

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI CONSTANTINE 1
FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

N° d'ordre :120/DS/2019
N° de Série :04/GM/2019

THESE

Pour l'obtention du grade de

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Génie Mécanique

OPTION : Construction Mécanique

Intitulé :

**Modélisation du dimensionnement en fatigue
des mécanismes à grand nombre de cycles**

PAR

KAHOUL Hafida

Soutenu le :01/07/2019

Devant le jury :

Président	LABED	Zohra	Prof.	Université des Frères Mentouri – Constantine 1
Rapporteur	BELLAOUAR	Ahmed	Prof.	Université des Frères Mentouri – Constantine 1
Examineur	BOUZAOUIT	Azzeddine	Prof.	Université 20 Aout 1955-Skikda
Examineur	MCIBAH	M/Salah	Prof.	Université des Frères Mentouri – Constantine 1
Examineur	BENRETEME	A/Ouaheb	Prof.	Université Badji Mokhtar– Annaba

Constantine 2018-2019

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier dieu le tout puissant et miséricordieux qui m'a donné la force, la volonté et le courage pour achever ce travail.

Je tiens à remercier Pr Bellaouar Ahmed pour m'avoir proposé un sujet de recherche aussi intéressant qui, en tant que directeur de thèse, s'est toujours montré patient, à l'écoute et très disponible tout au long de la réalisation de ce travail, Je tiens à lui témoigner tout particulièrement ma reconnaissance pour ses précieux conseils qu'il m'a donnés tout au long de ce travail.

Que Messieurs les membres de Jury, l'expression de ma profonde gratitude pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'examiner ce travail.

J'adresse mes respects et ma profonde reconnaissance au Pr CHAIB Rachid pour son soutien, ses conseils judicieux à tous les niveaux et son encouragement.

Je tiens à remercier sincèrement tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin et plus particulièrement le Pr KHALI Omar.

Merci à toi, mon époux, qui a pu supporter mes longs moments d'absence et pour l'aide que tu m'as apporté.

A tous les membres de ma famille qui ont su m'apporter le soutien moral indispensable à la réalisation de ce modeste travail, qu'ils en soient ici remerciés.

Que toute personne qui a contribué à la réalisation de ce travail, trouve ici toute ma reconnaissance.

Merci

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

A mon époux dont ses sacrifices n'ont jamais cessés

A mes anges Meriem, Mohamed Amine et Ahmed Reda

A mes sœurs,

A mes frères,

A toute ma famille,

A tous mes amis.

Table des matières

LISTE DES ABREVIATIONS ET DES SYMBOLES EMPLOYES.....	I
TABLE DES FIGURES.....	IV
LISTE DES TABLEAUX	VIII
INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I.....	6
L'ALUMINIUM ET SES APPLICATIONS DANS LA CONCEPTION DES PIECES	6
AUTOMOBILES	6
I.1. INTRODUCTION.....	6
I.2. LES ALLIAGES D'ALUMINIUM POUR APPLICATIONS AUTOMOBILES.....	6
I.3. LES CARACTERISTIQUES DE L'ALUMINIUM.....	7
I.4. LES PRINCIPAUX ALLIAGES D'ALUMINIUM.....	8
I.5. LES PROPRIETES DES ALLIAGES D'ALUMINIUM	8
I.6. LES SYSTEMES DE SUSPENSIONS	9
<i>I.6.1. Confort du passager.....</i>	<i>9</i>
<i>I.6.2. Stabilité des véhicules.....</i>	<i>9</i>
I.7. DESCRIPTION DU VEHICULE ET DE SON ENVIRONNEMENT.....	10
<i>I.7.1. La caisse ou châssis.....</i>	<i>10</i>
<i>I.7.2. Les trains.....</i>	<i>10</i>
<i>I.7.3. L'essieu</i>	<i>11</i>
<i>I.7.4. Les suspensions.....</i>	<i>11</i>
I.8. FONCTIONNEMENT DES SUSPENSIONS.....	11
I.9. ROLE DE LA SUSPENSION	12
I.10. LES COMPOSANTS D'UNE SUSPENSION.....	12
I.11. LES TROIS TYPES DE SUSPENSION	13
<i>I.11.1. Suspensions passives.....</i>	<i>13</i>
<i>I.11.2. Suspensions actives.....</i>	<i>13</i>
<i>I.11.3. Suspensions semi-actives</i>	<i>14</i>
I.12. ARCHITECTURE DES SUSPENSIONS COURANTES	14
I.13. LES DIFFERENTS MODELES DE VEHICULE.....	17
<i>I.13.1. Modèle quart de véhicule ou mono roue.....</i>	<i>17</i>
<i>I.13.2. Modèle demi-véhicule</i>	<i>19</i>

I.13.3. <i>Modèle complet de véhicule ou 3D</i>	19
I.14. APPROCHE DE MODELISATION D'UN QUART DE VEHICULE	20
I.15. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	21
I.16. CONCLUSION.....	29
CHAPITRE II.....	31
CONCEPTS UTILISES EN FATIGUE.....	31
II.1. HISTORIQUE.....	31
II.2. DEFINITION DE LA FATIGUE.....	32
II.3. LES GRANDEURS CARACTERISTIQUES D'UN CHARGEMENT UNI AXIAL.....	32
II.4. ENDURANCE DES PIECES SOUS AMPLITUDE CONSTANTE.....	34
II.4.1. <i>Types d'excitations en fatigue</i>	34
II.4.2. <i>Diagrammes d'endurance</i>	35
II.4.2.1. Courbes de durée de vie.....	35
II.4.2.2. La courbe de Wöhler	36
II.4.2.3. Représentation analytique de la courbe de Wöhler	38
II.5. PRISE EN COMPTE DES SOLLICITATIONS D'AMPLITUDE VARIABLE	40
II.6. INFLUENCE DE LA CONTRAINTE MOYENNE	40
II.6.1. <i>Diagramme de Haig</i>	41
II.7. LES METHODES DE PREDICTION DES DUREES DE VIE.....	43
II.7.1. <i>Approches en déformation</i>	44
II.7.2. <i>Approches en contrainte</i>	46
II.7.3. <i>Approche énergétique SWT</i>	46
II.8. FACTEURS INFLUENÇANT SUR L'ENDURANCE DES PIECES	47
II.8.1. <i>Paramètres d'ordre métallurgique</i>	48
II.8.1.1. Taille des grains	48
II.8.1.2. Orientation des fibres par rapport à la direction des efforts	48
II.8.1.3. Taux d'érouissage.....	48
II.8.1.4. Traitement thermique	48
II.8.1.5. Défauts métallurgiques de l'alliage.....	48
II.8.2. <i>Paramètres d'ordre mécanique</i>	48
II.8.2.1. Nature du chargement.....	48
II.8.3. <i>Paramètres d'ordre géométrique</i>	49
II.8.3.1. Discontinuité dans la géométrie : entailles, trous.	49
II.8.3.2. Effet d'échelle	49

II.8.3.3. Qualité de l'usinage.....	49
II.8.4. Environnement.....	49
II.9. NOTION D'ENDOMMAGEMENT. LOIS DE DOMMAGE	50
II.9.1. Loi de Miner	51
II. 10. METHODES DE COMPTAGE DE CYCLES	52
II. 11. Conclusion.....	53
CHAPITRE III	55
LES OUTILS DU DIMENSIONNEMENT EN FATIGUE MULTIAXIALE	55
III.1. INTRODUCTION	55
III.2. ROLE D'UN CRITERE DE FATIGUE MULTIAXIALE	55
III. 3. DIMENSIONNEMENT EN FATIGUE MULTIAXIALE D'AMPLITUDE CONSTANTE	56
SIGNET NON DEFINI.	
III.3. 1. Notion d'un critère de fatigue multiaxiale	56
III.3.2. Formalisme et classification des critères de fatigue multiaxiaux	58
III.3.3. Notions sur les tenseurs de contraintes.....	61
III.3.3. 1. Les invariants scalaires du tenseur des contraintes	61
III.3.4. Les différentes familles des critères	63
III.3.4.1. Les critères d'approche empirique	63
III.3.4.2. Les critères d'approche plan critique	63
III.3.4.3. Les critères d'approche globale.....	74
III.3.5. Principe de la validation des critères multiaxiaux.....	78
III.4. CONCLUSION	78
CHAPITRE IV	80
RESULTATS ET DISCUSSION	80
IV. 1. INTRODUCTION	80
IV. 2. SIMULATION NUMERIQUE	81
IV. 2. 1. Présentation du modèle	81
IV. 2. 2. Matériaux étudiés	82
IV. 2. 3. Conditions aux limites	82
IV. 2. 4. Modèle par éléments finis.....	83
IV. 2. 5. Analyse en fatigue.....	84
IV. 2. 5. 1. Cas de la fatigue oligocyclique	84
IV. 2. 5. 2 Cas de la fatigue multiaxiale.....	91
IV. 2. 7. Synthèse des résultats.....	99

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES	101
REFERENCES	103
ANNEXE. I	111
ANNEXE. II.....	114
ANNEXE. III	117
RESUME	129

Liste des abréviations et des symboles employés

m_c	Masse de la caisse
m_r	Masse de la roue
K	Raideur du ressort de la suspension
K_r	Raideur équivalente du pneumatique
F_r	Force d'amortissement
σ_a	Amplitude de la contrainte
σ_m	Contrainte moyenne
R	Rapport de chargement
σ_{max}	Contrainte maximale
σ_{min}	Contrainte minimale
N_r	Nombre de cycles à la rupture
a	Constante liée au matériau
b	Constante liée au matériau.
σ_D	Limite de fatigue (limite d'endurance)
	Constante expérimentale
B	Constante expérimentale
C	Constante expérimentale
ϵ_p	Déformation plastique
ϵ_e	Déformation élastique
ϵ_t	Déformation totale
ϵ'_f	Coefficient de ductilité à la fatigue
c	Exposant de ductilité à la fatigue
σ'_f	Coefficient de résistance à la fatigue
b	Exposant de résistance à la fatigue
E	Module de YOUNG
H	Coefficient de résistance cyclique
n	Exposant de durcissement cyclique
n_i	Nombre de cycle
d_i	Dommage
D	Dommage total
E	Fonction du critère
E_{HP}	Fonction du critère de Hohenemser & Prager
E_{SB}	Fonction du critère de Soon Book
E_{DP}	Fonction du critère de Depperois

E_{SI}	Fonction du critère de Sines
E_{CR}	Fonction du critère de Crossland
E_{PA1}	Fonction du critère de Papadopoulos
E_{DV1}	Fonction du critère de Dan Van I
$[\sigma_{ij}]$	Tenseur de contraintes
$[S_{ij}]$	Déviateur du tenseur de contraintes
I_1	Premier invariant du tenseur de contraintes
J_2	Second invariant du déviateur de contraintes
τ_{-1}	Limite d'endurance du matériau en torsion alternée symétrique
R_m	Résistance maximale de traction du matériau
σ_a	Amplitude des contraintes de flexion
τ_a	Amplitude des contraintes de torsion
σ_{FP-1}^D	Limite de fatigue en flexion plane
τ_{-1}^D	Limite de fatigue en torsion alternée symétrique
$\Phi_h(t)$	Vecteur de contraintes
$\sigma_{hh}(t)$	Contrainte normale du vecteur de contraintes
$\tau_h(t)$	Contrainte tangentielle du vecteur de contraintes
σ_{hha}	Amplitude de la contrainte alternée normale
σ_{hhm}	Amplitude de la contrainte normale moyenne
σ_{hhmax}	Contrainte normale maximale
σ_{hhmin}	Contrainte normale minimale
$\sigma_{hha}(t)$	Contrainte alternée normale à l'instant t
τ_{ha}	Amplitude de la contrainte tangentielle
τ_{hm}	Contrainte tangentielle moyenne
$\tau_{ha}(t)$	Contrainte tangentielle alternée à l'instant t
$\sigma_H(t)$	Pression hydrostatique à l'instant t
α	Constante
β	Constante
f_{-1}	Limite de fatigue en flexion pure (ou traction – compression)
τ_{-1}	Limite de fatigue en torsion pure
σ_0	Limite de fatigue en traction répétée
τ_{max}	Cisaillement maximal
Ψ	Courbe du trajet de chargement
Ψ'	Projection de la courbe Ψ
D	Plus grande corde inscrite dans la courbe Ψ .

D'	Plus grande corde inscrite dans la courbe Ψ'
σ_{Hm}	Pression hydrostatique moyenne
σ_{Ha}	Amplitude de la pression hydrostatique
J_{2a}	Amplitude du deuxième invariant du déviateur de contrainte
$\max \sqrt{J_{2,a}(t)}$	Rayon de la plus petite hyper sphère

Table des figures

<i>Figure. I. 1: Caisse d'un véhicule</i>	10
<i>Figure. I. 2: Train avant</i>	10
<i>Figure. I. 3: Suspension de type McPherson</i>	15
<i>Figure. I. 4: Sphère de suspension hydropneumatique suspension</i>	16
<i>Figure. I. 5: Principe de fonctionnement de la</i>	16
<i>Figure. I. 6: Suspension à double triangulation</i>	16
<i>Figure. I. 7: Suspension multi bras</i>	17
<i>Figure. I. 8: Modèle de quart de véhicule général</i>	18
<i>Figure. I. 9: Modèle longitudinal d'un quart de véhicule.</i>	19
<i>Figure. I. 10: Modèle de suspension représenté par un demi-véhicule latéral à 4 degrés de liberté</i>	19
<i>Figure. I. 11: Modèle de véhicule complet</i>	20
<i>Figure. I. 12: Modèle d'un quart de véhicule en 3D [32-33]</i>	20
<i>Figure. I. 13: Modèle en 3D, chargement et conditions aux limites</i>	21
<i>Figure. I. 14: Historique des amplitudes de chargement en fonction du temps pour les 3 cas [34].</i>	22
<i>Figure. I. 15: Distribution de la contrainte équivalente maximale pour les critères de Sines, Crossland, Dang Van</i>	22
<i>Figure. I. 16: Comparaison des résultats de l'optimisation de la contrainte équivalente maximale pour les critères de Dang Van (a) et Von Mises (b) [35]</i>	23
<i>Figure. I. 17: Variables de conception pour l'optimisation de la forme de la structure [36].</i>	23
<i>Figure. I. 18: Profile de la route pour le cas braquage à droite et à gauche de la roue [37]</i>	24
<i>Figure. I. 19: Les principaux points de la suspension gauche considérés dans l'analyse en fatigue [37].</i>	24
<i>Figure. I. 20: Distribution de la contrainte de Von Mises contraintes durant le braquage [38].</i>	25
<i>Figure. I. 21: Bras inférieur [38].</i>	25
<i>Figure. I. 22: Différentes conceptions de bras proposées [39]</i>	26
<i>Figure. I. 23: Conditions verticales de fixation</i>	26
<i>Figure. I. 24: Conditions horizontales de fixation</i>	26

<i>Figure. I. 25: Les composants d'une suspension, montrant l'emplacement des deux éléments de concentration de contraintes [40].</i>	27
<i>Figure. I. 26: Chargement utilisé dans le cas freinage et accélération. R indique les forces de réaction [40].</i>	27
<i>Figure. I. 27: Conditions de chargement [41]</i>	28
<i>Figure. I. 28: La contrainte équivalente[41].</i>	28
<i>Figure. I. 29: Déplacement maximal [42]</i>	28
<i>Figure. I. 30: Déformation équivalente [42]</i>	28
<i>Figure. I. 31: Modèle de suspension [43]</i>	29
<i>Figure. I. 32: Evolution de la densité de l'énergie de déformation [43].</i>	29
<i>Figure. II. 1: Variables caractéristiques en fatigue uni axiale [52].</i>	33
<i>Figure. II. 2 : Divers types de sollicitations sinusoïdales [48].</i>	34
<i>Figure. II. 3 : Courbe S-N pour deux matériaux métalliques (deux types de comportement).</i> 35	
<i>Figure. II. 4 : Courbe de Wöhler et les trois domaines d'endurance [49]</i>	36
<i>Figure. II. 5 : Accommodation</i>	37
<i>Figure. II. 6 : Rochet</i>	37
<i>Figure. II. 7 : Adaptation</i>	38
<i>Figure. II. 8: Influence de la contrainte moyenne sur la courbe de Wöhler</i>	41
<i>Figure. II. 9 : Diagramme de HAIGH.</i>	42
<i>Figure. II. 10 : Diagramme de Haigh. Représentation de Gerber, Goodman et Söderberg ...</i> 43	
<i>Figure. II. 11 : Amplitude de la déformation a) élastique b) plastique en fonction du nombre de cycle</i>	45
<i>Figure. II. 12 : Modélisation de Manson-Coffin[66].</i>	45
<i>Figure. II. 13 : Représentation de l'effet de la contrainte moyenne [68]</i>	46
<i>Figure. II. 14 : Cumul de dommage par fatigue [72]</i>	50
<i>Figure. II. 15 : Amplitude de la déformation par blocks en fonction du nombre de cycle à la rupture</i>	52
<i>Figure. II. 16 : Cycles de contrainte-déformation</i>	111
<i>Figure. II. 17: Exemple de données aléatoires de contraintes</i>	111
<i>Figure. II. 18: Définition pratique de la méthode de Rainflow</i>	113

<i>Figure. III. 1 : Types de sollicitation utilisée en fatigue multiaxiale : (a) Torsion-flexion, (b) Traction-pression interne, (c) Traction-torsion-pression interne, (d) traction biaxiale</i> [79, 80]	55
<i>Figure. III. 2 : Analogie du principe d'utilisation d'un critère de résistance</i>	56
<i>Figure. III. 3 : Principe d'un critère à deux variables. Chaque point de la pièce étudiée a pour</i>	57
<i>Figure. III. 4 : Illustration des critères d'amorçage</i> [84]	58
<i>Figure. III. 5 : Classification des critères multiaxiaux de fatigue</i> [86]	60
<i>Figure. III. 6 : Représentation des contraintes</i>	61
<i>Figure. III. 7: Coordonnées du vecteur normal au plan critique.</i>	64
<i>Figure. III. 8 : Décomposition du vecteur de contraintes Φ_{ht} dans le repère (u, v, h)</i> [96]...	65
<i>Figure. III. 9 : Amplitude de la valeur moyenne de la contrainte normale</i>	66
<i>Figure. III. 10 : Evolution de l'amplitude de la contrainte tangentielle</i>	67
<i>Figure. III. 11 : Définition de l'amplitude de la contrainte tangentielle alternée τ_{ha}</i>	68
<i>Figure. III. 12: Diagrammes d'endurance de Dang Van dans le cas de non-rupture et de rupture</i>	70
<i>Figure. III. 13 : Définition de deux cordes D et D'</i>	74
<i>Figure. III. 14 : Identification des paramètres du critère</i> [109]	77
<i>Figure. IV. 1 : Bras de suspension supérieur</i>	80
<i>Figure. IV. 2 : Chargement imposée selon la direction Z</i>	83
<i>Figure. IV. 3: Les éléments volumiques tétraédriques linéaires et paraboliques</i>	83
<i>Figure. IV. 4 : Maillage du modèle avec TET 10</i>	84
<i>Figure. IV. 5 : Prévion de la durée de vie pour les trois matériaux</i>	85
<i>Figure. IV. 6 : Evolution de la durée de vie</i>	85
<i>Figure. IV. 7 : Dommage pour les trois matériaux</i>	86
<i>Figure. IV. 8 : Evolution du dommage</i>	86
<i>Figure. IV. 9 : Les déformations pour les trois matériaux</i>	87
<i>Figure. IV. 10 : Evolution de la déformation en fonction de la durée de vie pour les trois alliages</i>	87
<i>Figure. IV. 11 : Résultats expérimentaux de la déformation en fonction de la durée de vie</i> [114]	88
<i>Figure. IV. 12: Les contraintes pour les trois matériaux</i>	89
<i>Figure. IV. 13: Evolution de la contrainte en fonction de la déformation</i>	89

Figure. IV. 14 : Résultats expérimentaux de la contrainte en fonction de la durée de vie [114]
..... 90

Figure. IV. 15 : Chargement à amplitude constante pour trois types de contrainte moyenne. 91

Figure. IV. 16 : Tenseur des contraintes pour $t_1=0.125$ 98

Figure. IV. 17: Chargement statique aux roues..... 114

Liste des tableaux

<i>Tableau. I. 1. Propriétés des alliages d'aluminium.....</i>	<i>9</i>
<i>Tableau. IV. 1. Composition chimique en %.....</i>	<i>82</i>
<i>Tableau. IV. 2. Propriétés mécaniques en statique.....</i>	<i>82</i>
<i>Tableau. IV. 3. Propriétés cycliques de Manson Coffin.....</i>	<i>82</i>
<i>Tableau. IV. 4. Résultats de l'analyse en fatigue pour les trois matériaux</i>	<i>91</i>
<i>Tableau. IV. 5. Résultats des durées de vie au nœud critique (cycles)</i>	<i>91</i>
<i>Tableau. IV. 6. Résultats des durées de vie au nœud critique (cycles)</i>	<i>98</i>
<i>Tableau. IV. 7. Coefficient de danger pour chaque critère.....</i>	<i>99</i>

Introduction générale

Introduction générale

Dans un contexte de forte compétition économique et de respect de l'environnement, la réduction de matière première, et des coûts en général, devient aujourd'hui le principal critère dans la recherche d'une solution mécanique et technique, avec son incidence sur l'environnement. L'allègement des structures métalliques, du fait de la réduction de matière première mise en jeu, conduit à une augmentation des niveaux de contraintes, ce qui se traduit par une recrudescence des problèmes de rupture par fatigue.

