En se reposant sur l'approche strain-life basée sur la déformation locale, qui utilise à la fois les techniques de conversion des entrées d'historiques de chargement, la géométrie et les propriétés des matériaux en une prédiction de la durée de vie, les auteurs ont pu déduire que l'alliage 7075-T6 est le matériau le plus conforme par rapport aux autres matériaux optimisés. De notre équipe de recherche, Cai [2] a travaillé sur la conception et l'analyse mécanique des pièces en aluminium pour application automobile. En utilisant la simulation par la méthode des éléments finis, elle a étudié le comportement statique et dynamique des

bras de suspension. D'après ses résultats, les modèles proposés ont montré que l'alliage d'aluminium en vertu de conceptions spécifiques est en mesure de résister aux contraintes agissantes sur le bras de contrôle avec l'avantage d'être plus léger que l'acier. Un autre membre de notre équipe de recherche, Saoudi [3], dans sa thèse intitulée "prédiction de la rupture par fatigue dans les pièces automobiles en alliage d'aluminium", avait pour objectif d'évaluer le potentiel d'utilisation des pièces mécaniques en alliages légers dans l'industrie automobile. L'auteur a étudié leur durée de vie en fonction de la nature de l'excitation, la géométrie et le poids de la pièce. En basant son modèle sur le critère multiaxial de la densité d'énergie de déformation, il a pu démontrer par simulation numérique que l'utilisation d'une pièce en alliage d'aluminium (7075-T6) peut donner la même durée de vie qu'une pièce en acier tout en réduisant le poids d'environ 36%.

1.2 Objectifs

L'objectif de la présente étude consiste à déterminer le comportement en fatigue d'une pièce mécanique -bras de suspension supérieur - à base d'aluminium semi-solide conçu par le procédé SEED. Estimer ensuite la durée de vie en suivant une procédure numérique et analytique dans un premier lieu, et expérimentale dans un second. Afin d'atteindre ce but, l'étude est divisée en plusieurs sous-objectifs qui se résument comme suit :

1. Évaluation des charges dynamiques au niveau de la suspension;
2. Étude des propriétés mécaniques du bras de suspension réalisé par la méthode de moulage semi-solide (MSS);
3. Étude des modèles analytiques de prédiction de la durée de vie existant dans la littérature et estimation de la durée de vie de certains alliages d'aluminium;
4. Étude du phénomène de fatigue par modélisation numérique;
5. Caractérisation expérimentale des propriétés mécaniques du bras de suspension;

6. Prédiction de la durée de vie du bras de suspension expérimentalement;
7. Comparaison des résultats obtenus par l'étude analytique et expérimentale.

1.3 Méthodologie

Pour atteindre nos objectifs, la méthodologie du travail suivie englobera sept étapes telles qu'illustrées par l'organigramme de la méthodologie à la figure 1.1.

D'abord une revue de littérature dont elle comprend l'essentiel des travaux précédents dans le domaine des bras de suspension d'automobiles et des phénomènes de rupture par fatigue en général, dans cette revue on y trouve :

- Une étude des propriétés de l'aluminium et du comportement des pièces en alliage d'aluminium vis à vis des efforts de fatigue;
- Techniques de mise en œuvre et d'élaboration des alliages métalliques;
- Moulage des alliages d'aluminium par voie semi-solide;
- Fatigue des matériaux.

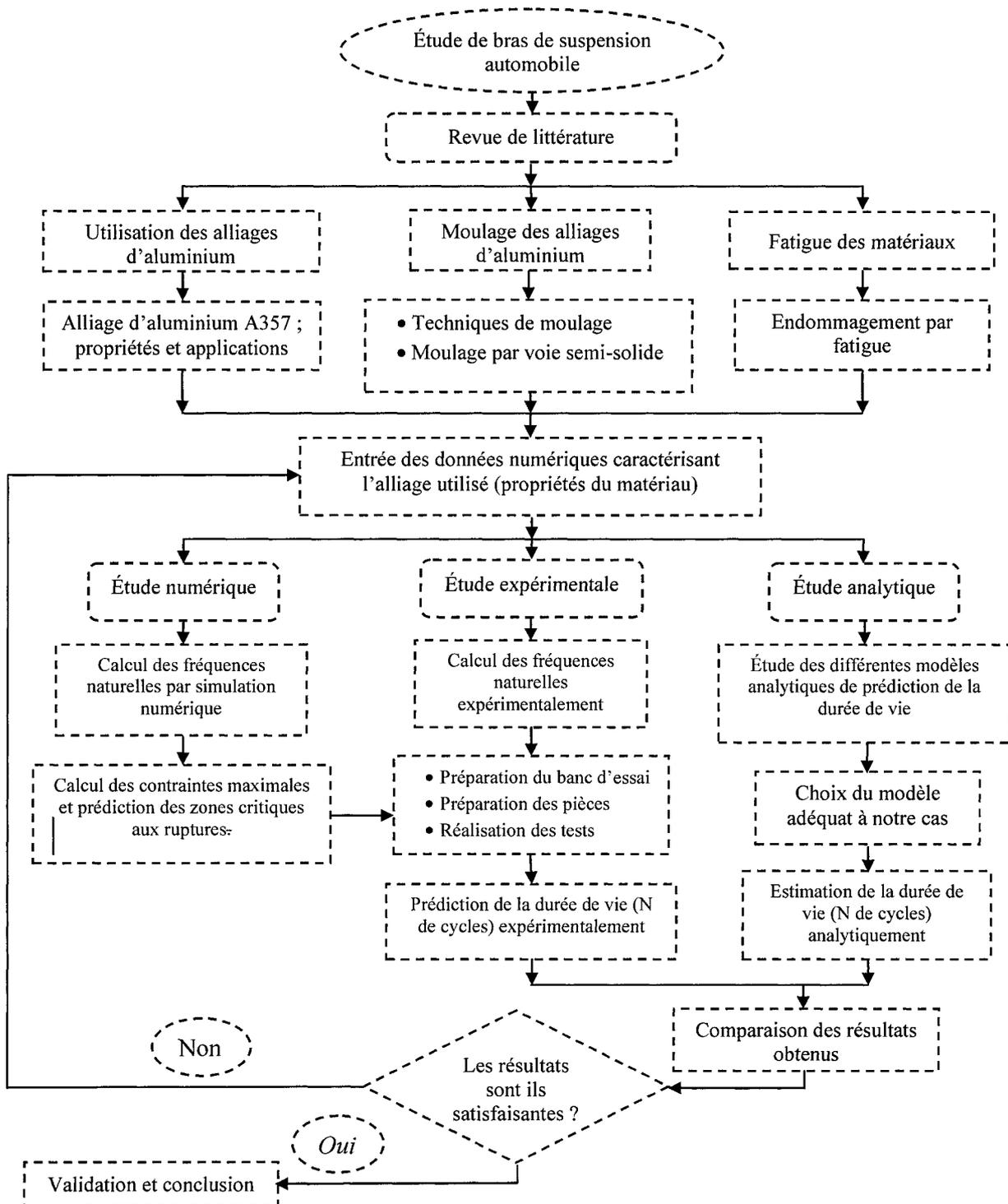


Figure 1.1 : Organigramme de la méthodologie.

Tel que montré à la figure 1.2, le bras de suspension à étudier est sous forme triangulaire avec une ressemblance à celui déjà existant sur la suspension réelle d'un véhicule. Le dessin de la pièce est réalisé dans notre laboratoire à l'aide du logiciel de conception mécanique assisté par ordinateur 3D SolidWorks. La modélisation numérique et la prédiction des zones susceptibles à se rompre seront simulées grâce au logiciel de calcul numérique par éléments finis Abaqus. Ensuite une évaluation numérique des contraintes dynamiques au niveau du bras de suspension, ainsi qu'une détermination des natures et des types de chargement qui peuvent se présenter en mouvement sera établie.



Figure 1.2 : Bras de suspension triangulaire.

L'étude des modèles analytiques de prédiction de la durée de vie sera établie dans l'étape qui suit. Elle consiste à choisir une méthode de calcul de nombre de cycles comme celle proposée par Manson Coffin. Le modèle le plus adéquat doit correspondre aux conditions de fatigue et aux propriétés mécaniques du matériau de la pièce à notre disposition. L'application de ce modèle va nous donner une idée sur l'endurance du bras de suspension, ce modèle sera également considéré comme un outil de comparaison et de validation. L'étape suivante est une étude purement expérimentale sur le bras de suspension afin de prédire sa durée de vie recherchée. C'est dans cette étape que les pièces seront soumises aux différents tests mécaniques. L'étude expérimentale sera réalisée sur le banc d'essai de fatigue de notre laboratoire LM²SA au CURAL. Ce banc d'essai, montré dans la figure 1.3, a été développé par notre équipe de recherche dirigée par le professeur

Bouazara. Il est composé de trois parties essentielles : d'abord d'une pompe hydraulique dotée d'une puissance maximale de 25 KN, qui anime le mouvement du vérin. Un vérin hydraulique géré par un automate. Ce vérin est équipé d'un détecteur de force et un autre de déplacement. L'acquisition des résultats est assurée par l'afficheur de l'automate ou encore par un ordinateur via un logiciel. Finalement, l'automate représente une pièce maitresse dans l'ensemble du banc d'essai car, ce dernier commande l'ensemble de la pompe hydraulique et du vérin. En effet, il est l'entrée principale des données nécessaires du test à réaliser telles que l'amplitude, la fréquence, le nombre de cycles voulu, et les limites maximale et minimale de sécurité, etc.

L'analyse et la discussion des résultats obtenus ainsi que la comparaison et la validation de ces derniers seront exposées à l'avant-dernière étape. Finalement, nous allons conclure l'étude par la présentation des conclusions générales et des recommandations sur la fiabilité des bras de suspension en alliage d'aluminium réalisé par MSS.

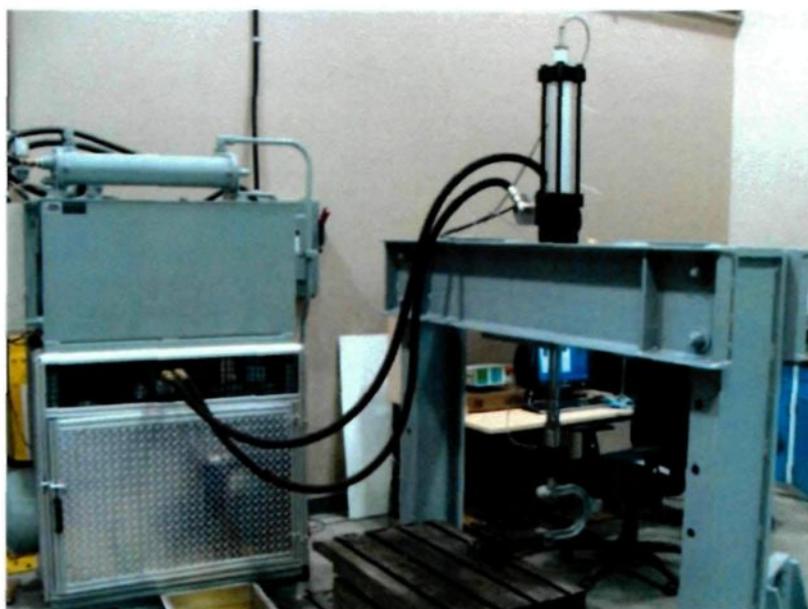


Figure 1.3 : Banc d'essai de fatigue.

Chapitre 2

REVUE DE LITTERATURE

Cette analyse bibliographique a été réalisée dans l'ordre chronologique selon les besoins exigés par le projet en cours. En effet, le bras de suspension à notre disposition est fabriqué en alliage d'aluminium A357, ce qui nous impose au début de ce chapitre à discuter des propriétés de l'aluminium en générale et de cet alliage ainsi que de rassembler un maximum de données pour le calcul ultérieur de la fatigue. On sait également que la manière de fabrication utilisée est le moulage par voie semi-solide selon le procédé SEED. Donc, ceci représente une seconde problématique qui doit être bien éclairée. Ce type de moulage est une nouvelle technique qui a fait ses preuves et qui a réussi à apporter du changement au comportement des alliages métalliques entre autres à la résistance à la fatigue. La dernière partie de ce chapitre a été réservée à expliquer le phénomène d'endommagement par fatigue, les différents types d'excitations possibles, le diagramme d'endurance et les modes de rupture par l'amorçage et la propagation.

2.1 Alliages d'aluminium

L'aluminium est un élément rarement utilisé dans son état pur vu ses propriétés médiocres à cet état. D'ailleurs, il est dans la plupart des cas sous forme d'alliage, en lui mélangeant d'autres éléments avec des proportions bien définies afin d'améliorer et ou de modifier certaines de ses propriétés.

La popularité de l'aluminium est principalement due à la diversité des propriétés physiques et mécaniques qui lui confèrent un caractère unique. Il s'agit d'un matériau très

important dans les industries de fabrication, particulièrement dans le domaine de l'aéronautique et de l'automobile, où la légèreté et la haute résistance des pièces complexes sont indispensables. Les propriétés d'un métal telles que l'aluminium varient en fonction des alliages. Mais aux fins des calculs, les normes utilisent les valeurs moyennes ou nominales, c'est le cas de la masse volumique, le coefficient de dilatation thermique et le module d'élasticité [2]. On note que les alliages d'aluminium sont classés selon leur composition chimique par rapport aux éléments d'additions et les traitements thermiques subis pendant ou après l'élaboration.

La masse volumique de l'aluminium varie de 2600 à 2800 kg/m³, soit à peu près d'un tiers de celle de l'acier. La valeur retenue pour les calculs est généralement à 2700 kg/m³ soit la moyenne. Donc, l'utilisation de ce matériau s'impose quand il faut réduire au maximum la masse des structures ; c'est le cas dans les industries de transport en général, où pour économiser de l'énergie on cherche à diminuer le poids à vide [4]

Le coefficient d'expansion linéaire (α). C'est la dilatation du volume d'un corps occasionné par son réchauffement. Il est deux fois plus élevé que celui de l'acier avec la valeur de $24 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Il représente un inconvénient pour les alliages en aluminium, puisque il peut causer après dilatation le blocage des systèmes si les tolérances sont mal calculées.

Le module de Young est le module d'élasticité (longitudinal) : est la constante qui relie la contrainte de traction σ avec la déformation ε . La valeur pour l'aluminium varie entre 69000 et 75000 MPa, par contre la valeur utilisée pour les calculs est égale à 70000 MPa. Cette valeur représente également le tiers de celle de l'acier. Par conséquent, il faut tenir compte de la rigidité lors de la conception en compensant la souplesse de l'aluminium par l'augmentation de la section ou du moment d'inertie.

L'essai de traction permet de caractériser la contraction d'une matière perpendiculaire à la direction de l'effort appliqué, le coefficient de poisson (ν) est le rapport de la contraction transversal sur la déformation longitudinale dans le domaine élastique. Ce rapport est égal à 0.33 pour l'aluminium et ses alliages.

La ductilité désigne la capacité d'un matériau à se déformer sans se rompre. Notons que les alliages d'aluminium ont une excellente ductilité et peuvent prendre presque n'importe quelle forme. En plus, les surfaces qui en résultent sont lisses.

- **Classement des alliages d'aluminium**

Les alliages d'aluminium sont classés suivant leur composition chimique par rapport aux éléments d'additions, les traitements thermiques subis pendant ou après l'élaboration et par les travaux mécaniques. On distingue alors sept familles d'alliages de corroyage par une numérotation en milliers.

- Série 1000 : Aluminium non allié;
- Série 2000 : Aluminium allié au cuivre;
- Série 3000 : Aluminium allié au manganèse;
- Série 4000 : Aluminium allié au silicium;
- Série 5000 : Aluminium allié au magnésium;
- Série 6000 : Aluminium allié au magnésium et au silicium;
- Série 7000 : Aluminium allié au zinc et au magnésium.

On note que les alliages couramment utilisés dans les domaines de l'automobile, d'aéronautique et de construction structurale sont ceux qui offrent plus de résistance et de sécurité, c'est-à-dire les séries 6000 et 7000.

Série 6000 (alliage de Al-Mg-Si) : ces éléments d'alliages augmentent les propriétés mécaniques de l'aluminium, elle est considérée comme idéale pour les applications structurales. Ces alliages ont une résistance acceptable aux charges, une bonne résistance à la corrosion et une formabilité idéale à l'extrusion. Ils peuvent être facilement soudés et anodisés. Une combinaison d'Al-Mg-Si est susceptible au durcissement par traitement thermique. Le type le plus résistant des matériaux 6000 est à l'état T6, il est parfois décrit comme l'acier doux de l'aluminium. En effet, c'est un matériau moins résistant que l'acier

doux, avec une limite d'élasticité semblable (250 N/mm^2), mais beaucoup moins résistant à la traction (300 N/mm^2). Il est aussi moins ductile [4,5].

Série 7000 (alliages d'Al-Zn-Mg) : cette série offre les résistances mécaniques les plus élevées parmi toutes les autres séries d'alliages d'aluminium. Les ajouts du manganèse maximisent le durcissement par vieillissement. Les alliages de cette série sont faciles à souder et donnent une bonne réponse au traitement thermique. Par contre, la présence du zinc leur fait perdre davantage la résistance à la corrosion.

Le tableau 2.1 décrit les caractéristiques mécaniques et le domaine d'application de quelques alliages de la série 6000 et 7000.

Tableau 2.1 : Propriétés et applications de quelques alliages d'aluminium.

	Composition	Propriétés	Applications
Al-6061	Cr Al 1,0 mg Cu 0,6Si	<ul style="list-style-type: none"> -Très bonne résistance à la corrosion, -Très bonne soudabilité, -Alliage traitables, - Résistance moyenne à la fatigue, -Bonne aptitude au formage à froid. 	<ul style="list-style-type: none"> -Structures lourdes dans des wagons, -Châssis de camions, -La construction navale, -Les pipelines, -Applications aéronautiques.
Al-6063	Al 0,7Mg 0,4Si	-Même propriétés qu'Al6061 en plus ils convient aux sections très complexes.	<ul style="list-style-type: none"> -Portes et murs-rideaux, -Aménagement intérieur, -Radiateur et autres applications d'échangeur de chaleur.
Al-7075	Al 5,6Zn 2,5 Mg Cr 1,6Cu	<ul style="list-style-type: none"> -Resistance à la fatigue, -Bonne résistance à la corrosion, -Assemblage préférable par rivets ou vis. 	<ul style="list-style-type: none"> -Composants fortement sollicités dans l'aviation, - La construction navale, -Les pylônes et les tours.
Al-7520	Al 4,5Zn 1,2 Mg Cr Mn Zr	<ul style="list-style-type: none"> -Alliage haute résistance -Soudables et traitables. - Haute résistance à la fatigue, -Haute résistance dans les structures soudées. 	<ul style="list-style-type: none"> -Dans les ponts, -Les pylônes et les tours, -Applications militaires, -La construction des bâtiments.

2.2 Procédés de fabrication

L'aluminium en tant qu'un élément très malléable peut être soumis à différentes procédés pour le transformer en produits. Parmi les principaux procédés de transformations on trouve ; le laminage, l'extrusion, le forgeage et le moulage. La méthode d'élaboration est résumée dans l'organigramme suivant de la figure 2.1 [4].



Figure 2.1 : Procédés de transformation de l'aluminium [4].

Les procédés de fabrication des pièces utilisés sont généralement : l'usinage, le soudage, le forgeage, le moulage par gravité, le moulage sous pression et le moulage semi-solide.

- **Usinage** : L'usinage est un mode de fabrication qui est assez lent. Il est utilisé comme un procédé de fabrication des pièces et de finition après le forgeage par exemple. Généralement, il est employé pour la fabrication en petite série. L'usinage représente une famille de techniques de fabrication pour des pièces mécaniques en alliage d'aluminium. Son principe consiste à enlever de la matière à l'aide d'une machine-outil de manière à donner à une ébauche la forme voulue. Par cette technique, on obtient des pièces d'une grande précision. Lors de l'usinage d'une pièce, l'enlèvement de matière est réalisé par la conjonction de deux mouvements relatifs entre la pièce et l'outil : le mouvement de coupe et le mouvement d'avance. Il existe deux manières de générer la surface recherchée : par travail de forme ou par travail d'enveloppe. Dans le cas du travail de forme, c'est la forme de l'outil qui conditionne la surface finalement obtenue. Dans le cas du travail d'enveloppe, c'est la trace de l'arête de l'outil qui donne la surface finale. De nos jours, des machines à commandes numériques asservies par un système informatique permettent d'automatiser partiellement ou totalement la procédure.

- **Soudage** : Ce procédé est connu par sa flexibilité. Le cycle de fabrication est aussi long, il exige souvent des préparations ou des montages complexes. L'opération de soudage consiste à assembler de manière permanente deux ou plusieurs parties constitutives d'un montage, par chauffage ou par pression, entraînant la fusion des deux matériaux constituant l'assemblage. Cette fusion s'effectue avec ou sans emploi d'un métal d'apport, dont la température de fusion est de même ordre de grandeur que celle du matériau de base. Ce procédé permet d'obtenir une continuité métallique de l'assemblage.

- **Forgeage** : le forgeage est un procédé important pour les domaines liés au secteur du transport, il peut être exécuté à chaud ou à froid. On distingue deux techniques : le forgeage par martelage et le forgeage par pressage. La première consiste à marteler à répétition - à laide d'un marteau - une pièce en métal chauffée placée entre deux moules spéciaux. La seconde par pressage, consiste pour sa part à placer une ébauche en aluminium préchauffée

et exercer ensuite une pression uniforme. Les pièces forgées ne sont pas souvent des produits finis. Des usinages sont nécessaires pour des pièces complexes et précises [3].

2.2.1 Moulage

Comme il a été déjà mentionné précédemment, il existe une multitude de procédés de moulage. Ils peuvent être classés en fonction du type de moule utilisé « permanent ou destructible ». Le choix du procédé à suivre dépend de certains critères :

- Séries et productivité ;
- Précision dimensionnelle et état de surface ;
- Épaisseur minimale des pièces à réaliser ;
- Compatibilité de l'alliage utilisé par rapport au procédé.

Les techniques de moulage sont divisées en deux grandes classes selon le type du moule utilisé, destructible ou permanent. Les procédés couramment utilisés en fonderie d'aluminium sont principalement : le moulage en sable à faible pression pour les moules destructibles d'une part et le moulage à haute pression du métal liquide et le moulage semi-solide pour les moules permanents d'autre part [6].

2.2.2 Moulage sous pression à l'état semi-solide, SEED

Plusieurs méthodes de mise en forme des alliages d'aluminium à partir de l'état liquide « moulage » ont été développées. Cependant, elles présentent toutes des inconvénients qui influencent la qualité et la quantité de production. Le moulage semi-solide est un procédé à haute pression à moule permanent, il n'a été développé qu'au début des années soixante-dix. Ce procédé est basé sur la propriété de thixotropie que possèdent quelques alliages métalliques lorsque leur température est située dans leur intervalle de solidification, c'est-à-dire lorsqu'ils sont dans l'état pâteux. Il est intéressant d'étudier et de développer ce type de moulage, vu les améliorations des caractéristiques qui peut fournir sur le plan microstructural. Ce dernier a un lien direct avec les propriétés mécaniques du matériau notamment la résistance à la fatigue [6].

En effet, J. Wannasin et S. Thanabumrunkul [7] ont développé une nouvelle technique de traitement des métaux semi-solide destinée aux applications de moulage d'aluminium. Toujours dans le but de transformer la structure dendritique des grains en structure globulaire, figure 2.2, ils ont constaté que par l'écoulement des bulles de gaz à travers un objet poreux dans le métal fondu maintenu à une température supérieure à la température du liquidus, on peut obtenir une pâte métallique semi-solide.

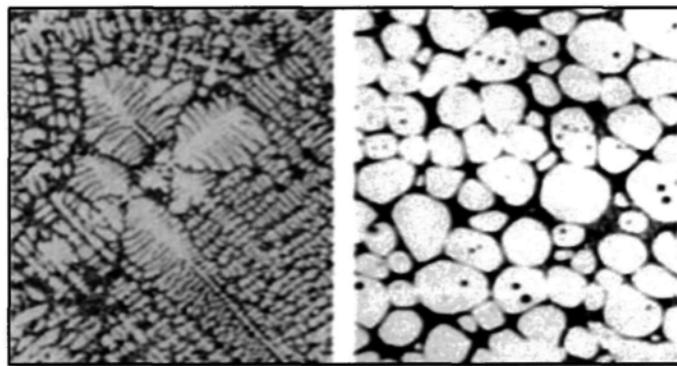


Figure 2.2 : Schéma de multiplication des dendrites [8].

Afin de confirmer leur théorie, l'expérience était appliquée sur trois alliages d'aluminium. A357, Al-4.4%Cu et l'ADC12. D'après les courbes de refroidissement obtenues, les analyses thermiques effectuées, et en utilisant l'équation de Scheil pour estimer la fraction solide, ils sont parvenus à conclure que pour les deux premiers alliages il est possible d'obtenir le métal semi-solide avec une fraction de solide élevée, de l'ordre de 40 % à 50 %. Par contre, pour l'alliage ADC12, les courbes de refroidissement ont révélé qu'il subi la réaction eutectique lors de la solidification. Par conséquent, la courbe de fraction de solide n'est pas valide.

La figure 2.3 montre l'état des grains et le lieu du début de fusion qui ce fait à partir des joints de grains, à ce moment, la sphéroïdisation des dendrites se produit afin de diminuer l'énergie interraciale du semi-solide.