Si la conception de nouveaux produits passe par la vérification de leur résistance aux sollicitations mécaniques en termes de chargement statique, elle doit aussi considérer le phénomène de fatigue. Prévoir le comportement des structures en fatigue est un atout de la conception, L'avènement de plus en plus précoce de la fissuration par fatigue est aujourd'hui devenu un souci systématique dans toute démarche de dimensionnement. Du point de vue de la résistance à la fatigue, le chargement le plus complexe et par conséquent le plus difficile à analyser est celui d'une sollicitation multiaxiale et aléatoire.

Le caractère multiaxial provient généralement de l'existence de plusieurs points de sollicitations, qui sont appliquées selon des directions différentes. L'aspect aléatoire est lié pour sa part à la nature imprévisible des sollicitations. Les structures automobiles en sont un exemple typique. La conduite pratiquée et le relief du sol sur lequel évolue le véhicule donnent lieu à des séquences de chargement multiaxiales et à amplitude variable pour les éléments tels que les triangles de suspension, les berceaux moteurs et les éléments du châssis.

Pour rendre fonctionnelle l'optimisation des structures du point de vue de la tenue en fatigue dès la phase de conception, le bureau d'études doit se doter d'outils de simulation lui permettant de prévoir leur comportement en fatigue sous chargement quelconque.

La simulation numérique permet ainsi au concepteur de faire évoluer la structure jusqu'à sa forme optimale. En cela la modélisation du comportement en fatigue doit permettre, de manière aussi réaliste que possible, de localiser rapidement les zones critiques et d'estimer la durée de vie d'un composant soumis à n'importe quel type de chargement multiaxial.

L'objectif du dimensionnement en fatigue est de pourvoir le concepteur d'un outil lui permettant de simuler le comportement en fatigue de nouveaux produits soumis à des sollicitations multiaxiales aléatoires. , il permet d'optimiser la conception du composant vis à vis de son comportement en fatigue en ajustant les marges de sécurité à la valeur souhaitée. La phase de conception sera alors optimisée du point de vue de la tenue à la fatigue avant même la réalisation du prototype.

Objectifs

Le travail envisagé vise à modéliser et dimensionner en fatigue un bras de suspension fabriqué en alliage d'aluminium. Pour cette fin, nous avons établi les objectifs suivants :

1. Étudier les alliages utilisés pour la fabrication des pièces de la suspension entre autre les bras de suspension ;
2. Présenter le phénomène de fatigue et étudier les approches analytiques de calcul de la durée de vie et prédire la durée de vie du bras de suspension par simulation numérique ;
3. Présenter les critères de fatigue multiaxiale existant dans la littérature pour le calcul du dommage et la prédiction de l'amorçage de fissures dans la pièce

Méthodologie

Pour atteindre les objectifs fixés, la méthodologie du travail suivie englobera plusieurs étapes. Premièrement ; une étude bibliographique comprenant l'essentiel sur les systèmes de suspension, l'intérêt d'utilisation des alliages d'aluminium dans la fabrication des pièces de la suspension ainsi les travaux réalisés dans les domaines d'utilisation des alliages d'aluminium et ce qui concerne la fatigue des pièces mécaniques en en particulier les bras de suspension.

Deuxièmement, la conception du bras se fait à l'aide du logiciel de conception mécanique 3D SolidWorks, les paramètres et les propriétés du matériau seront choisis. Une simulation en statique du bras de suspension sera réalisée pour prévoir la résistance mécanique de la pièce, l'étude est établie en utilisant le code de calcul par éléments finis : Ansys ensuite, la troisième étape consiste à simuler le comportement en fatigue du bras par les méthodes analytiques de calcul de la durée de vie .Pour mener cette étude trois alliages d'aluminium seront choisis et leur durées de vie seront comparées.

Par ailleurs la méthode analytique choisie est celle de Manson-Coffin Basquin pour l'étude numérique cette dernière est appliquée dans le module de fatigue AnsysNcode Elle permet la détection par simulation les zones les plus sollicitées où les contraintes sont maximales susceptibles d'amorcer une fissure aussi détecter le nœud qui présente la durée de vie minimale (le nombre de cycles minimal que peut atteindre le bras de suspension). Ce calcul nous permet d'avoir une idée sur l'endurance de la pièce et sa résistance à la sollicitation en fatigue. Cette étude nous permet de statuer sur le choix de l'alliage qui dure le plus longtemps

Puis, la quatrième partie de l'étude c'est l'intégration des modèles mathématiques de chaque critère dans un programme fortran, ABAQUS 10.1 est utilisé pour déterminer le champ de contraintes régnant dans la structure ce qui permet d'estimer le coefficient de danger associé à chaque critère.

Ce rapport de thèse est structuré en quatre chapitres.

Le premier chapitre concerne une étude bibliographique comprenant l'essentiel sur les systèmes de suspension, l'intérêt d'utilisation des alliages d'aluminium dans la fabrication des pièces de la suspension ainsi les travaux réalisés dans les domaines d'utilisation des alliages d'aluminium et ce qui concerne la fatigue des pièces mécaniques en particulier les bras de suspension.

Le deuxième chapitre est consacré à un rappel de quelques notions sur le phénomène de la fatigue des matériaux. dans ce contexte, nous choisissons quatre points clés : les courbes d'endurance et leur modèles mathématiques, les principaux facteurs influençant sur la durée de vie des structures les lois de cumul d'endommagement qui ont pour point commun de déterminer la valeur du dommage à partir de l'évolution au cours du temps de l'amplitude de contrainte ou de déformation en se basant sur les approches en contraintes ou en déformation et enfin les méthodes de comptage

Le troisième chapitre propose un inventaire des critères de la fatigue multiaxiale. L'utilisation de ces critères est à la base des méthodes de dimensionnement en fatigue, ils constituent les principaux outils du bureau d'études. Les critères présentés ont été recensés dans la littérature. Ils sont répertoriés en trois familles : les critères empiriques basés sur un grand nombre de résultats expérimentaux, les critères de type plan critique qui considèrent que l'endommagement par fatigue a lieu sur un plan physique particulier, et enfin les critères

d'approche globale qui utilisent soit des invariants du tenseur des contraintes ou de son déviateur. Le formalisme de chaque critère est présenté sous la forme d'une fonction de fatigue qui permet de comparer l'ensemble des expressions.

Le quatrième chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus par la simulation numérique, il s'agissait en premier lieu d'une analyse du comportement en fatigue d'un bras de suspension automobile pour trois matériaux choisis (6061-T6, 2014-T6 et 7175-T73).le but est de statuer sur le matériau qui présente le meilleur comportement en fatigue. L'analyse est effectuée dans le module AnsysNcode design life qui permet l'application de l'approche en déformation choisie(modèle de Manson-Coffin)pour le calcul de la durée de vie .Les résultats obtenus montrent que 7175-T73présente la plus grande durée de vie ce qui lui offre une meilleure résistance à la fatigue pour cela ce matériau est choisis pour la fabrication des bras de suspension. Les résultats présentés dans la deuxième partie du chapitre concernent l'intégration des critères de dimensionnement en fatigue multiaxiale choisis dans un programme fortran afin de nous renseigner sur le coefficient de danger associé à chaque critère. Pour la simulation numérique. ABAQUS 10.1 est utilisé pour le calcul du champ de contraintes régnant dans la structure. Ces résultats nous ont permis de choisir le critère optimal du point de vue sécuritaire de la structure.

Chapitre I

***L'aluminium et ses
applications dans la
conception des pièces
automobiles***

Chapitre I

L'aluminium et ses applications

dans la conception des pièces automobiles

I.1. Introduction

L'évolution des recherches sur les matériaux métalliques notamment dans le domaine de la fabrication des pièces mécaniques automobiles ne cesse d'avancer. 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. En outre l'aluminium est un matériau facile à élaborer et à usiner, ce qui signifie un gain de temps et d'argent. En utilisant l'aluminium, il est possible de diminuer jusqu'à 35 % du poids d'un véhicule. Ainsi, 100 kg de moins permettent d'économiser du carburant le remplacement des pièces en acier par des pièces en métaux légers comme l'aluminium est une solution très prometteuse [1].

I.2. Les alliages d'aluminium pour applications automobiles

Dans l'objectif d'améliorer et d'alléger les pièces constituant la suspension automobile, les recherches ont été orientées vers les fonderies d'aluminium. Les pièces moulées en alliage d'aluminium trouvent des applications où les propriétés mécaniques jouent un rôle capital, notamment dans le domaine du transport dont on peut citer :

- Les pièces à haute résistance telles que les supports moteurs ;
- Les bras de suspension ;
- Les vérins et distributeurs hydrauliques [2,3] ;

La pièce objet de notre étude est un bras de suspension fabriquée en alliages d'aluminium ce qui nous impose au début de ce chapitre à discuter des propriétés de l'aluminium et de ses alliages ainsi que de rassembler un maximum de données pour le calcul ultérieur. 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. Sa dureté est accrue par la présence d'impuretés (cuivre, nickel, argent, phosphore, etc.). Les qualités mécaniques de l'aluminium sont fortement améliorées lorsqu'on lui ajoute du cuivre, du manganèse et du magnésium pour se présenter sous forme d'alliages légers. Certains éléments d'alliage augmentent la résistance mécanique ou la résistance à la corrosion. La popularité de l'aluminium est principalement due à la diversité des propriétés physiques et mécaniques qui lui confèrent un caractère unique.

Les alliages de la série 2XXX, 6XXX et 7XXX tel que l'alliage AA2014-T6 AA6061-T6 et AA7175-T73 sont choisis dans la suite de l'étude pour l'évaluation de leur résistance à la fatigue pour statuer sur l'alliage approprié au bras de suspension. Ces alliages présentent notamment une grande résistance spécifique, c'est-à-dire un rapport important entre leur résistance mécanique et leur masse volumique. Ainsi, même si leur résistance à la traction est inférieure à celle des aciers, ces alliages sont susceptibles de supporter de plus grandes charges. Si nous comparons la limite élastique, $R_{p0,2}$, entre l'aluminium pur et ses alliages, la valeur passe de 20 MPa à environ 400 Mpa en moyenne. La limite à la rupture, R_m , de ces alliages est elle aussi multipliée par 5 (500 MPa) par rapport à celle du métal pur (80 MPa).

I.3. Les caractéristiques de l'aluminium

L'aluminium et ses alliages prennent encore aujourd'hui une place importante dans les différents domaines de l'industrie. Son utilisation s'accroît de jour en jour grâce à ses propriétés particulières.

Masse volumique	2700 kg/m ³ . L'utilisation de l'aluminium s'impose donc dans les domaines de la construction aéronautique et du transport
Résistance à la fatigue	La courbe de WÖHLER ne présente pas de coude marqué et l'asymptote horizontale n'est atteinte que vers 10 ⁸ cycles.
Résistance à la corrosion	Très bonne tenue à la corrosion
Mise en forme	Température de fusion relativement basse.
Mise en forme	Facilité de fusion. Avantage pour les

	opérations de fonderie.
Soudage	Soudage facile. Présence de la couche protectrice d'alumine.
Propriétés mécaniques	Propriétés mécaniques faibles à l'état recuit. Amélioration par écrouissage, addition d'éléments d'alliages ou traitement thermique
Module d'élasticité	entre 69 et 72GPa. Le silicium l'augmente de 70 à 82GPa.
Ténacité	Bonne résistance statique résiduelle à la propagation d'une fissure
Résistance à la fatigue	La résistance à 10^8 cycles est donnée pour chaque alliage. Le rapport d'endurance étant le rapport entre la limite à la fatigue à 10^8 en contraintes alternées et la charge de rupture en traction

I.4. Les principaux alliages d'aluminium

Seuls neuf éléments sont capables de s'allier à l'aluminium parce qu'ils ont une solubilité dans l'aluminium à l'état solide supérieure à 0,5 %. Pour diverses raisons de coût (l'argent), de disponibilité (le gallium, le germanium) et de difficultés de mise en œuvre (le lithium), la métallurgie de l'aluminium est fondée, depuis son début, sur uniquement cinq éléments d'alliage qui sont:

- Le cuivre
- Le manganèse
- Le magnésium
- Le silicium
- Le zinc

I.5. Les propriétés des alliages d'aluminium

L'aluminium à l'état pur présente de faibles caractéristiques cependant, l'ajout d'éléments d'addition et l'application de traitements thermiques provoquent la précipitation de certaines

phases dans la matrice d'aluminium. L'alliage est alors plus résistant mais aussi moins ductile que l'aluminium pur. Les alliages d'aluminium sont regroupés conformément à une nomenclature rigoureuse et complexe. Ainsi le métal pur non allié constitue la série 1XXX ou 1000 et les autres séries dépendent de la nature de l'élément d'alliage principal (2XXX pour le Cu, 3XXX pour le Mn, 4XXX pour le Si, 5XXX pour le Mg, 6XXX pour le Mg et le Si, 7XXX pour le Zn, 8XXX pour les autres éléments), cette terminologie est récapitulée dans le Tableau (I. 1)[4].

Tableau. I. 1. Propriétés des alliages d'aluminium

Série	Élément d'alliage	% en masse	Additions possibles
1000	Aucun	/	Cuivre
2000	Cuivre	2-6	/
3000	Manganèse	0,5-1,5	Magnésium-Cuivre
5000	Magnésium	0,5-5	Manganèse-Chrome
6000	Magnésium Silicium	0,5-1,5 0,5-1,5	Silicium- Magnésium- Manganèse
7000	Zinc Magnésium	5-7 1-2	Cuivre
8000	Fer - Silicium	0,6-2 - 0,3-1	Nickel

I.6. Les systèmes de suspensions

Dans le domaine des transports, et particulièrement dans le domaine automobile, le confort du passager et la stabilité du véhicule sont deux objectifs des suspensions automobiles classiques. Le confort préserve les passagers du véhicule des perturbations de la route. La stabilité empêche le véhicule de rouler de façon excessive et assure une bonne adhérence entre le pneu et la route [5].

I.6.1. Confort du passager

Dans le domaine des transports, et particulièrement dans le domaine automobile, le confort devient une préoccupation à part entière. Le confort du passager est en rapport direct avec l'état des routes et les vibrations transmises. Ces dernières sont d'amplitude élevée et peuvent constituer un risque pour la santé. Les vibrations ont donc, selon leur sévérité, un impact sur le confort.

I.6.2. Stabilité des véhicules

La tenue de route dépend de plusieurs facteurs dont la suspension. Durant le déplacement, la charge verticale est le facteur qui subit les variations les plus importantes. Face à un obstacle, la roue subit une poussée très rapide vers le haut ; son mouvement est contrarié par l'inertie de la voiture, qui agit à travers le ressort de la suspension. Juste après

l'obstacle, la roue revient à sa position initiale, mais le corps de la voiture reste encore légèrement soulevé à cause de sa masse supérieure; il lui faut plus de temps pour retrouver sa position.

I.7. Description du véhicule et de son environnement

Un véhicule est un ensemble de corps reliés entre eux par plusieurs liaisons visant d'une part à assurer le mouvement du châssis mais aussi le confort des passagers qu'il transporte. Il est composé d'un châssis, et d'un système de liaison au sol comprenant: les pneumatiques, les roues, les trains et les suspensions [6].

I.7.1. La caisse ou châssis

C'est la structure métallique externe qui supporte et rigidifie tous les éléments constituant un véhicule terrestre. Elle contient l'habitacle, le groupe moteur, le système de commande pilote : pédales, volant, levier de vitesse, etc. Cet ensemble constitue la masse suspendue(Figure. I.1).

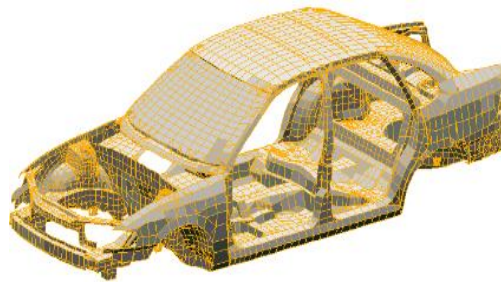


Figure. I. 1: Caisse d'un véhicule

I.7.2. Les trains

Le train avant est l'ensemble des organes mécaniques d'un véhicule assurant la suspension et la direction des roues avant et le train arrière est l'ensemble des organes qui assurent la suspension et le guidage des roues arrière(Figure. I. 2).

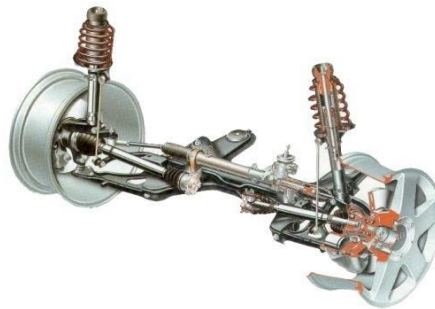


Figure. I. 2: Train avant

I.7.3. L'essieu

C'est l'ensemble des organes qui relie la roue au train à l'exception des éléments de directions et de suspensions. L'essieu assure la compatibilité avec l'environnement physique, les performances attendues et la sécurité d'utilisation.

I.7.4. Les suspensions

La suspension est l'ensemble des ressorts, amortisseurs et liaisons mécaniques reliant la caisse du véhicule aux roues qui assurent le débattement (les déplacements des centres des roues par rapport à la caisse suivant l'axe vertical) qui ont pour fonction de soutenir la caisse. Ces éléments peuvent être passifs (ressorts, amortisseurs), semi actifs (amortisseurs pilotés) ou actifs (pompes, pistons) [7].

I.8. Fonctionnement des suspensions

Les chaussées sur lesquelles les véhicules circulent présentent de nombreuses irrégularités dont la taille, la forme et la fréquence d'apparition sont très variables. Lors d'un parcours, les roues rencontrent donc des obstacles très diversifiés dont la distribution est apparemment aléatoire tant sur l'aspect géométrique que sur l'aspect temporel. Cette succession d'inégalités engendre au niveau de la roue des mouvements continus dont le sens et l'intensité dépendent du profil de l'obstacle et de la vitesse de passage.

Ces mouvements s'accompagnent d'accélération verticales plus ou moins importantes. Dans ce cas, les éléments de structure et les équipements sont constamment soumis à des sollicitations extrêmement sévères susceptibles de diminuer leur durée de vie. Enfin, le contact entre la roue et la route n'étant pas assuré de façon permanente, cela justifie la nécessité d'interposer entre le châssis et la roue, un dispositif flexible. Cette organisation fait apparaître deux catégories de masses: les masses suspendues et les masses non suspendues.

La suspension doit porter le véhicule, assurer le contact entre les pneumatiques et le sol, et isoler le châssis des perturbations générées à l'interface roue-sol. De ce fait elle doit agir comme un filtre afin d'éliminer les fréquences de vibrations indésirables pour assurer la bonne tenue de route et le confort des passagers.

Une description globale des suspensions et du rôle qu'elles remplissent pour les véhicules est un préalable indispensable pour une étude technique de ses composants [5].

I.9. Rôle de la suspension

La plupart des machines mécaniques sont soumises à différents niveaux de vibrations provenant de sources variées. Les automobiles, comme toutes les machines mécaniques, n'échappent pas à ce phénomène et c'est pour cette raison que toutes les automobiles sont munies de suspensions. La suspension automobile permet de réduire et ultimement d'éliminer ces vibrations qui sont néfastes pour les passagers et pour le véhicule [8].

I.10. Les composants d'une suspension

De nombreux composants sont implantés dans la suspension, ces éléments possèdent des rôles différents mais surtout complémentaires. Les principaux sont les suivants :

- **L'amortisseur** est l'élément central de la suspension automobile ; il sert à dissiper l'énergie cinétique due aux mouvements du châssis. Tous les amortisseurs hydrauliques fonctionnent selon le principe de conversion de l'énergie cinétique (mouvement) en énergie thermique (chaleur). En effet lorsqu'un véhicule roule sur une route irrégulière comportant de nombreux creux et bosses, de l'énergie se crée au niveau des roues. Elle se répand ensuite dans le véhicule. La suspension permet de canaliser cette énergie pour l'empêcher de se répercuter à l'intérieur de l'habitacle. Si c'était le cas, cela rendrait la conduite très inconfortable. Plus l'énergie envoyée par la roue est forte et plus le piston résistera. Le temps que prend l'huile pour se déplacer d'une chambre à l'autre permet de freiner l'ensemble du système de suspension et amortit ainsi le choc ressenti à l'intérieur de l'habitacle.
- **Le ressort** monté précontraint et en parallèle avec l'amortisseur, sert à absorber les chocs grâce à sa déformation élastique. Il restitue l'énergie accumulée lors de sa compression permettant à la suspension de regagner continuellement sa position d'équilibre initiale.

Le rôle des ressorts, est d'atténuer les chocs provoqués par les inégalités de la route sur l'une des roues qui se répercutent sur l'autre roue fixée sur le même essieu. Les ressorts contrôlent le mouvement vertical de la roue par rapport à la caisse : le débattement. Plus le ressort est raide, plus il faut un effort important pour que la roue ait un débattement. Lorsqu'une voiture roule en ligne droite, plus ses ressorts sont souples et plus la suspension absorbe les bosses, donc les pneus restent mieux collés à la route. Si l'on cherche un maximum de confort, il semble logique d'utiliser des ressorts à faible raideur.

- **Le pneu** est monté sur une jante, il a pour fonction première l'adhérence mais il joue aussi un rôle comparable à l'amortisseur en se déformant. Il transmet les forces longitudinales nécessaires à l'accélération et au freinage ainsi que les forces latérales permettant de tourner. D'autres pièces assurent la liaison de la suspension au châssis ainsi que l'entraînement de roues telles que le moyeu qui est la partie centrale de la roue traversée par l'essieu [9].

I.11. Les trois types de suspension

Il existe de nombreuses manières de classer l'ensemble des suspensions de véhicule allant d'un point de vue énergétique (système passif, actif ou semi-actif) à un point de vue fonctionnel (capacitif, résistif) en passant par un point de vue organique et technologique (hydraulique, mécanique, électrique,...)

Ainsi, l'ensemble des suspensions des véhicules peut être classé en deux types, selon que la suspension est composée seulement d'un combiné passif ressort-amortisseur par quart de véhicule ou non. Le premier type de suspension est alors dénommé architecture "traditionnelle" de suspension. De cette façon, toutes les suspensions automobiles qui ne sont pas de ce type sont classées parmi les architectures "complexes" de suspension.

I.11.1. Suspensions passives

Les suspensions passives sont à la fois les plus connues et les plus répandues. Une suspension passive est constituée d'un ensemble ressort-amortisseur, l'amortisseur étant monté en parallèle avec le ressort. Ces deux éléments de base ne nécessitent aucun apport direct d'énergie de la part du véhicule sur lequel ils sont montés : on parle d'éléments passifs. Le principe de fonctionnement est le suivant : le ressort absorbe les reliefs de la route, cependant lors de cette absorption, le ressort accumule de l'énergie cinétique qu'il doit restituer. L'amortisseur est alors l'organe qui module cette dissipation d'énergie [10].

I.11.2. Suspensions actives

Une suspension active se caractérise par le fait que toutes les parties des forces de suspension sont générées par des actionneurs nécessitant une source d'énergie externe. Ces forces sont contrôlées au travers des asservissements en boucles fermées qui régissent les efforts ou les déplacements. Cependant la puissance consommée par ce type de suspensions est très importante et peut atteindre dans certain cas des valeurs proches de trente kilowatts, ce

qui équivaut à la puissance du moteur à faible puissance. Cette « lacune » rend cette solution difficile à envisager. Il y a aussi un risque en sécurité en cas de panne du système.

I.11.3. Suspensions semi-actives

Une suspension semi-active consiste en un dispositif permettant de moduler les caractéristiques de l'amortisseur sans agir sur le ressort de suspension [11].

I.12. Architecture des suspensions courantes

Depuis l'arrivée des automobiles, différentes solutions de suspensions dites traditionnelles ont fait leur apparition. On peut citer comme exemple les suspensions McPherson ces dernières sont de loin les plus répandues sur le parc des véhicules de tourisme car elles sont plus simples à mettre en œuvre et les moins onéreuses. Il existe plusieurs types de systèmes de suspensions

Ils se différencient suivant qu'ils se situent sur les trains avant ou arrière du véhicule. Dans les deux cas on peut diviser l'ensemble de ces systèmes en deux familles : les suspensions à essieu rigide et celles à essieu indépendant. Généralement, le train avant est équipé de suspensions indépendantes tandis que l'essieu rigide est utilisé sur les roues arrière. En ce qui concerne le train avant, trois configurations sont aujourd'hui répandues [12,13] :

a. Suspension McPherson

La suspension de type McPherson est la plus utilisée aujourd'hui (Figure. I. 3). La principale raison est qu'il s'agit d'un système simple et donc peu coûteux. La suspension McPherson est également appréciée car elle prend peu de place sur le plan transversal, bien qu'elle nécessite un espace important sur le plan vertical. On l'utilise donc rarement sur les essieux arrière, où elle diminuerait le volume du coffre.

La suspension McPherson est dite de type « indépendant », c'est-à-dire que chaque roue peut se déplacer de manière verticale sans influencer la deuxième. Elle comporte un bras de suspension unique et une barre stabilisatrice appelée « barre antiroulis » permettant de guider l'ensemble. Les jambes de force (terme désignant le système ressort-amortisseur) sont rigides et fixées aux porte-fusées. Elles jouent le rôle de pivot de direction.

La suspension pseudo-McPherson, plus récente, comporte un triangle appelé « triangle inférieur » à la place du bras de suspension. Dans ce système, la barre antiroulis n'est pas nécessaire : c'est le triangle inférieur qui assure la fonction de guidage.

Le système Macpherson est du type à simple triangulation car il n'est composé que d'un seul bras (triangle inférieur). La liaison de ce triangle avec la fusée est assurée par une rotule tandis que le Macpherson est fixé au châssis par l'intermédiaire de la coupelle d'amortisseur. Ce type d'amortissement est, quasiment toujours, complété par une barre stabilisatrice du roulis (barre antiroulis) qui peut, aussi, assurer le guidage longitudinal du triangle.



Figure. I. 3: Suspension de type McPherson

D'autres technologies de suspension dites traditionnelles existent comme la suspension hydropneumatique mono-sphère présentée (Figure. I. 4). Le principe vise à remplacer le ressort de la suspension mécanique traditionnelle par deux fluides : un liquide de l'huile et un gaz de l'azote séparés par une membrane. Le gaz est l'élément élastique de la suspension et sa pression varie en fonction de la charge du véhicule. Le liquide, incompressible, permet d'assurer le lien entre les organes mécanique des essieux et le gaz. Chaque roue est équipée d'un ensemble figure (I.4 et I.5) constitué d'un bras de suspension, d'un piston solidaire de ce bras qui coulisse dans un cylindre agissant sur le liquide pour comprimer le gaz contenu dans la sphère.



Figure. I. 4: Sphère de suspension hydro-pneumatique

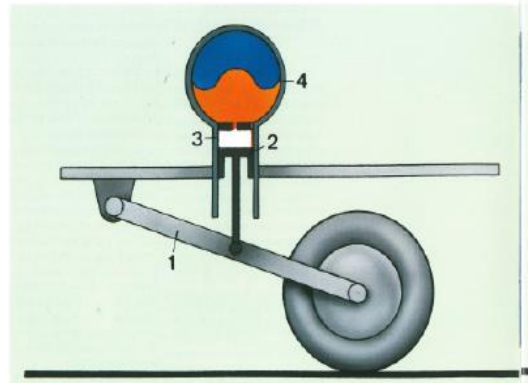


Figure. I. 5: Principe de fonctionnement de la suspension hydro-pneumatique traditionnelle

b. Suspension à double triangulation

Très utilisé en automobile. Le système de suspension à double triangulation a été progressivement remplacé par celui de type McPherson. Aujourd'hui on le retrouve surtout sur les voitures hautes de gamme ou les voitures de course.

La suspension à double triangulation comme son nom l'indique comporte deux triangles l'un supérieur, et l'autre inférieur. Ces deux triangles sont rattachés aux porte-fusées par des rotules. L'ensemble ressort-amortisseur est fixé à l'un des triangles (le triangle inférieur dans la plupart des cas). Cette configuration est présentée sur la (Figure. I.6).

Le principal avantage de la suspension à double triangulation réside dans la possibilité de régler l'ancrage des différents composants afin d'obtenir une meilleure motricité. Cet avantage en fait le système de suspension le plus performant. Son principal inconvénient, comparé au McPherson, est qu'il prend beaucoup plus de place. Sur une voiture de tourisme, il réduit considérablement le volume utile du coffre à l'arrière. Du fait de son encombrement, il est difficile à placer à l'avant, où le moteur occupe déjà beaucoup d'espace [14].



Figure. I. 6: Suspension à double triangulation

c. Suspension multibras

La suspension multibras est le système le plus complexe et le plus difficile à fabriquer, c'est la configuration la plus récente, elle est utilisée sur certains modèles de voitures de luxe. Ce système est assez proche de la double triangulation, mais à la place des deux triangles, on trouve 4 ou 5 bras qui prennent moins de place et permettent de désencombrer l'ensemble (Figure. I.7). La présence de plusieurs bras permet également d'affiner le guidage pour améliorer les performances du véhicule. Les quatre bras se positionnent de manière transversale tandis que le cinquième (on le trouve généralement sur les trains arrière, mais jamais à l'avant) est longitudinal « bras tiré ». Son rôle est d'empêcher l'arrière de la voiture de se relever lors du freinage [15].



Figure. I. 7: Suspension multi bras

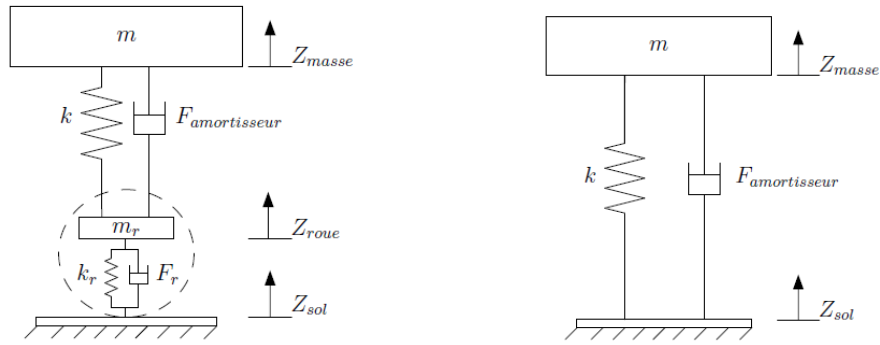
I.13. Les différents modèles de véhicule

I.13.1. Modèle quart de véhicule ou mono roue

Différents modèles de véhicules cités dans la littérature ont été utilisés pour étudier le comportement dynamique et vibratoire [16, 17,18, 19, 20, 21, 22, 23, 24]. Les trois modèles couramment utilisés sont les suivants : un quart de véhicule, demi-véhicule ou le modèle complet de véhicule en 3 dimensions .Tout en considérant le type de suspension, passive, semi-active ou active.la plupart des articles traitant les suspensions utilisent le modèle linéaire quart de véhicule avec deux degrés de liberté. C'est un modèle facile à étudier et à analyser et contient des informations de base relatives au véhicule le modèle quart de véhicule [25, 26, 27].

a. Modèle vertical

Un modèle de quart de voiture est composé d'un quart de la masse corporelle, d'un composant de suspension et d'une roue, est représenté sur la (Figure. I.8) [28, 29].



(a) et modèle de quart de véhicule simplifié

(b) dans lequel on assimile la roue à un corps parfaitement rigide en contact permanent avec le sol

Figure. I. 8: Modèle de quart de véhicule général

Le modèle quart de véhicule d'une suspension est décrit par :

$$m_c \ddot{z}_{caisse} = K(z_{roue} - z_{caisse}) + F_{amortisseur} \quad (I. 1)$$

$$m_r \ddot{z}_{roue} = K(z_{caisse} - z_{roue}) - F_{amortisseur} + K_r(z_{sol} - z_{roue}) + F_r \quad (I. 2)$$

Avec :

m_c et m_r , respectivement la masse de la caisse et de la roue

K La raideur du ressort de la suspension

K_r La raideur équivalente du pneumatique

F_r La force d'amortissement équivalente du pneumatique

Dans le cas du modèle quart de véhicule simplifié, l'équation de la suspension se résume à l'équation I.1

b. Modèle longitudinal

Ce modèle est représenté par une roue et une masse illustré par la (Figure. I.9) le comportement du véhicule est caractérisé par la dynamique rotationnelle de la roue et la translation longitudinale de sa masse [30].

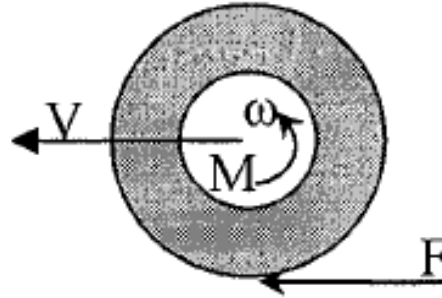


Figure. I. 9: Modèle longitudinal d'un quart de véhicule.

I.13.2. Modèle demi-véhicule

Ce modèle ne considère que les mouvements verticaux, Il inclut les mouvements de roulis ou de tangage du châssis et de l'essieu. Deux types de modèles dérivent du modèle demi-véhicule. Le premier est dit modèle de demi-véhicule latéral, à quatre degrés de liberté. Il ne considère que le véhicule subit des perturbations à droite identiques à celles subites à gauche. Le second nommé modèle de demi-véhicule longitudinal. Comme son nom l'indique, il représente une demi vue en longueur du véhicule la (Figure. I.10) schématise le modèle de demi-véhicule.

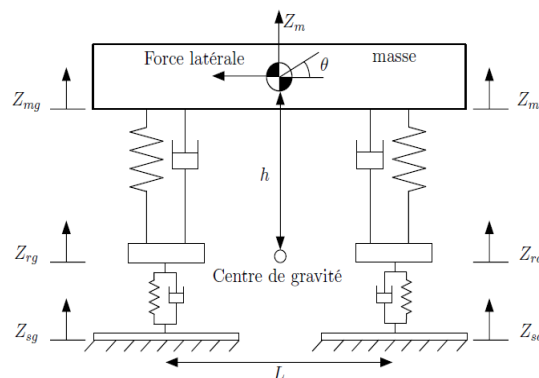


Figure. I. 10: Modèle de suspension représenté par un demi-véhicule latéral à 4 degrés de liberté

I.13.3. Modèle complet de véhicule ou 3D

Le véhicule est un assemblage de plusieurs composantes de différents types : mécanique, pneumatique ou électrique c'est un système mécanique très complexe non linéaire, d'où la difficulté d'obtenir un modèle de véhicule prenant en compte toutes ces composantes. Puisque leurs paramètres peuvent varier d'une situation à une autre, donc la modélisation d'un véhicule nécessite de choisir les composantes essentielles qui donnent le modèle le plus proche de la réalité Le modèle le plus simple est présenté sur la figure. I.11, [31]

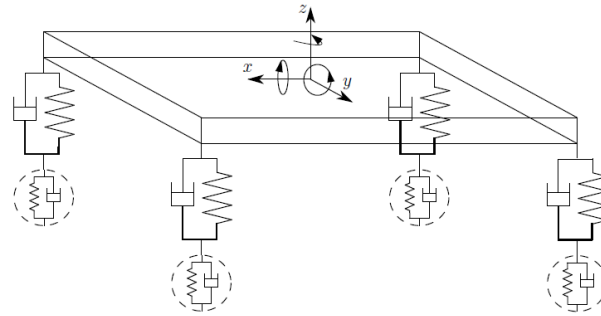


Figure. I. 11: Modèle de véhicule complet

I.14. Approche de modélisation d'un quart de véhicule

Le modèle d'un quart de véhicule en 3D est représenté par la (Figure. I.12). Les triangles supérieurs et inférieurs sont conçus et étudiés dans des projets antérieurs. L'adaptation de notre modèle est formulée sur la base des considérations des auteurs [32-33].

Ces études ont considéré la suspension comme étant un seul bloc et ils ont tenu compte que des vibrations verticales. Notre apport consiste à étudier l'effet des différentes sollicitations sur les parties constituant la suspension, entre autres, sur le triangle supérieur. Ceci est dans le but de prédire sa durée de vie en fatigue. La partie suivante est consacrée à une revue bibliographique des travaux réalisés sur les deux mécanismes nécessaires au fonctionnement du système de suspension à savoir les triangles supérieurs et inférieurs.

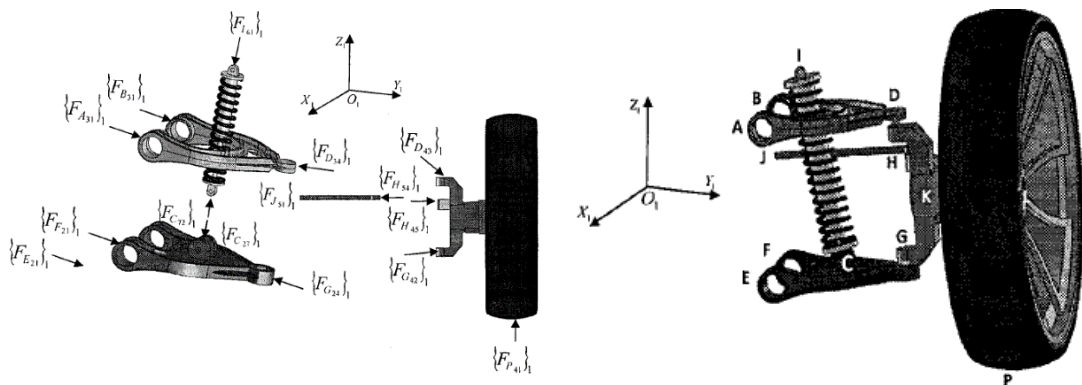


Figure. I. 12: Modèle d'un quart de véhicule en 3D [32-33].

I.15. Revue bibliographique

Z. Husinet al en 2010[34] Ont étudié la fatigue d'un bras de suspension inférieur fabriqué en alliages d'aluminium et soumis à trois historiques de chargement d'amplitude variable, tels que SAERTN (chargement à contrainte moyenne positive), SAESUS (chargement à contrainte moyenne négative) et SAEBRKT (chargement à contrainte moyenne nulle). Les objectifs de cette étude sont de prédire la durée de vie en fatigue du bras à l'aide de deux approches «contrainte-durée de vie» et «déformation-durée de vie», l'influence de la contrainte moyenne est considérée. Trois méthodes sont utilisées pour prendre en compte l'effet de la correction de la contrainte moyenne sur la durée de vie de la pièce. En se basant sur la méthode «contrainte-durée de vie» les résultats montrent que la méthode de correction de la contrainte moyenne de Goodman est plus conservatrice par rapport à celles de Gerber et sans correction. Tandis que la prédiction de la durée de vie en se basant sur l'approche «déformation-durée de vie» montre que la méthode de correction de la contrainte moyenne Smith-Watson-Topper (SWT) est une méthode plus conservatrice que les méthodes de Coffin-Manson et Morrow. L'approche «contrainte-durée de vie » est capable de donner une durée de vie plus longue à la pièce lorsqu'elle est soumise au chargement du type (SAEBKT) alors que l'approche «déformation-durée de vie» est capable de donner une durée de vie plus longue lorsque la pièce est soumise au chargement du type (SAETRN) et (SAESUS).une optimisation des matériaux a été effectuée pour déterminer le matériau approprié pour le bras de suspension pour cela une comparaison a été faite avec une série d'alliages d'aluminium tels que 2014-T6, 3004-H36, 5052-H32, 5083-87, 6061-T6 et 7175-T73. En fin l'alliage d'aluminium 7175-T73 est le matériau approprié pour le bras de suspension.

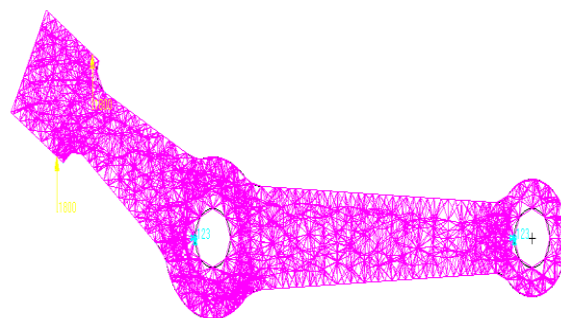


Figure. I. 13: Modèle en 3D, chargement et conditions aux limites

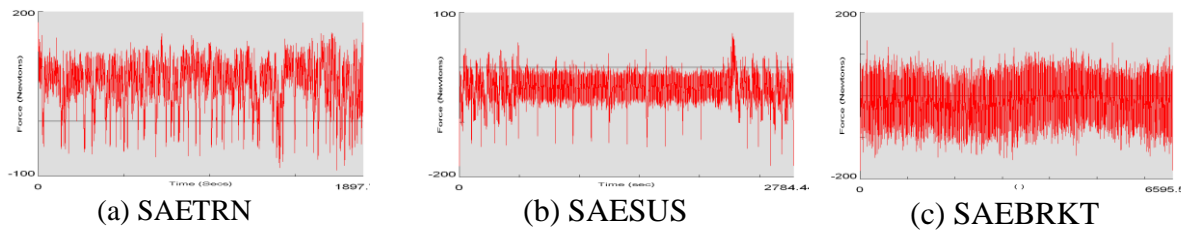


Figure. I.14: Historique des amplitudes de chargement en fonction du temps pour les 3 cas[34].