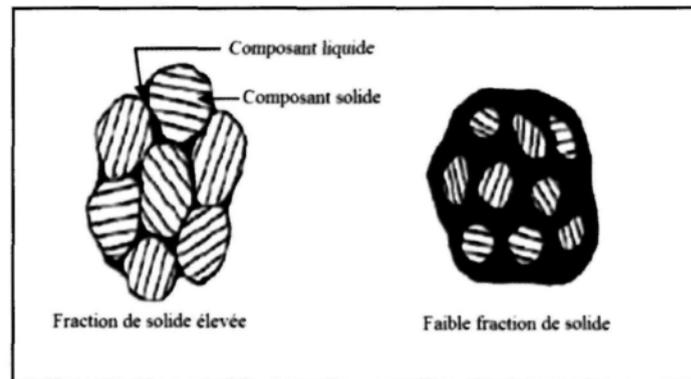


Figure 2.3 : Mécanisme impliqué dans le changement de la morphologie des grains dans la fusion partielle et isotherme (Kiuchi and Kopp, 2002) [8].

Le moulage semi-solide est une méthode où le métal est partiellement liquide et partiellement solide, ce mélange est inséré dans le moule à haute pression. Il a été développé au MIT (Massachusetts Institute of Technology) comme une excroissance de recherche sur la formation des fissures dans des pièces métalliques coulées lors de la solidification à la suite de la contraction entravée nommée hot tearing en 1970. Malgré que l'apparitions de ce procédé remonte à 40 ans, il n'a été commercialisé qu'au milieu des années 1990.

L'expérience initiale aboutissant à l'invention du MSS était réalisée par David Spencer dans le cadre de sa thèse de doctorat. Dans cette expérience, David découvre l'essentiel des propriétés rhéologiques des métaux. D'après ses recherches, il a effectué des essais industriels pour démontrer la faisabilité de ces deux routes, dont ils les avaient appelés « rhéomoulage » et « thixomoulage »

; il a aussi constaté que le métal partiellement solidifié est thixotrope. En plus, il peut être déformé sous pression. Par la suite et en se basant sur le comportement du métal à l'état semi-solide plusieurs techniques d'élaboration ont été développés fondés sur le forgeage, moulage, extrusion, laminage et les hybrides de ces procédés [7,9,10].

La figure 2.4 représente une description des étapes que prend le métal pour la fabrication d'une pièce quelconque selon le procédé SEED.

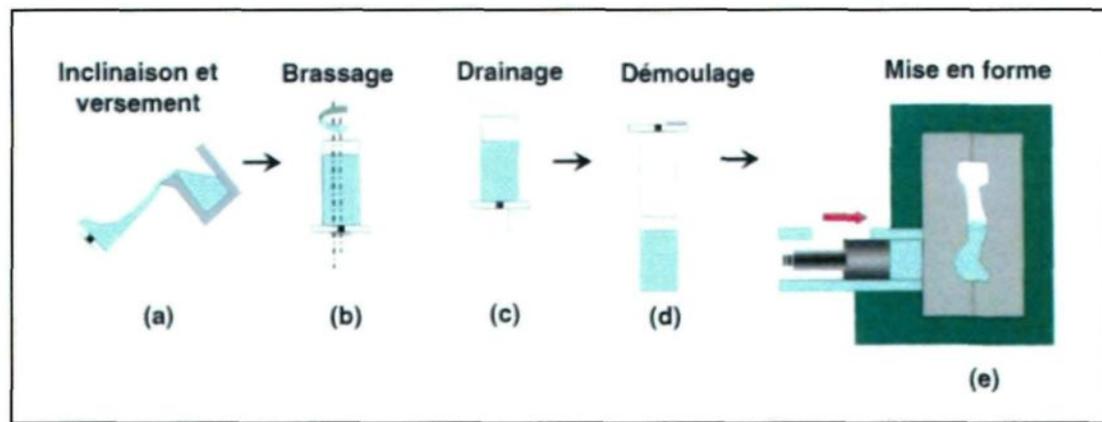


Figure 2.4 : Schéma présentant les différentes étapes du procédé SEED [11].

- **Principe du moulage semi-solide :**

Ce procédé repose sur la propriété de thixotropie que possèdent quelques alliages métalliques. Un corps est dit thixotrope lorsque sa viscosité diminue sous l'effet d'une contrainte de cisaillement. Les métaux semi-solides possèdent une consistance pâteuse leur permettant d'être injectés sous pression dans des moules avec un écoulement minimisant l'entraînement d'air. Les alliages d'aluminium se prêtent bien à ce type de mise en forme qui peut être effectué par thixomoulage ou par rhéomoulage [11].

Ce nouveau procédé développé par la société Alcan appelé SEED d'après les mots anglais pour « dispositif d'équilibration de l'enthalpie en tourbillon » est simple et efficace avec un rapport qualité prix meilleur. Ce procédé se réalise en deux étapes, premièrement une extraction rapide d'une quantité de chaleur bien définie du métal liquide afin de produire un coulis liquide/solide, ensuite évacuer l'excès du liquide laissant derrière un métal pâteux sous forme d'une billette compacte autoporteuse que l'on peut ensuite manipuler et mettre en forme sous pression,

figure 2.5. En utilisant cette approche, il n'est pas nécessaire de mesurer la température du matériau pendant le traitement. Ce procédé peut être appliqué à un grand nombre

d'alliages d'aluminium, il peut aussi être facilement adapté pour produire une multitude de pièces [12]. Le principal avantage du procédé SEED est qu'il n'exige pas un contrôle de température. Le transfert de chaleur peut être aisément contrôlé par la masse et le matériau du creuset. Ce dernier absorbe une quantité de chaleur pour atteindre l'équilibre thermique. La simplicité du procédé le rend plus économique.



Figure 2.5 : Coup d'un lopin d'aluminium semi-solide [11].

a. Thixomoulage

Cette technique est destinée à la production des pièces finies à partir des alliages d'aluminium. Le semi-solide dans ce cas est obtenu à partir d'un solide réchauffé, la structure globulaire est obtenue par brassage électromagnétique dans l'intervalle de solidification d'une billette ou lingot coulé en continu. Ce brassage, effectué à une fraction solide de l'ordre de 50 %, provoque une fragmentation et un arrondissement progressif des dendrites de la phase primaire α -Al. Après refroidissement, la billette est découpée en lopins ayant la taille de la pièce à réaliser. Chaque lopin est alors réchauffé dans l'intervalle de solidification. La transformation de la structure dendritique en structure quasi sphérique se fait grâce à un maintien de quelques minutes à la température nécessaire à l'obtention d'une fraction liquide suffisante. Enfin, le lopin est injecté sous pression dans l'empreinte de la pièce à fabriquer. C'est le thixomoulage ou thixocasting, représenté schématiquement par la figure 2.6 [13].

On note un avantage du thixomoulage par rapport aux autres technologies de traitement semi-solide, car il combine parfaitement l'obtention de l'état pâteux et les opérations de moulage des composants en une seule étape. L'autre avantage réside dans l'élimination d'opération de traitement du métal liquide, créant de là un environnement de travail plus propre et plus sûr.

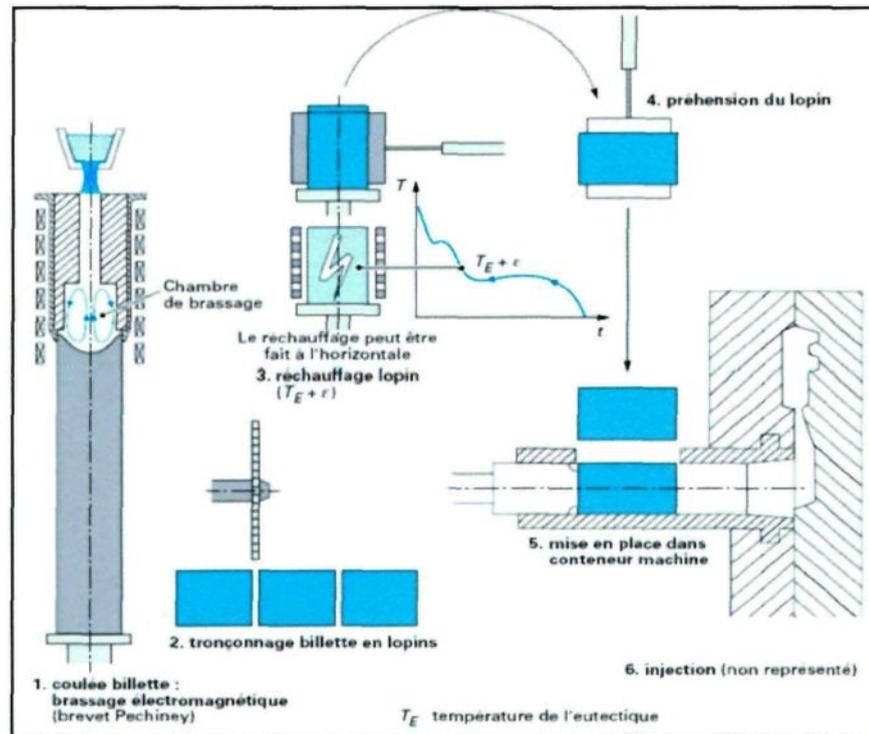


Figure 2.6 : Schéma du principe du thixomoulage [6].

L'inconvénient majeur du thixomoulage est dans son coût de production élevé, non seulement le prix de la matière est cher, mais en plus il est difficile de pouvoir recycler facilement les rebuts du moulage [14].

b. Rhéomoulage

Le semi-solide dans ce cas est obtenu à partir du liquide refroidi. Semblable au processus de thixomoulage, le rhéomoulage est une technologie adoptée du domaine de la transformation des polymères. Cependant, au lieu d'utiliser des puces d'alliage solides,

comme dans le cas de thixomoulage, le métal liquide est utilisé comme la matière première dans le rhéomoulage [12]. Le métal est porté à l'état liquide, maintenu à une température de quelques degrés au-dessus du liquidus, versé dans un creuset, puis refroidi de manière contrôlée jusqu'à une température pour laquelle la fraction liquide/solide est suffisante. Il est ensuite maintenu à cette température pour quelques dizaines de secondes dans le but de bien globulariser les grains de la solution solide. La microstructure dépend grandement du taux de refroidissement ainsi que du taux de cisaillement appliqué. Le mélange semi-solide peut être alors comme précédemment injecté sous pression dans l'empreinte de la pièce à réaliser. C'est le **rhéomoulage** ou **rhéocasting**, représenté schématiquement à la figure 2.7 [6] [15].

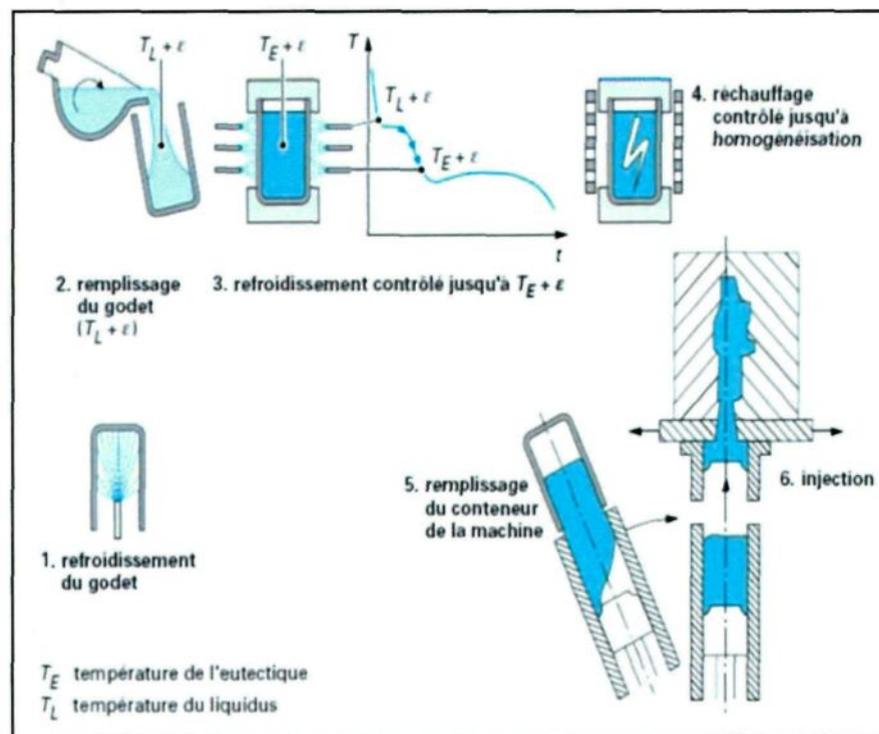


Figure 2.7 : Schéma du principe du rhéomoulage [6].

La figure 2.8 représente un schéma simplifié du traitement subi par le métal dans le cas du thixomoulage et du rhéomoulage avant d'être injecté dans le moule.

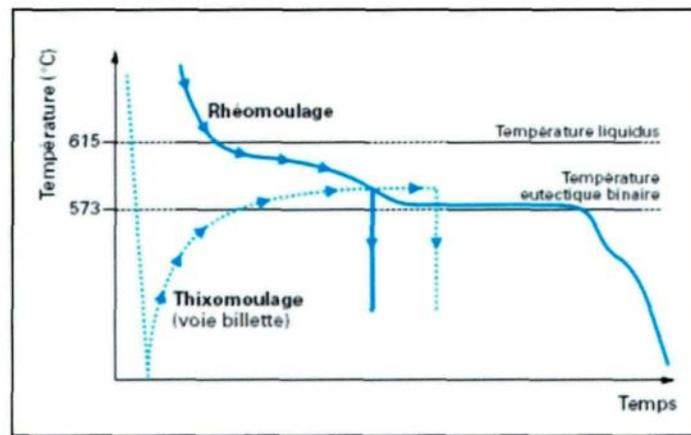


Figure 2.8 : Comparaison thixomoulage et rhéomoulage pour l'alliage AlSi7Mg 0,3 [6].

- **Avantages et inconvénients du moulage semi-solide :**

Le principal avantage du moulage de l'aluminium par voie semi-solide est dans sa capacité d'obtenir des pièces de qualité supérieure destinées à des applications structurales. De plus, ce procédé :

- diminue la présence des défauts, des porosités et des films d'oxyde (bon remplissage des moules sans bulles d'air),
- améliore la résistance aux efforts mécaniques (résistance à la traction, et à la fatigue);
- augmente la résistance aux hautes pressions,
- offre la possibilité d'effectuer des traitements thermiques,
- réduit le retrait de solidification,
- traitement à basse température,
- plus grande durée de vie des moules [15], [11].

La figure 2.9 représente des courbes S-N contrainte-nombre de cycles réalisées par Rosso [16] en 2005 sur des éprouvettes en alliage d'aluminium A356. L'auteur a réalisé

une étude expérimentale comparative du comportement en fatigue de trois différents procédés de moulage (moulage à faible pression, moulage en sable et remoulage semi-solide). Les tests de fatigue traités étaient particulièrement associés à un nombre de cycles élevés, réalisés sur une machine servohydraulique.

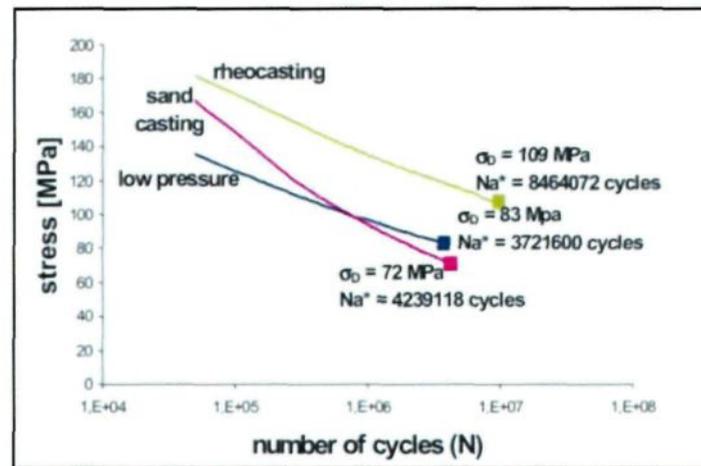


Figure 2.9 : Courbes de Wöhler relative au rhéomoulage, moulage en sable et au moulage à faible pression de l'alliage A356 [16].

Comme le montre la figure précédente, les expériences de l'auteur ont bien montré que le rhéomoulage contribue d'une manière significative à l'amélioration des propriétés de fatigue des échantillons en aluminium.

Un des inconvénients majeurs de ce type de moulage, c'est qu'il nécessite une préparation spéciale du métal avant l'opération de moulage. En effet, ce procédé nécessite une étape intermédiaire afin de transformer le métal liquide en une pâte semi-solide présentant une microstructure globulaire non dendritique [14].

- **Alliages destinés au moulage semi-solide**

Le tableau 2.2 et le tableau 2.3 montrent respectivement les alliages les plus utilisés dans le procédé de moulage semi-solide et le taux de production annuelle de matériaux thixoformable.

Tableau 2.2 : Alliages pour moulage semi-solide [17].

Type d'alliage	Propriétés/Caractéristiques
Moulés A 356, A357, 319, 355, 390	-Équilibre résistance/ductilité -Usure
Forgés 6xxx, 2xxx, 7xxx	- améliore la résistance et la ductilité
MMC	-Module élevé -Usure

Tableau 2.3 : Production de matériaux thixoformable (Kiuchi and Kopp, 2002) [8].

Alliage	Tonnes par année
A356	2400
A357	12800
Autres	800
Totales	16000

Les alliages A356 et A357 sont les plus utilisés, car ils répondent le mieux au critère exigé par le moulage semi-solide et ils donnent ainsi les meilleures propriétés.

- **Applications**

La diversité des domaines d'application du moulage semi-solide est aussi une de ses caractéristiques avantageuses. Les pièces moulées en alliage d'aluminium par le procédé SEED trouvent des applications où les propriétés mécaniques jouent un rôle capital, notamment dans le domaine du transport dont on peut citer ;

- pièces à haute résistance telles que supports moteurs ;
- bras de suspension ;
- vérins et distributeurs hydrauliques ;
- rampes d'injections de carburant ;
- pièces à haute résistance à l'usure en alliage hypereutectique telles que les pistons, tambours de frein, leviers de changement de vitesse, etc.
- pièces de pression étanche telles que les maîtres-cylindres de frein, rails de carburant, logement de compresseur d'air conditionné [15].

Les figures 2-10 à 2-13 représentent quelques exemples de pièces mécaniques fabriquées par le moulage semi-solide.



Figure 2.10 : Bras de suspension Mercedes S class W220 (ALCAN Singen GmbH) (Kiuchi and Kopp, 2002) [8].

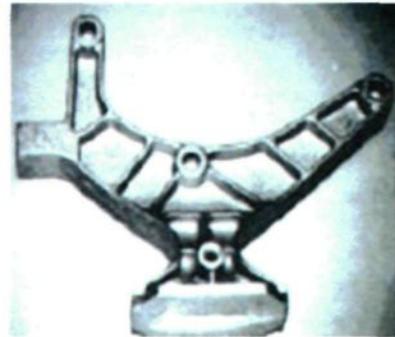


Figure 2.11 : Support moteur de Fiat Stilo (Kiuchi and Kopp, 2002; De Figueredo A., 2001; Chiarmetta and Giordano, 2002) [8].

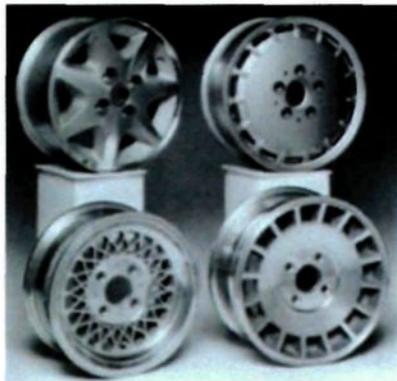


Figure 2.12 : Jantes d'automobile faite par l'alliage A357 semi-solide (Kenney et al. 1998) [8].



Figure 2.13 : Maître-cylindre de frein de véhicule en alliage A357 semi-solide. (Kenney et al, 1998)[8].

2.3 Fatigue des matériaux

L'endommagement par fatigue est la modification des propriétés du matériau causée par des efforts répétés ou cycliques. La continuité de ces efforts peut conduire à la rupture des pièces fabriquées par ce matériau. La défaillance peut se présenter même lorsque les contraintes appliquées sont nettement inférieures à la résistance de traction ou à la limite d'élasticité. La rupture par fatigue découle à partir des imperfections en surface : rayures, empreintes, stries d'usinage, arête de filetage, l'hétérogénéité due au moulage et au traitement thermique, etc. De ces défauts débute l'amorçage des fissures et elles s'agrandissent sous l'action des efforts. La rupture se produit lorsque les fissures atteignent une taille critique où la pièce ne sera plus capable de supporter les chargements [18].

2.3.1 Types d'excitations en fatigue

Le type de chargement en fatigue est généralement défini par la contrainte moyenne σ_m , elle peut être positive, négative ou nulle, et par une composante variable de la contrainte σ mais pas forcément sinusoïdale. En effet, elle peut être aussi périodique ou aléatoire comme le cas de la suspension automobile, et par le rapport de la contrainte minimale sur la contrainte maximale R.

Plusieurs types d'essais de fatigue peuvent être distingués selon le type de sollicitation à savoir :

- fatigue en traction-compression;
- fatigue en torsion alternée;
- fatigue en flexion.

Ainsi dérivent 3 types de contraintes ; une première alternée « symétrique ou dissymétrique », une seconde répétée et une dernière ondulée elles sont toutes en fonction du rapport R.

L'étude expérimentale du comportement d'une pièce en fatigue exige des moyens permettant de reproduire exactement les mêmes efforts auxquels la pièce est soumise en service. Étant donné que dans la plupart des cas le chargement est de nature aléatoire, alors

on doit procéder au comptage des cycles. Pour cela on doit avoir recours aux techniques de calcul des cycles. Appelée aussi « méthode de la goutte d'eau », la méthode rainflow est de loin la plus utilisée par les auteurs dans ce domaine. Au départ, deux traitements sur le signal sont à effectuer : le premier est une quantification du signal en un nombre de classes raisonnable (64 classes préconisées par la norme française AFNOR), et le second est la transformation du signal en une succession de pics et de vallées. Le comptage peut ensuite commencer.

L'extraction d'un cycle se fait par une comparaison de trois étendues successives. Un cycle est compté lorsque l'étendue courante e_i est inférieure ou égale à la précédente e_{i-1} et inférieure ou égale à l'étendue suivante e_{i+1} . C'est-à-dire ($e_{i-1} \leq e_i \leq e_{i+1}$). Ce principe est expliqué par la figure 2.14.

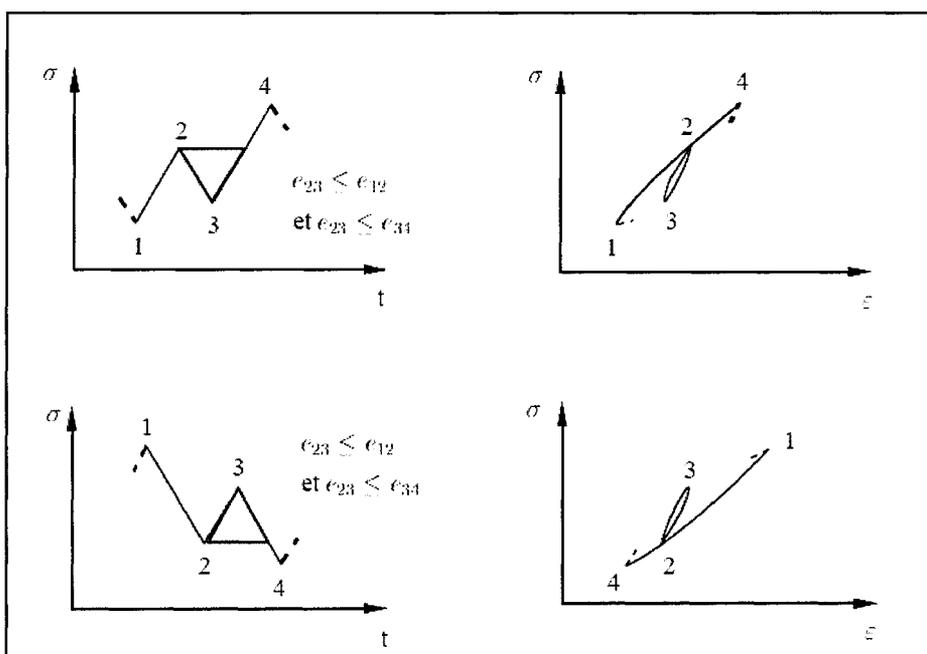


Figure 2.14 : Principe du comptage de cycles Rainflow [19].

Le cycle compté aura une étendue égale à la deuxième étendue considérée (e_{23}) et les extrémums 2 et 3 les définissant seront enlevés de la séquence. Cette opération est répétée

depuis le début jusqu'à ce qu'il n'est plus possible d'extraire de point comme le montre la figure 2.15.