M. Mrzygłód et al en 2006[35] ont travaillé sur l'optimisation des structures soumises à la fatigue multiaxiale à grand nombre de cycles (MHCF) utilisant la méthode des éléments finis. Trois critères ont été sélectionnés: Sines (1959), Crossland (1956) et Dang Van et al. (1989). Ils ont appliqués aux procédures d'optimisation structurelle couplées à des codes utilisant la méthode des éléments finis, Deux versions de programmes d'analyse en fatigue ont été préparées. La première version c'est l'application du critère de Sines et de Crossland pour des charges moyennes d'amplitudes équivalentes. La deuxième version du programme, c'est l'application du critère de Dang Van avec 5 cas de chargements, ces deux programmes sont implémentés dans le code de calcul ANSYS APDL. Il ressort des investigations numériques que le critère de DANG VAN s'est avérée être la formulation la plus rigoureuse garantissant le plus haut niveau de sécurité. Elle est utilisée dans la prochaine étape de recherche concernant l'optimisation de la structure fonctionnant dans des conditions de chargement à grand nombre de cycles. À la suite des tests discutés, le critère de fatigue Dang Van a été choisi et mis en œuvre pour étudier le processus d'optimisation structurelle. Les exemples d'implémentations numériques des critères dans le code ANSYS APDL montrent la possibilité de les appliquer facilement à toute analyse numérique en fatigue. Par conséquent la méthodologie proposée d'analyse et d'optimisation de la fatigue peut être utilisée dans un large spectre de problèmes de fatigue à grand nombre de cycles.

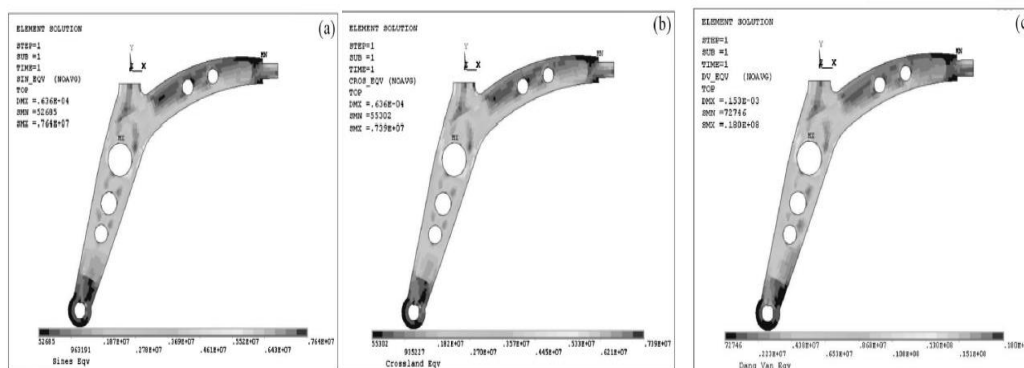


Figure. I.15: Distribution de la contrainte équivalente maximale pour les critères de Sines, Crossland, Dang Van

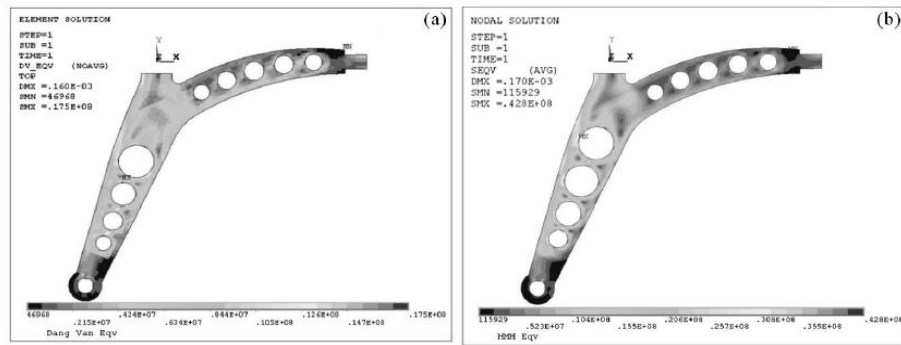


Figure. I.16: Comparaison des résultats de l'optimisation de la contrainte équivalente maximale pour les critères de Dang Van (a) et Von Mises (b) [35]

B. Yıldız, et al en 2017[36] durant ces dernières années pour résoudre les problèmes d'optimisation de la conception structurelle différents algorithmes ont été développés, cependant il y a toujours un intérêt croissant pour développer une nouvelle technique d'optimisation pour trouver une solution aux problèmes d'optimisation de la conception structurelle. Dans ce travail une nouvelle technique d'optimisation basé sur CSS et Nelder – Mead algorithme a été développée et appliqué à un bras de suspension de véhicule. Cette nouvelle méthode appelée hybride CSS et Nelder – Mead (HCSSNM) algorithme converge rapidement vers une solution optimale globale très précise et fournit des solutions fiables et précises et par conséquent, elle démontre une efficacité approche des problèmes de conception du monde réel. L'algorithme (HCSSNM) a été utilisé pour l'optimisation d'un bras de suspension de véhicule ce qui est extrêmement important pour la sécurité du véhicule, Une réduction du poids de 5,8% est obtenue à la suite de l'application de cet algorithme. Par conséquent, la nouvelle approche hybride est une optimisation efficace permettant de résoudre les problèmes d'optimisation de la conception structurelle. L'algorithme(HCSSNM) peut être utilisé efficacement pour réduire la masse du composant du véhicule tout en maintenant sa résistance à la fatigue.

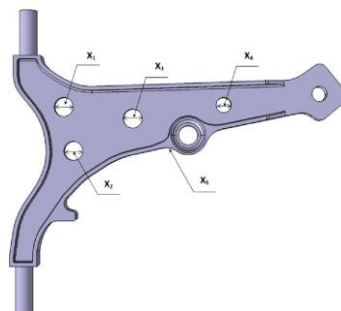


Figure. I. 17: Variables de conception pour l'optimisation de la forme de la structure[36].

L. P. Rodrigues et al en 2017 [37] ont présenté une analyse d'un système de suspension à double bras en forme de "A" par le logiciel MBS (Multibody system ANALYSIS), soumis en premier lieu à un profil de route aléatoire en utilisant le logiciel commercial (MSC Adams®). L'analyse de la durée de vie en fatigue est limitée au bras de contrôle inférieur (LCA). La simulation par (MBS) est effectuée sur des points préalablement définis; les forces et les moments calculés décrivent la réponse du composant à un tel profil. En fait, ces simulations fournissent une meilleure évaluation de la façon dont les forces varient à travers un profil aléatoire de la route. A ce stade, l'analyse de rupture en fatigue est réalisée les résultats de la durée de vie ont été comparés utilisant les approches de correction de la contrainte moyenne (Goodman et Gerber) et le point le plus endommagé du bras inférieur est localisé.

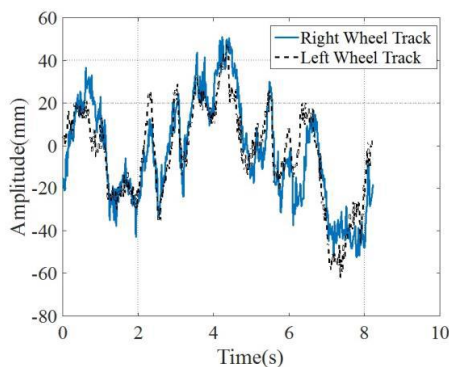


Figure. I. 18: Profil de la route pour le cas braquage à droite et à gauche de la roue [37]

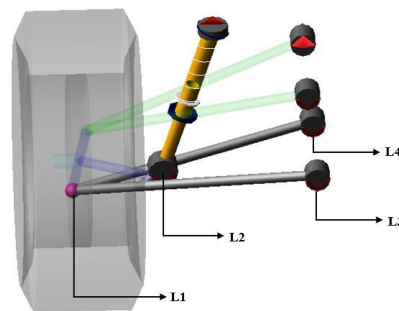


Figure. I. 19: Les principaux points de la suspension gauche considérés dans l'analyse en fatigue [37]

W.Papacz et al en 2013[38] ont fait une analyse sur la possibilité de remplacer la conception actuelle du bras Macpherson de suspension en acier de la voiture produite aujourd'hui par une structure en polymère composite. Cela se justifie par les effets de synergie possibles à obtenir le bras de suspension en acier a été remplacé par celui en composite de carbone. Les forces appliquées sur le bras pendant le déplacement sur une route ondulée sont les forces de freinage; l'action des forces latérales maximales et l'action simultanée des forces latérales et forces de freinage les résultats montrent que le bras en composite est stable et résiste à la fissuration. L'analyse préliminaire a montré qu'une telle possibilité existe. Par la suite, les travaux initiés ont permis une vérification pratique de la construction conçue par des essais en laboratoire. En cas d'amélioration significative des performances des véhicules contenant les éléments composites de suspension, l'intérêt des constructeurs automobiles de mettre en œuvre la structure proposée dans les véhicules utilitaires est possible. Les travaux initiés

s'inscrivent dans la tendance mondiale de construction de véhicules plus légers, économes en énergie et dotés de meilleures propriétés fonctionnelles.

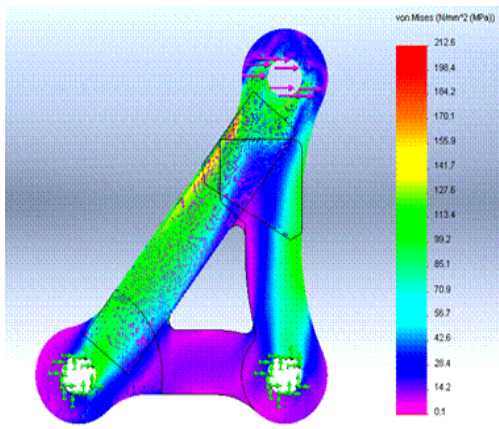


Figure. I. 20: Distribution de la contrainte de Von Mises contraintes durant le braquage [38].

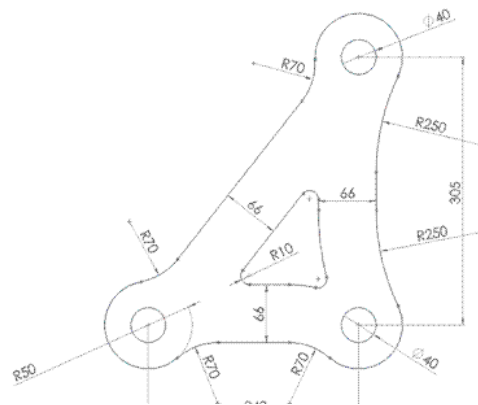


Figure. I. 21: Bras inférieur [38].

A. Bouaïcha et al 2016 [39] ont étudié la résistance en fatigue d'un bras de suspension automobile en alliage d'aluminium A357 obtenu par moulage semi-solide et traité à la température T6. L'étude s'est réalisée sur deux plans macro et microscopique, et selon trois méthodes; numérique, analytique et expérimentale. En ce qui concerne le procédé du moulage et de conception de la nouvelle forme, ils ont réussi à développer une nouvelle géométrie de bras de suspension, parmi les différentes conceptions proposées le cas de la toile en Z est la forme la plus prometteuse vue qu'elle se présente avec un poids et contrainte maximale semblable à celui de la pièce originale. Afin de compléter l'étude et confirmer nos résultats, ils ont remoulé un nouveau bras selon la nouvelle conception et refaire les essais expérimentaux de fatigue. Ils ont adopté une méthode analytique qui consiste à analyser les différentes études réalisées sur les différents alliages d'aluminium et à trouver des relations entre les différents coefficients propre à l'alliage d'aluminium A357. La comparaison des résultats de fatigue entre l'étude expérimentale et la méthode analytique révèle une certaine similitude. En observant les valeurs pour les mêmes efforts appliqués, on constate que l'ordre de grandeur du nombre de cycles est le même. L'étude métallographique a révélé que la rupture par fatigue a un lien direct avec l'initiation de la fissure Il a été démontré qu'il existe d'autres défauts de coulée qui peuvent être responsables de l'initiation des fissures de fatigue, certaines caractéristiques microstructurales peuvent agir en tant que sites d'initiation de fissure ;et peuvent influencer la durée de vie de la structure.

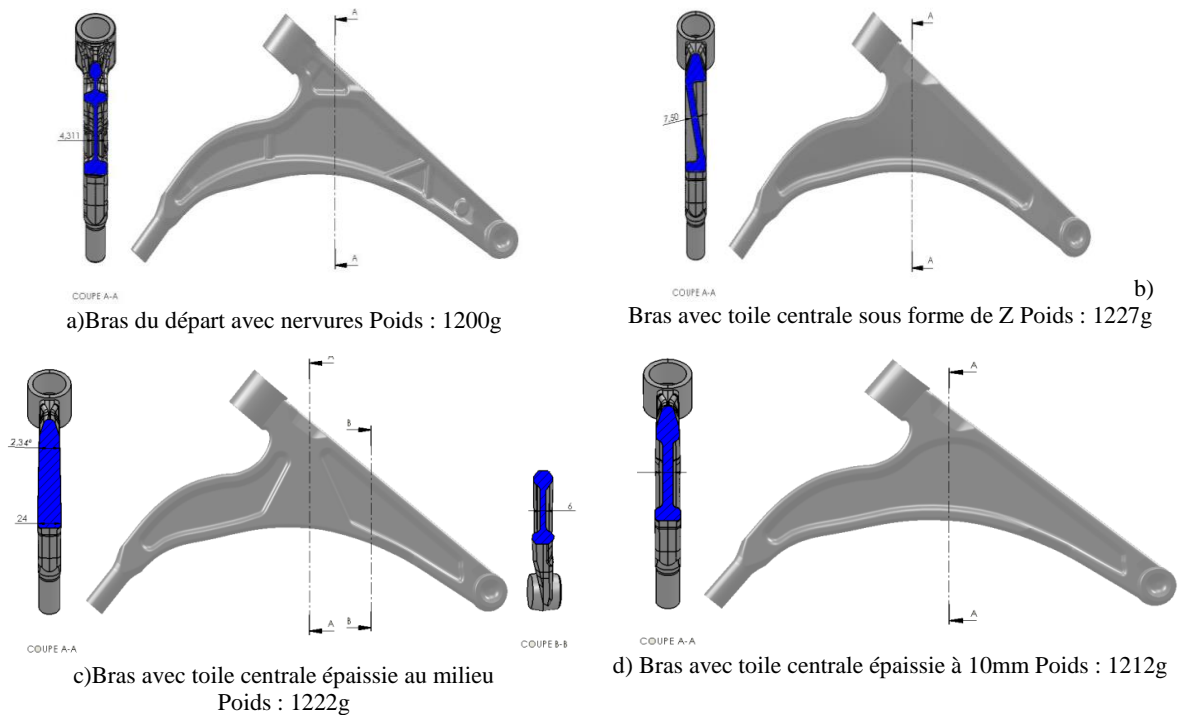


Figure. I. 22: Différentes conceptions de bras proposées[39]

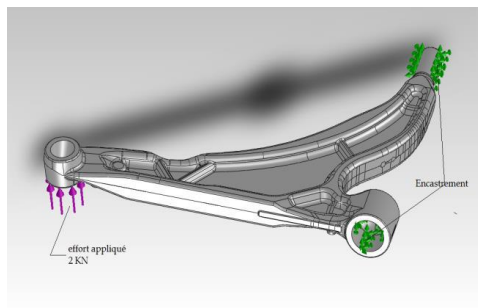


Figure. I. 23: Conditions verticales de fixation

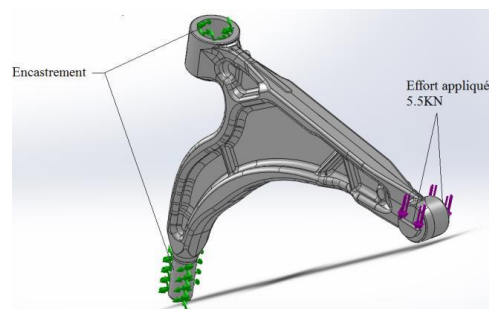


Figure. I. 24: Conditions horizontales de fixation

D.Taylor et al en 2000 [40] pour la prévision de la rupture par fatigue due aux formes géométriques telles que les encoches, trous etc... qui sont des sites de concentration de contraintes est compliquée, et que la défaillance peut ne pas provenir d'un problème de concentration de contraintes, pour démontrer ce phénomène l'auteur a présenté l'analyse sur un composant de suspension automobile (bras de suspension inférieure). Le logiciel commercial de prévision de la durée de vie en fatigue n'a pas été en mesure de prédire systématiquement le bon emplacement de la défaillance, en tenant compte des effets de concentrations des contraintes. L'endommagement par fatigue d'un composant peut se produire d'une caractéristique géométrique qui n'est pas la seule qui génère la valeur de la contrainte locale la plus élevée. Cet endommagement peut se produire si les plus hauts

niveaux de contraintes sont associés au gradient de contraintes due à l'effet des formes géométriques ou au chargement et que les méthodes d'analyse existantes, ne sont pas capables de prédire cet effet.

Dans ce travail la méthode traditionnelle d'analyse en fatigue a été mise à jour par l'association du plus haut niveau de contraintes au gradient de contraintes due à l'effet des formes géométriques ou au chargement, ceci a permis de prédire avec succès l'emplacement de la zone de rupture par fatigue, et de bien estimer la durée de vie en fatigue. Il est recommandé que cette approche soit adoptée dans les futurs logiciels prédictifs

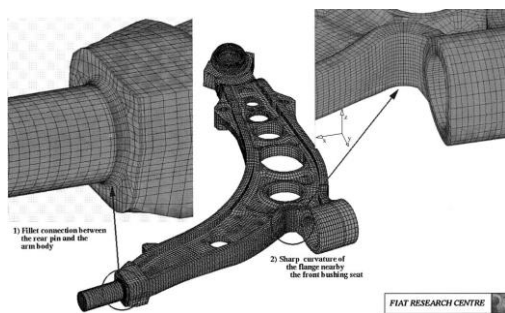


Figure. I. 25: Les composants d'une suspension, montrant l'emplacement des deux éléments de concentration de contraintes [40].

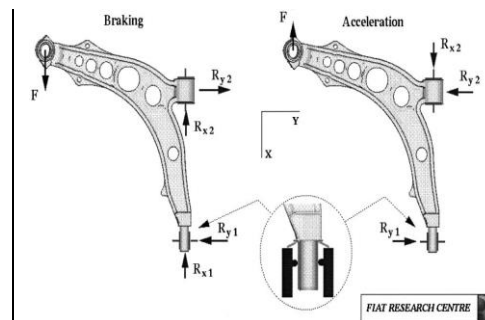


Figure. I. 26: Chargement utilisé dans le cas freinage et accélération. R indique les forces de réaction [40].

Singh, J et al en 20015[41] ont montré qu'en raison de ses nombreuses fonctions, le bras de suspension fait partie intégrante des composants du système de suspension. Au fur et à mesure que le véhicule circule plusieurs forces sont transmises par les roues de la voiture, au bras de suspension par l'intermédiaire d'une rotule. Dans cette étude, la principale préoccupation est de trouver la section dangereuse dans le bras de suspension inférieure où la contrainte est maximale ainsi que la valeur de cette contrainte et de comparer cette valeur à la limite d'élasticité en traction du matériau. Le modèle CAO a été préparé à l'aide du logiciel CATIA v5 et une analyse par éléments finis a été réalisée à l'aide du logiciel ANSYS 14.5 Le modèle est soumis à des conditions de chargement et aux conditions limites, puis analysé à l'aide des techniques FEA. L'analyse statique a été réalisée pour déterminer la contrainte, la déformation et le facteur de sécurité du bras. Le modèle a été maillé en utilisant des éléments tétraédriques à 10 nœuds. L'analyse a été réalisée pour vérifier si la pièce résiste ou non. Dans certains cas, la contrainte dépasse la limite de sécurité. Dans ce cas, une approche d'optimisation est effectuée pour augmenter la résistance structurelle du composant. Selon la

méthodologie adoptée pour sécuriser le bras, ce qui montre que le composant est sûr. la contrainte VON-MISSES obtenu est inférieure à la limite d'élasticité du matériau, avec un facteur de sécurité minimum était de 1,1845.

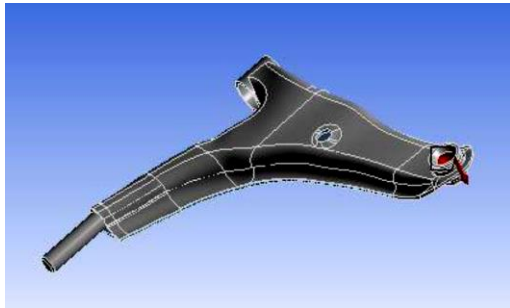


Figure. I. 27: Conditions de chargement [41]

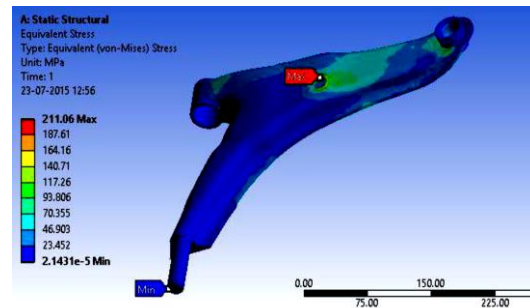


Figure. I. 28: La contrainte équivalente [41].

B. Duleba et al en 2013 [42] ont travaillé sur les matériaux composites en fibres de carbone, en particulier ceux avec des matrices polymères, ils sont devenus les matériaux dominants pour de nombreuses industries en raison de leur résistance élevée et de leur faible densité. L'auteur et al ont montré la possibilité de simuler des pièces complexes en polymère composite avec le logiciel Solid Works. Ils ont décrit en premier lieu les composites et leurs comportement sous charge. La fibre de carbone a été choisie comme matériau pour l'étude la principale raison est due à sa faible densité et sa grande résistance à la traction. La pièce sélectionnée dans cette étude est un bras de suspension supérieur arrière la simulation a montré qu'il n'est pas possible de fabriquer un bras supérieur à toute les épreuves pour le matériau sélectionné. La prochaine étude portera peut être sur le changement de matériau. Le meilleur moyen maintenant est de fabriquer cette pièce en alliages légers, mais le poids avec l'utilisation de l'aluminium augmentera de plus d'un tiers par rapport à modèle composite. Bien que la simulation était nécessaire et conseillé, car elle a montré des échecs possibles qui ont été découvert avant la fabrication et les tests de cette pièce dans des conditions réelles.

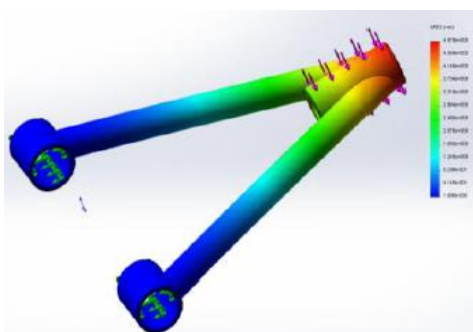


Figure. I. 29: Déplacement maximal [42]

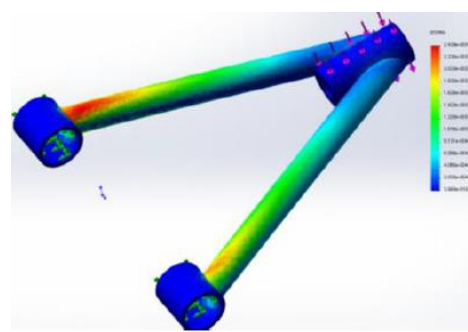


Figure. I. 30: Déformation équivalente [42]

A. Saoudi et al en 2011 [43] ont montré que la réduction du poids améliore non seulement la stabilité du véhicule, l'angle de patinage entre le pneu et la route, mais aussi rend la conduite plus efficace et plus sûre ainsi la consommation d'essence devient inférieure. L'auteur et al ont évalué le potentiel d'utilisation des pièces mécaniques en alliage léger dans l'industrie automobile en étudiant leur durée de vie en fatigue et les causes de leur fissuration, qui se développe progressivement sous l'action de chargements aléatoires répétés. L'étude est menée à l'aide de divers paramètres tels que les effets dynamiques et vibratoires sur certaines pièces de la suspension, type d'excitation, géométrie et poids de la pièce mécanique. La pièce étudiée est le bras de la suspension inférieur en alliage d'aluminium 7075-T6 ; L'approche utilisée est la densité de l'énergie de déformation et la valeur maximale La force transmise par le pneu a été évaluée. Puis un modèle de la trajectoire du bras inférieur soumis à des contraintes a été établi en utilisant un modèle d'irrégularité de la route de la densité spectrale de la puissance. Pour filtrer et extraire la durée de vie de l'élément critique l'interface MATLAB a été générée; malgré le gain de confort lors de l'utilisation d'un amortisseur et d'un ressort, la valeur en fatigue de certaines pièces automobiles telle que le bras de suspension inférieur diminue en raison de l'ordre de chargement.

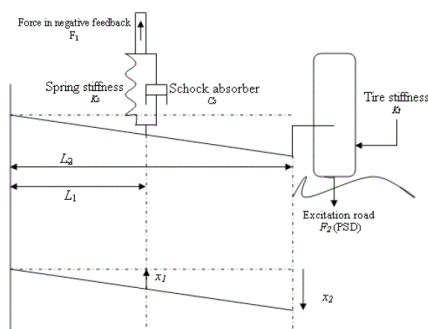


Fig. 1. Vehicle suspension control and the lower suspension arm

Figure. I. 31: Modèle de suspension[43]

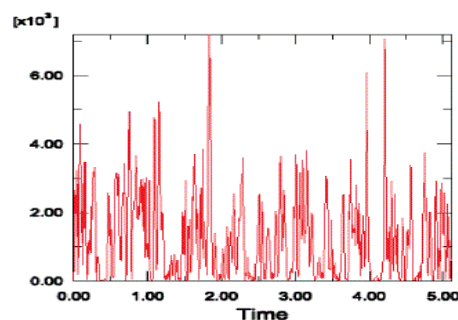


Figure. I. 32: Evolution de la densité de l'énergie de déformation [43].

I.16. Conclusion

Dans ce chapitre est présentée une étude bibliographique comprenant l'essentiel sur les systèmes de suspension, l'intérêt d'utilisation des alliages d'aluminium dans la fabrication des pièces de la suspension ainsi les travaux réalisés dans les domaines d'utilisation des alliages d'aluminium et ce qui concerne la fatigue des pièces mécaniques en particulier les bras de suspension.

Chapitre II

Concepts utilisés en fatigue

Chapitre II

Concepts utilisés en fatigue

II.1. Historique

L'étude de la résistance des structures aux charges statiques a commencé très tôt, pour la construction des grands édifices, ce n'est pas avant l'ère industrielle que la résistance des structures aux variations cycliques des chargements a été étudiée. Les ingénieurs ont en effet découvert que les machines utilisées dans les mines étaient le siège de ruptures de pièces après une certaine période d'utilisation, même si la contrainte nominale était limitée. Lorsque les pièces présentaient des variations brutales de géométrie. Cette "fatigue" apparaissait plus rapidement

Les premières études sont attribuées à Albert, un ingénieur allemand, qui a étudié en 1829 la résistance des chaînes utilisées dans les mines sous des charges de traction significatives. A partir de 1840, des études ont été conduites en Angleterre par Rankine et Hodgkinson sur l'emploi du fer et de la fonte dans les chemins de fer et les ponts [44].

L'étude de la fatigue a d'abord été macroscopique et les raisons en sont multiples. Il est admis que c'est l'accident le 11 mai 1842, qui fit plus d'une cinquantaine de morts et fut lié à la rupture en deux endroits de l'essieu avant de la locomotive, qui a constitué l'origine des études du phénomène de fatigue. Pour étudier ce phénomène, Wöhler entreprit pour le compte de l'industrie ferroviaire allemande des essais systématique en flexion alternée sur des essieux. Les courbes établies par Wöhler relient l'amplitude de contrainte appliquée en fonction du nombre de cycles à rupture et mettant ainsi en évidence la notion de limite de fatigue, limite en dessous de laquelle il n'y a pas de risque de rupture par fatigue [45].

Des essais systématiques ont été conduits par Wöhler en 1849, conduisant aux premières lois expérimentales qui montrent que le fer et l'acier peuvent rompre sous une charge inférieure à la résistance à la traction, ou même à la limite d'élasticité du matériau, si le chargement est répété un nombre; suffisant de fois, la rupture n'apparaît pas, même après un nombre très grand de cycles,

Les travaux ont ensuite été poursuivis jusqu'à ce jour et ont conduit à une meilleure connaissance des mécanismes d'endommagement par fatigue [46].

II.2. Définition de la fatigue

La fatigue est le phénomène par lequel les structures rompent après avoir subi une succession de chargements et qui voient leurs caractéristiques changer au cours du temps

La fatigue se caractérise par la formation de «microfissures» dans les zones de fortes concentrations de contraintes dues aux effets géométriques (entailles) ou métallurgiques (inclusions). Ces microfissures donnent ensuite naissance progressivement à une fissure macroscopique qui se propage jusqu'à la ruine finale [47, 48].

Ce chapitre vise à définir quelques concepts de base de fatigue qu'il est nécessaire d'avoir assimilé pour comprendre le reste de l'étude, il a pour objectifs de présenter dans un premier temps les définitions et les grandeurs générales liées à ce domaine, puis dans un second temps d'exposer les principales méthodes de prédiction de la durée de vie et un rappel des modèles d'endommagement existants.

II.3. Les grandeurs caractéristiques d'un chargement uni axial

La plupart des pièces mécaniques, au cours de leur fonctionnement, sont soumises à une succession de chargements dans le temps. Souvent, cette succession est périodique et se résume à une suite de cycles. Deux domaines peuvent être définis. On parle de fatigue à grand nombre de cycles (HCF : High Cycle Fatigue) Pour un plus faible nombre de cycles, on est en régime oligocyclique (LCF : Low Cycle Fatigue). Traditionnellement, la HCF, aussi dite fatigue d'endurance, se divise elle-même en deux sous-domaines : l'endurance limitée et l'endurance illimitée [49].

La fatigue est l'exposition à un chargement cyclique non monotone, qui comporte des phases de chargement et de déchargement. Elle peut être due à plusieurs causes : une vibration normale ou anormale, des contraintes d'origine thermique en plus des chargements en service qui peuvent être très sévères [50, 51].

Des lois permettent de calculer la durée de vie N_f d'une structure pour un chargement donné. Certaines sont dédiées aux grands nombres de cycles et sont formulées en contraintes.

D'autres s'appliquent aux faibles nombres de cycles et utilisent les déformations comme variables critiques.

Les grandeurs que ces lois utilisent pour un chargement uni axial périodique d'amplitude constante sont: la contrainte moyenne σ_m , elle peut être positive, négative ou nulle, une composante variable de la contrainte σ mais pas forcément sinusoïdale. En effet, elle peut être aussi périodique ou aléatoire et par le rapport de la contrainte minimale sur la contrainte maximale R [49]. Pour un chargement sinusoïdal la contrainte appliquée :

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a \sin(\omega t) \quad (\text{II. 1})$$

Avec

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} \quad (\text{II. 2})$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{II. 3})$$

σ_a : Amplitude de la contrainte, σ_m : La contrainte moyenne, Le rapport de chargement R:

$$R = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} \quad (\text{II. 4})$$

Avec :

σ_{\max} : Contrainte maximale

σ_{\min} : Contrainte minimale

Ces grandeurs sont représentées sur la figure.II.1 :

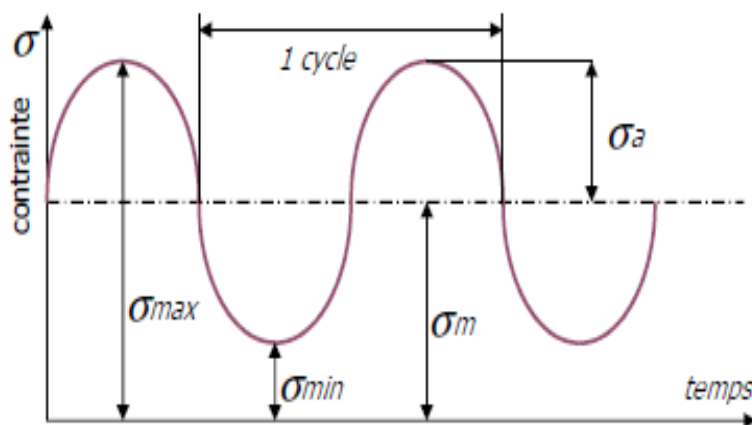


Figure. II. 1: Variables caractéristiques en fatigue uni axiale [52]

II.4. Endurance des pièces sous amplitude constante

II.4.1. Types d'excitations en fatigue

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 [53], une première alternée « symétrique ou dissymétrique », une seconde répétée et une dernière ondulée elles sont toutes en fonction du rapport R) (Figure. II.2)

Contrainte purement alternée symétrique: $\sigma_m=0, \sigma_a \neq 0$

- Contrainte alternée dissymétrique: $\sigma_m \neq 0, \sigma_a \neq 0$
- Contrainte répétée: $\sigma_m = 0$ ou $\sigma_{max} = 0$

Contrainte ondulée: $\sigma_{max} < 0$ en compression, $\sigma_{min} > 0$ en traction

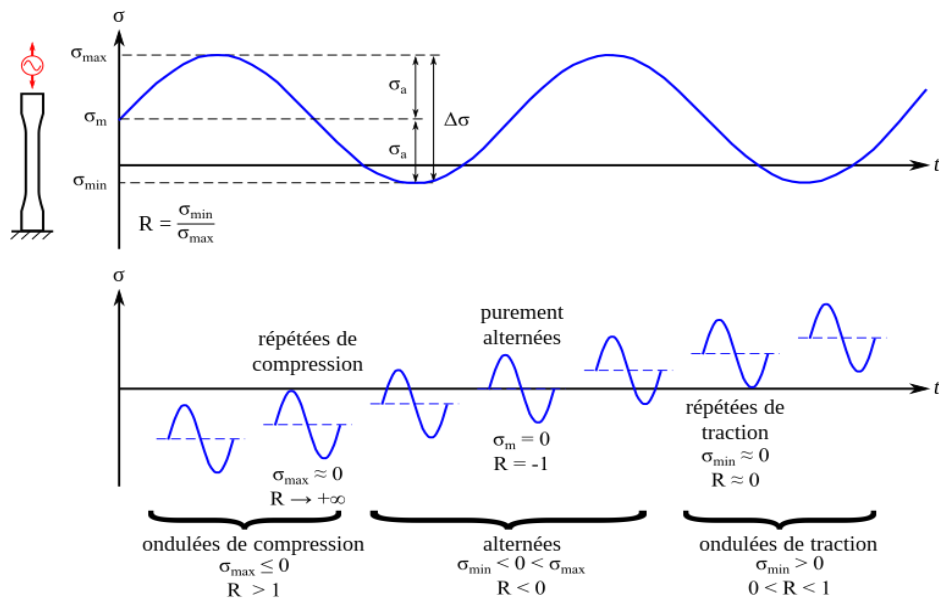


Figure. II. 2 : Divers types de sollicitations sinusoïdales [48]

II.4.2. Diagrammes d'endurance

II.4.2.1. Courbes de durée de vie

Les courbes reliant le nombre de cycles à rupture, N , au niveau de chargement appliqué sont largement utilisées pour le dimensionnement des pièces qui travaillent en fatigue.

Chaque courbe est caractéristique d'un matériau, elle est obtenue par l'essai de fatigue le plus simple qui consiste à soumettre des éprouvettes " lisses ou entaillées " à des cycles d'efforts périodiques, d'amplitude maximale et de fréquence constante, et à noter le nombre de cycles N_r au bout duquel la rupture se produit. On reporte ce nombre N_r , en général sur une échelle logarithmique, en fonction de la contrainte maximale des cycles. A chaque éprouvette correspond un point du plan (σ, N)

Deux types de comportement sont observés pour les matériaux métalliques (Figure. II.3). La courbe (a) comporte une asymptote horizontale, appelée limite de fatigue. Tout chargement situé au-dessous de cette asymptote conduit à une durée de vie en fatigue « infinie ». La courbe (b) ne présente pas d'asymptote horizontale, aucune limite de fatigue ne peut être définie.

On définit en revanche une limite d'endurance pour un nombre de cycles élevé (typiquement 10^7 à 10^8). C'est le cas de nombreux alliages non ferreux, par exemple les alliages d'aluminium. La limite de fatigue ou d'endurance peut être nettement inférieure à la résistance à la traction, elle vaut environ 50% de celle-ci

Une telle courbe S-N n'est pas unique : elle dépend du rapport de charge (ou de la contrainte moyenne). Il faut donc tracer plusieurs courbes S-N avant de pouvoir dimensionner la pièce.

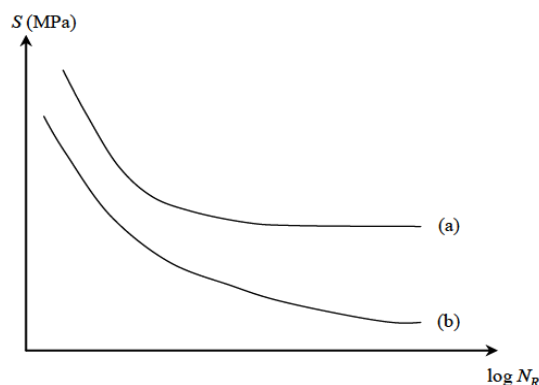


Figure. II. 3 : Courbe S-N pour deux matériaux métalliques (deux types de comportement)

II.4.2.2. La courbe de Wöhler

Cette courbe est effectuée pour une contrainte moyenne nulle, elle représente l'évolution de la contrainte alternée en fonction du nombre de cycles pour un pourcentage de survie p . Ce type de courbe est obtenu à partir d'un lot d'éprouvettes soumises à des contraintes maximales différentes sollicitées en flexion rotative ou traction alternée

Cette courbe est nommée courbe S-N (Stress-Number of cycles). Est appelée aussi courbe de résistance en fatigue. [47].

L'objectif de l'établissement de courbes de Wöhler à partir de données sur éprouvettes est en général une première étape dans le dimensionnement de structures à la fatigue, qui permet simplement de caractériser l'endurance du matériau. Très schématiquement, pour dimensionner une pièce, il faut ensuite caractériser les sollicitations appliquées (chargement cyclique, périodique ou aléatoire) et leurs effets (calcul mécanique des contraintes, extraction des cycles de contraintes), puis calculer l'endommagement généré par ces cycles de contraintes [54]. Cette courbe montre le comportement caractéristique des aciers. On observe 3 zones (Figure. II.4):

- La **zone plastique** : nombre de cycles inférieur à 10^3 . La rupture intervient après un tout petit nombre de cycles.
- La **zone de fatigue limitée** : la rupture intervient après un nombre de cycles d'autant plus important que la contrainte est faible
- La **zone de fatigue illimitée** : nombre de cycles supérieur à 10^7 . Lorsque la contrainte est en dessous d'un certain seuil, la rupture ne se produit plus quel que soit le nombre de cycles.

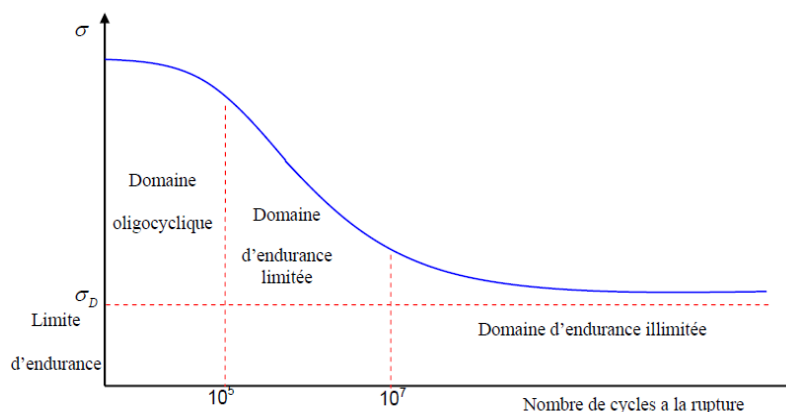


Figure. II. 4 : Courbe de Wöhler et les trois domaines d'endurance [49]

σ_D est appelée limite de fatigue. C'est la contrainte alternée la plus grande possible pour laquelle la rupture ne se produit pas pour un nombre illimité de cycles

1. Zone plastique 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 [55]. Dans cette zone l'éprouvette atteint généralement un état d'accommodation plastique ou un rochet élastoplastique :

❖ **L'accommodation** plastique se produit lorsque la réponse de l'éprouvette devient périodique, c'est à dire la déformation plastique devient périodique, un cycle d'hystérésis élastoplastique se produit. (Figure. II.5)

❖ **Le rochet** se produit lorsque la réponse de l'éprouvette n'atteint jamais un état périodique, la déformation plastique croît sans cesse, ce qui va provoquer la ruine de la structure en un nombre de cycles relativement très faible (Figure. II.6)

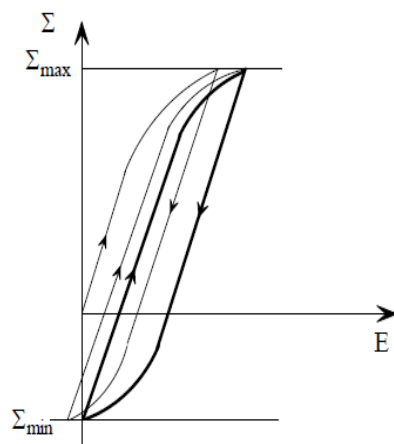


Figure. II. 5 : Accommodation

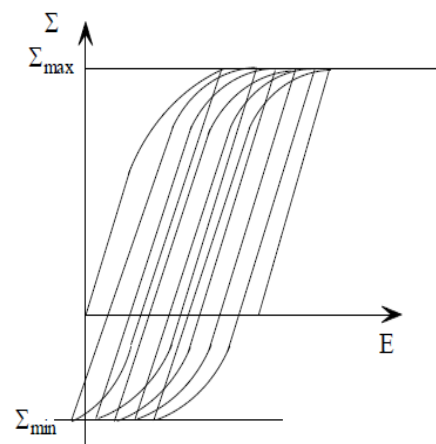


Figure. II. 6 : Rochet

2. Zone d'endurance limitée

Dans ce domaine la rupture est atteinte après un nombre de cycles compris approximativement entre 10^4 et 10^6 à 10^7 . La rupture n'est pas accompagnée d'une déformation plastique. La réponse de l'éprouvette atteint dans ce cas un régime adapté élastique. L'adaptation élastique est un état où la réponse de l'éprouvette devient purement

élastique, il peut y avoir de la déformation plastique durant les premiers cycles, mais au bout d'un certain nombre de cycles, elle reste constante (Figure. II.7).