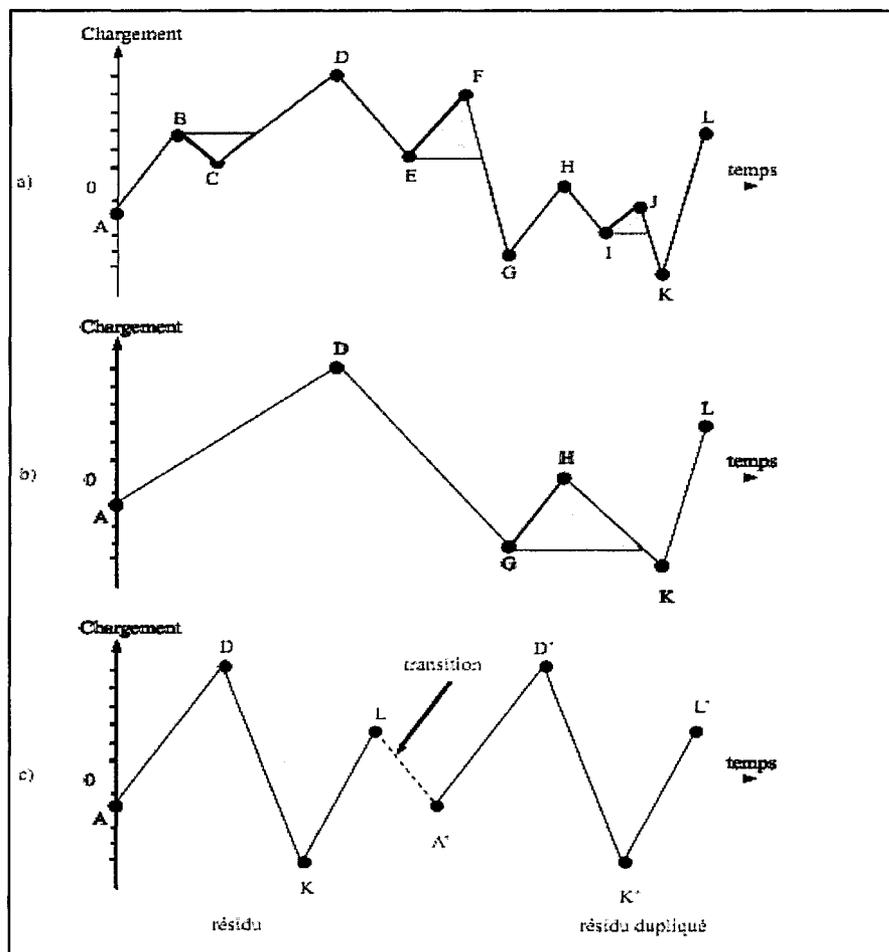


Figure 2.15 : Norme AFNOR de comptage de cycles Rainflow, raccordement du résidu. [19].

En fin d'opération de comptage, le nombre de points obtenu ou le résidu est traité par duplication, et ils seront ajustés et raccordés par une transition artificielle.

Une fois la durée de vie du matériau relative à chaque cycle est déterminée, les lois d'endommagement comme celle proposée par Palmgren-Miner nous permettent de calculer l'endommagement correspondant et d'en faire le cumul. Une telle loi, est une sorte de règle

permettant d'accumuler une variable d'endommagement D , dont elle-même est définie par une loi d'endommagement. À la fin, ce cumule de dommage conduit à l'estimation de la durée de vie du matériau.

Dans le cas d'un chargement à amplitude variable, on utilise la loi de cumul d'endommagement de Palmgren-Miner. En effet l'endommagement provoqué par un certain niveau d'amplitude est pris comme le quotient du nombre de cycles de chargement n_i à ce niveau par le nombre de cycles à la rupture N_i à ce même niveau, lequel est fourni par la courbe de Wöhler ou par le calcul analytique comme dans le présent travail de recherche. On suppose ensuite que les endommagements se cumulent sans qu'il y ait influence d'un niveau sur l'autre. L'endommagement total est donné par l'équation suivante [3]:

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (2.1)$$

Une hypothèse souvent utilisée est que la fissuration se produit lorsque la variable d'endommagement D choisie atteint la valeur 1. D'après Miner, le nombre de séquences total à la rupture N_{RS} pour ce cas de cumule est calculé avec l'endommagement total, avec D_i est le l'endommagement élémentaire associé à chaque cycle.

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (2.2)$$

Reste à noter que loi de Palmgren-Miner est la plus connue et la plus utilisée par le fait que non seulement elle apparait logique, mais en plus facile à appliquer.

Par contre, pour simplifier les essais en laboratoire, on réalise généralement des chargements simples qui varient sinusoïdalement. Les figures 2.16 à 2.19 montrent les paramètres caractérisant les essais de fatigue. On remarque que la différence entre les essais est liée directement à la nature de l'effort appliqué. Elle est liée au rapport de la contrainte minimale sur la contrainte maximale [20].

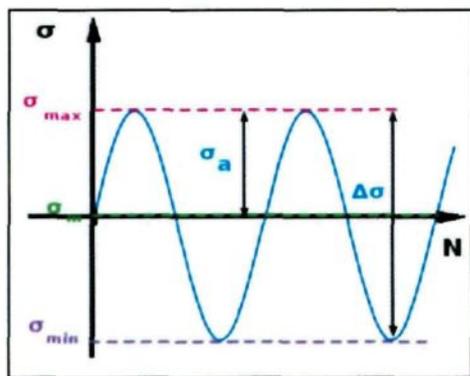


Figure 2.16 : Contraintes alternées symétriques $R\sigma = 1$.

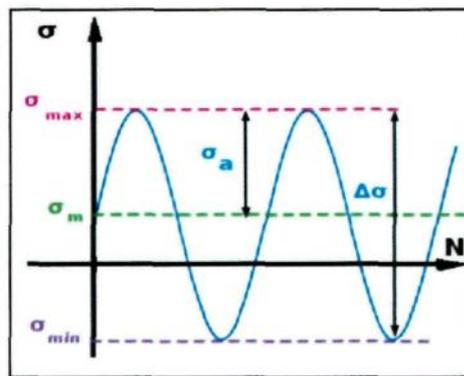


Figure 2.17 : Contraintes alternées dissymétriques $-1 < R\sigma < 0$.

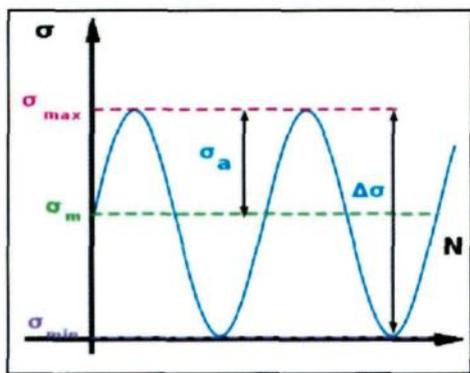


Figure 2.18 : Contraintes répétées $R\sigma = 0$

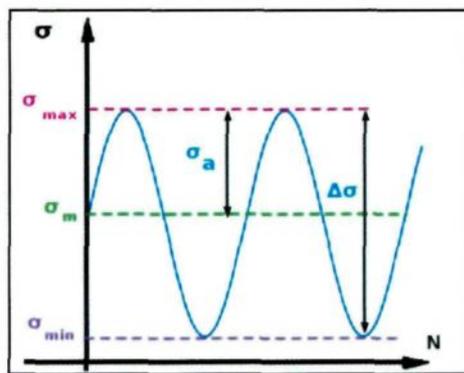


Figure 2.19 : Contraintes ondulées $R\sigma > 0$

Les paramètres ci-dessous sont utilisés pour définir un diagramme de contrainte :

- σ_{max} , σ_{min} sont respectivement la contrainte maximale et la contrainte minimale

- σ_a est l'amplitude de la contrainte :

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (2.3)$$

- $\Delta\sigma$ est la variation de la contrainte :

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.4)$$

- σ_m est la contrainte moyenne :

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}) \quad (2.5)$$

- Le rapport des contraintes R :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.6)$$

- Quand à l'amplitude de la contrainte A est donné par :

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2.7)$$

2.3.2 Diagramme d'endurance :

Afin d'étudier le comportement des pièces en fatigue, il est très important d'examiner les trois grandeurs suivantes :

- La durée de vie, c'est le nombre de cycles N au bout duquel l'éprouvette casse sous une contrainte imposée.
- La limite de fatigue, représente la plus grande amplitude de contrainte pour laquelle il n'est pas constaté de rupture après un nombre considéré infini de sollicitations.

- La limite d'endurance, c'est-à-dire la plus grande amplitude de contrainte pour laquelle il est constaté 50 % de rupture après un nombre fini N (appelé censure) de sollicitations en contraintes purement alternées (avec une contrainte moyenne nulle).

La courbe qui décrit le comportement des pièces aux sollicitations de fatigue s'appelle courbe de Wöhler ou courbe d'endurance S-N (contrainte ou Stress - Nombre de cycles) telle qu'illustrée par la figure 2.20. On peut distinguer trois zones :

- zone de fatigue *oligocyclique*;
- zone *d'endurance limitée*;
- *limite d'endurance*.

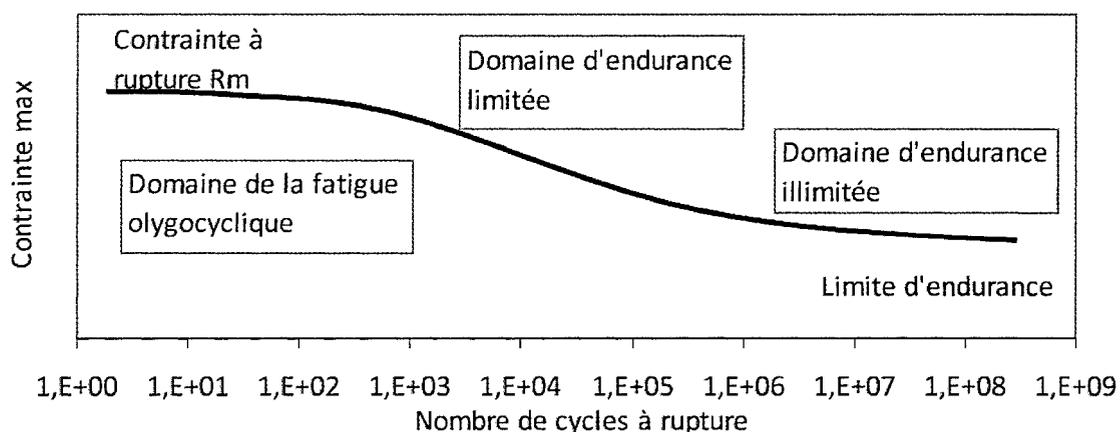


Figure 2.20 : Allure générale d'une courbe de Wöhler.

Le tracé de la courbe de Wöhler nécessite de soumettre des éprouvettes à des efforts périodiques — sinusoïdaux généralement — d'amplitude maximale σ de fréquence constante, et de noter à chaque fois le nombre de cycles à la rupture (N). À chaque éprouvette correspond un nuage de point (pour une même contrainte, on note plusieurs nombres de cycles voisins). À partir d'un lot d'éprouvettes soumises à différent niveau de contraintes on obtient une courbe qui a l'allure de celle représentée dans les figures 2.21 et 2.22.

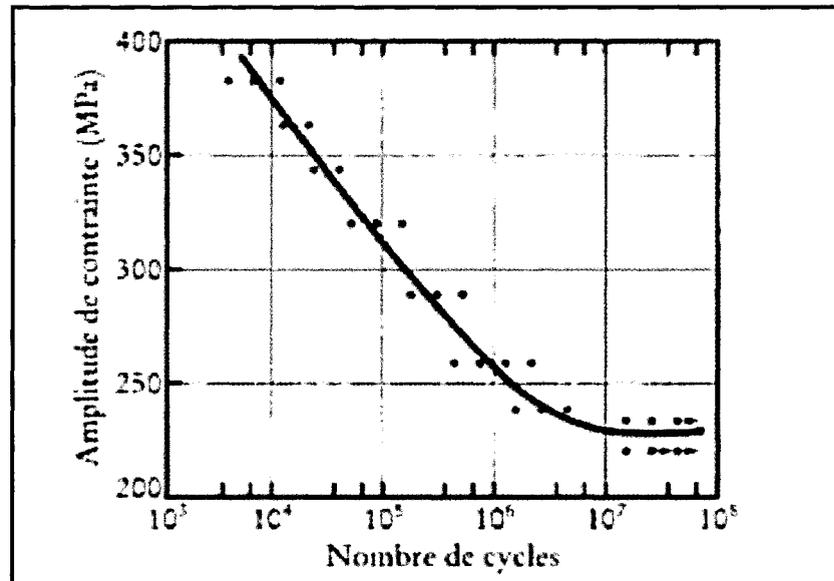


Figure 2.21 : Courbe de Wöhler pour un acier doux [18].

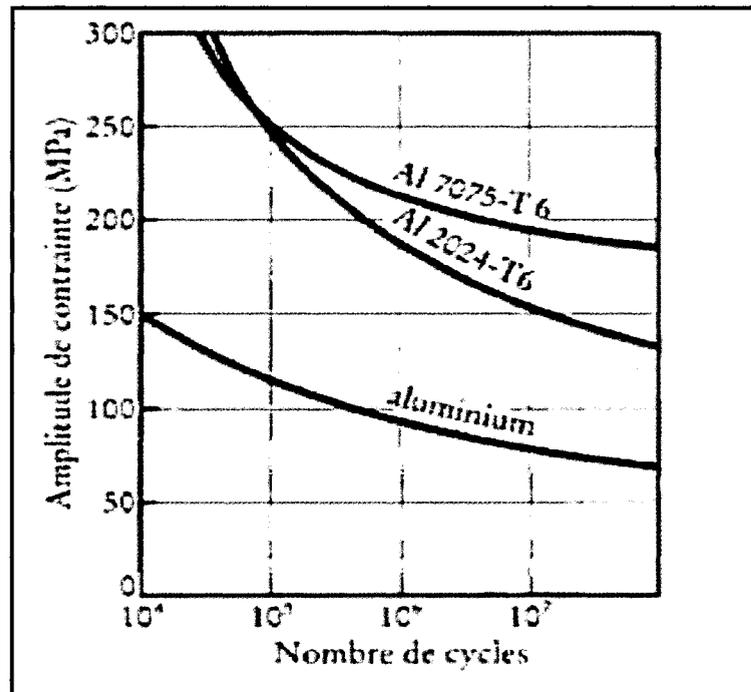


Figure 2.22 : Courbe de Wöhler pour l'aluminium [18].

Fatigue oligocyclique : ce terme désigne par définition un domaine de très faible durée de vie, les contraintes dans cette zone sont généralement supérieures à la limite élastique du matériau, c'est-à-dire qu'une déformation plastique significative se produit à chaque cycle. La rupture se produit après un nombre faible de cycles où les matériaux ont une endurance finie à ce type de sollicitation. Pour cette partie, le nombre de cycles avant la rupture est défini d'un quart de cycle jusqu'à 10^2 voir 10^4 cycles [18].

L'intérêt des études relatives à la fatigue oligocyclique existe essentiellement en deux points :

- La prise en compte de ce phénomène pour le dimensionnement et la conception des appareils est rendue nécessaire par le développement des techniques avancées; et possible grâce aux méthodes de calcul très puissantes.
- L'utilisation des résultats de la fatigue oligocyclique permet avec plus de précision l'analyse du comportement des matériaux et de mieux interpréter les phénomènes mécaniques.

Zone d'endurance limitée : les contraintes dans cette zone sont plus faibles, l'endurance augmente au fur et à mesure que l'amplitude de la contrainte diminue.

Limite d'endurance : cette zone est considérée comme illimitée ou de sécurité. Elle est caractérisée par les faibles contraintes, la rupture dans ce cas apparaît pour les nombres de cycles supérieurs à 10^7 .

2.3.3 Endommagement par fatigue, amorçage et propagation

Avant d'atteindre la rupture, les pièces mécaniques passent d'abord par trois phases : la première est un amorçage d'une fissure à partir d'un défaut, ensuite une propagation lente de cette fissure, et enfin propagation rapide et brutale conduisant à la rupture.

Dans le but de mieux comprendre le phénomène de fissuration par fatigue et de parvenir à trouver les failles qui précipitent la rupture, Ouahabi et al [21] ont développé une technique de surveillance afin de détecter les dommages structuraux — fissure de respiration de fatigue — quand ils se produisent. Leur idée était d'injecter à la structure une

excitation harmonique à la moitié de la première fréquence naturelle et d'effectuer une analyse temps-fréquence. D'après leurs résultats, une structure saine montre un signal harmonique pur à la fréquence d'excitation, par contre les structures endommagées montrent des harmoniques de la fréquence d'excitation dues au comportement non linéaire de la rigidité. Quand la fréquence d'excitation est à la moitié de la fréquence naturelle, la deuxième harmonique coïncide avec la fréquence naturelle ayant pour résultat l'amplification d'amplitude à cette fréquence. Adila Afzal [22] dans sa thèse a fait une étude comparative du comportement et des propriétés de fatigue entre les bielles en acier forgé et celles en poudre métallique. Elle a conclu que d'après un test de traction la bielle en acier forgé est considérablement plus résistante qu'on poudre métallique, en montrant que sa limite élastique et sa limite maximale à la traction est elles supérieures de 19 % et 8 % respectivement. La résistance à la fatigue des matériaux en acier forgé est aussi plus élevée (27 %) que celles en poudre métallique soit de 10^6 cycles.

Nadot et Denier [23] ont étudié le phénomène de rupture par fatigue des bras de suspension automobile fabriqués en fonte grise à graphite nodulaire. Ils ont trouvé que les paramètres les plus influents sur la durée de vie sont les défauts de moulage. Ils ont déduit que le comportement de la fatigue — pour un nombre de cycles élevé — est contrôlé principalement par les défauts de surface tels que les défauts de crasse et les oxydes. En revanche, pour un faible nombre de cycles elle est régie par les multiples fissures qui s'amorcent indépendamment à partir des défauts de coulés. Ohama et al [24] ont cherché les caractéristiques de fatigue d'un alliage d'aluminium AC2B-T6. Ils ont constaté que la fissure de fatigue amorce une entaille sur la surface de l'éprouvette et que le nombre de cycles pour amorcer une fissure N_i est négligeable devant le nombre de cycles nécessaires pour atteindre la rupture N_f , comme exemple $\frac{N_i}{N_f} = 0,01$ dans le cas où $\sigma_a = 60MPa$, et $R = -1$, avec σ_a et R sont l'amplitude de la contrainte et le rapport des contraintes respectivement.

Pour le cas des cycles de fatigue élevés Myriam Brochu et al [25] sont basés sur l'étude de l'alliage d'aluminium A357 par moulage permanent et par rhéomoulage pour six différentes microstructures. Ils ont rapporté que la résistance à la fatigue de cet alliage est

plus élevée dans le cas de rhéomoulage avec un traitement thermique T5 que dans le cas du moulage permanent avec un traitement thermique T6. En outre, ils ont constaté que dans les échantillons de moulage permanent les fissures s'amorcent le plus souvent à partir des cavités de retrait tandis que les fissures dans les échantillons MSS s'amorcent des inclusions d'oxydes. Ils sont arrivés à dire également que la taille des grains semble être une caractéristique microstructurale qui a un effet important sur la résistance à la fatigue. Car, les joints de grains forment une barrière microstructurale efficace. Dans l'ensemble, lorsque la taille de grain diminue, leur nombre augmente, ce qui fait que le nombre de joints de grains augmente, par conséquent, la résistance à la fatigue augmente.

2.3.4 Facteurs influençant sur l'endurance des pièces :

La durée de vie en fatigue des matériaux ou des pièces est liée directement à un certain nombre de facteurs, qui sont principalement : les facteurs métallurgiques, géométriques, les conditions de surfaces, les conditions de sollicitation et enfin l'influence de l'environnement.

➤ Facteurs métallurgiques :

Ces derniers sont tous ce qui comprend la nature du métal qui constitue la pièce, telle que la composition chimique et la structure cristallographique, le procédé d'élaboration de la pièce (inclusions, défauts, fibrage) et les traitements thermiques subis par la pièce après élaboration.

➤ Facteurs géométriques

L'effet de la géométrie sur l'endurance des pièces agit par la dimension des pièces — effet d'échelle — et par leur forme — effet d'entaille.

➤ Condition de surface

La naissance des fissures se situe le plus souvent dans les couches superficielles. Donc, afin de réduire l'amorçage aux surfaces externes on fait appel à l'un des procédés de durcissement superficiel connus tel que la carburation ou la cémentation.

Un autre problème surfacique peut se présenter : c'est la microgéométrie de la surface ou ce qu'on appelle les irrégularités surfaciques. Ces dernières sont considérées comme des micros-entailles qui présentent un lieu de concentration de contraintes. Ainsi donc, elles favorisent l'amorçage des fissures.

➤ **Condition de sollicitation**

Ce qui influe aussi sur la durée de vie en fatigue c'est la nature des efforts auxquelles les pièces sont soumises (traction-compression, torsion ou flexion). Pour les mêmes conditions, la répartition et les gradients de contraintes à travers la section la plus chargée seront différents.

L'effet de surcharge ou sous-charge : c'est lorsque le matériau est soumis à des contraintes supérieures et inférieures respectivement à la limite d'endurance.

Influence de la fréquence, si elle augmente, la déformation plastique maximale atteinte pour une même amplitude de contrainte diminue, pour cette raison la durée de vie augmente et inversement.

➤ **Influence de l'environnement**

Température : si la température est élevée, pas d'influence sur la durée de vie sauf pour les très hautes températures (turbines à gaz, réacteurs d'avion, etc.). Si elle est basse donc, la dimension critique de la fissure diminue, par conséquent une rupture fragile est possible.

Sous corrosion : un environnement corrosif peut réduire la durée de vie de la structure. En effet, il y a augmentation de la vitesse de propagation des fissures surtout pour l'aluminium. On note que la fréquence doit être suffisamment basse pour que l'effet de corrosion ait une influence.

2.4 Synthèse de la revue de littérature

Pour cette étude, nous avons essayé de rassembler les informations concernant l'aluminium en tant que matériau d'une part, et les méthodes de moulages utilisées pour former ce dernier spécialement le moulage semi-solide d'une autre part. En dernier lieu, nous avons clôturé la recherche par le but de cette étude en cours qui est l'endommagement par fatigue.

D'abord, nous avons donné une vue générale concernant les propriétés et domaines d'utilisation des alliages d'aluminium, leurs classements, ainsi que leurs procédés d'élaboration et de fabrication. Le développement des alliages d'aluminium justifié son utilisation dans l'industrie de l'automobile et dans la fabrication des pièces travaillent en dynamique en particulier les bras de suspension. Ensuite, on a passé aux techniques de moulage en particulier le moulage sous pression à l'état semi-solide selon le nouveau procédé SEED développé récemment par la société Alcan. Cela était dans le but de connaître les caractéristiques et les propriétés mécaniques de la pièce en cours d'étude (bras de suspension supérieur en aluminium A357). D'après les études réalisées jusqu'à présent il devient claire que l'aluminium à l'état semi-solide est le mieux placé pour être choisi pour lancer la fabrication. Le passage par l'étude de l'endommagement par fatigue, les modes de ruptures et les facteurs influençant sur l'endurance des pièces — à la fin de ce travail — représente une introduction afin de faciliter la partie des tests effectués ultérieurement au laboratoire.

Chapitre 3

DÉVELOPPEMENT DU MODÈLE ANALYTIQUE

Dans cette partie, nous allons analyser quelques méthodes de prédiction de la durée de vie. À cet effet, nous allons examiner et évaluer les différentes méthodes existantes dans la littérature et qui lient le nombre de cycles N aux contraintes maximales et aux déformations. Ceci est dans le but de choisir la relation la plus adéquate à notre cas et de l'appliquer sur le modèle de la pièce de suspension à notre disposition. Le calcul du nombre de cycles N nous permet d'avoir une idée approximative sur la durée de vie du bras de suspension en cours d'étude, et qui nous facilitera par la suite l'analyse des résultats obtenue ultérieurement lors des essais expérimentaux.

Les méthodes de prévision de durée de vie en fatigue sont classées selon trois approches. Tout d'abord en déformation, en contrainte et pour conclure celle en énergie. Bien évidemment chaque technique est propre à un domaine de fatigue, c'est-à-dire à la fatigue olygocyclique, endurance limitée ou limite d'endurance [19].

Les approches en déformation existantes sont:

- Celles qui dérivent de la courbe de Manson-Coffin-Basquin (1965).
- La proposition de Wang et Brown (1992).
- Celle de Fatemi et Socie (1988).

Les approches en contrainte sont celles de:

- Macha-Bedkowsky (1989).

- Robert (1996).
- Preumont Piéfort et Pitoiset (1994).
- Morel (1996).
- Stephanov (1993).

Les approches énergétiques évaluées sont :

- De Bannantine (critère de Smith-Watson-Topper (1974));
- Celle Lagoda et Macha (1997).

3.1 Approches en déformation

Les approches en déformation sont destinées généralement à la fatigue à faible nombre de cycles. Probablement l'approche de ce type la plus répandue et la plus utilisée est celle développée par Manson-Coffin. Dans le domaine de la fatigue olygocyclique, les déformations plastiques sont les plus dominantes. Pour un état de contrainte uniaxial, leur courbe relie la durée de vie N_r à l'amplitude de la déformation plastique $\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}$.

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \dot{\varepsilon}_f (2N_r)^c \quad (3.1)$$

Avec :

- $\dot{\varepsilon}_f$ est le coefficient de la ductilité à la fatigue
- c est l'exposant de ductilité à la fatigue

Dans le cas où les déformations plastiques sont négligeables devant les déformations élastiques, le modèle de Basquin est utilisé. Ceci exprime la relation liant la contrainte à la durée de vie comme suit :

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_a = \sigma'_f (2N_r)^b \quad (3.2)$$

Avec :

- σ'_f est le coefficient de résistance à la fatigue
- b est l'exposant de résistance à la fatigue

Comme $\sigma = E \cdot \varepsilon$ alors loi de Hooke;

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f}{E} (2N_r)^b \quad (3.3)$$

Par les deux relations précédentes, on peut finalement tirer la relation de Manson-Coffin-Basquin qui donne la déformation totale « élastique et plastique » en fonction du nombre de cycles à la rupture N_r .

$$(\varepsilon_t)_{Manson-Coffin} = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma_f}{E} (2N_r)^b + \varepsilon_f (2N_r)^c \quad (3.4)$$

On note que la dernière relation est valable pour $R = -1$. Plusieurs auteurs ont proposé de modifier la formule afin de considérer l'effet de contrainte moyenne $R \neq -1$, toutefois la formulation la plus simple est celle proposée par Morrow [26].

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_{moy}}{E} (2N_r)^b + \varepsilon_f (2N_r)^c \quad (3.5)$$

Avec

$$\sigma_{moy} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.6)$$

Suite à cette dernière relation, et après la réalisation d'un grand nombre d'essais de traction sur une multitude de matériaux métalliques, Manson et Muralidharan [19] et autres, ont pu formuler une relation généralisée sous forme empirique, en fonction de la résistance maximale en traction monotone R_m et de la réduction d'aire utile à la striction (R.A) du matériau. Cette formule est appelée *pente universelle*.

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{19R_m}{E} (2N_r)^{-0.12} + 0.76 * \varepsilon_f^{0.6} * (2N_r)^{-0.6} \quad (3.7)$$

Où ε_f est la déformation vraie à la rupture, obtenue à l'aide de la relation $\varepsilon_f = -\ln(1 - RA)$ [19]. Cette équation est utilisable dans le cas où les coefficients de la relation (3.5) ne peuvent pas être déterminés expérimentalement.

Remarque : l'équation proposée par Manson-Coffin-Basquin à une seconde forme propre aux essais de torsion pour $R=-1$.

$$\left(\frac{\Delta\gamma_t}{2}\right)_{Manson-Coffin} = \frac{\tau_f}{G} (2N_r)^{b_0} + \gamma_f (2N_r)^{c_0} \quad (3.8)$$

Où

- G : module de cisaillement du matériau;
- τ_f : résistance en fatigue en torsion;
- γ_f : coefficient de ductilité en cisaillement;
- b_0 : exposant de la résistance en fatigue en torsion;
- c_0 : exposant du coefficient de ductilité en cisaillement.

$\frac{\Delta\gamma_t}{2}$ est l'étendue de la déformation totale en cisaillement $2\Delta\varepsilon_{12} = \Delta\gamma_t$

Dans le même ordre d'idée, Wang et Brown [27] ont développé une seconde approche basée sur la déformation. Elle fait suite à des observations des fissures de fatigue amorcée sur des éprouvettes sollicitées en torsion par Brown et Miller, en imposant quelques hypothèses, les auteurs ont utilisé la courbe de Manson coffin en traction ($R_\sigma = -1$) couplée à la correction de Morrow comme courbe de référence et proposent les relations suivantes;

$$\gamma_a = S \cdot \varepsilon_{na} \leq C \quad (3.9)$$

Où S et C sont des contraintes propres au matériau donné.

$$\varepsilon = \frac{\gamma_a + S\Delta\varepsilon_n}{1 + \nu + s(1 - \nu)} = \frac{\sigma_f - 2\bar{\sigma}_n}{E} (2N_r)^b + \varepsilon_f (2N_r)^c \quad (3.10)$$

$$\dot{\nu} = \frac{\nu_e \varepsilon_e + \nu_p \varepsilon_p}{\varepsilon_e + \varepsilon_p} \quad (3.11)$$

Où $\bar{\sigma}_n$: est la contrainte moyenne normale au plan de cisaillement maximum, $\Delta\varepsilon_n$ est l'étendue de la déformation normale au plan de cisaillement maximum et $\dot{\nu}$ est le coefficient de poisson effectif $\sigma_f, \dot{\varepsilon}_f, b, c$ sont respectivement la résistance à la fatigue, le coefficient de ductilité et leurs exposants respectifs.

Le déroulement de la méthode de Wang et Brown est représenté sur l'organigramme de la figure 3.1.

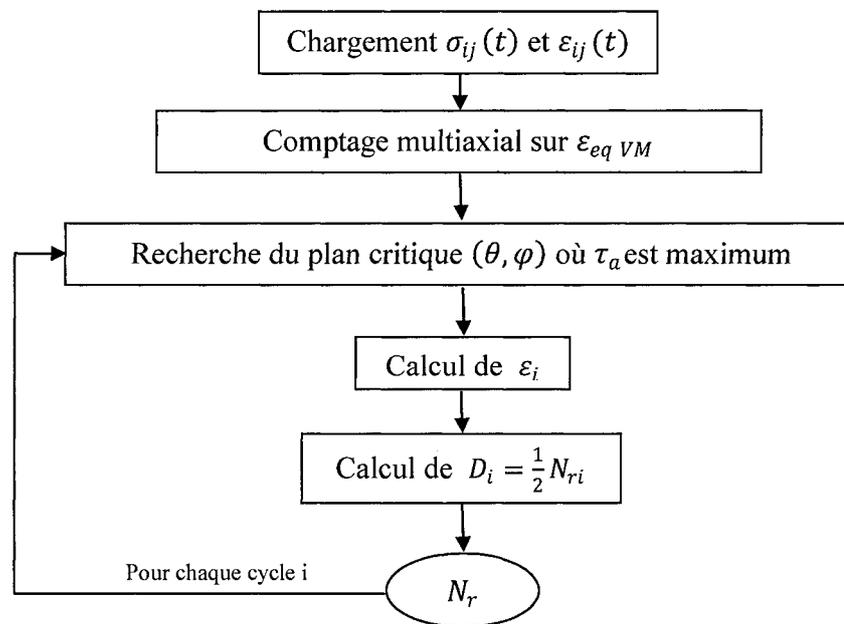


Figure 3.1 : Organigramme du déroulement de la méthode de Wang et Brown.

3.2 Approches en contrainte

La méthode de prévision de durée de vie utilisant l'approche en contrainte de Robert a connu plusieurs évolutions successives depuis sa première formulation. Cette méthode est destinée aux matériaux ductiles ou semi-ductiles pour le domaine de limite d'endurance. Son application nécessite trois courbes SN ; $\sigma_{-1}(N_r)$, $\sigma_0(N_r)$, $\tau_{-1}(N_r)$. Les derniers travaux sur cette méthode ont été réalisés par Weber. Robert a défini une fonction

d'endommagement $E_{\bar{n}}$ (critère de fatigue défini pour une durée de vie fixée N_r), par la combinaison linéaire de l'amplitude du cisaillement C_a , de l'amplitude σ_{na} et de la valeur moyenne de la contrainte normale au plan critique $\bar{\sigma}_n$. La fonction $E_{\bar{n}}$ est comprise entre 0 et 1, elle est égale à 1 à l'amorçage d'une fissure [19] [27].

$$E_{\bar{n}}(N_r) = \frac{C_a + \alpha(N_r) \cdot \sigma_{na} + \beta(N_r) \bar{\sigma}_n}{\gamma(N_r)} \leq 1 \quad (3.12)$$

Les paramètres α , β et γ sont identifiés à l'aide des limites de fatigue en traction alternée symétrique $\sigma_{-1}(N_r)$, en traction répétée $\sigma_0(N_r)$ et en torsion alternée symétrique $\tau_{-1}(N_r)$.

$$\gamma(N_r) = \tau_{-1}(N_r) \sqrt{(\alpha(N_r))^2 + 1} \quad (3.13)$$

$$\alpha(N_r) = \frac{2 \frac{\tau_{-1}(N_r)}{\sigma_{-1}(N_r)} - 1}{\sqrt{2 \frac{\tau_{-1}(N_r)}{\sigma_{-1}(N_r)} \left(2 - 2 \frac{\tau_{-1}(N_r)}{\sigma_{-1}(N_r)} \right)}} \quad (3.14)$$

$$\beta(N_r) = 2 \frac{\gamma(N_r)}{\sigma_0} - \frac{\sigma_0}{8\gamma(N_r)} - \alpha(N_r) \quad (3.15)$$

Le domaine d'application du critère est défini par :

$$1 < \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} < 2 \text{ et } 1 < \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} < 2 \quad (3.16)$$

L'inconvénient majeur de ce critère est qu'il nécessite trois limites d'endurance, dont celle de traction répétée. L'algorithme simplifié de cette méthode est présenté sur la figure 3.2.

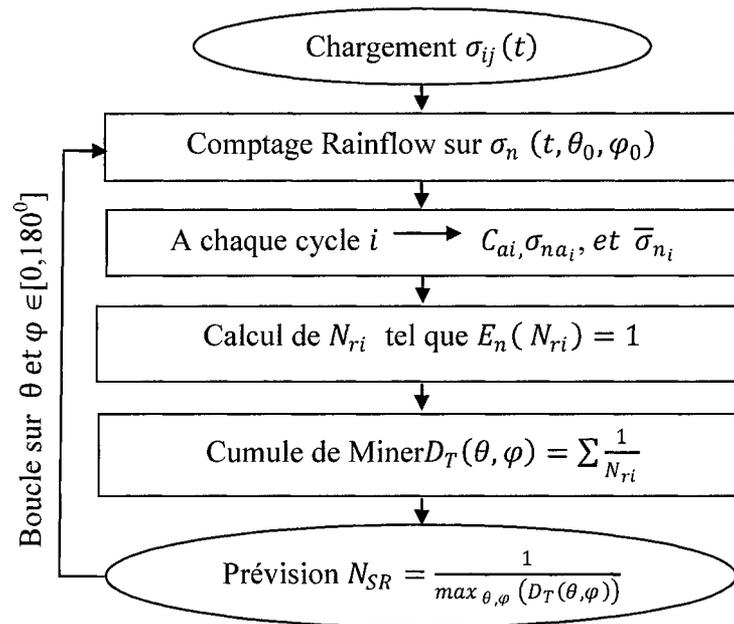


Figure 3.2 : Organigramme simplifié de la méthode de Robert.

3.3 Approche énergétique SWT

Smith, Watson et Topper (SWT) [28] ont développé une approche énergétique, basée sur l'utilisation d'une variable d'endommagement issue d'un produit contrainte-déformation. L'hypothèse du départ exploitait d'une fonction unique qui pilote la durée de vie en fatigue des éprouvettes métalliques.

$$f(\sigma_{max}, \varepsilon) = \sqrt{\sigma_{max} \cdot \varepsilon \cdot E} \quad (3.17)$$

Où E est le module de Young, σ_{max} et ε sont respectivement la contrainte maximale de traction du cycle et l'amplitude de déformation.

Les essais réalisés par SWT étaient sur des éprouvettes lisses pour une large gamme de matériaux métalliques. Les déformations et les contraintes étaient imposées pour différents rapports de charge, ces essais ont montrés que pour une durée de vie donnée N_f , le produit $\sigma_a \varepsilon_a$ pour un essai de fatigue en traction compression alternée est égal au produit $\sigma_{max} \varepsilon_a$

« représente la densité d'énergie » pour un essai de traction ou compression ondulée. Dans le cas idéal le produit $\sigma_{\max} \varepsilon_a$ doit être englobé le cas particulier $\sigma_a \varepsilon_a$.

Dans le cas d'un chargement complètement renversé, le produit, $\sigma_a \varepsilon_a$ comprend, le produit de la relation de Manson-Coffin et la relation de l'extrapolation de la courbe de Wöhler. Aussi, en combinant les équations (3.3) et (3.17), on obtient.

$$\sigma_{\max} \varepsilon_a = \frac{(\sigma_f')^2}{E} (2N_r)^{2b} + \sigma_f \varepsilon_f (2N_r)^{b+c} \quad (3.18)$$

Il faut noter que : pour la méthode de Manson Coffin ou celle de SWT, les relations proposées sont destinées aux matériaux qui disposent d'une zone plastique non négligeable dont elle apparait clairement dans la courbe de contrainte-déformation des alliages d'aluminium.

Le calcul de la déformation totale ε_a pour ce type de matériaux est lié à la relation de Ramberg-Osgood.

$$(\varepsilon_a)_{\text{Ramberg-Osgood}} = \varepsilon_{\text{élastique}} + \varepsilon_{\text{plastique}} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{\hat{H}} \right)^{\frac{1}{\hat{n}}} \quad (3.19)$$

Avec :

- \hat{H} est le coefficient de résistance cyclique,
- E le module de Young,
- \hat{n} est l'exposant de durcissement cyclique
- σ_a est la gamme de contraintes,

Dans le cas d'une contrainte locale sinusoïdale à amplitude constante :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (3.20)$$

3.4 Calcul analytique de la durée de vie

D'après les cas étudiés précédemment, il devient clair que les méthodes les plus adéquates pour le cas présent en terme de convenance d'une part et de simplicité d'application et de disponibilité de données sont celles de Manson-Coffin-Basquin et de Smith-Watson-Topper.

Afin de valider ces méthodes, nous allons déterminer la durée de vie N_f pour trois différents alliages d'aluminium (7075-T6, 2024-T3, A356), et de les comparer par la suite aux cas expérimentaux existants dans la littérature. La détermination du nombre de cycles à la rupture N_f commence par le calcul de la déformation totale ε_a , ceci se fait à partir de la formule de Ramberg-Osgood ; le calcul de la déformation est nécessaire pour l'application de la méthode SWT.

L'extraction de N_f exige des techniques numériques, car les équations (3.4) et (3.18) sont non linéaires. La méthode préconisée est une approche itérative basée sur une création d'une structure d'options dans le but de trouver par la suite le minimum d'une fonction scalaire à partir de l'estimation initiale. L'itération consiste à diminuer l'erreur par rapport à une solution approchée.

Les données numériques nécessaires pour le calcul analytique dans les deux méthodes sont présentées dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1 : Données nécessaires pour l'utilisation des méthodes de prévision [29].

Alliage	$E(GPa)$	$H'(MPa)$	n'	$\sigma'_f(MPa)$	ε_f	b	c	%RA
A356	72,4	379	0.043	594	0.027	-0.124	0.530	24
2024	73,1	655	0.065	1100	0.22	-0.124	-0.59	34
7075	71	977	0.106	1315	0.19	-0.126	-0.52	5.7

Après avoir identifié les paramètres du modèle par rapport au matériau du bras de suspension, le nombre de cycles à la rupture est obtenu en utilisant les équations (3.4), (3.18) et (3.19).

L'organigramme de la figure 3.3 décrit les étapes suivies pour le calcul du nombre de cycles pour un matériau donné.

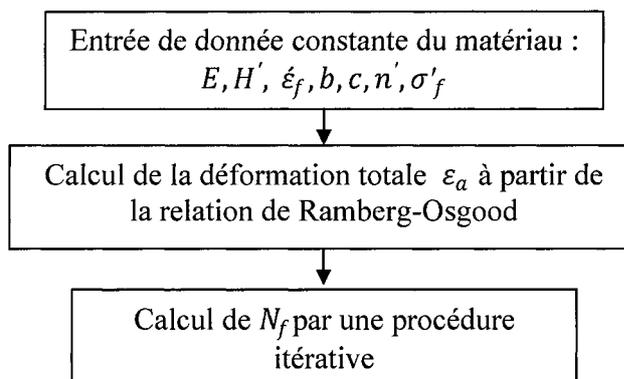


Figure 3.3 : Organigramme des étapes de calcul de la durée de vie.

Le nombre de cycles pour les trois alliages proposés selon l'approche de Manson-Coffin et de SWT est illustré dans le tableau 3.2.

Tableau 3.2 : Résultats analytique des durées de vie N pour trois alliages d'aluminium selon les méthodes Smith Watson Topper (SWT), et Manson-Coffin (M-C).

σ_a MPa	Al-7075 T6		Al-2024 T3		Al-A356	
	SWT N (cycles)	M-C N (cycles)	SWT N (cycles)	M-C N (cycles)	SWT N (cycles)	M-C N (cycles)
487	449	284	142	105	0	0
356	14800	14200	7680	11000	0	0
243	368800	406100	116500	136200	1102	1573
121	8,5E+7	8,7E+7	2,72E+7	2,76E+7	2E+5	2,1E+5
77	3,03E+9	3,05E+9	1,032E+9	1,035E+9	7,26E+6	7,38E+6
40	5,46 E+11	5,47 E+11	2,02 E+11	2,02 E+11	1,409 E+9	1,41 E+9

Les courbes S-N tracées pour ces deux modèles étaient pratiquement superposées, un exemple de résultats pour les matériaux 7075 T6, 2024 T3 et A356 sont présentés dans la figure 3.4 pour la méthode SWT et dans la figure 3.5 pour celle de Manson-Coffin.

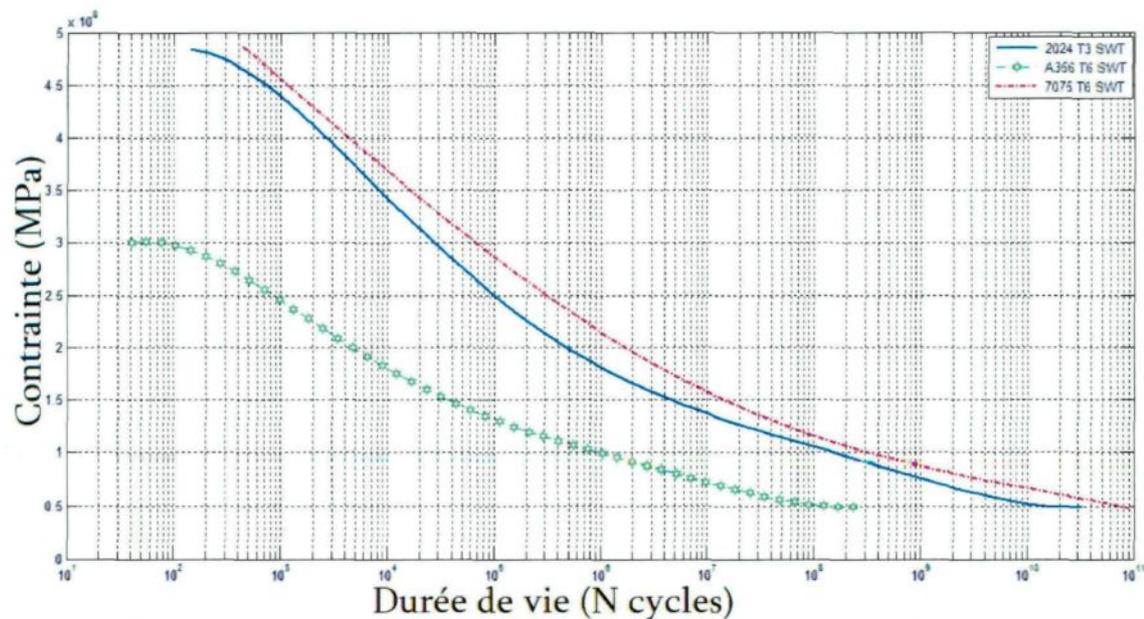


Figure 3.4 : Courbe S-N des alliages 2024 T3, A357 et le 7075 T6 pour la méthode SWT.

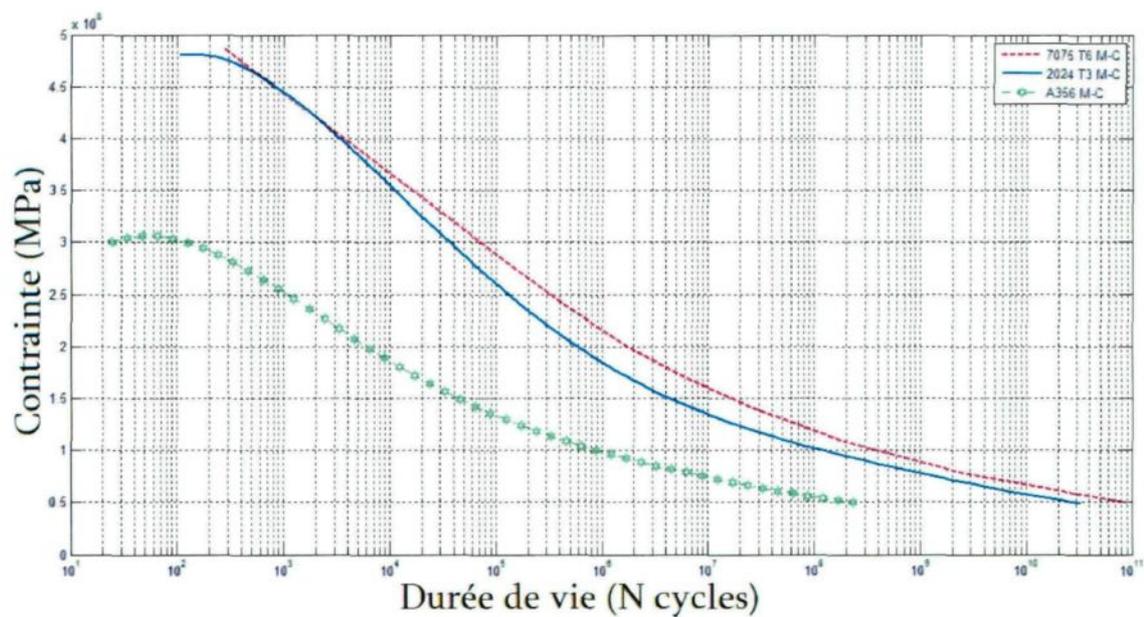


Figure 3.5 : Courbe S-N des alliages 2024 T3, A357 et le 7075 T6 pour la méthode Manson-Coffin.

La superposition des deux courbes précédentes donne le graphe représenté sur la figure 3.6. Malgré que chacune des méthodes utilise ses propres hypothèses, il est clair que pour un même matériau le tracé de la courbe de fatigue est pratiquement identique.

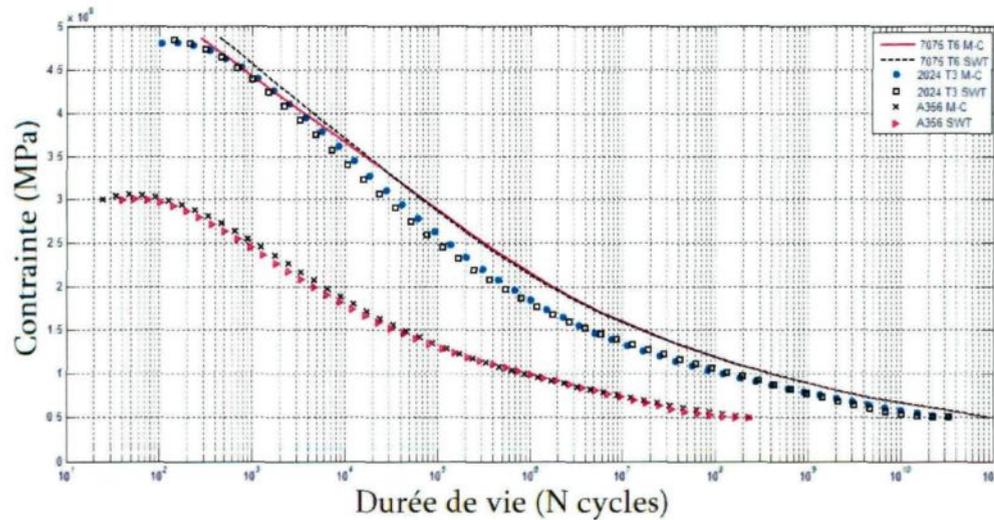


Figure 3.6 : Courbes S-N pour les 3 matériaux proposés selon SWT et M-C.

Pour valider les méthodes choisies, nous avons comparé respectivement les durées de vie de la méthode analytique développée par Manson-Coffin aux tests expérimentaux antérieurs réalisés par le CTA-CRNC, et ceux par Fleming représenté à la figure 3.7.

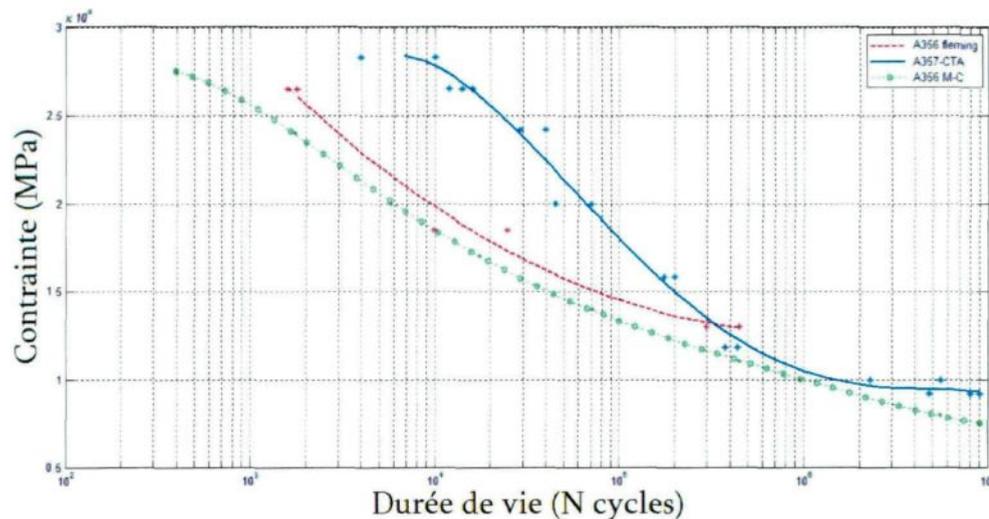


Figure 3.7 : Courbes S-N de l'alliage A356 selon M-C, A356 S-S par Fleming et A357S-S du CTA.

Les courbes : rouge (courte en pointillés) et verte en dessous (longue en étoiles) sont du même matériau A356, la première représente un tracé expérimental de la courbe S-N réalisé par Fleming, et la seconde est une approche analytique d'après Manson-Coffin. Elles montrent une allure similaire et proche de la variation de la durée de vie en fonction de la contrainte imposée, mais avec un avantage d'endurance favorable au matériau moulé en semi-solide de Fleming. La dernière courbe est le tracé S-N du matériau A357 semi-solide fait par le CTA, la durée de vie et la résistance à la fatigue pour des contraintes élevées dans ce cas sont nettement plus importantes, probablement à cause de la différence du taux du manganèse dans ce dernier ainsi que l'état du métal à l'écoulement. Ceci signifie que non seulement les méthodes analytiques choisies sont acceptables, mais aussi que le moulage par voie semi-solide a une influence positive sur l'amélioration des propriétés du matériau notamment sur l'endurance des pièces à la fatigue.

Chapitre 4

ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE

Au cours de ce chapitre, nous allons présenter les simulations effectuées sur les deux bras de suspension. En commençant par le calcul numérique des fréquences et des modes propres du bras supérieur qui a été utilisé comme une pièce d'étalonnage et validation des résultats obtenus par Abaqus. Finalement, le calcul des contraintes maximales et prédiction des zones critiques susceptibles à la rupture seront traités.