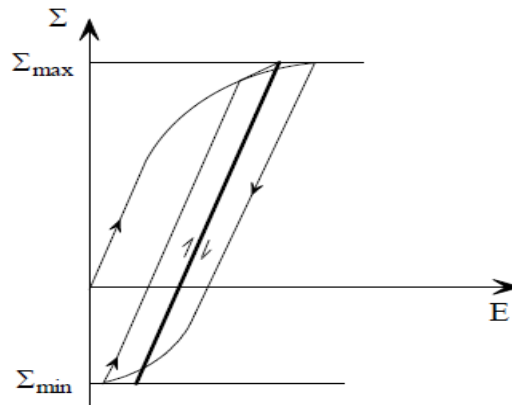


Figure. II. 7 : Adaptation

3. Zone d'endurance illimitée ou de sécurité

Sous faible contrainte, pour laquelle la rupture ne se produit qu'après un nombre donné de cycles (10^7 à même 10^{10}), supérieur à la durée de vie envisagée pour la pièce. Dans de nombreux cas, une branche asymptotique horizontale à la courbe de Wöhler peut être tracée : l'asymptote étant appelée limite d'endurance, ou limite de fatigue, et notée σ_D . Cette dernière est définie pour une contrainte moyenne nulle ($\sigma_m=0$) et correspond à une durée de vie N_0 (souvent $N_0 = 10^7$ cycles). Dans les autres cas, une limite conventionnelle d'endurance peut être fixée, par exemple pour 10^7 cycles [47].

II.4.2.3.Représentation analytique de la courbe de Wöhler

Plusieurs expressions analytiques ont été proposées pour représenter les courbes de Wöhler, dans les domaines d'endurance limitée ou illimitée lorsqu'elles sont connues pour un matériau ou une pièce donnée.

La courbe de Wöhler est en général tracée dans des axes semi-logarithmiques ($\log N; \sigma$) dans lesquels elle présente une partie approximativement linéaire suivie d'une asymptote à la droite. $\sigma = \sigma_D$ La durée de vie (nombre de cycles à rupture) diminue lorsque la contrainte augmente,

Dans ce qui suit nous présenterons certaines formules qui relient la contrainte alternée appliquée σ_a au nombre de cycles à rupture N_r et à la limite de fatigue σ_D [56].

❖ **Formule de Wöhler (1870)**

Cette relation ne décrit pas la totalité de la courbe puisque les contraintes ne tend pas vers une limite σ_D lorsque $N \rightarrow \infty$. Elle ne représente que la partie BC. Diverses expressions ont été proposées pour rendre compte de la forme de la courbe de Wöhler [57] :

$$\sigma_a = a - b \log N_r \quad (\text{II. 5})$$

Avec $a > 0$, $b > 0$.

❖ **Formule de Basquin (1910)**

La loi de Basquin est couramment utilisée pour représenter les courbes d'endurance :

$$\ln \sigma_a = a - b \log N_r \quad (\text{II. 6})$$

Avec $a > 0$, $b > 0$ et a et b sont des constantes liées au matériau.

Cette relation n'est donc représentative de la courbe de Wöhler que dans sa partie BC.

Par ailleurs, elle représente une droite dans des axes logarithmiques et non dans des axes semi-logarithmiques.

❖ **Formule de Stromeyer (1914)**

Pour prendre en compte l'asymptote horizontale, introduit l'équation suivante :

$$\ln(\sigma_a + \sigma_D) = a - b \log N_r \quad (\text{II. 7})$$

Avec $a > 0$, $b > 0$.

$$\sigma_a = \sigma_D + \left(\frac{C}{N_r} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (\text{II. 8})$$

Cette équation est plus réaliste que celle de Wöhler et Basquin.

❖ **Formule de Palmgreen (1924)**

$$\sigma_a = \sigma_D + \left(\frac{C}{A + N_r} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (\text{II. 9})$$

❖ **Formule de Weibull (1949)**

$$\frac{\sigma_a - \sigma_D}{\sigma_R - \sigma_D} = \left(\frac{C}{A + N_r} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (\text{II. 10})$$

❖ **Formule de Bastenaire**

$$(N_r + B)(\sigma_a - \sigma_D)e^{A(\sigma_a - \sigma_D)} = C \quad (\text{II. 11})$$

Avec :

N_r : le nombre de cycles à la rupture (ou initiation)

A, B, C, a, b : des constantes déterminées à partir des données expérimentales.

σ_a : l'amplitude de la contrainte alternée

σ_D : la limite de fatigue

II.5. Prise en compte des sollicitations d'amplitude variable

L'estimation du comportement en fatigue des composants ou des structures en service est un problème qui nécessite de prendre en compte le type de chargement cyclique qui correspond généralement à des sollicitations d'amplitudes variables [58].

Les essais de fatigue effectués pour déterminer le diagramme d'endurance (courbe de Wöhler) sont effectués à amplitude constante. En pratique, il est relativement rare qu'une pièce soit soumise à de tels chargements, les sollicitations contenant plusieurs niveaux d'amplitude et/ou de valeur moyenne [59].

II.6. Influence de la contrainte moyenne

Lorsque les essais de fatigue sont réalisés à contrainte moyenne σ_m non nulle (et constante), la durée de vie est modifiée, en particulier quand cette contrainte moyenne est relativement grande par rapport à la contrainte alternée [60].

- Une contrainte de traction diminue la durée de vie
- Une contrainte de compression l'augmente

La limite d'endurance σ_D est aussi modifiée par la superposition d'une contrainte moyenne non nulle. (Figure. II.8)

Alors, pour chaque contrainte moyenne non nulle, une limite d'endurance doit être déterminée. Par manque de résultats expérimentaux, ce calcul s'effectue à partir d'une relation appelée « critère de fatigue ». Si S_m augmente, $S_D(N)$ diminue.

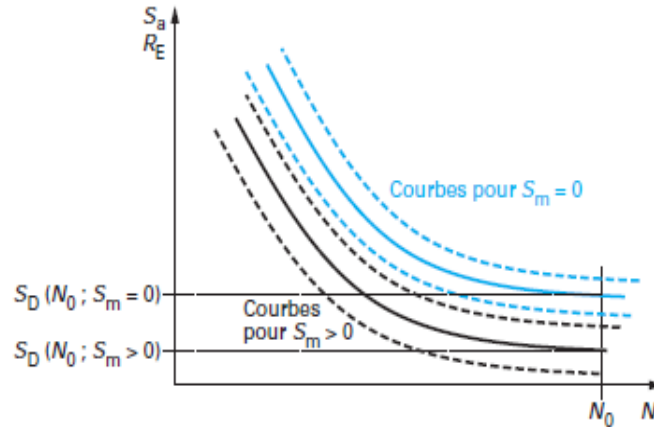


Figure. II. 8: Influence de la contrainte moyenne sur la courbe de Wöhler

Les observations expérimentales ont mis en évidence que lorsqu'une contrainte statique positive σ_m est superposée au chargement cyclique d'amplitude σ_a , la durée de vie de l'éprouvette ou de la pièce diminue. L'effet inverse est observé en présence d'une contrainte moyenne de compression. Afin de prendre en compte ce phénomène, des essais complémentaires peuvent être réalisés afin d'établir un diagramme de Haigh donnant, pour une durée de vie fixée N , la contrainte alternée admissible σ_a en fonction de la contrainte moyenne σ_m [61]

II.6.1. Diagramme de Haig

Sur ce diagramme, l'amplitude de contrainte σ_a est portée en fonction de la contrainte moyenne σ_m à laquelle a été réalisé l'essai de fatigue (Figure. II.9). Il délimite le domaine de rupture du matériau pour un chargement uni axial, à l'intérieur de ce domaine, la rupture ne se produira pas au bout de N cycles. L'ingénieur peut prévoir si la rupture se produira sous un chargement de contrainte moyenne non nulle pour un certain nombre de cycles, Deux points particuliers sont à considérer [47].

- Le point A qui représente la limite d'endurance en sollicitation purement Alternée. le point B qui représente le comportement limite du matériau pour une contrainte alternée nulle. Ce point correspond donc à la contrainte de rupture du matériau au cours d'un essai statique.

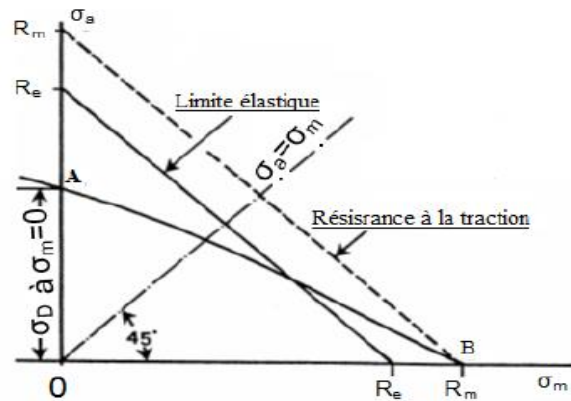


Figure. II. 9 : Diagramme de HAIGH.

La plupart des structures rencontrées imposent un état multiaxial de contrainte cyclique. Pour cela, on est amené à développer des critères de fatigue multiaxiale pour prévoir la rupture de la structure, et on introduit pour cela la notion de contrainte équivalente.

Un critère de fatigue est un seuil, défini par une expression mathématique pour une durée de vie fixée (N_0) et un matériau donné. Le seuil sépare l'état où la pièce est opérationnelle de celui où elle est endommagée par fatigue. D'une façon générale, un critère de fatigue est développé pour des chargements cycliques d'amplitude constante.

La Figure. II.10 montre les principaux critères de fatigue. Ces graphiques sont construits avec une durée de vie N_0 (souvent donnée à 10^7 cycles). Ces différents modèles sont [62] :

❖ **Droite de Goodman- Smith**

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m}\right) \quad (\text{II. 12})$$

❖ **Droite de Söderberg**

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_e}\right) \quad (\text{II. 13})$$

❖ **Parabole de Gerber**

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m}\right)^2\right) \quad (\text{II. 14})$$

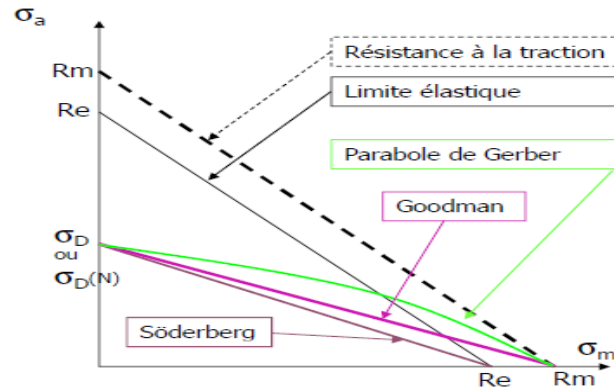


Figure. II. 10 : Diagramme de Haigh. Représentation de Gerber, Goodman et Söderberg

II.7. Les méthodes de prédiction des durées de vie

Dans le but de choisir la relation la plus adéquate à notre cas d'étude et de l'appliquer sur la pièce de suspension à notre disposition. Nous allons examiner les différentes méthodes de prédiction de la durée de vie existantes dans la littérature et qui lient le nombre de cycles N aux contraintes maximales et aux déformations.

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 [63].

❖ 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 Mâcha (1997).

II.7.1. Approches en déformation

L'approche la plus répandue et la plus utilisée est celle développée par Manson-Coffin. Dans cette approche, les essais de fatigue sont contrôlés en déformation et le nombre de cycles à rupture est représenté en fonction de l'amplitude des cycles de déformation locale, estimée au point où la rupture a le plus de chance de se produire. Cette approche est adaptée au domaine des faibles nombres de cycles (fatigue Oligocyclique) où des déformations plastiques apparaissent [64, 65].

$$\varepsilon_{pa} = \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_r)^c \quad (\text{II. 15})$$

Avec :

ε'_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 (1910). Ceci exprime la relation liant la contrainte à la durée de vie comme suit :

$$\frac{\Delta\sigma_e}{2} = \sigma_a = \sigma'_f (2N_r)^b \quad (\text{II. 16})$$

Par les deux relations suivantes, (Figure. II.11) on peut finalement tirer la relation de [Manson 1954, Coffin 1954] qui donne la déformation totale « élastique et plastique » en fonction du nombre de cycles à la rupture N_r

$$\varepsilon_{ea} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_r)^b \quad (\text{II. 17})$$

$$\varepsilon_{pa} = \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_r)^c \quad (\text{II. 18})$$

Avec :

σ'_f est le coefficient de résistance à la fatigue

b est l'exposant de résistance à la fatigue

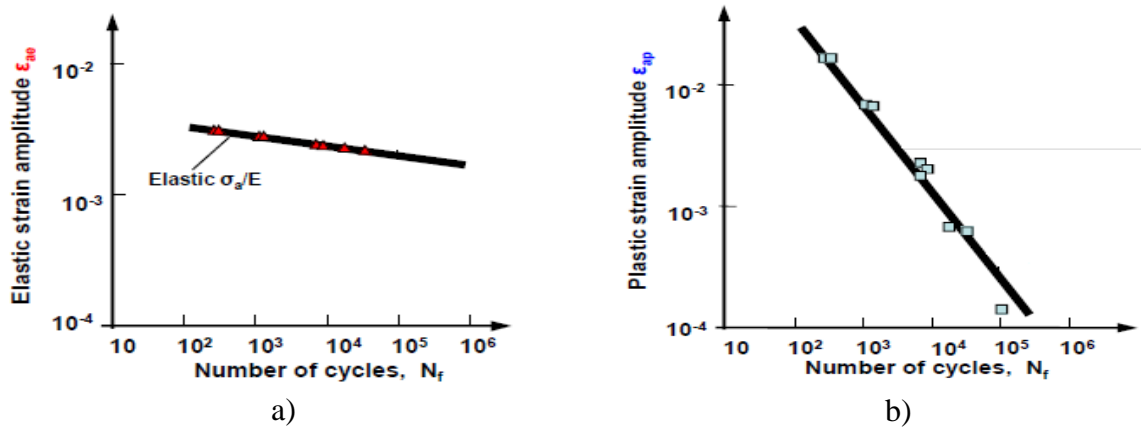


Figure. II. 11 : Amplitude de la déformation a) élastique b) plastique en fonction du nombre de cycle

Comme $\sigma = E \cdot \varepsilon$ (loi de Hooke) alors : La relation de Manson Coffin (Figure. II.12) est la suivante:

$$(\varepsilon_t)_{Mansonn-Coffin} = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_r)^b + \varepsilon'_f (2N_r)^c \quad (II. 19)$$

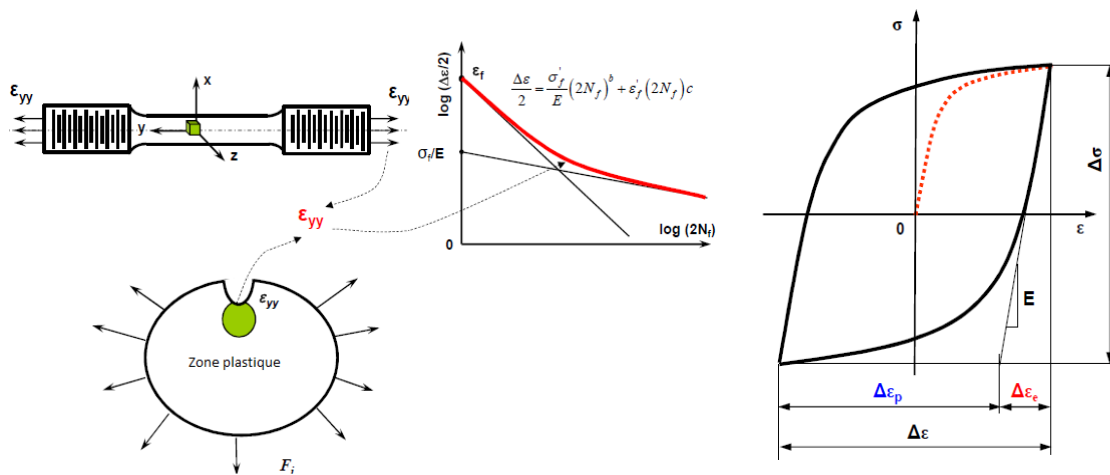


Figure. II. 12 : Modélisation de Manson-Coffin[66]

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 $R \neq -1$, (Figure. II.13) toutefois la formulation la plus simple est celle proposée par Morrow [67].

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_r)^b + \varepsilon'_f (2N_r)^c \quad (II. 20)$$

Avec :

$$\sigma_{moy} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (II. 21)$$

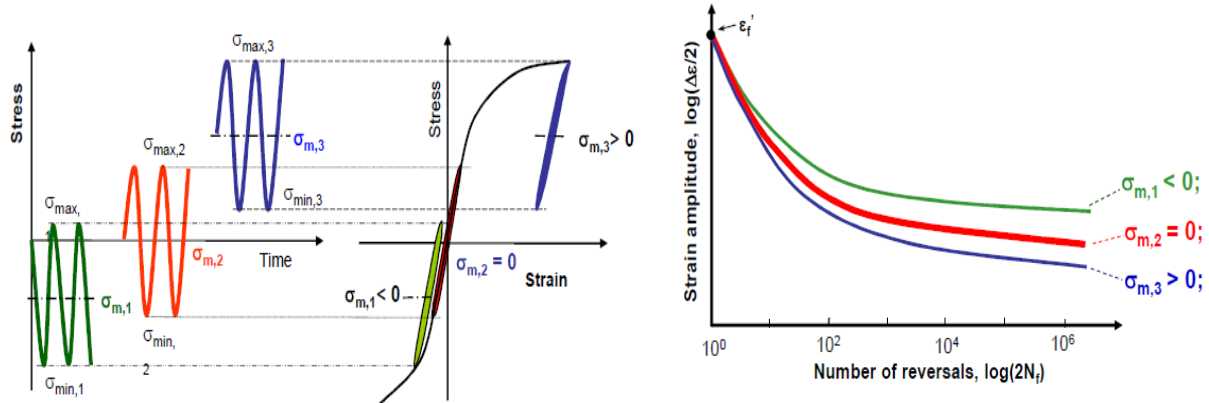


Figure. II. 13 : Représentation de l'effet de la contrainte moyenne [68]

II.7.2. Approches en contrainte.

Elle s'appuie sur l'hypothèse d'un comportement élastique du matériau et ignore donc l'occurrence éventuelle de déformations plastiques. Le niveau de contrainte appliqué est par conséquent faible et produit un nombre de cycles important. Pour cette raison cette approche est plus adaptée au domaine des grands nombres de cycles [69].

II.7. 3. Approche énergétique SWT

Smith, Watson et Topper (SWT) [70] 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.

$$f(\sigma_{max}, \epsilon) = \sqrt{\sigma_{max} \times \epsilon \times E} \quad (II. 22)$$

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 $\sigma_a \times \epsilon_a$ pour un essai de fatigue en traction compression alternée est égal au produit $\sigma_{max} \times \epsilon_a$ « représente la

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

Dans le cas d'un chargement complètement renversé, le produit, $\sigma_a \times \varepsilon_a$ 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 (II.17) et (II.22), on obtient ainsi l'équation de SWT avec correction de la contrainte moyenne.

$$\sigma_{\max} \varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_r)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_r)^{b+c} \quad (\text{II. 23})$$

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 apparaît clairement dans la courbe de contrainte-déformation des alliages d'aluminium. Le calcul de la déformation totale σ_a pour ce type de matériaux est lié à la relation de Ramberg-Osgood.

$$(\varepsilon_a)_{\text{Ramberg-Osgood}} = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{H'}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (\text{II. 24})$$

Avec :

H est le coefficient de résistance cyclique,

E le module de Young,

n est l'exposant de durcissement cyclique

σ_a est l'amplitude de la contrainte,

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

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{II. 25})$$

II.8. 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 [47].