4.1 Présentation des pièces

Le premier type de bras est une pièce simple illustrée à la figure 4.1. Vu sa forme et ses propriétés mécaniques, ce bras représente la pièce idéale pour calibrer nos instruments et valider les résultats d'Abaqus. Le second type est le bras inférieur de la suspension, beaucoup plus résistant que le premier, il présente également une géométrie plus complexe telle qu'illustrée à la figure 4.2. Ces deux pièces sont fabriquées en aluminium A357 selon le procédé SEED du moulage semi-solide par le Centre des Technologies de l'Aluminium CTA-CNRC. Les dimensions réelles sont données dans la figure 4.3 qui représente sa mise en plan.



Figure 4.1 : Bras de suspension supérieur.



Figure 4.2 : Bras de suspension inférieur.

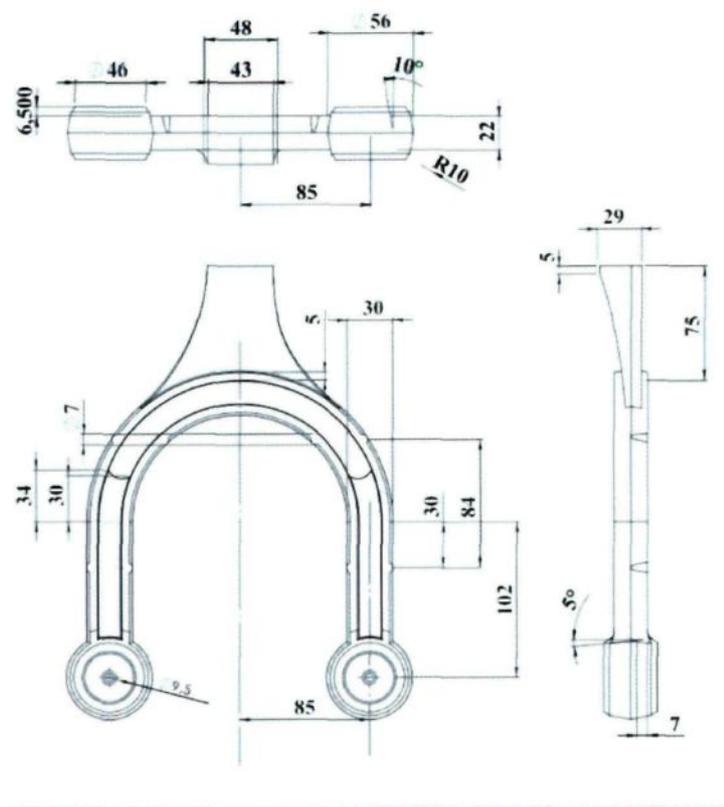


Figure 4.3 : Mise en plan du bras de suspension supérieur.

Les alliages d'aluminium les plus populaires pour les semi-solides destinés à la fabrication des composants automobiles sont le A356 et le A357. La densité des alliages A357 rhéomoulé semi-solide est supérieure à celle des alliages moulés. Le premier permet à la fois le traitement thermique T5 et T6 [30]. En raison de ses excellentes propriétés qui comprennent la coulabilité, la soudabilité et la résistance à la fissuration à chaud, ce type d'alliage est largement utilisé dans les industries automobiles et aérospatiales. Ses propriétés mécaniques sont fortement influencées par la composition chimique, les impuretés, les traitements en fusion, les traitements thermiques et le taux de solidification [31].

L'alliage adopté à l'élaboration des deux bras de suspension utilisé dans cette étude est le A357-T6 SS. Ses propriétés mécaniques sont détaillées dans le tableau 4.1. Les bras supérieur sous forme de U et inférieur sous forme triangulaire se positionnent respectivement sur la partie supérieure et inférieure de la suspension comme le montre la figure 4.4. Ils sont reliés au châssis par deux articulations cylindriques et au pivot de fusée par une rotule.

Tableau 4.1 : Propriétés mécaniques de l'alliage A357.

Propriétés	
Densité (kg/m³)	2670
Coefficient de Poisson	0.33
Module d'élasticité (N/mm²)	72.2 x 10 ⁹
Élongation (%)	11.3±1.4 %
Résistance élastique	298.1±6.9 MPa
Résistance maximale à la traction	353.8±5.0 MPa

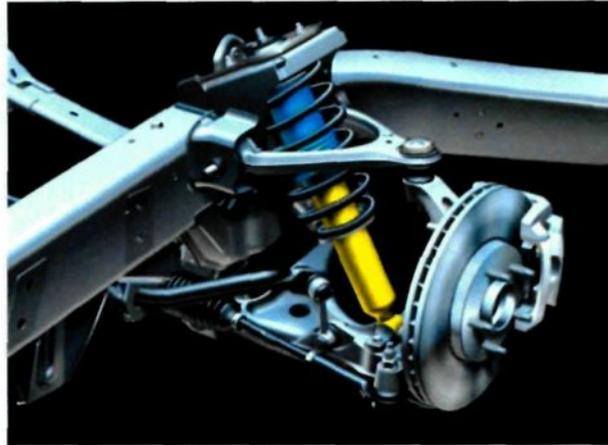


Figure 4.4 : Modèle d'un quart de suspension du véhicule [32].

Cet alliage est composé principalement d'Aluminium, du Silicium, du Manganèse et du fer en petites quantités. Le tableau 4.2 illustre le pourcentage de chaque élément contribuant à sa composition chimique.

Tableau 4.2 : Composition de l'alliage d'aluminium A357-T6.

Éléments	Al	Si	Mg	Ti	Fe	Cu	Mn
Composition %	Balance	6.5-7.0	0.6	0.12	<0.1	<0.05	<0.05

- **Traitements thermiques**

Le traitement thermique subi aux bras de suspension après moulage est le T6, ce dernier est composé de trois étapes :

1. d'abord, une mise en solution à la température de 540°C pendant deux heures ;
2. ensuite, une trempe dans l'eau à la température de 65°C ;
3. finalement, vieillissement pendant six heures à la température de 170°C.

4.2 Bras de suspension supérieur

- **Information sur le maillage**

En ce qui concerne le bras de suspension supérieur, la taille globale des éléments est égale à 4 mm, avec une taille minimum de 0.1 mm prise par défaut.

Les éléments de maillage choisis sont de forme tétraédrique de type C3D4 standard avec une géométrie linéaire 3D stress. Le nombre total des éléments est de 42610 et le nombre des nœuds est de 10217 comme le montre la figure 4.5.



Figure 4.5 : Maillage du bras supérieur.

4.2.1 Étude fréquentielle

La figure 4.6 représente le dessin réalisé pour des fins de simulation fréquentielle. Sa forme réelle ainsi que ses propriétés mécaniques ont été données en détail au début de ce chapitre (figure 4.3, tableau 4.1).

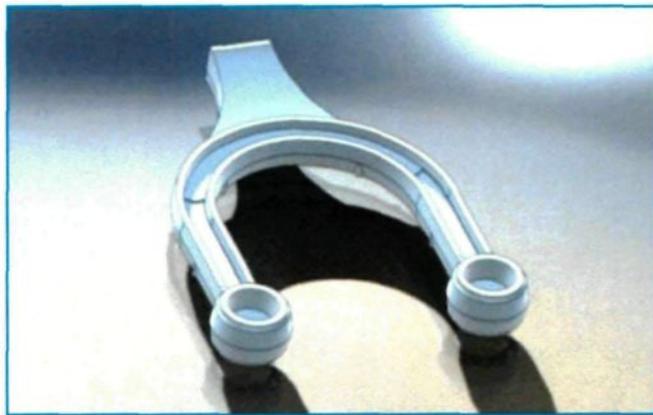


Figure 4.6 : Bras de suspension supérieur.

L'allure du second et du troisième mode propre de vibration du bras de suspension est représentée dans la figure 4.7. Le tableau 4.3 résume ses fréquences naturelles pour les quatre premiers modes propres obtenus par simulation numérique.

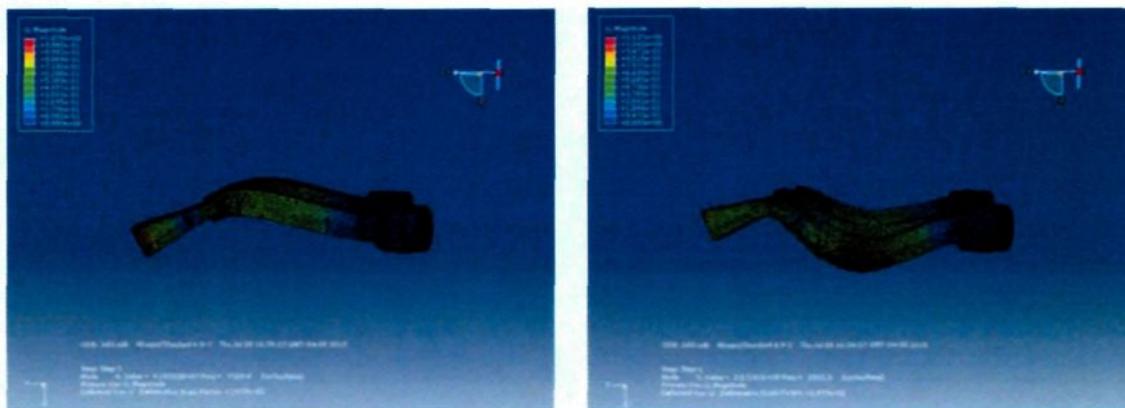


Figure 4.7 : 2^e et 3^e modes de flexion du bras de suspension supérieur.

Tableau 4.3 : Fréquences numérique via Abaqus des quatre premiers modes.

Numéro du mode	Fréquences numériques (Hz)
1	190.70
2	1029.4
3	2552.3
4	6023.5

4.2.2 Analyse des contraintes

La figure 4.8 et la figure 4.9 sont respectivement la contrainte et le déplacement maximal. Ces déformations sont provoquées par une force de traction d'une valeur de 3 KN imposée selon la direction verticale.

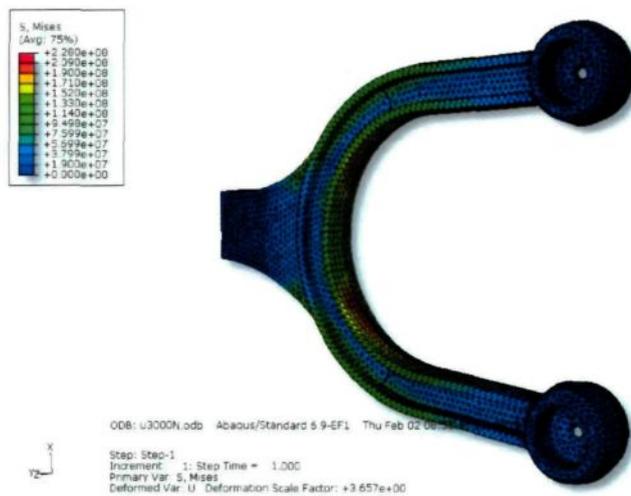


Figure 4.8 : Contrainte maximale en traction.

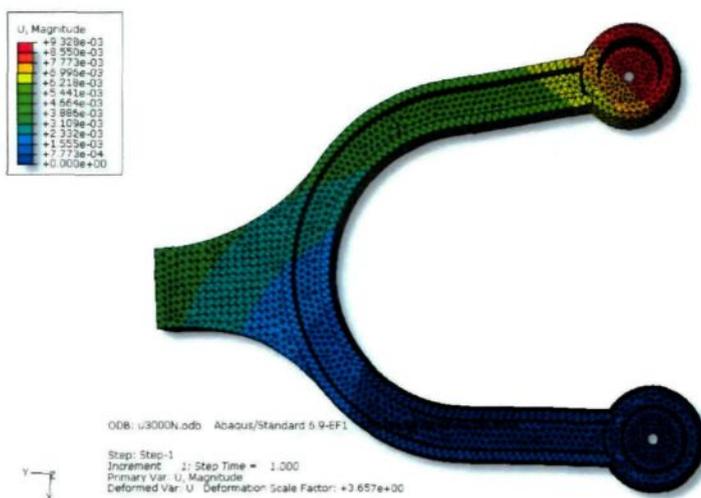


Figure 4.9 : Déplacement maximal en traction.

Puisque les valeurs de contraintes et du déplacement obtenus par simulation numérique dans le cas de la traction et la compression sont égaux pour une force donnée, alors nous les avons regroupés dans un même tableau. Les simulations effectuées sont pour des forces allant de 500 à 3000 N avec un pas de 500 N, telles qu'elles sont représentées dans le tableau 4.4.

Tableau 4.4 : Contrainte et déplacement pour un effort de traction et compression.

Force (N) traction/compression	Contrainte (MPa)	Déplacement (mm)
500	37.99	1.3
1000	75.99	2.62
1500	114	3.9
2000	152	5.25
2500	190	6.6
3000	228	8.16

4.3 Bras de suspension inférieur

Logiquement ce bras, vu sa forme et son emplacement sur la suspension, est sollicité verticalement cas (A) qu'on nommera selon l'axe Y. C'est-à-dire, les efforts agissants sont liés directement à l'accélération et surtout au freinage brusque de la voiture. D'autres cas extrêmes peuvent se présenter, exemple cas (B) et (C) nommée également selon l'axe Z et X respectivement. La figure 4.10 rassemble les cas qui feront l'objet des simulations dans cette étude.

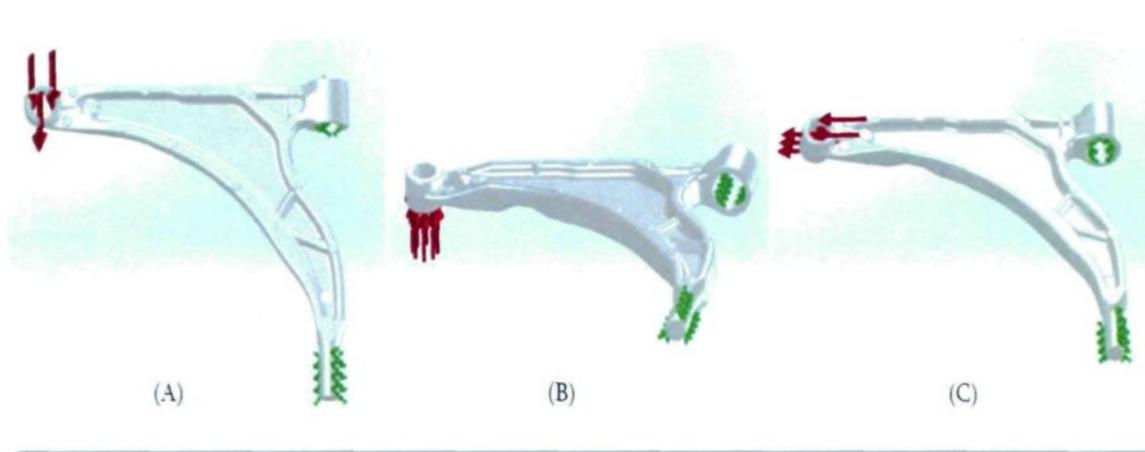


Figure 4.10 : Directions des différentes sollicitations.

- **Information sur le maillage :**

Approximativement, la taille globale des éléments est de 4 mm, avec une taille minimum de 0.1 mm prise par défaut.

Les éléments pris sont de forme tétraédrique de type C3D4 standard avec une géométrie linéaire 3D stress. Le nombre total des éléments est de 1036585, et le nombre des nœuds est de 229910 comme le montre la figure 4.11.

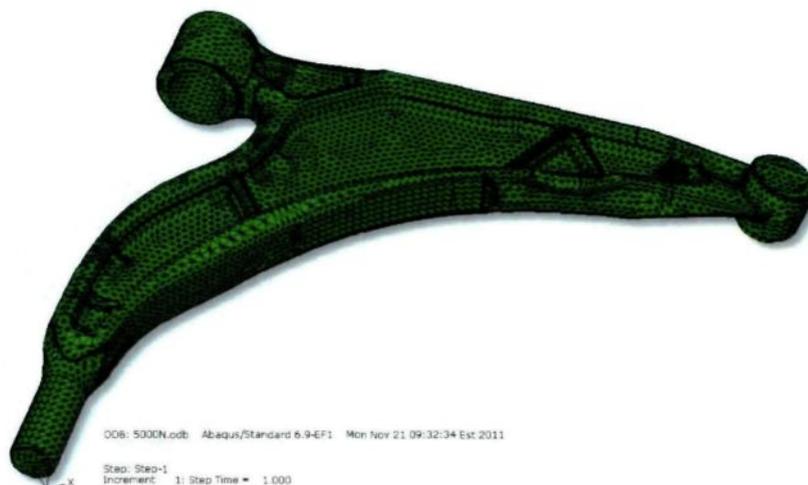


Figure 4.11 : Maillage du bras de suspension inférieur.

4.3.1 Sollicitation selon l'axe Y

Puisque c'est le cas le plus sollicité, il est intéressant de l'étudier d'une façon plus approfondie. Ainsi, en plus des simulations de traction et de compression qui vont être effectuées, nous allons tirer également et en même temps les contraintes et les déformations maximales pour les zones critiques susceptibles à la rupture. Ces résultats seront utiles pour les essais expérimentaux réalisés sur la pièce réelle.

Contrairement au triangle supérieur, la figure 4.12 montre bien que ce bras est beaucoup plus résistant. D'ailleurs, pour une force de 5000 N qui est plus élevée que celle imposée pour le bras en U, le déplacement maximal généré au centre de traction n'est que de 2.55 mm (voir figure 4.13). La figure 4.12 révèle quatre zones de contraintes élevées. Ces zones vont être instrumentées lors des essais expérimentaux. Ceci est dans le but de confirmer les contraintes et les déformations maximales obtenues par simulation. Les résultats des contraintes tirées par le montage expérimental utilisant la pièce instrumentée seront utiles pour déterminer de façon définitive la limite élastique du matériau. Par conséquent pouvoir

distinguer aisément les zones de fatigue. Cette dernière nous permet de fixer les forces et les déplacements à imposer aux prochains essais de fatigue.

Les zones fortement sollicitées sont résumées dans le tableau 4.5. Les figures de la pièce réellement instrumentée, et l'emplacement des jauges de déformation se retrouve dans le chapitre suivant, voir figure 4.23.

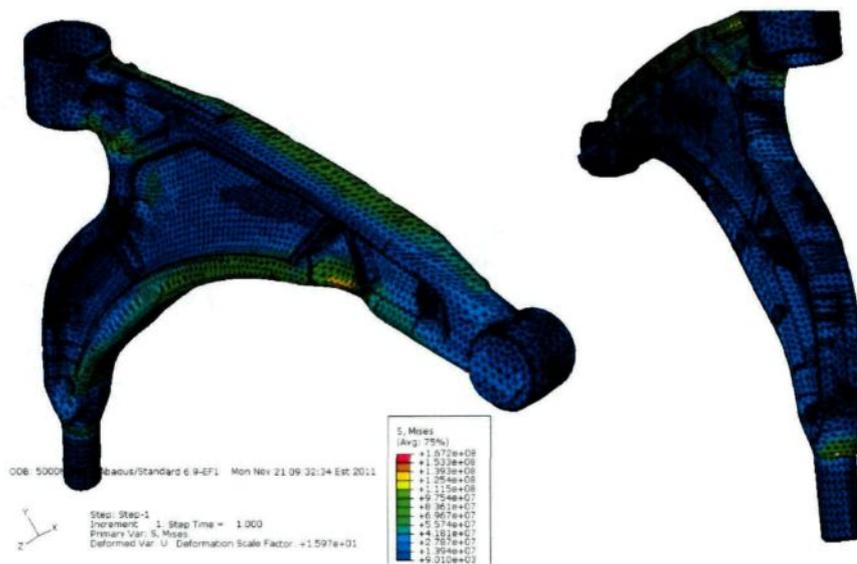


Figure 4.12 : Contrainte maximale pour une force de 5000 N.

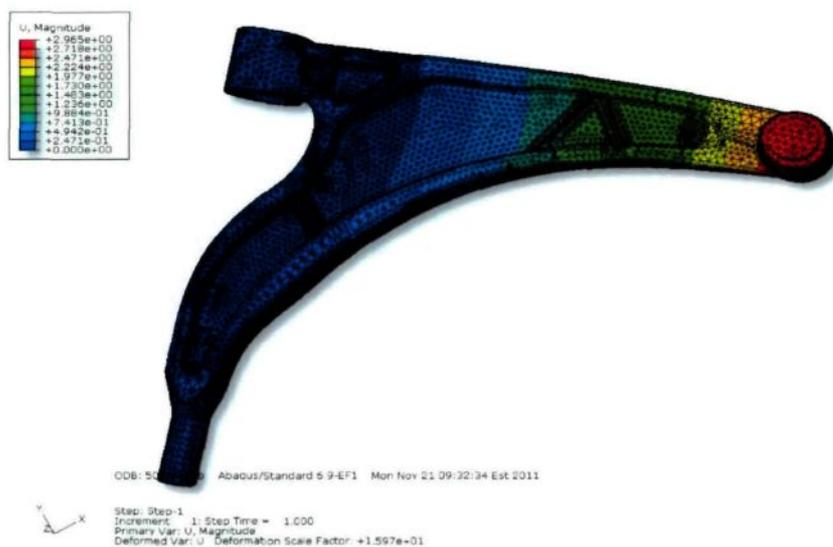
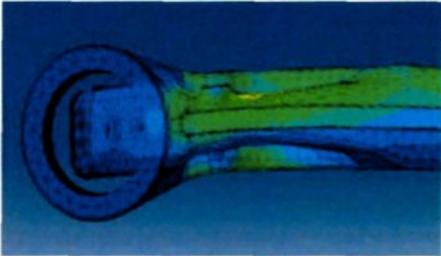
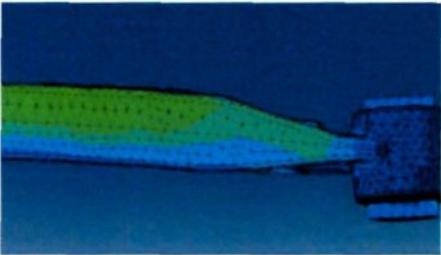
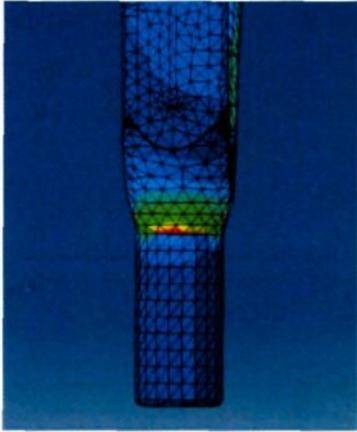
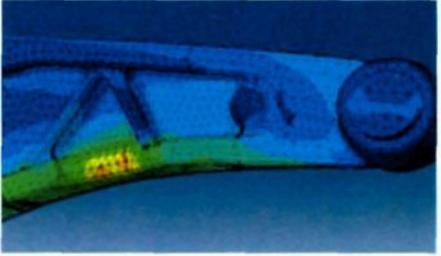


Figure 4.13 : Déplacement maximal pour une force de 5000 N.

Tableau 4.5 : Contraintes maximales dans les zones fortement sollicitées.

		Force (N)					Zone à contrainte maximale	
		1000	2000	3000	4000	5000		
Contrainte MPa	Nœud 1020	10.2	20.3	30.5	40.6	50.8		Emplacement jauge N1
	Nœud 5920	17.6	41.3	62	82.6	103.3		Emplacement jauge N2
	Nœud 17864	33.4	66.9	100.3	133.8	167.2		Emplacement jauge N3
	Nœud 1430	28	56.1	84.1	112.2	140.2		Emplacement jauge N4

4.3.2 Sollicitations selon l'axe Z

Ce cas, telle que le montre la figure 4.10, n'est pas vraiment fréquent, car le bras n'est pas réellement encastré au niveau du châssis. D'ailleurs, au lieu de ce type de fixation, il est plutôt en articulation cylindrique avec lui. Cette situation peut avoir lieu dans des cas extrêmes, c'est-à-dire, lorsque la roue rencontre avec une certaine vitesse une bosse ou un trou profond, ce qui crée à ce moment un choc assez élevé au point de provoquer la possibilité (B) figure 4.10. Les simulations numériques dans ce cas donnent les résultats présentés dans la figure 4.14.

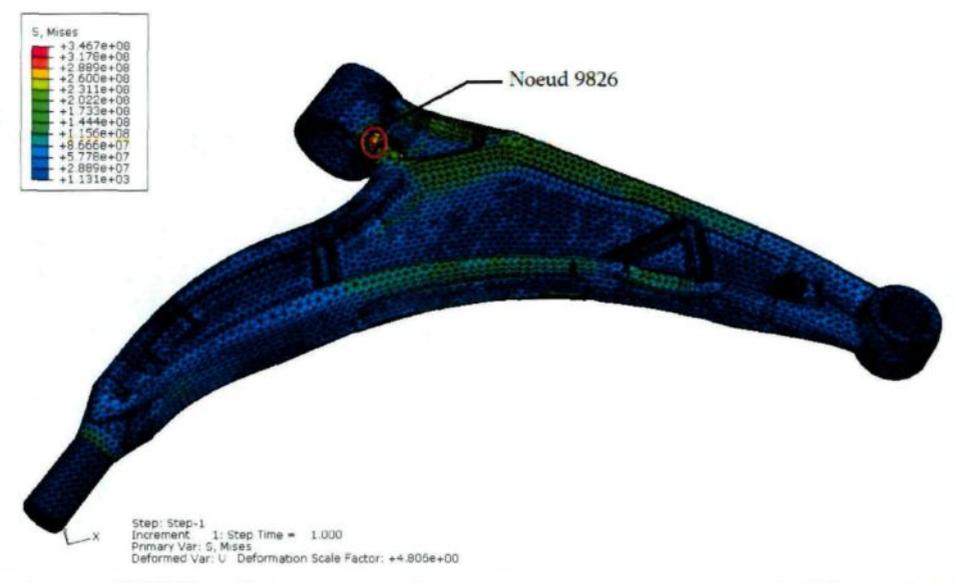


Figure 4.14 : Contraintes maximales selon le cas (B).

De même ici, nous avons appliqué des forces allant de 500 à 2000 N avec un pas de 500 N. La contrainte maximale est égale à 346.15 MPa, elle se situe au nœud 9826. Mais cette valeur dépasse la limite d'élasticité du matériau qui est de 298 MPa, elle atteint presque sa limite de rupture. Donc, ce dont nous avons besoin pour des éventuels essais de fatigue sont les forces du domaine olygocyclique. D'après les simulations effectuées, nous avons pu déterminer la valeur de cette force qui avoisine 1650 N et qui donne une contrainte maximale au même élément de 285 MPa.

4.3.3 Sollicitations selon l'axe X

Ce cas est également envisageable, il se produit essentiellement aux entrées des virages de la route. La pression provoquée par le poids d'un véhicule sur la roue lors du virage est supportée par les amortisseurs, bien évidemment, et par les bras de suspension. La traction et la compression dans ce sens sont simulées dans la figure 4.15. Pour une charge de 5 KN, la contrainte maximale est de 131.1 MPa au nœud 5057

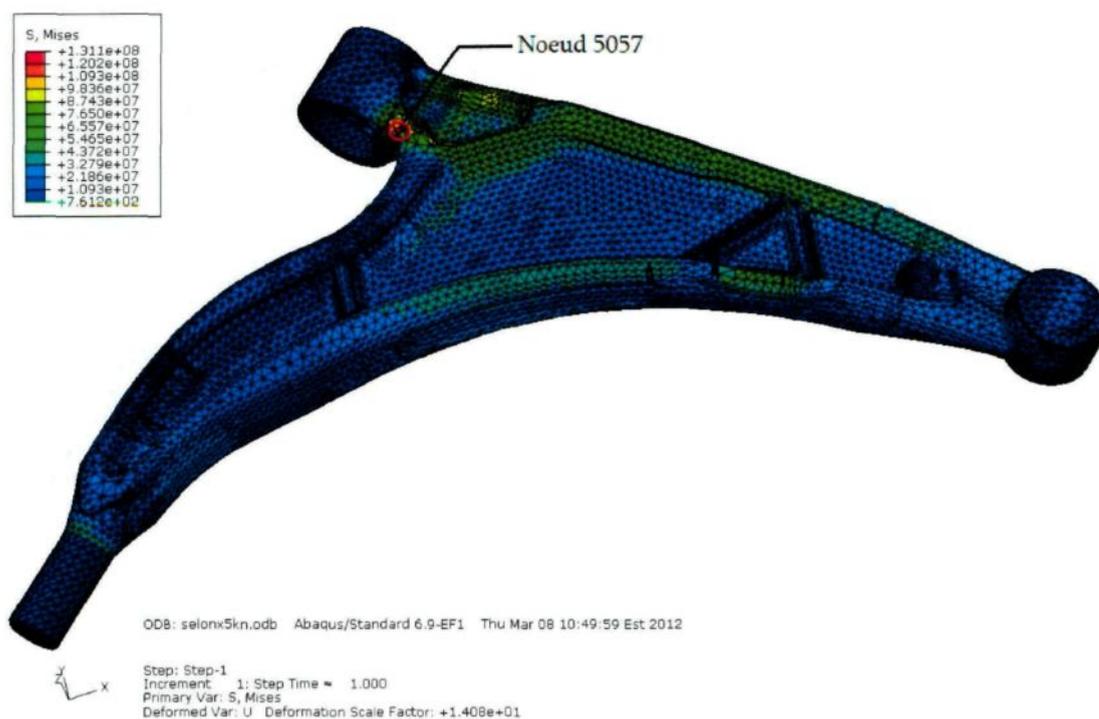


Figure 4.15 : Contrainte maximale selon le cas (C).

Ainsi s'achève la partie simulation numérique. À ce niveau, le bras triangulaire a été caractérisé suivant les directions citées au début des simulations, c'est-à-dire selon les axes X, Y et Z. Selon l'axe Y, le triangle a été le plus sollicité car le risque de rupture par fatigue dans ce cas est plus probable, et c'est de cette manière qu'il sera sollicité lors des essais de

fatigue. Les zones critiques liées à cet axe sont également définies. Quatre zones ont été identifiées et instrumentées pour la validation expérimentale. Quant aux deux autres directions « Z et X », les contraintes maximales visent les cas extrêmes, en d'autres termes, il est important de savoir les charges maximales que peut supporter cette structure, sachant que la production de ces cas est minime sauf cas particulier notamment lors d'un choc grave.

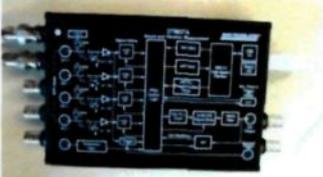
Par ailleurs, afin d'étudier le comportement en fatigue d'une structure donnée, il est indispensable de commencer par créer une méthodologie de travail et de suivre un ordre précis tout en utilisant un certain nombre de logiciels, matériels ainsi que de méthodes. Dans ce cas, il nous a fallu d'abord pensé à un montage valide, faire ensuite une partie d'étalonnage poursuivi des essais de caractérisation de traction et de compression. Pour finir, on valide tout ça en utilisant une pièce étalon instrumentée avec des jauges de déformations uniaxiales. Arrivé à ce stade, il sera possible de réaliser des essais de fatigue successifs et déterminer ainsi la résistance en fatigue du bras de suspension.

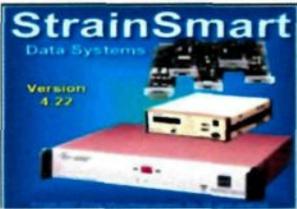
4.4 Calibration et étalonnage

Avant de débiter la partie expérimental, il est important de calibrer les machines et étalonner les résultats du laboratoire avec ceux obtenus par les logiciels utilisés.

Le Tableau 4.6 représente l'ensemble des instruments, des matériels et des logiciels utilisés le long de toute la partie expérimentale qui comprend la partie étalonnage, essai de traction et de compression ainsi que la partie fatigue.

Tableau 4.6 : Instruments, matériels et logiciels utilisés lors de la partie expérimentale

N°	Nom	Fonction	photos
1	Marteau d'impact	Génère les fréquences pour les analyses de structures, caractérisations de résonances, observation ou analyse modale.	
2	Pot vibrant	Ou exciteur, c'est un appareil permettant d'exciter une structure en vibration continue pour les mêmes raisons que celles du marteau d'impact	
3	Générateur de fréquence GFG-8216A	Générateur des signaux dans la gamme de fréquences allant jusqu'à 5MHz. Il est utilisé pour les tests de vibration, et les applications ultras sonores, etc.	
4	Modules DT9837a Alimentation USB	Module d'acquisition de données hautes performances pour l'analyse dans le domaine du son et vibration	
5	Accéléromètre	Capteur qui permet de mesurer l'accélération.	
6	External Digital Controller EDC 60/120	Conçu pour l'acquisition de données et le contrôle en boucle fermée des instruments du test.	

7	Cellule de charge 1000 et 5000 Lbs (4.4 et 22 KN)	Capteur de force instantané à haute précision	
8	Capteur de déplacement	Capteur de déplacement Micropulse pour un comportement de régulation optimal avec dynamique élevée	
9	Model 6100 Scanner	Il comprend les fonctions pour mesurer les déformations avec précision sous différents chargement. Acquisition des données jusqu'à 10000 échantillons par second par canal.	
10	Jauges de déformation	Quatre jauges de déformation uniaxial pour le calcul des déformations maximales aux zones critiques susceptibles à la rupture	
11	DoPE testcenter	Logiciel de commande du Contrôleur EDC 60/120	
12	Strain Smart Data Systems	Logiciel de commande du Scanner Model 6100	

4.4.1 Étude fréquentielle et vibratoire

La première partie des tests de calibration est une étude vibratoire selon deux méthodes : une expérimentale et l'autre numérique en utilisant Abaqus. pour le montage, le bras est fixé d'abord sur une table en acier à l'aide de la pression du vérin hydraulique comme le montre la figure 4.16 pour le cas du marteau d'impact et la figure 4.17 pour le pot vibrant prisent lors du test.

Le montage expérimental pour une étude fréquentielle comporte les éléments suivants ;

- une source d'excitation de la structure, dans notre cas il s'agit du marteau d'impact au départ et ensuite une excitation par un pot vibrant;
- un capteur servant à capter la réponse vibratoire de la structure. Un accéléromètre a été utilisé pour cette tâche;
- l'accéléromètre doit être relié aux appareils électroniques de conditionnement, d'amplification ou de filtrage adaptés pour convertir le mouvement mécanique en un signal électrique;
- Un analyseur de signal permettant de traiter le signal de la réponse temporel en une information dans le domaine fréquentiel, le logiciel utilisé pour le traitement est le « Spectrum Analyser ».

Les impulsions sont produites en donnant des coups avec un marteau d'impact à l'extrémité libre du bras, ceci en essayant de reproduire les mêmes forces en amplitude et en orientation d'impulsions lors de chaque frappe tout en évitant le dédoublement d'impact qui induit généralement aux erreurs de lecture et d'analyse. L'acquisition des valeurs des fréquences se fait après traitement via le module DT9837A sur l'ordinateur. L'avantage du pot vibrant, c'est qu'il produit exactement les mêmes impulsions à chaque fois.



Figure 4.16 : Expérience des fréquences par marteau d'impact.



Figure 4.17 : Expérience des fréquences par le pot vibrant.

4.4.2 Calibration du banc d'essai de fatigue

L'étalonnage et la calibration du banc d'essai de fatigue consistent à : concevoir, au départ, un montage adéquat pour le bras de suspension de telle façon à lui donner un comportement semblable à celui monté sur une suspension d'un véhicule. Calibrer, ensuite, la cellule de charge par rapport au type du matériau utilisé et les efforts maximaux appliqués. Effectuer, en dernier lieu, les essais de traction et de compression et tracer leurs

courbes respectives. Finalement, on réalise un test de fatigue préliminaire afin de voir les réponses données par la machine et de s'assurer de la stabilité du montage.

Le montage conçu et réalisé pour le bras de suspension en forme de U est représenté par la figure 4.18.

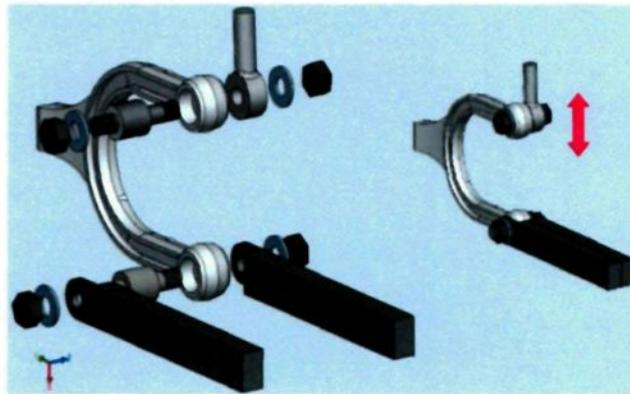


Figure 4.18 : Vue éclatée du système de fixation sur le banc d'essai.

Les essais de traction, de compression, ainsi que celle de fatigue ont été réalisés selon la direction indiquée dans la figure 4.18. Les essais préliminaires ont montré que l'utilisation d'une cellule de charge de 1000 lbs c'est-à-dire environ 4400 N est suffisante vu que cette pièce est relativement faible par rapport à celle qui a été utilisée dans la suite du projet et que sa limite élastique est inférieure à la résistance maximale admissible de cette cellule de charge. Les détails des résultats sont exposés dans le chapitre 5.

4.5 Étude expérimentale du bras triangulaire

Après avoir achevé la partie calibration et étalonnage de la machine par rapport au matériau et la forme de la pièce utilisée d'un côté, et par rapport aux résultats de la simulation numérique. Maintenant, le bras de suspension inférieur peut être étudié, et pour cela il est indispensable de reprendre les mêmes étapes que de la partie étalonnage, c'est-à-dire préparation des pièces, concevoir un montage valide de plus instrumentation d'une des pièces par des jauges de déformation uniaxiale et en fin réalisation des tests préliminaires.

4.5.1 Conception du montage

À cette fin comme dans le cas du bras supérieur, nous avons utilisé le logiciel SolidWorks pour dessiner toutes les parties nécessaires menant à un montage adéquat. Le principe consiste à créer une fixation qui se rapproche le plus au montage de la pièce à l'ensemble de la suspension réelle du véhicule. La figure 4.19 est le montage que nous avons adopté pour la suite des tests.

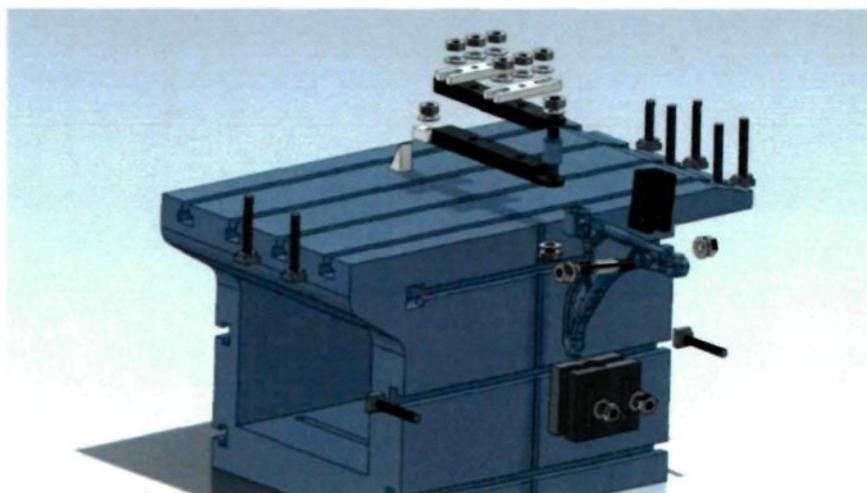


Figure 4.19 : Vue éclatée du montage.

Inspirer du mouvement du véhicule lors de son freinage brusque, notre bras de suspension sera sollicité dans un premier temps suivant la verticale comme il est illustré dans la figure 4.20, ce qui représente le mouvement longitudinal du véhicule.

En ce qui concerne les tests de caractérisation, telle que montrée dans la figure 4.20 la traction est vers le haut et de compression vers le bas. Le contrôle de la machine se fait par ordinateur à l'aide du logiciel DOLI test centre, ceci pour deux raisons : la facilité de la manipulation et le contrôle de la pompe hydraulique, d'un côté, et la possibilité d'observer le tracé des courbes au fur et à mesure que le test se déroule d'un autre côté.

Pour l'essai de fatigue, par contre, il est préférable lors de la manipulation d'utiliser le module de fatigue intégré dans l'automate lui-même. L'acquisition des données est assurée par le logiciel de lecture nommé DOLIPat, où il enregistre les résultats dans un fichier

texte. Les valeurs affichées, pour chaque intervalle, contiennent le nombre de cycles atteint, la durée du test, le déplacement en millimètre et les forces engendrées.

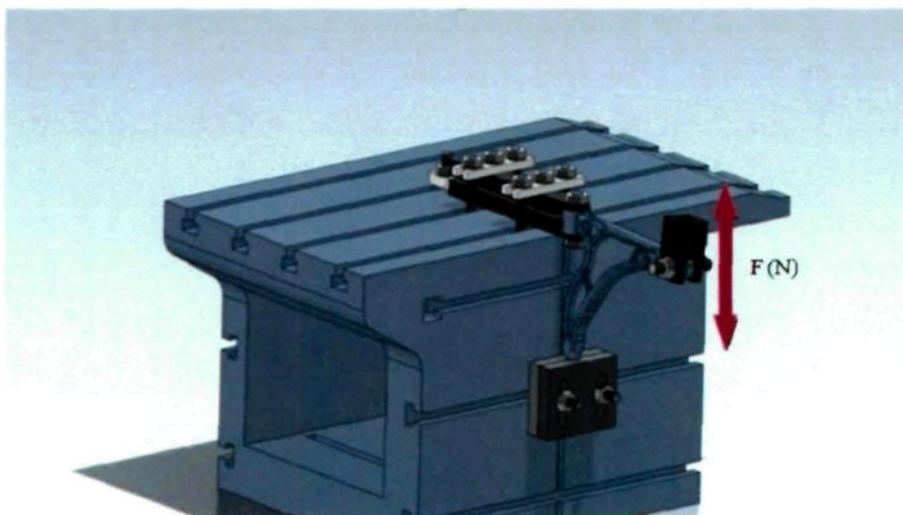


Figure 4.20 : Montage pour le test de traction et compression.

4.5.2 Préparation des pièces

Les bras de suspension fournis par le CTA avaient besoin d'un travail d'usinage au niveau des deux axes de fixation. Telle que montrée par la figure 4.21, le premier axe est le bras avec le vérin «représente la fusée de la roue» et le deuxième est le bras avec la table «représente le châssis». Le travail d'usinage réalisé sur le triangle de suspension est montré dans la figure 4.22.

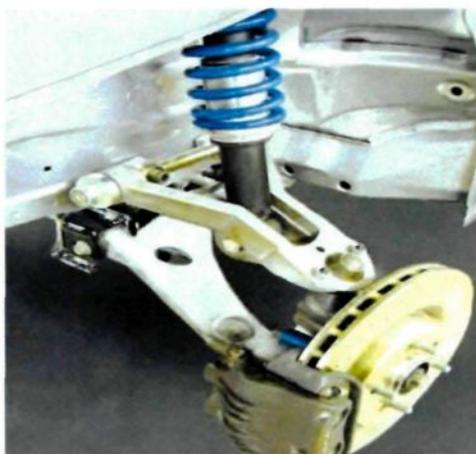


Figure 4.21 : Exemple d'un triangle de suspension installé dans un véhicule.

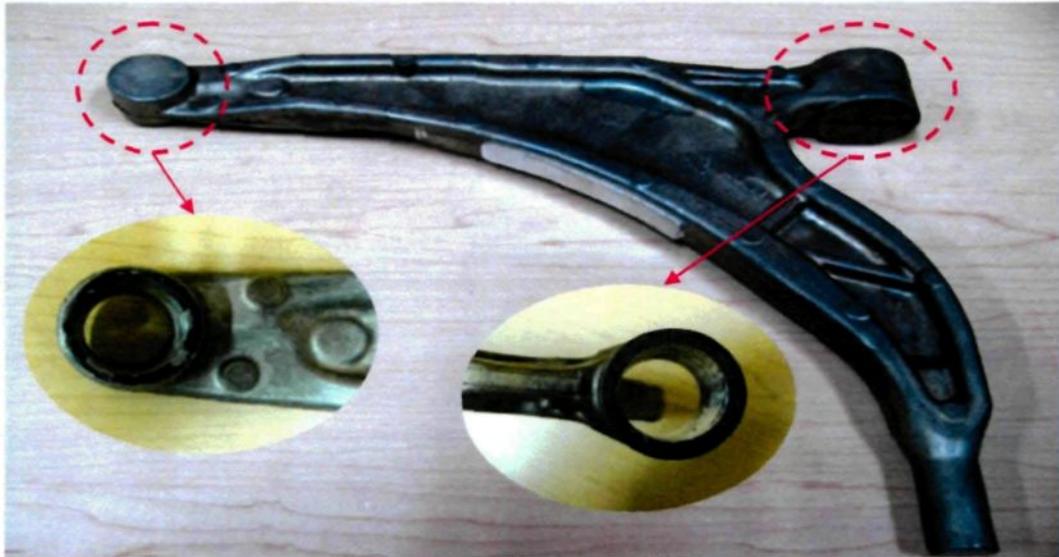


Figure 4.22 : Pièce usinée prête aux essais mécaniques.

Les essais préliminaires, dans ce cas, ont montré que cette configuration du bras de suspension inférieur est beaucoup plus résistante que celle en forme de U, ce qui force à changer la cellule de charge utilisée dans le premier cas qui été de 1000 lbs par celle de 5000 lbs l'équivalent de 22500 N au lieu de 4400 N. Ceci, nous a obligé à calibrer de nouveau la machine selon les propriétés du bras triangulaire. Les forces dans les essais réalisés ont atteint les 21 KN. Le tracé de ces courbes est plus loin dans la partie résultats et discussions.

4.5.3 Instrumentation

Les simulations de contraintes présentées dans le chapitre précédent ont révélé différentes zones à contrainte critiques, dont principalement quatre endroits à surveiller. Ces zones ont été bien définies sur la pièce réelle pour des fins d'instrumentation par des jauges de déformations uni-axiales. La figure 4.23 montre ces jauges et leur emplacement sur le bras de suspension nommée pièce étalon.



Emplacement de la jauge 1.



Emplacement de la Jauge 2.



Emplacement de la jauge 3.



Emplacement de la Jauge 4.

Figure 4.23 : Emplacement des jauges installées sur le bras de suspension.

L'intérêt de cette étape consiste à identifier la limite élastique du bras de suspension. Cela se fait par la mesure des contraintes au niveau des zones critiques de fatigue. Les résultats tirés par le montage utilisant la pièce instrumentée seront utiles pour déterminer de façon définitive la limite élastique du matériau, par conséquent pouvoir distinguer les zones de fatigues. Pour finir, ceci nous permet de fixer les forces et les déplacements à imposer lors des prochains essais de fatigue. L'acquisition des données se fait par l'intermédiaire du StrainSmart Data Systems, model 6100 Scanner. Les valeurs de la

déformation obtenues sont en microdéformation. Ces dernières seront converties en contraintes par l'utilisation de la loi de Hooke.

Les principaux tests effectués au cours de cette étude sont ceux de traction, de compression et de fatigue. Les efforts maximaux atteints lors des deux premiers tests étaient de 21 KN. Le bras de suspension inférieur a présenté une résistance beaucoup plus élevée par rapport à celle du bras supérieur. Tous les résultats seront discutés dans le chapitre qui suit.

Les essais de fatigue ont été effectués dans la même direction que celle prise pour les essais de traction et de compression. L'entrée imposée était en déplacement, variable pour chaque test de ± 1 mm, ± 1.5 mm et ± 2 mm. La fréquence imposée était de 1 Hz, elle est fixe également pour tous les tests. Le nombre de cycles atteint, la durée du test ainsi que les efforts moyens générés lors du cyclage sont exposés en détail dans le chapitre 5.

Chapitre 5

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Dans ce chapitre nous allons rassembler et comparer tous les résultats de cette étude en commençant par le bras de suspension supérieur, les résultats de l'étude fréquentielle obtenus selon le calcul numérique et expérimental, et donner ensuite les tracés des courbes de traction et de compression. Pour le bras triangulaire, on commence par tracer les courbes de traction et de compression, effectuer la comparaison entre les contraintes au niveau des jauges de déformations pour la pièce étalon et les résultats de simulations numériques. Finalement, comparer les résultats de fatigue obtenus par le modèle analytique proposé dans le chapitre 3 et les résultats des essais expérimentaux.

5.1 Bras de suspension supérieur

Le tableau 5.1 résume les fréquences naturelles pour les quatre premiers modes propres. Pour les essais du marteau d'impact et le pot vibrant d'une part et de la simulation numérique ainsi que le pourcentage d'erreur d'une autre part.

Tableau 5.1 : Réponse en fréquence naturelle du bras supérieur en mode flexion.

Mode	Expérimentale		Numérique	Pourcentage d'erreur(%) / marteau
	Pot vibrant	Marteau d'impact	Abaqus	
1	152.94	163.93	190.70	14,03
2	912.08	918.03	1029.4	10.81
3	2246.1	2246.1	2552.3	11,99
4	5309.5	5393.44	6023.5	10.46

Les résultats obtenus en laboratoire par expérience et ceux de la simulation numérique, ont montré que les réponses en fréquences naturelles du bras en mode flexion dû à une excitation du marteau d'impact sont relativement voisines. Le pourcentage d'erreur entre l'expérimentale et le numérique varie dans ce cas entre 10 à 14 %. Ces valeurs sont très acceptables. La petite différence des résultats est causée probablement par la morphologie de la pièce elle-même, en particulier, l'inhomogénéité de la pièce, la ségrégation des éléments constituant l'alliage ou la présence des cavités tel que l'air emprisonné et non dégagé lors du moulage sous pression par exemple.

Afin de caractériser le bras de suspension, nous l'avons soumis aux tests de traction et de compression. Les graphes obtenus sont représentés par les figures 5.1 et 5.3. La déformation réelle subie par le bras de suspension est respectivement représentée dans les figures 5.2 et 5.4 pour la traction et la compression.

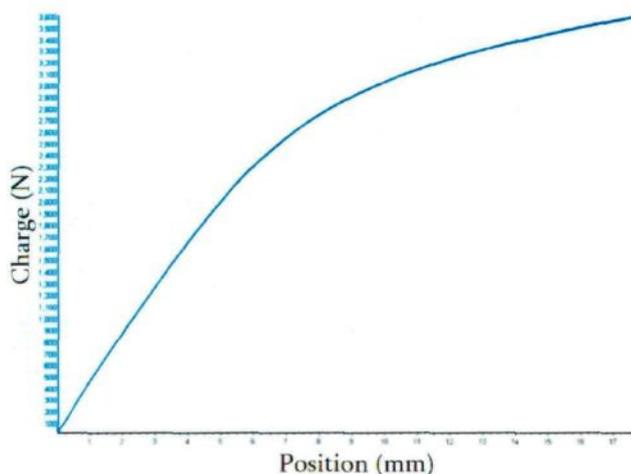


Figure 5.1 : Test de traction.