II.8.1. Paramètres d'ordre métallurgique

II.8.1.1. Taille des grains

Les structures à grains fins présentent une meilleure tenue en fatigue que les structures à gros grains.

II.8.1.2. Orientation des fibres par rapport à la direction des efforts

L'orientation générale des fibres confère au matériau une anisotropie plus ou moins marquée. Les caractéristiques statiques et la tenue en fatigue seront meilleures dans le sens longitudinal des fibres que dans les autres sens

II.8.1.3. Taux d'érouissage

L'érouissage résultant des opérations de formage a pour effet de consolider le matériau (augmentation de la limite d'élasticité), et par suite, améliore la tenue en fatigue.

II.8.1.4. Traitement thermique

Suivant que le traitement thermique provoque un adoucissement ou un durcissement du matériau, la tenue en fatigue sera diminuée ou augmentée.

II.8.1.5. Défauts métallurgiques de l'alliage

Les défauts métallurgiques (lacunes, défauts interstitiels, précipités, inclusions) provoquent des concentrations de contraintes locales. Ils peuvent être à l'origine de l'endommagement par fatigue.

II.8.2. Paramètres d'ordre mécanique

II.8.2.1. Nature du chargement

Le chargement peut être monotone ou variable (et même aléatoire, spectre). Dans le cas des chargements monotones les paramètres prépondérants sont :

- la forme du signal : un signal de type carré est plus pénalisant que celui de type sinusoïdal;
- le rapport R (rapport entre la valeur minimale et la valeur maximale du chargement) : à contrainte maximale constante, si R augmente, la durée de vie augmente;

- la contrainte moyenne : à amplitude de chargement constante, si σ_m augmente, la durée de vie diminue.

Dans le cas des chargements variables, les paramètres prépondérants sont :

- la présence de surcharges : la répétition périodique d'une surcharge peut retarder la propagation de fissures;
- l'ordre d'apparition des cycles.

II.8.3. Paramètres d'ordre géométrique

II.8.3.1. Discontinuité dans la géométrie : entailles, trous.

Un accident de forme augmente localement le niveau de contrainte. Cette augmentation peut être traduite par un coefficient de contrainte élastique K_t : rapport entre la contrainte locale maximale et la contrainte nominale. Dans le domaine d'endurance limité (domaine visé par l'industrie aéronautique), si la valeur de K_t augmente, la durée de vie diminue.

II.8.3.2. Effet d'échelle

La tenue en fatigue de deux pièces de même géométrie mais de dimensions différentes n'est pas la même : la résistance à la fatigue diminue plus les dimensions d'une pièce augmentent. Cela s'explique principalement par le volume de matière sollicité : plus celui-ci est grand, plus la probabilité d'avoir des défauts métallurgiques est grande.

II.8.3.3. Qualité de l'usinage

Généralement, l'endommagement par fatigue apparaît en premier lieu à la surface des pièces. La prise en compte des deux aspects suivants améliore la tenue en fatigue :

- l'aspect micro géométrie de la surface : un mauvais usinage provoque en surface des microreliefs susceptibles d'augmenter localement le niveau de contrainte ;
- l'aspect contraintes résiduelles : l'usinage peut introduire des contraintes résiduelles de traction en surface; ces contraintes se superposant à celles du chargement accélèrent l'endommagement par fatigue.

II.8.4. Environnement

Un milieu agressif (températures élevées, milieux corrosifs...) aggrave le phénomène de fatigue. Il apparaît des phénomènes nouveaux comme le fluage ou la corrosion. Leur action est liée au temps d'exposition.

II.9. Notion d'endommagement. Lois de dommage

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. Le dommage est donc un phénomène progressif qui dépend du niveau de contrainte appliquée et, du nombre d'applications à ce niveau; d'où le terme de cumul de dommage [48]. Palmgren fut le premier à introduire le concept de sommation linéaire de dommage de fatigue en 1924. French était le précurseur, dans ses investigations, pour montrer l'effet de surcharge sur la limite d'endurance en 1933. En 1937, Langer propose de séparer le processus de dommage par fatigue en deux étapes : amorçage de fissure et propagation de fissure, la règle linéaire étant proposée pour chaque étape. En 1938, Koppers suggère d'utiliser la variation de la limite d'endurance comme une mesure du dommage. Ces trois concepts (sommation linéaire, variation de la limite d'endurance et processus de dommage en deux étapes) furent à la base des modèles de cumul phénoménologique de dommage [71]. Pour quantifier le niveau d'endommagement, on impose au paramètre représentation du dommage. D'une variation entre 0 (état vierge) et 1 (apparition d'une fissure décelable, ou instant de rupture). La figure 27 illustre cette approche.

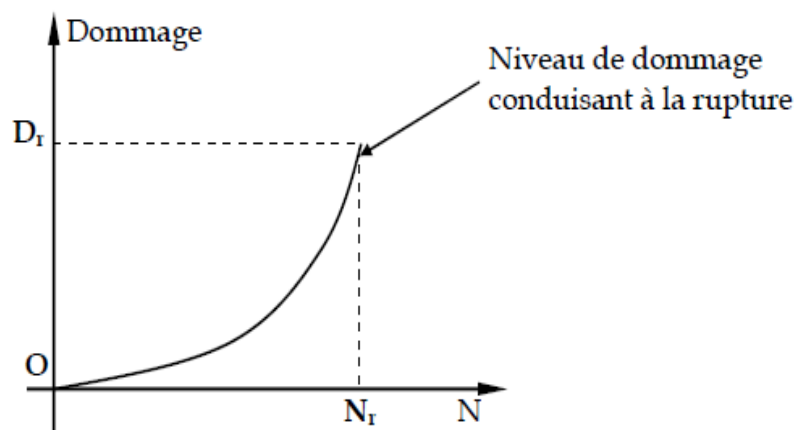


Figure. II. 14 : Cumul de dommage par fatigue [72]

Deux groupes de lois sont proposés pour décrire le phénomène d'endommagement par fatigue sous l'effet du chargement : les lois de cumul linéaire et non linéaire.

La suite du chapitre est consacrée aux modèles linéaires. Ces lois s'appuient sur le concept de Palmgren. Miner est le premier à donner une formulation mathématique au

concept de Palmgren que l'on connaît généralement sous l'appellation de règle de Palmgren-Miner ou de Miner.

II.9.1. Loi de Miner

Le dommage emmagasiné par le matériau à chaque cycle est uniquement fonction du niveau de contrainte σ ; pour n_i cycles appliqués, le dommage au sens de Miner est la fraction de durée de vie dépensée au niveau de contrainte σ_i , 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. La défaillance peut se présenter même lorsque les contraintes appliquées sont nettement inférieures à la résistance de traction ou à la limite d'élasticité [48]. Ainsi le dommage d_i pour un cycle est calculé par [74].

$$\varepsilon_{ai} = \frac{\Delta\varepsilon_i}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_{ri})^b + \varepsilon'_f (2N_{ri})^c \Rightarrow N_{ri} \quad (\text{II. 26})$$

$$d_1 = \frac{1}{N_{r1}}; d_2 = \frac{1}{N_{r2}}; d_3 = \frac{1}{N_{r3}}; d_4 = \frac{1}{N_{r4}}; d_5 = \frac{1}{N_{r5}} \quad (\text{II. 27})$$

$$d_i = \frac{n_i}{N_{ri}} \quad (\text{II. 28})$$

Dans le cas d'un chargement à amplitude variable, (Figure. II.14) on utilise la loi de cumul d'endommagement de Palmgren (1924) et Miner (1945).

$$\Rightarrow D = \sum_{i=1}^k d_i = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_{ri}} \quad (\text{II. 29})$$

$$D = \sum_{i=1}^k d_i = d_1 + d_2 + d_3 + d_4 + d_5 + \dots d_k \quad (\text{II. 30})$$

Où N_{ri} est le nombre de cycles à rupture correspondant au niveau σ_i , obtenu sur la courbe de Wöhler expérimentale du matériau considéré. Dans le cas où k blocs de contraintes d'amplitude σ_i ($i = 1, k$) sont appliqués successivement avec chacun n_i cycles, le dommage total subi par la structure est :

$$= \frac{1}{N_{r1}} + \frac{1}{N_{r2}} + \frac{1}{N_{r3}} + \frac{1}{N_{r4}} + \frac{1}{N_{r5}} + \dots + \frac{1}{N_{rk}} \quad (\text{II. 31})$$

L'amorçage ou la défaillance se produit lorsque :

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_{ri}} = 1 \quad (\text{II. 32})$$

Si $D \geq 1 \rightarrow$ Rupture !!

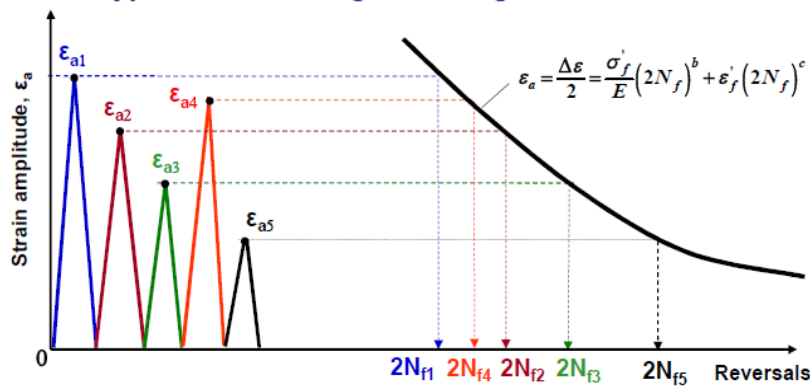


Figure. II. 15 : Amplitude de la déformation par blocks en fonction du nombre de cycle à la rupture

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

II. 10. Méthodes de comptage de cycles

Au cours de leur vie, les structures industrielles sont généralement soumises à des chargements complexes dont les niveaux de sollicitations sont variables.

Les méthodes de comptage ont pour objectif de définir le spectre de contrainte mesuré. Le volume souvent important des données impose de faire appel à des techniques digitales et de procéder à une réduction des données par élimination des temps morts, d'utilisation et des chargements a priori non endommageant.

Il en résulte une suite d'extremums, constituée de maximum et minimum consécutifs qui est soumise à l'analyse après avoir réparti les amplitudes en classes. Les méthodes de comptage de cycles aléatoires consistent à extraire de cette suite les caractéristiques qui

permettent d'adapter la méthode de simulation au cas particulier étudié, soit par calcul, soit par essai [75]. Parmi les nombreuses méthodes qui existent, on distingue en particulier :

- 1- le comptage des temps de maintien,
- 2- le comptage des extrema,
- 3- le comptage des dépassements de niveaux,
- 4- le comptage des étendues,
- 5- le comptage des étendues appariées,
- 6- le comptage de cycles Rainflow (Annexe I)

Cette dernière (méthode Rainflow), est la plus utilisée cette méthode de calcul, est présentée dans l'annexe I.

II. 11. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons passé en revue les lois les plus employées dans l'analyse des structures en fatigue. Parmi les nombreuses approches utilisées dans le calcul de la durée de vie nous avons décrit trois approches celle en contrainte, en déformation et enfin énergétique. Nous nous sommes particulièrement intéressés à l'influence de la contrainte moyenne sur la durée de vie des structures et enfin les lois de cumul de dommage linéaire et non linéaire sont abordés.

Chapitre III

Les outils du dimensionnement en fatigue multiaxiale

Chapitre III

Les outils du dimensionnement en fatigue multiaxiale

III.1. Introduction

Un des problèmes spécifiques du dimensionnement en fatigue des composants mécaniques est la prise en compte du caractère multiaxial, le cas échéant, des états de contraintes existant au point où est conduite l'analyse en fatigue. L'utilisation de méthodes de dimensionnement pertinentes permet d'éviter l'amorçage des fissures pouvant conduire à la rupture des pièces et des structures. L'outil adapté pour traiter cet aspect est un critère de fatigue multiaxial, qui permet d'établir une relation entre les contraintes du cycle multiaxial et les caractéristiques en fatigue du matériau.

Ce chapitre présente les bases de ces méthodes: critères de résistances après avoir présenté le principe d'un critère de fatigue multiaxiale et les grandes familles associées (invariants, plan critique, énergie). Une attention particulière est portée sur les critères de fatigue qui sont basées sur les approches globales et plan critique [78].

III.2. Rôle d'un critère de fatigue multiaxiale

Pour un état de contraintes multiaxiales toutes les composantes du tenseur des contraintes participent à l'endommagement du matériau, ils sont généralement plus sévères pour la tenue en fatigue que ceux d'une sollicitation uniaxiale. La figure.III.1 résume schématiquement les différents types de sollicitation

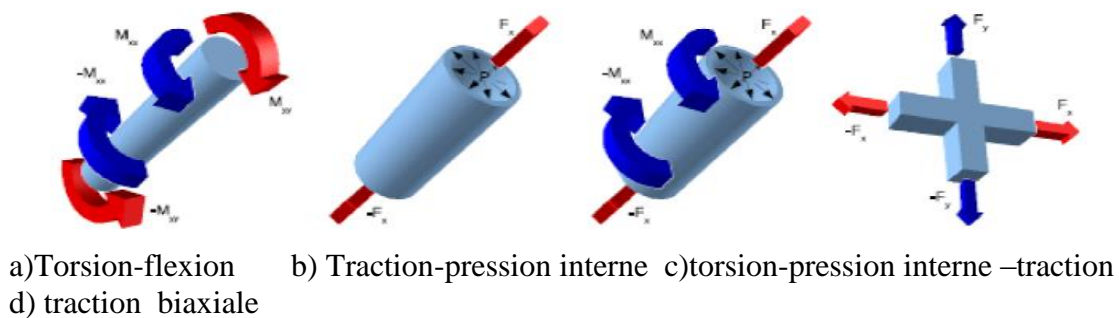


Figure. III. 1 : Types de sollicitation utilisée en fatigue multiaxiale [79, 80]

Nous avons choisi d'établir une analogie entre le rôle d'un critère de résistance (tel que celui de Von Mises par exemple) et celui d'un critère de fatigue. Un critère de résistance permet de situer un état de contrainte multiaxial par rapport à la limite d'élasticité du matériau. De la même façon, un critère de fatigue permet de situer un cycle multiaxial de contraintes par rapport à la limite de fatigue à N cycles du matériau figure.III.2

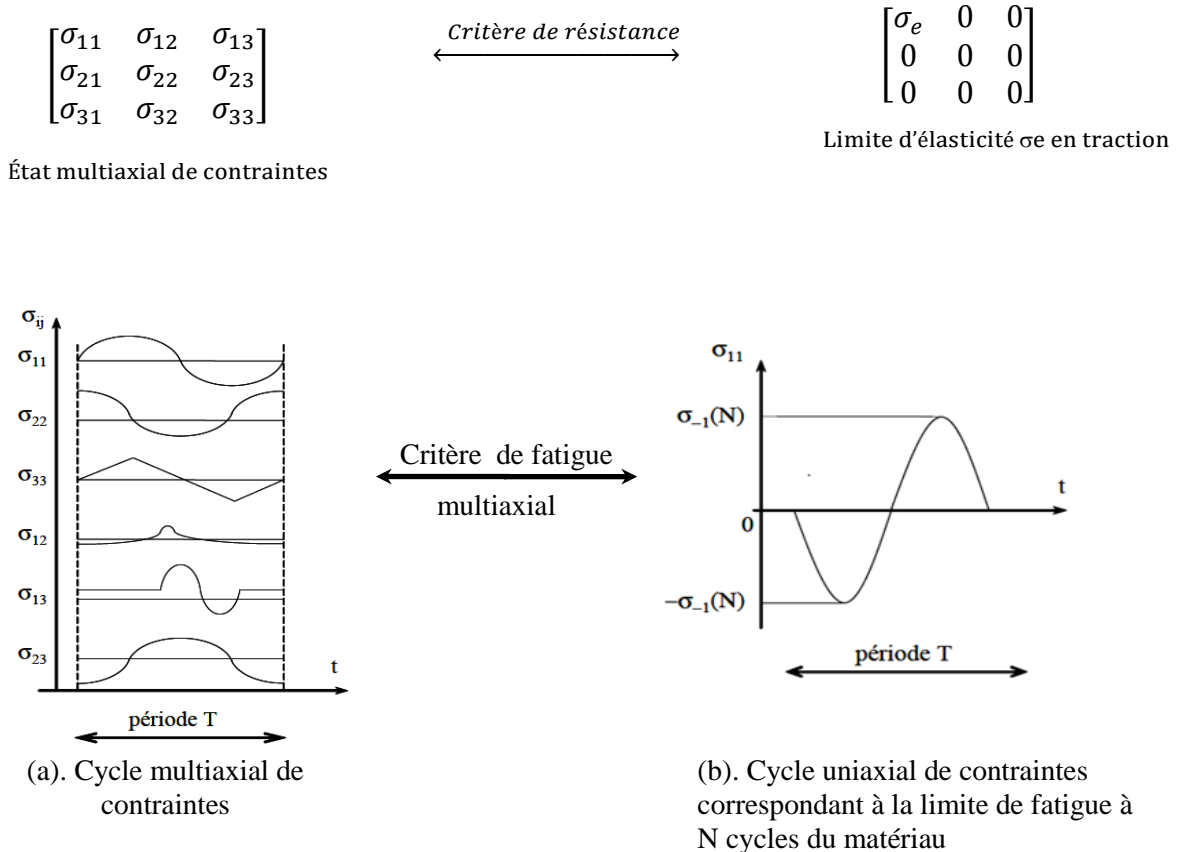


Figure. III.2 : Analogie du principe d'utilisation d'un critère de résistance et d'un critère de fatigue multiaxial

III. 3. Dimensionnement en fatigue multiaxiale d'amplitude constante

III.3. 1. Notion d'un critère de fatigue multiaxiale

Les critères de résistance (tel que celui de Tresca ou de Von Mises) permettent de statuer sur le dépassement de la limite d'élasticité d'un matériau soumis à un état de contrainte multiaxial, les critères multiaxiaux sont des outils permettant de savoir si la limite d'endurance ou plus généralement la limite de fatigue à N cycles du matériau est atteinte pour une succession d'états de contraintes définissant un cycle multiaxial.

Un critère de fatigue est cependant plus complexe qu'un critère de résistance du fait du caractère variable des contraintes au cours du cycle du au phénomène de fatigue.