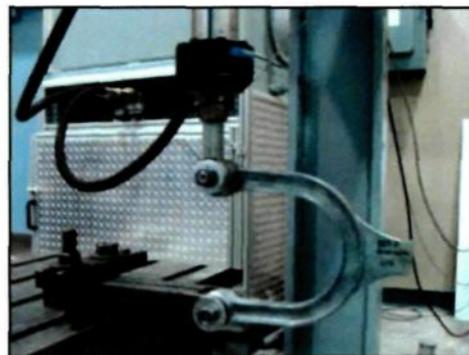


Figure 5.2 : Bras de suspension déformé après le test de traction.

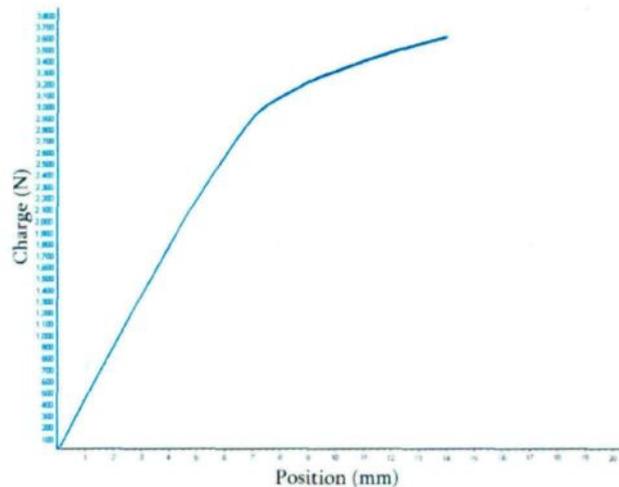


Figure 5.3 : Test de compression.

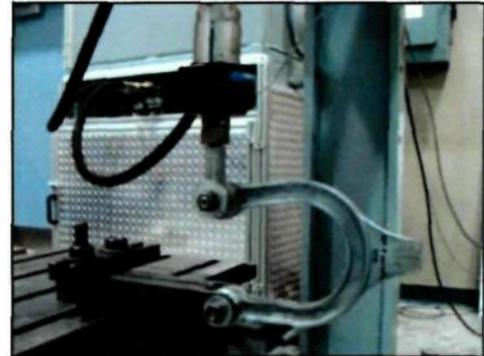


Figure 5.4 : Bras de suspension déformée après le test de compression.

La zone élastique obtenue du bras de suspension en compression est relativement plus élevée que celle en traction de 1 mm (7 mm en compression par rapport à 6 mm pour la traction). Les forces pour ces déplacements sont également différents (on note 2900 N en compression pour 2500 N pour la traction). Ceci est dû au comportement du matériau sous la forme en U du bras supérieur.

Comme nous n'avons pas installé des jauges de déformations pour le cas de ce bras de suspension alors la validation des résultats de la simulation sera effectuée par rapport au déplacement obtenu pour la zone élastique. Les tableaux 5.2 et 5.3 donnent une comparaison de l'ensemble des résultats.

Tableau 5.2 : Comparaison du déplacement en traction pour le bras en U.

Force (N) (traction)	Déplacement (mm)		Pourcentage d'erreur (%)
	Expérimental	Simulation	
500	1.1	1.3	15.38
1000	2.3	2.62	12.21
1500	3.6	3.9	7.69
2000	4.95	5.25	5.71
2500	6.7	6.6	1.49

Tableau 5.3 : Comparaison du déplacement en compression pour le bras en U.

Force (N) Compression	Déplacement (mm)		Pourcentage d'erreur (%)
	Expérimental	Simulation	
500	1.12	1.3	13.84
1000	2.24	2.62	14.5
1500	3.3	3.9	15.38
2000	4.5	5.25	14.28
2500	5.8	6.6	12.12
2900	7	7.5	9.09

En observant le pourcentage d'erreur entre les expérimentale et numérique, dans les deux cas, on remarque qu'il ne dépasse pas les 15.38 %. De plus, il est inférieur à 12 % dans le reste des valeurs pour le cas de la traction. Cette légère différence est acceptable pour les mêmes raisons que celles citées pour le cas du calcul fréquentiel. On peut conclure que l'étude numérique en utilisant Abaqus, pour le calcul de la résistance mécanique et vibratoire, est validée et que l'utilisation du banc d'essai au laboratoire pour les tests de traction et de compression et les essais de fatigue est également validée.

La dernière étape de l'étude expérimentale, pour cette pièce, est consacrée aux essais de fatigue. D'ailleurs, nous avons entamé cette partie en utilisant le montage montré sur la figure 4.18 du chapitre précédent. À titre d'exemple, pour une fréquence de 1 Hz et une amplitude de force de 1700 N, le nombre de cycles à atteint $2.5 \cdot 10^4$, ce qui donne approximativement 7 heures de tests sans interruption. Si on fait appel aux résultats de la simulation numérique ainsi qu'à la méthode analytique de Manson-Coffin pour les mêmes conditions, le nombre de cycles peut atteindre 10^5 à l'apparition de la fissure. Dans les essais de fatigue, il est pris en considération que pour une force donnée si la pièce dépasse les 10^7 cycles sans se rompre alors on dira que sa durée de vie est infinie. Jusqu'à présent, tous les tests préliminaires ont été effectués sur des pièces en U. Les prochains tests qui suivent, ils seront refaits sur le nouveau bras de suspension fournie.

5.2 Bras de suspension inférieur instrumenté

Cette phase de l'étude est très importante, comme nous l'avons expliqué dans le chapitre précédent, les jauges de déformation aide à mieux connaître la pièce et à définir les zones critiques lors des essais de fatigue. Les tableaux 5.4 à 5.11 donnent les valeurs des déformations et des contraintes aux zones susceptibles à la rupture pour les quatre essais effectués. De plus, leurs valeurs moyennes d'une part et celles des contraintes aux mêmes endroits obtenues par simulation numérique d'autre part.

Tableau 5.4 : Déformations et contraintes en traction pour la jauge 1.

Jauge 1 : Traction											
		Essai 1		Essai 2		Essai 3		Essai 4			
F (KN)	ϵ *10 ⁻⁶	σ (MPa)	σ_{moy} (MPa)	σ Abaqus							
1	-152	-10,97	-122	-8,88	-167	-12,06	-149	-10,76	-10,67	-10.17	
2	-305	-22,02	-275	-19,85	-295	-21,3	-303	-21,88	-21,26	-20.34	
3	-466	-33,64	387	-27,94	-432	-31,2	-438	-31,62	-31,1	-30.51	
4	-569	-41,08	-497	-35,88	-557	-40,21	-558	-40,29	-39,37	-40.68	
5	-717	-51,77	-562	-40,58	-643	-46,42	-630	-45,49	-46,06	-50.85	

Tableau 5.5 : Déformations et contraintes en compression pour la jauge 1.

Jauge 1 : Compression											
		Essai 1		Essai 2		Essai 3		Essai 4			
F (KN)	ϵ *10 ⁻⁶	σ (MPa)	σ_{moy} (MPa)	σ Abaqus							
1	178	12,85	150	10,83	161	11,62	141	10,18	10,88	10.17	
2	255	18,41	313	22,6	303	21,88	288	20,79	21,76	20.34	
3	284	20,22	485	35,02	454	32,78	425	30,68	32,83	30.51	
4	303	21,88	676	48,81	572	41,30	551	39,78	43,30	40.68	
5	312	22,53	820	59,20	701	50,61	670	48,37	52,73	50.85	

Tableau 5.6 : Déformations et contraintes en traction pour la jauge 2.

Jauge 2 : Traction										
	Essai 1		Essai 2		Essai 3		Essai 4			
F (KN)	ϵ *10 ⁻⁶	σ (MPa)	σ_{moy} (MPa)	σ Abaqus						
1	-216	-15,59	-147	-10,61	-298	-21,51	-365	-26,35	-18,52	-17,61
2	-465	-33,75	-467	-33,72	-580	-41,88	-578	-41,73	-37,77	-41,33
3	-728	-52,56	-725	-52,34	-873	-63,03	-881	-63,61	-57,89	-61,99
4	-977	-70,54	-990	-71,48	-1153	-83,25	-1155	-83,39	-77,16	-82,6
5	-1228	-88,66	-1230	-88,87	-1379	-99,56	1356	-97,90	-93,73	-103,33

Tableau 5.7 : Déformations et contraintes en compression pour la jauge 2.

Jauge 2 : Compression										
	Essai 1		Essai 2		Essai 3		Essai 4			
F(N)	ϵ *10 ⁻⁶	σ (MPa)	σ_{moy} (MPa)	σ Abaqus						
1	335	24,19	200	14,44	299	21,59	263	18,99	19,80	17,61
2	646	46,64	490	35,38	596	43,03	570	41,15	41,55	41,33
3	919	66,35	771	55,67	921	66,50	872	62,96	62,87	61,99
4	1201	86,71	1057	76,31	1193	86,13	1167	84,26	83,35	82,6
5	1447	104,47	1329	95,95	1448	104,54	1411	101,87	101,71	103,33

Tableau 5.8 : Déformations et contraintes en traction pour la jauge 3.

Jauge 3 : Traction										
	Essai 1		Essai 2		Essai 3		Essai 4			
F (KN)	ϵ *10 ⁻⁶	σ (MPa)	σ_{moy} (MPa)	σ Abaqus						
1	-2	-0,14	-3	-0,22	31	2,24	30	2,17	1,08	33,4
2	12	0,85	51	3,68	84	6,06	82	5,92	4,13	66,9
3	37	2,63	107	7,72	141	10,2	144	10,4	7,73	100,3
4	82	5,82	180	13	208	15,02	209	15,09	12,23	133,8
5	125	8,87	271	19,57	280	20,22	275	19,85	17,13	167,2

Tableau 5.9 : Déformations et contraintes en compression pour la jauge 3.

Jauge 3 : Compression										
Essai 1		Essai 2		Essai 3		Essai 4				
F (KN)	ϵ *10 ⁻⁶	σ (MPa)	σ_{moy} (MPa)	σ Abaqus						
1	-22	-1,56	6	0,43	-27	-1,95	-26	-1,88	-1,24	33,4
2	-69	-4,9	-10	-0,72	-68	-4,91	-68	-4,91	-3,86	66,9
3	-110	-7,81	-60	-4,33	-112	-8,09	-108	-7,8	-7,01	100,3
4	-154	-10,93	-127	-9,17	-158	-11,41	-153	-11,05	-10,64	133,8
5	-237	-16,83	-183	-13,21	207	-14,94	-192	-13,86	-14,71	167,2

Tableau 5.10 : Déformations et contraintes en traction pour la jauge 4.

Jauge 4 : Traction										
Essai 1		Essai 2		Essai 3		Essai 4				
F (KN)	ϵ *10 ⁻⁶	σ (MPa)	σ_{moy} (MPa)	σ Abaqus						
1	352	25,41	245	17,69	463	33,43	404	29,17	26,42	28,04
2	752	54,29	751	54,22	905	65,34	899	64,91	59,7	56,09
3	1170	84,47	1162	83,9	1369	98,84	1378	99,49	91,67	84,13
4	1565	112,99	1589	114,72	1816	131,11	1814	130,97	122,45	112,2
5	1966	141,94	1979	142,88	2183	157,61	2140	154,51	149,24	144,8

Tableau 5.11 : Déformations et contraintes en compression pour la jauge 4.

Jauge 4 : Compression										
Essai 1		Essai 2		Essai 3		Essai 4				
F (KN)	ϵ *10 ⁻⁶	σ (MPa)	σ_{moy} (MPa)	σ Abaqus						
1	-530	-38,27	-319	-23,03	-469	-33,86	-416	-30,03	-31,3	-28,04
2	-1012	-73,07	-783	-56,53	-935	-67,51	-896	-64,69	-65,45	-56,09
3	-1430	-103,25	-1226	-88,52	-1445	-104,33	-1368	-98,77	-98,71	-84,13
4	-1865	-134,65	-1675	-120,93	-1870	-135,01	-1828	-131,98	-130,64	-112,2
5	-2246	-162,16	-2096	-151,33	-2274	-164,18	2214	-159,85	-159,38	-144,8

Excepté les résultats des deux tableaux concernant la jauge numéro 3, le reste des valeurs montrent une similitude entre la moyenne des quatre essais expérimentaux et la simulation numérique. Il est probable que la différence des valeurs de la jauge numéro 3 est dû à la concentration de contrainte sur la ligne de changement de surface, c'est-à-dire entre la fixation inférieure et la surface juste au-dessus, comme le montre la figure 5.5, alors la jauge installée à cet endroit n'a pas pu prendre la valeur de la déformation vu que la zone de déformation maximale est négligeable.

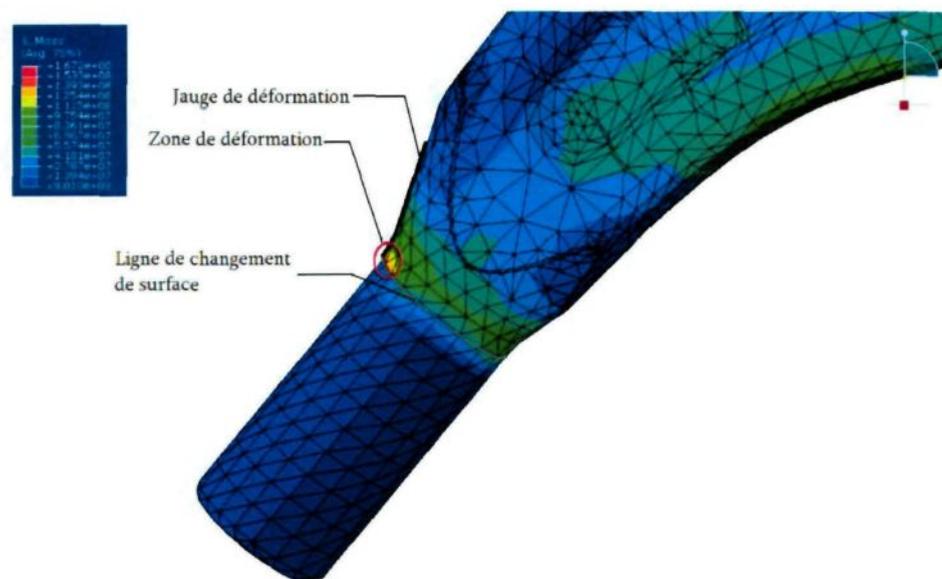


Figure 5.5 : Emplacement jauge N°3 sur le bras de suspension.

5.3 Essai de traction et de compression

De même pour le bras triangulaire, les essais de traction et de compression représentés par les figures 5.6 et 5.7 ont été faits sous les mêmes conditions. Étant donnée la haute résistance de ce bras par rapport à celui de la forme en U la zone plastique n'a pas été atteinte.

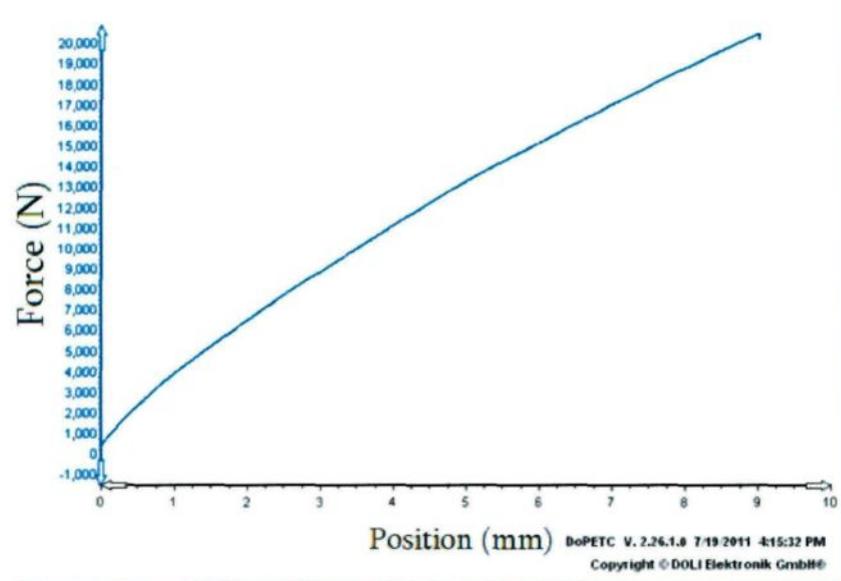


Figure 5.6 : Tracé de l'essai de traction du bras de suspension inférieur.

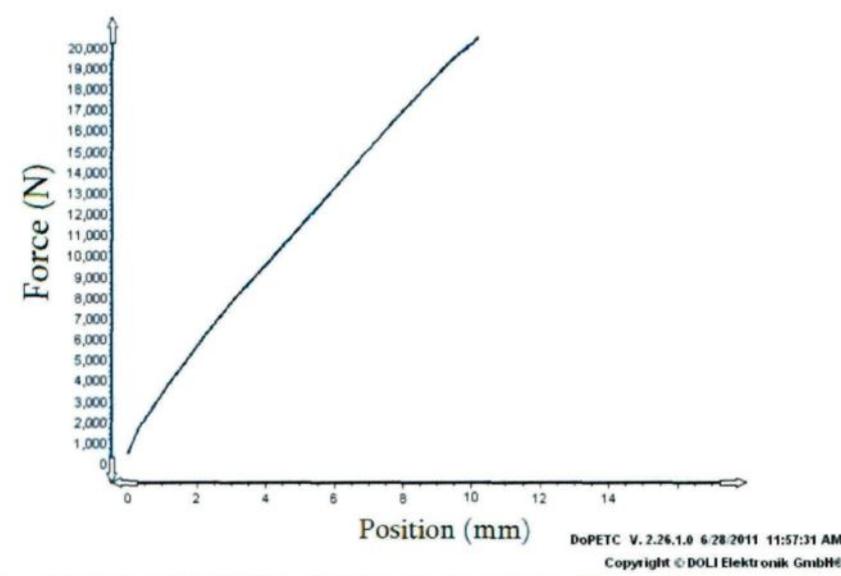


Figure 5.7 : Tracé de l'essai de compression du bras de suspension inférieur.

D'ailleurs au départ, le graphique obtenu nous a semé un doute, car, la force maximale atteinte à presque égale la force maximale que peut fournir la pompe hydraulique, avec

21 KN par rapport 25 KN comme valeur maximale admissible par la pompe, et cela, tout en restant dans la zone élastique de la pièce. On note que le déplacement résultant d'une force de 21 KN dans le cas de la traction est de 9 mm par rapport à 10mm dans le cas de la compression, ce qui veut dire que la pièce se comporte presque de la même manière en traction qu'en compression.

Alors, dans le but de confirmer en quelque sorte nos résultats, nous les avons comparés avec les données de la même pièce, mais plus grande de 30 % fournis par le CTA-CNRC. Le graphe de la comparaison représenté dans la figure 5.8 montre clairement que le test de traction que nous avons effectué dans notre laboratoire est quasiment superposé à celui du CTA-CNRC, ce qui confirme aussi que le montage réalisé ainsi que la lecture des résultats sont valides.

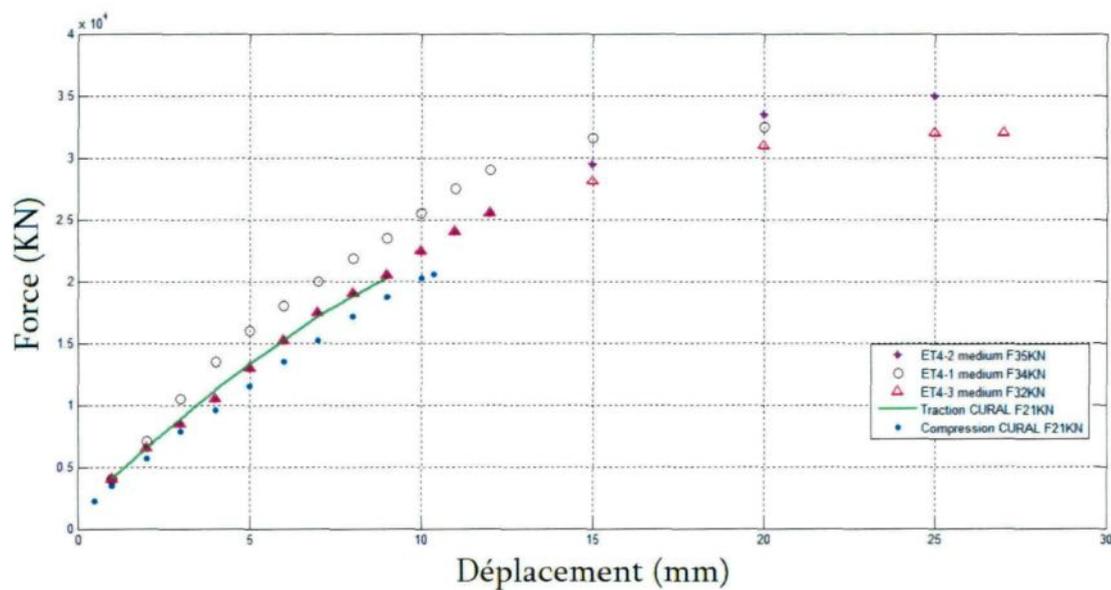


Figure 5.8 : Comparaison courbes de traction et de compression.

5.4 Résultats de fatigue :

Dans cette section, nous allons donner d'abord la durée de vie obtenue analytiquement pour le cas de chargement type (B) et (C) puisque nous n'avons pas établi leurs essais

mécaniques. Ensuite, on réalisera une comparaison entre les résultats des essais expérimentaux effectués selon le cas (A) et le modèle analytique proposé.

5.4.1 Selon l'axe Z et l'axe X :

On rappelle qu'en ce qui concerne un chargement de 2 KN suivant l'axe Z, la contrainte maximale obtenue était de 346 MPa au nœud 9826. Et pour l'axe X, elle est de 131 MPa au nœud 5286 pour une force de 5 KN. Ainsi, pour obtenir une estimation analytique de la durée de vie pour ces deux cas, nous avons utilisé les modèles analytiques proposés dans le chapitre 3 de cette étude. Pour ce faire, il faut estimer en premier lieu la contrainte par simulation et l'injecter dans les modèles proposés de Smith Watson Topper (SWT) ou celui de Manson Coffin (M-C), ou encore lire directement la valeur approximative de la durée de vie à partir du graphe tracé à la fin du chapitre 3.

Finalement, ceci donne les valeurs du nombre de cycles pour différentes forces appliquées montrées dans le tableau 5.12 et le tableau 5.13.

Tableau 5.12 : Nombre de cycles analytique selon l'axe Z.

Force (N)	Contrainte (MPa)	Nombre de cycles	
		<i>SWT</i>	<i>M-C</i>
2000	346	0	0
1650	305	22	12
1500	260	634	884
1000	173	1.28 E+4	1.52 E+4
500	86	2.86 E+6	2.93 E+6

À l'aide des valeurs du tableau 5.12, on peut visualiser l'allure de la courbe de fatigue pour une force appliquée selon l'axe Z pour l'approche de M-C.

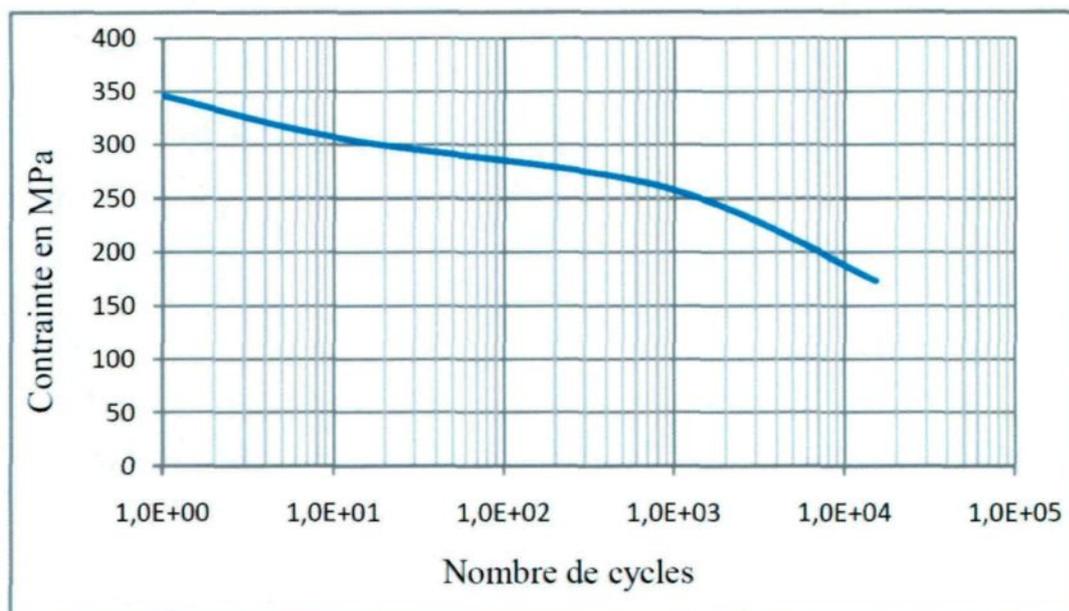


Figure 5.9 : Courbe S-N du bras de suspension inférieur, modèle Manson-Coffin : cas de force selon l'axe Z.

Tableau 5.13 : Nombre de cycles analytique selon l'axe X

Force (N)	Contrainte (MPa)	Nombre de cycles	
		<i>SWT</i>	<i>M-C</i>
7000	182	0.88 E+4	1.07 E+4
6000	156	2.79 E+4	3.19 E+4
5000	131	1.07 E+5	1.16 E+5
4000	105	6.12 E+5	6.38 E+5
3000	78	6.55 E+6	6.62 E+6

De même pour le cas d'une force appliquée selon l'axe X, la figure 5.10 illustre la courbe contrainte versus le nombre de cycles en utilisant l'approche de M-C.

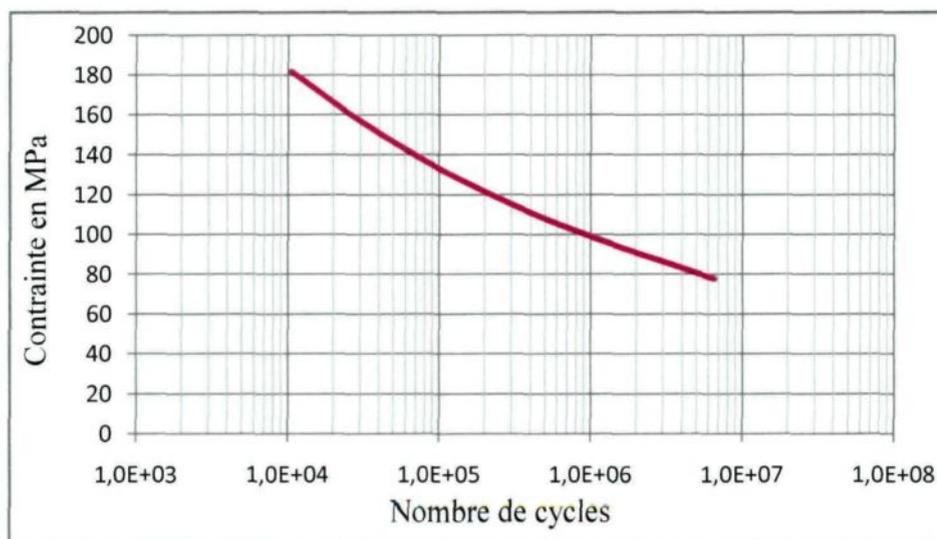


Figure 5.10 : Courbe S-N du bras de suspension inférieur, modèle Manson-Coffin : cas de force selon l'axe X.

Malgré que la force appliquée selon l'axe Z est plus faible par rapport à celle appliquée selon l'axe X, la durée de vie qui est également plus faible, c'est quasiment la partie élastique du matériau qui est influencée. Ceci s'explique par l'épaisseur faible de la zone de contrainte maximale. Mais comme ce cas (B) est un cas critique et qu'en réalité la pièce est en articulation au point d'encastrement, alors il n'y a pas vraiment un risque élevé de rupture par fatigue.

5.4.2 Selon l'axe Y

Avant de commencer l'analyse des résultats, il est important de préciser que dans le cas idéal, les forces générées, lors des cycles de fatigue, sont égales. C'est-à-dire que le rapport des forces R est égale -1. La différence des forces rapportée sur le tableau 5.14 est due à la haute résistance du bras et la sensibilité du détecteur de force. D'après les essais réalisés, nous avons constaté qu'une force de 500 N ne fait déplacer le bras que d'un dixième de millimètre. Par ce fait, on considère que les forces obtenues sont relativement égales.

Tableau 5.14: Nombre de cycles obtenus pour les différentes conditions du test.

N° test	Nom de la pièce	Poids (g)	Déplacement imposé	f (Hz)	F _{Moy} (N) Traction	F _{Moy} (N) Compression	N cycles
1	pièce (4138) cas particulier	1163.5	2 mm	1	6500	-6000	1.4*10 ⁴
2	pièce (4136)	1161.5	2mm	1	6700	-6900	6.6*10 ⁴
3	pièce (4134)	1185.5	2mm	1	6800	-7200	3*10 ⁴
4	pièce (4152)	1168	1.5mm	1	4400	-4800	1.2 *10 ⁵
5	pièce (4140)	1183.5	1.5mm	1	4900	-5300	1.05*10 ⁵
6	pièce (4142)	/	1mm	1	3700	-3000	3.12*10 ⁵
7	pièce (4156)	1177.5	1mm	1	4000	-3600	3.8*10 ⁵

En général, les essais de fatigue réalisés ont tous révélé la même zone de rupture qui n'était pas envisageable au départ. Cette zone est située à la fixation supérieure du bras comme le montre la figure 5.11. Ceci est une cause purement géométrique. Car l'inclinaison de la tête libre du bras a créé une contrainte de torsion qui se maximise à cet endroit. Nous pensons que ce qui a aidé la fissure à s'initier à cette position, c'est la faible épaisseur de l'anneau de la fixation supérieure par rapport au corps de la pièce.

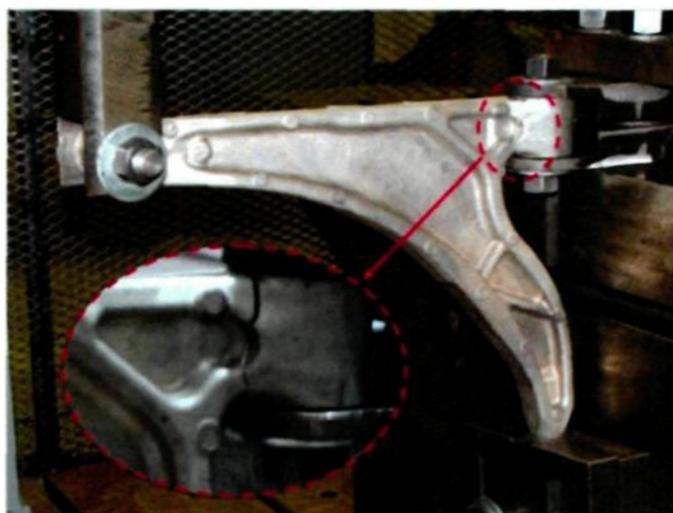
a. Fissure 1^{er} type.b. Fissure 1^{er} type.

Figure 5.11 : Exemple de fissure au niveau de la fixation causée par l'essai de fatigue.

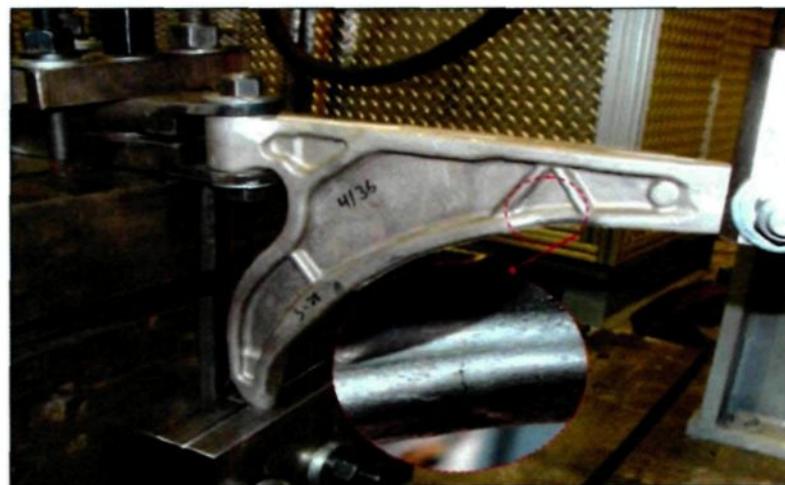
Le premier essai de fatigue concernant la pièce 4138 (tableau 5.14) est considéré comme un cas particulier, car ; c'est un essai préliminaire de fatigue que nous l'avons appliqué sur une pièce qui a déjà subi un essai de compression, (bras de la figure 5.7). Ce qui fait, le bras avait été préalablement affaibli par une force de 21 KN. Cette force a fait en sorte que le nombre de cycles soit plus faible avec seulement $1.4 \cdot 10^4$ cycles, et que la force générée le soit également par rapport au second et au troisième essai pour le même déplacement

imposé de 2 mm. Le point à noter ici est que la force du départ a affecté la zone de la rupture telle qu'il est montré à la figure 5.12-a par rapport à la figure 5.11-a ou b.

Un autre cas particulier s'est présenté lors d'un test de fatigue de 2 mm, c'est une apparition de la même fissure le long du bras sous les nervures figure 5.12-b, mais cette fois elle s'est apparue après la fissure située au niveau de la fixation supérieure d'environ 6000 cycles et elle progressé d'une manière moins rapide que la première fissure.



a. Fissure 2° type.



b. Fissure 2° type.

Figure 5.12 : Exemple de fissure au niveau des nervures causée par l'essai de fatigue.

À l'aide des données du tableau 5.14, nous avons pu établir un graphique du déplacement imposé en fonction du nombre de cycles atteints illustrée par la figure 5.13. Le bras de suspension a une résistance qui varie selon le cas entre 10^4 à $4 \cdot 10^5$ cycles à la fissuration. Le graphe montre bien que le nombre de cycles augmente avec la diminution du déplacement et qu'il représente lui aussi une diminution de la force appliquée.

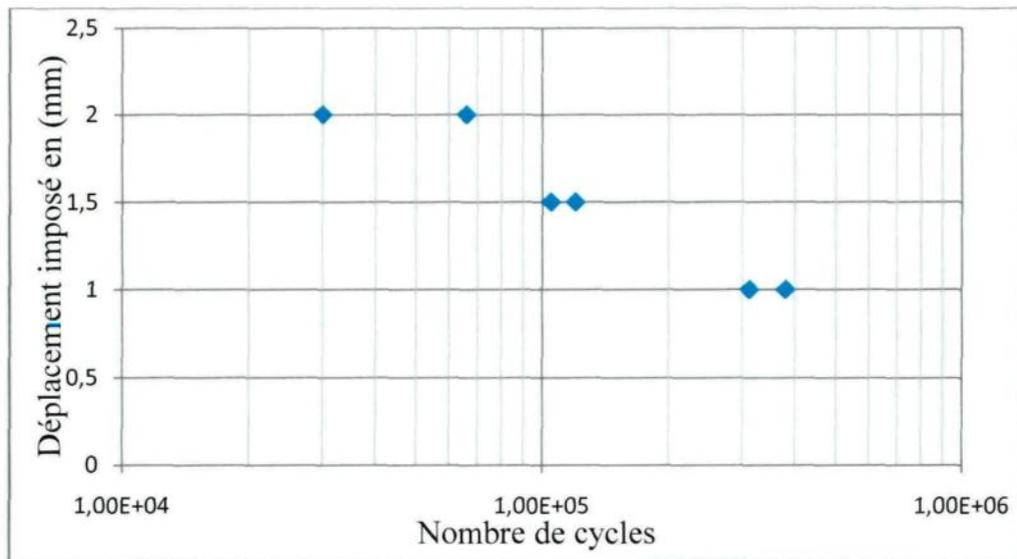


Figure 5.13 : Nombre de cycles expérimental versus le déplacement du bras de suspension.

D'après nos résultats expérimentaux, nous n'avons eu que deux points de comparaison avec la méthode analytique proposée. Cette situation est la cause de la force de torsion qui est venue modifier la zone prévue pour la rupture. Par conséquent, les uniques points de comparaison sont ceux du premier test concernant la pièce 4138 et du test N°2 de la pièce 4136. Le nombre de cycles expérimental à la fissuration est de $1.4 \cdot 10^4$ pour le premier cas, et de $6.6 \cdot 10^4$, plus les 6000 cycles pour amorcer la seconde zone. Le total revient à $7.2 \cdot 10^4$ cycles pour le deuxième cas. On sait d'après les simulations qu'une force de 7000 N a généré une contrainte de 200 MPa dans la zone de la jauge N°4 « la seconde zone de fissuration ». Cette contrainte d'après le modèle de Manson-Coffin donne un nombre de cycles d'environ $7 \cdot 10^3$. On remarque également que le nombre de cycles obtenu

expérimentalement est toujours plus élevé que l'analytique même dans le cas où la pièce est préalablement affaiblie. Ce résultat est logique et prévu pour plusieurs raisons; la première est parce que les paramètres utilisés pour le modèle analytique sont celles de l'alliage A356 qui a les mêmes propriétés mécaniques que celles de l'aluminium A357 l'alliage de notre pièce, mais légèrement plus faible à cause de la différence du taux du silicium présent dans chacun. De plus, les paramètres d'érouissage de l'alliage A356 sont pris pour des échantillons moulés par moulage conventionnel. Par contre le bras de suspension est réalisé avec le procédé SEED du moulage semi-solide qui a fait ses preuves d'être plus ductile et plus résistant des deux procédés. Dans la figure 5.14, nous avons repris la courbe de Wöhler qui compare la durée de vie analytique de l'alliage A356 à celle obtenue expérimentalement dans le laboratoire du CTA-CNRC pour l'alliage A357 semi-solide. Et nous avons rajouté nos deux points (en noir) trouvés par expérience pour une contrainte de 200Mpa.

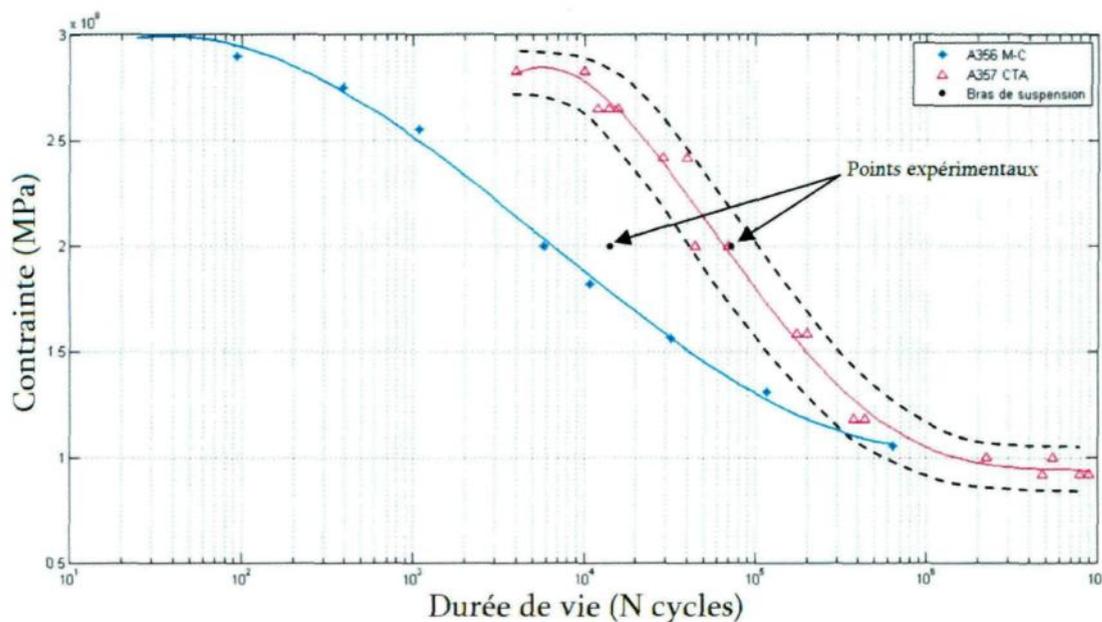


Figure 5.14 : Comparaison des résultats analytiques selon la méthode M-C, les échantillons du CTA et du bras de suspension expérimental.

Le premier point de $1.4 \cdot 10^4$ n'est pas significatif dans ce cas. Comme nous l'avons expliqué la pièce a été affaiblie au départ par la force de compression. Par contre, on remarque que le second point de même contrainte a un nombre de cycles de $7.2 \cdot 10^4$, se situe exactement dans l'intervalle des durées de vie des échantillons du même matériau. Ce qui indique que nos résultats sont fiables et en concordance avec les expériences sur les échantillons.

Chapitre 6

CONCLUSION

Cette étude a été consacré premièrement à caractériser un bras de suspension fabriqué en alliage d'aluminium A357 semi-solide réalisé selon le procédé SEED, et à déterminer suivant deux manières, une analytique et l'autre expérimentale sa limite d'endurance et le nombre de cycles à la rupture pour des efforts cycliques répétés.

Notre travail a consisté d'abord à décrire les différentes méthodes analytiques de prédiction de la durée de vie en fatigue endurance, et de choisir parmi elles la méthode la plus adéquate en termes de matériau utilisé et de type de sollicitation imposé lors des essais expérimentaux de fatigue (uniaxial dans le cas présent). Nous avons classé ces méthodes selon trois types, en commençant au premier lieu par celles qui font intervenir les déformations. Pour ce cas, nous avons considéré la méthode proposée par Manson-Coffin comme étant la plus conforme, car, elle est utilisée pour le cas de fatigue à contraintes moyennement élevées à élevées, c'est-à-dire pour les zones de fatigue à endurance limitée et olygocyclique, notre choix se justifie par le fait que cette méthode prend en considération la déformation plastique. De plus, elle est facilement applicable et les données requises pour notre cas sont disponibles. Nous avons vu ensuite les approches en contrainte, principalement celle proposée par Robert. D'après le domaine de son application nous avons vu quelle n'est pas destinée à notre cas. Comme dernière approche, nous avons passé à la méthode énergétique de Smith Watson Topper qui utilise une variable d'endommagement issue d'un produit contrainte-déformation. En utilisant cette dernière ainsi que la méthode Manson-Coffin, nous avons pu tracer les courbes de Wöhler pour trois différents alliages qui sont 7075T6 le 2024 et le A356. La superposition des courbes nous a

permis de valider nos résultats. Enfin, le nombre de cycles obtenu pour le cas de l'alliage A356 est comparé avec les résultats des essais expérimentaux réalisés dans notre laboratoire.

L'étude fréquentielle du bras de suspension supérieur, au début du quatrième chapitre est un outil de validation pour utilisation des logiciels Abaqus et DOLI du banc d'essai de fatigue. La simulation par Abaqus selon les trois cas détaillé dans ce même chapitre nous a révélé quelques zones à contraintes élevées susceptibles à la rupture par fatigue, le premier cas (vertical) était le plus intéressant pour plusieurs raisons. Principalement, c'est parce qu'il représente le cas de sollicitation le plus probable lors roulement du véhicule, entres autres lors d'une accélération ou d'un freinage brusque. Ainsi, nous avons noté ces endroits sur une pièce réelle que nous avons nommée pièce étalon, par la suite, nous avons installé dessus des jauges de déformation uniaxiale. Les valeurs tirées étaient très rapprochées à celles obtenues par simulation. Alors à partir de là, nous avons eu la possibilité d'imposer en quelque sorte une contrainte et obtenir par expérience un nombre de cycles à comparer avec la méthode analytique.

Malgré les difficultés rencontrées au cours des tests réalisés, en partant de la conception du montage qui nous a pris beaucoup de temps à valider vu la géométrie complexe et la rigidité élevée du bras triangulaire par rapport à celui en forme de U, de plus les problèmes rencontrés lors de la calibration et l'étalonnage de la machine par rapport à chacune des formes des bras de suspension, sans oublier le temps nécessaire pour faire fonctionner l'ensemble du système, nous avons pu réaliser un nombre considérable de tests de fatigue, tout en appliquant trois niveaux de déplacement de 1 mm, 1.5 mm et 2 mm qui ont généré respectivement, des efforts moyenne autour de 3600 N, 4800 N et 6800 N. Le nombre de cycles obtenu à la fissuration était entre $3 \cdot 10^4$ pour 2 mm jusqu'à $3.8 \cdot 10^5$ pour 1 mm. Les zones de rupture obtenues étaient justifiées, la première était causée par la géométrie de la pièce, car l'inclinaison de la partie libre du bras (entrée de la force) a causé une torsion qui a provoqué la naissance d'une contrainte plus élevée au niveau de la fixation supérieure ce

qui a modifié l'endroit de la fissuration du bras. La seconde zone était la plus probable car, c'était l'endroit de la contrainte maximale détecté par simulation, mais elle ne s'est produite qu'une seule fois, et ce, lors du dernier test. De plus, elle est apparue après la première fissure celle causée par la torsion d'environ 6000 cycles.

La comparaison des résultats de fatigue entre l'étude expérimentale et les méthodes analytiques révèle une certaine similitude. En observant les valeurs pour les mêmes efforts appliquées, on constate que l'ordre de grandeur du nombre de cycles est le même. D'ailleurs cette différence est également présente entre deux essais expérimentaux réalisés avec les mêmes conditions. Ce qu'on peut déduire c'est que d'une part, le nombre de cycles obtenu par expérience est justifié pour ce cas d'étude. Par conséquent, il peut être amélioré en corrigeant davantage les conditions du test tel que ré-instrumenter une nouvelle pièce dans la zone de fissuration pour confirmer la contrainte à cet endroit, et améliorer le montage en utilisant des joints en caoutchouc afin de se rapprocher du cas réel. Par rapport à la méthode analytique choisie, on peut toujours la modifier d'une manière à rajouter ou modifier des hypothèses. Ou encore, travailler de nouveau avec un modèle plus avancé.

Finalement, pour améliorer la durée de vie des pièces fabriquées avec le procédé SEED, nous pensons qu'il est nécessaire dans un travail futur d'étudier les problèmes de turbulence d'écoulement et des défauts de moulage qui dérive de la présence des nervures. Des études et simulations avancées pourraient être effectuées sur les modifications de la forme tout en conservant le même poids et la même résistance mécanique avec un écoulement meilleur et par conséquent moins de défauts.

RÉFÉRENCES

-
- [1] Rahman, M. M., Kadirgam, K. et al. (2009). "Fatigue life prédiction of lower suspension arm using strain life approach" European Journal of Scientific Research. Vol.30, No.3
- [2] Cai, F. (2007). Conception et analyse mécaniques des pièces en aluminium pour application automobile. UQAC. Maitrise: 156P.
- [3] Saoudi, A. (2008). Prédiction de la rupture par fatigue dans les pièces automobiles en alliages d'Aluminium, UQAC. PhD.
- [4] Beaulieu, D. (2003). Calcul des charpentes d'aluminium. Edition PRAL (Presse Aluminium)
- [5] Dwight, J. (1999). Aluminium Design and construction. Ed Taylor & Francis Group
- [6] Perrier, J.-J. and S. Jacob "Moulage des alliages d'aluminium, Moules permanents." Technique de l'ingénieur M3637.
- [7] Wannasin, J. and Thanaburmkul, S. (2008). "Development of a semi-solid metal processing technique for aluminum casting application " Songklanakarin journal of science and technology. Vol.30, (2), pp 215-220
- [8] Kamran, M. (2009). "Semi-Solid Metal Processing-A Review." Journal of Quality and Technology Management, V.5, iss 1, pp 94-110.
- [9] Vinarcik, E. j. (2003). High integrity die casting process. Edition John Wiley & Sons, Inc. New York.
- [10] Flemings, M. C. (2000). "Semi-solid forming : The process and the path forward." Metallurgical Science and Technology. Vol.18 No.2. pp 3-4
- [11] Centre des technologies de l'aluminium, C. d. t. d. "Moulage de l'aluminium semi-solide <http://www.nrc-cnrc.gc.ca/fra/installations/imi/cta/moulage-aluminium.html>."
- [12] Doutre, D. Langais, J. et al. "The SEED process for semi-solid forming "
- [13] Fan, Z. (2002). "Semisolid metal processing." International Materials Reviews. IoM Communications Ltd and ASM International. International Materials Reviews. Vol. 47, No.2

-
- [14] Sheehy, C. (2008). Caractérisation des coefficients d'interface en moulage sous pression de l'aluminium semi-solide, UQAC. Maîtrise
- [15] Colbert, J. (2007). Caractérisation de la fraction solide dans les lopins semi-solides produit par le procédé SEED, UQAC. Maîtrise
- [16] Rosso, M. (2005). "The influence of casting process on quality and performances on Al based automotive components". 13th international scientific conference on achievements in mechanical and materials engineering Gliwice-Wista. Poland. pp 547-550
- [17] Winterbottom, W. L. (2000). "Semi-solid forming applications: high volume automotive products." Metallurgical Science and Technology. Vol.18 No.2. pp5-10.
- [18] Bathias, C. and A. Pineau (2008). Fatigue des matériaux et des structures 1. Edit Hermès / Lavoisier
- [19] Banvillet, A. (2001). Prévion De Durée De Vie En Fatigue Multiaxiale Sous Chargements Réels : Vers Des Essais Accélérés, Dr, École Nationale Supérieure D'arts Et Métiers. France.
- [20] wiliam D. Callister, J. (2001). Sciences et génie des matériaux.
- [21] A. Ouahabi, M. Thomas, et al. "Détection de fissures de respiration de fatigue par excitation harmonique et analyse temps fréquence". PhD. ETS pp.460-472
- [22] Afzal, A. (Mai 2004). Fatigue Behavior and Life Predictions of Forged Steel and Powder Metal Connecting Rods, the University of Toledo. Master of Science Degree in Mechanical Engineering
- [23] Y. Nadota and V. Denierb (2004). "Fatigue failure of suspension arm: experimental analysis and multiaxial criterion ". Engineering Failure Analysis Vol.11 pp485-499
- [24] Ohama, S., T. Yoshimora, et al. Fatigue caractéristique of aluminum cast alloy AC2B-T6 with cast skin. Fatigue Damage of Materials: Experiment and Analysis. pp55-63
- [25] Brochu, M, Y. Verreman, et al. (2010). "High cycle fatigue strength of permanent mold and Rheocast Aluminum 357 Alloy" Vol.32, pp 1233-1242
- [26] S.S.Manson and G.R.Halford (2006). Fatigue and durabilité of structural materials Materials Park, Ohio : ASM International.

-
- [27] Jabbado, M. (2006). Fatigue polycyclique des structures métalliques : durée de vie sous chargements variables, thèse de doctorat, École Polytechnique Bordeaux. France
- [28] Bidouard, H. (2009). Étude de l'effet de surcharge sur la tenue en fatigue à grande durée de vie d'un acier ferrito-bainitique sous chargement d'Amplitude variable, Dr, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers. France
- [29] Stephens, R. I., A. Fatemi, et al. (2001). Metal fatigue in Engineering 2nd Ed Lavoisier
- [30] Basner, T. (2000). "Rheocasting of Semi-Solid A357 Aluminum". Delphi Automotive Systems, SAE 2000 World Congress
- [31] Yang, C.-Y., S.-L. Lee, et al. (2005). "Effects of Be and Fe on the mechanical and corrosion behaviors of A357 alloys". Materials Chemistry and Physics Vol 93 pp412–419
- [32] <http://www.fiero.nl/cgi-bin/fiero/showThread.cgi?forum=1&thread=076069&style=printable>