Un critère de fatigue est représenté à l'aide d'une fonction (1) permettant de définir un domaine de sécurité (ou de survie) vis-à-vis de l'amorçage d'une fissure de fatigue (figure.III.3) avec une probabilité donnée (généralement 50%) pour un matériau donné soumis à un chargement cyclique d'amplitude constante durant un nombre de cycles fixé (10^7) par exemple et qui met en relation les grandeurs issues du cycle multiaxial de contraintes $[\sigma_{ij}(t)]_T$ définies sur la période T (amplitudes, valeurs moyennes, valeurs maximales, parties alternées) et des limites d'endurance (ou des limites de fatigue à N cycles) suivant plusieurs modes de sollicitations simples (traction alternée symétrique σ_{-1} , flexion alternée symétrique f_{-1} , traction répétée σ_0 , flexion répétée f_0 , torsion alternée symétrique τ_{-1} . Cette fonction de fatigue est prise égale à l'unité lorsque la limite d'endurance ou la limite de fatigue du matériau est atteinte [82].

$$E([\sigma_{ij}(t)]_T, \sigma_{-1}, f_{-1}, \sigma_0, f_0, \tau_{-1}) = 1 \quad (\text{III. 1})$$

On distingue donc deux domaines, un de rupture et un de non rupture illustré sur la figure III.4

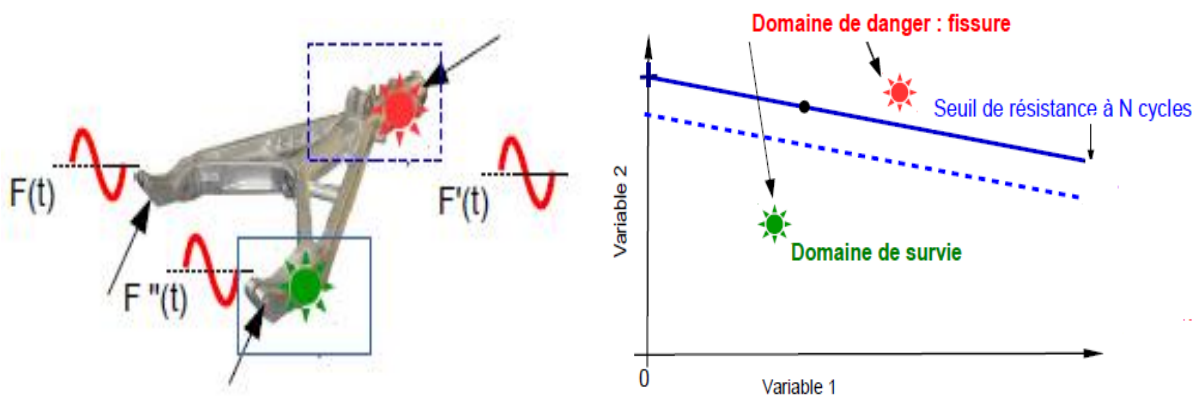


Figure. III. 3 : Principe d'un critère à deux variables. Chaque point de la pièce étudiée a pour image un point dans l'espace du critère (dans le domaine de sécurité ou non) [83]

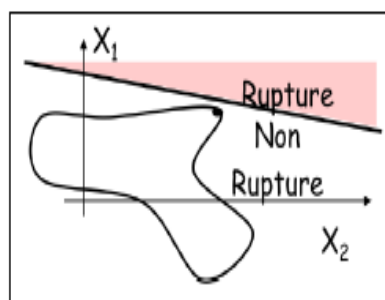


Figure. III. 4 : Illustration des critères d'amorçage [84]

Un critère de fatigue traduit donc par la valeur de la fonction E le caractère plus ou moins endommageant du cycle de contraintes appliqué. Si celle-ci est inférieure à l'unité ($E < 1$), le critère prévoit l'amorçage d'une fissure au-delà du nombre N de cycles définissant l'endurance ou la limite de fatigue du matériau. Si la fonction de fatigue est supérieure à l'unité ($E > 1$), le critère prévoit au contraire l'apparition d'une fissure avant l'application des N cycles correspondant au seuil d'endurance ou à la limite de fatigue. Enfin, lorsque la fonction de fatigue est égale à l'unité, la durée de vie du matériau soumis au cycle multiaxial considéré coïncide avec la durée de vie (N cycles) du matériau correspondant aux limites d'endurance ou aux limites de fatigue utilisées pour le calcul de E .

Il faut noter que les critères de fatigue permettent de statuer sur le fait que la limite d'endurance (respectivement la limite de fatigue à N cycles) du matériau est atteinte ou pas par le cycle multiaxial de contraintes traité. La défaillance ou ruine par fatigue ainsi révélée par un critère est traduite par la notion d'amorçage d'une fissure, sans préjuger en quoi que ce soit de ses dimensions. C'est la raison pour laquelle on parle généralement de critères d'amorçage à l'endroit des critères de fatigue multiaxiaux [85].

III.3.2. Formalisme et classification des critères de fatigue multiaxiaux

Une étude bibliographique a permis de recenser 37 critères de fatigue multiaxiale, l'ensemble des critères sont répartis en trois approches distinctes qui se différencient par leur concept [78] :

- **La première approche**, dite **empirique**, regroupe les critères dont le formalisme est issu de résultats expérimentaux.
- **La deuxième approche** porte le nom **d'approche globale**. Elle réunit entre autres les critères où interviennent des invariants du tenseur des contraintes ou de son déviateur.

- **La troisième approche**, de type **plan critique**, rassemble les critères dont le formalisme est basé sur la recherche d'un plan physique critique.

Parmi ces trois approches, des sous-groupes différencient les formalismes des critères. On distingue:

- les critères macroscopiques ces critères font intervenir des contraintes évaluées à l'échelle macroscopique.
- les critères microscopiques : Ils sont dits microscopiques bien que leur formalisme final utilise des grandeurs macroscopiques.

La figure III.5 récapitule les critères multiaxiaux de fatigue répertoriés dans la littérature ainsi que leur classification.

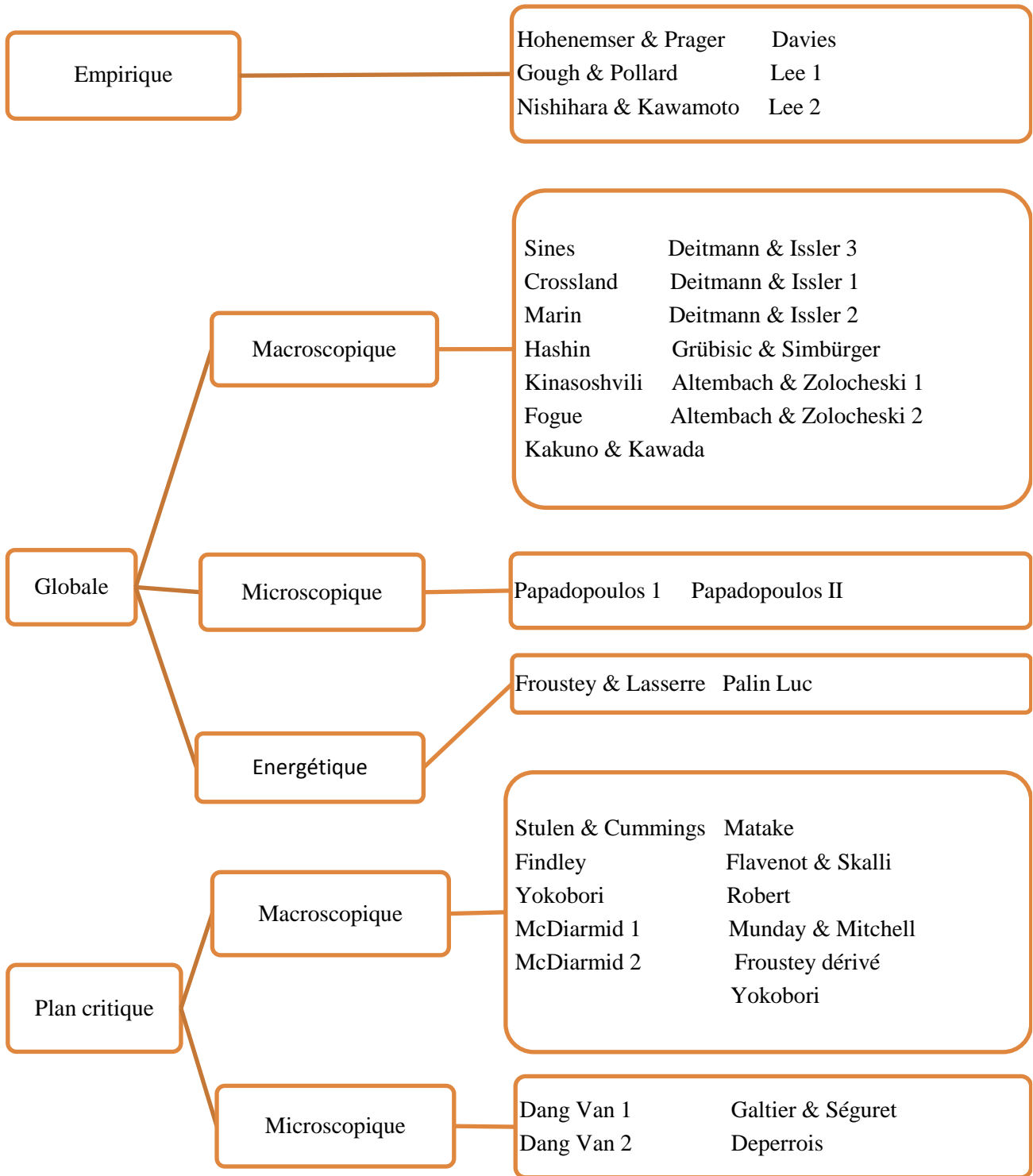


Figure. III. 5 : Classification des critères multiaxiaux de fatigue [82]

III.3.3. Notions sur les tenseurs de contraintes

Le tenseur est fondamental en mécanique pour décrire les états de contraintes et de déformations régnant dans un milieu continu. La convention usuelle est la suivante pour décrire l'état de contraintes d'un point matériel ou un élément de volume en trois dimensions [86]. La figure III.6 représente les contraintes s'appliquant sur les facettes d'un cube.

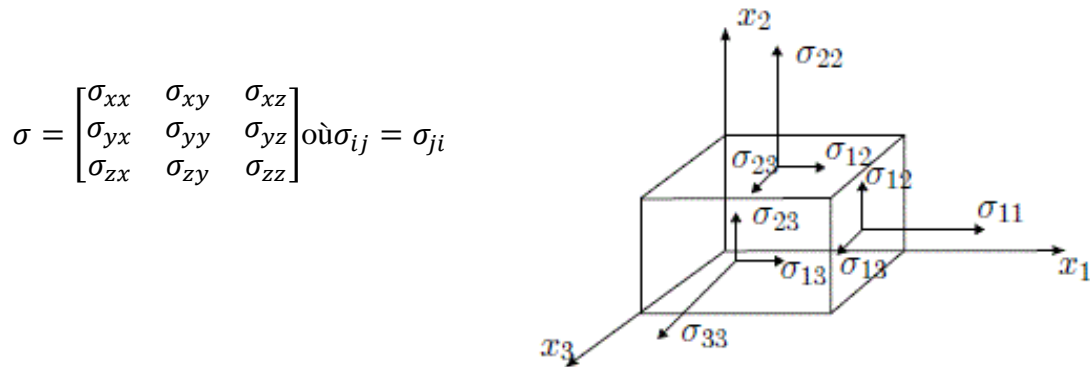


Figure. III. 6 : Représentation des contraintes

III.3.3. 1. Les invariants scalaires du tenseur des contraintes

La valeur des différentes composantes $[\sigma_{ij}]$ dépend de l'orientation des axes (repères) de référence. Il est heureusement possible de définir des scalaires représentatifs du tenseur des contraintes indépendants du repère de projection du tenseur. Ces coefficients caractéristiques du polynôme $P = \det(\sigma - \lambda I)$ sont les invariants du tenseur des contraintes.

Les invariants I_1, I_2, I_3 du tenseur des contraintes et J_1, J_2 et J_3 de son déviateur $[s_{ij}]$, sont [87] :

$$\begin{cases} I_1 = tr(\sigma) \\ I_2 = \frac{1}{2} tr(\sigma \cdot \sigma) \\ I_3 = \frac{1}{3} tr(\sigma \cdot \sigma \cdot \sigma) \end{cases} \text{ et } \begin{cases} J_1 = tr(S) \\ J_2 = \frac{1}{2} tr(S \cdot S) \\ J_3 = \frac{1}{3} tr(S \cdot S \cdot S) \end{cases} \quad (\text{III. 2})$$

- **Le premier invariant de contraintes I_1**

Le premier invariant est la contrainte moyenne, cet invariant est donc défini par la trace du tenseur, c'est-à-dire la somme des composantes formant la diagonale de la matrice.

$$I_1 = tr(\sigma) = \sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz} \quad (\text{III. 3})$$

Cet invariant est défini par le déviateur de contrainte « s » issu des composantes hors de la diagonale du tenseur (matrice de trace nulle) par :

$$\sigma = s + \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma) \mathbf{I} \quad (\text{III. 4})$$

$$\mathbf{I} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{III. 5})$$

$$s = \begin{bmatrix} \frac{2\sigma_{xx} - \sigma_{yy} - \sigma_{zz}}{3} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \frac{\sigma_{yy} - \sigma_{xx} - \sigma_{zz}}{3} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \frac{\sigma_{zz} - \sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{3} \end{bmatrix} \quad (\text{III. 6})$$

$$s_{xx} = \frac{2\sigma_{xx} - \sigma_{yy} - \sigma_{zz}}{3} \Rightarrow S_X = \frac{2\sigma_X - \sigma_Y - \sigma_Z}{3} \quad (\text{III. 8})$$

$$s_{yy} = \frac{\sigma_{yy} - \sigma_{xx} - \sigma_{zz}}{3} \Rightarrow S_Y = \frac{\sigma_Y - \sigma_X - \sigma_Z}{3} \quad (\text{III. 9})$$

$$s_{zz} = \frac{\sigma_{zz} - \sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{3} \Rightarrow S_Z = \frac{\sigma_Z - \sigma_X - \sigma_Y}{3}$$

L'expression de la pression hydrostatique est :

$$\sigma_H = \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma) \Rightarrow \sigma(H) = \frac{1}{3} [\sigma_{xx}(t) + \sigma_{yy}(t) + \sigma_{zz}(t)] \quad (\text{III. 10})$$

- **Le second invariant du déviateur de contraintes J_2**

$$J_2 = -\frac{1}{2} S_{ij} S_{ij} = S_X S_Y + S_Y S_Z + S_Z S_X = -\frac{1}{2} \quad (\text{III. 11})$$

$$= -\frac{1}{6} [(\sigma_X - \sigma_Y)^2 + (\sigma_Y - \sigma_Z)^2 + (\sigma_Z - \sigma_X)^2] \quad (\text{III. 12})$$

III.3.4. Les différentes familles des critères

III.3.4.1. Les critères d'approche empirique

Cette famille regroupe six critères. Ils sont issus de résultats expérimentaux obtenus généralement pour un type de sollicitation multiaxiale déterminé. Il s'agit habituellement de traction-torsion ou de flexion-torsion, le plus souvent en phase. On peut citer parmi les modélisations les plus anciennes celle de Hohenemser&Prager élaborées en 1933 [88]; les plus récentes sont proposées par Lee qui datent de 1989 [89,90]. Ces critères utilisent les amplitudes et les valeurs moyennes des composantes du tenseur des contraintes des sollicitations considérées séparément (traction, flexion, torsion), ainsi que des limites d'endurance pour différentes sollicitations simples telles que la traction, la flexion ou la torsion. Certaines formulations utilisent la résistance maximale à la traction ou au cisaillement.

III.3.4.1.1. Le critère de Hohenemser&Prager

La fonction de fatigue de ce critère [89] s'exprime suivant :

$$E_{HP} = \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^2 \quad (\text{III. 13})$$

Où

τ_{-1} et R_m sont respectivement la limite d'endurance du matériau en torsion alternée symétrique et sa résistance maximale de traction.

III.3.4.1.2. Le critère de Lee II

Soon Book Lee a modifié son critère en 1989. Il a introduit un exposant n compris entre 1 et 2, cet exposant représente une constante empirique, ce dernier s'écrit [89,90]:

$$\frac{\sigma_a \left[1 + \left(\frac{\tau_a \sigma_{Fp-1}^D}{\tau_{-1}^D \sigma_a} \right)^\alpha \right]^{\frac{1}{\alpha}}}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^n} \leq 1 \quad (\text{III. 14})$$

où

σ_a et τ_a sont respectivement les amplitudes des contraintes de flexion et de torsion

σ_{Fp-1}^D et τ_{-1}^D désignent les limites de fatigue respectivement en flexion plane et en torsion alternée symétriques.

III.3.4.2. Les critères d'approche plan critique

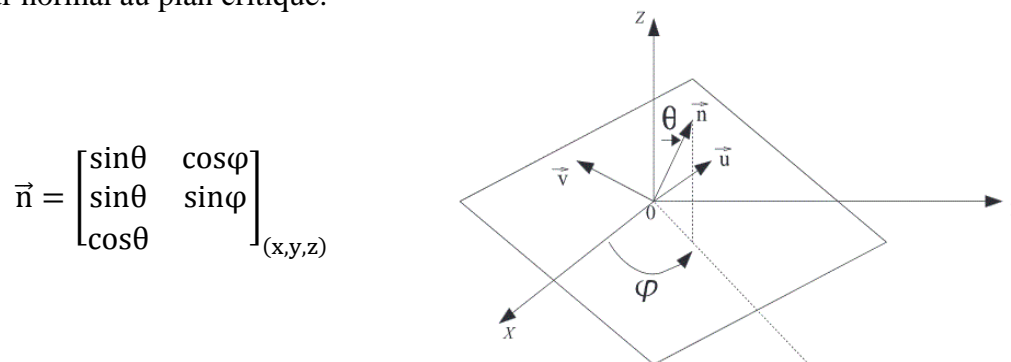
Cette famille regroupe 14 critères de fatigue élaborés de 1954 à nos jours leurs auteurs considèrent que l'endommagement du matériau par fatigue, en un point de la structure est imposé par le plan matériel le plus sollicité passant par ce point les sollicitations qui entraînent l'amorçage d'une fissure en fatigue à grand nombre de cycles se font pour la plus part des matériaux dans le domaine élastique. Cependant il y a apparition de plasticité localisée dans certains grains orientés préférentiellement.

L'hypothèse physique intéressante du modèle est que le matériau s'adapte localement (il devient élastique après être passé par la plasticité) en-dessous de la limite d'endurance, ce qui correspond à la non initiation de fissure.

Le critère de type plan critique suppose que l'endommagement causé par fatigue est maximum il se produit sur un plan physique unique où l'amplitude de la contrainte tangentielle est maximale. Le calcul du critère est associé à ce plan

a) Définition d'un plan critique

L'amorçage d'une fissure se produit sur des bandes de glissement persistantes pour tous les modes de chargement [91, 92,93]. Le premier stade de propagation après l'initiation suit des plans critiques de contrainte de cisaillement maximale. Cependant en en stade 2 la fissure se trouve souvent sur des plans critiques de contrainte normale maximale (mode I). Les orientations de ces plans critiques peuvent être calculées par une méthode d'accumulation du dommage pour chaque cas de chargement considéré [94]. La figure III.7 montre l'orientation du vecteur normal au plan critique.



$$\vec{n} = \begin{bmatrix} \sin\theta & \cos\varphi \\ \sin\theta & \sin\varphi \\ \cos\theta & \end{bmatrix}_{(x,y,z)}$$

Figure. III. 7: Coordonnées du vecteur normal au plan critique.

b) Nomenclature

Les contraintes intervenant dans les critères de fatigue de type plan critique sont principalement les composantes normales et tangentielles des contraintes agissant sur un plan physique de normale h au cours du cycle multiaxial considéré (Figure. III. 8). Celles-ci sont obtenues par projection des états de contraintes sur le plan et sur sa normale. A l'instant t , le tenseur de contrainte $[\sigma_t]$ agit sur le plan de normale h par le biais de son vecteur contrainte $\Phi_h(t)$.

$$\Phi_h(t) = [\sigma(t)]h \tag{III. 15}$$

Ce vecteur est décomposé ensuite en une contrainte normale $\sigma_{hh}(t)$ et une contrainte tangentielle $\tau_h(t)$

$$\sigma_{hh}(t) = h[\sigma(t)]h \tag{III. 16}$$

$$\tau_h(t) = \sqrt{\sigma_{uh}^2(t) + \sigma_{vh}^2(t)} \tag{III. 17}$$

Avec

$$\sigma_{uh}(t) = u[\sigma(t)]h \tag{III. 18}$$

$$\sigma_{vh}(t) = v[\sigma(t)]h \tag{III. 19}$$

où

u, v, h est le repère lié au plan physique.

La décomposition du vecteur contrainte $\Phi_h(t)$ sur le plan physique (π) de normale h passant par le point P à l'instant est présentée par la figure III.8, le repère (1, 2, 3). est lié à la matière ; les contraintes sont exprimées dans ce repère.

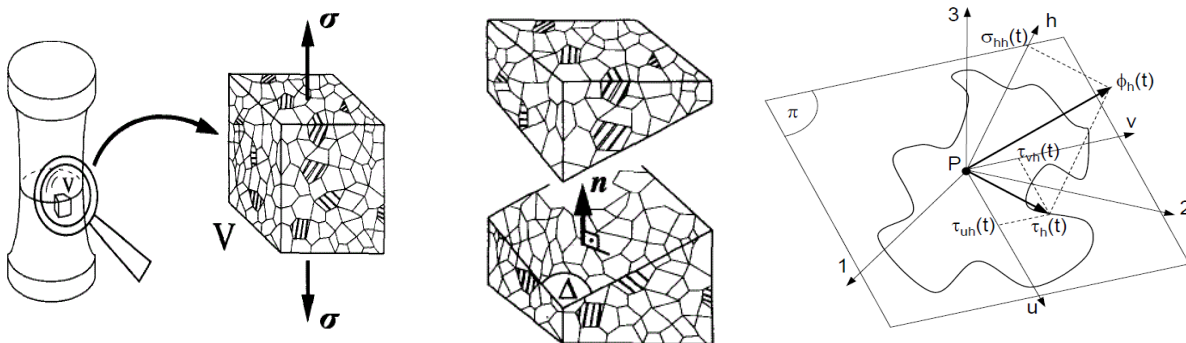


Figure. III. 8 : Décomposition du vecteur de contraintes $\Phi_h(t)$ dans le repère (u, v, h) [95]

Les différentes contraintes normales et tangentielles utilisées par de nombreux critères sont détaillées dans les paragraphes qui suivent.

- **Calcul de l'amplitude de la contrainte normale**

L'évolution de la contrainte normale $\sigma_{hh}(t)$ agissant sur le plan matériel P au cours d'un cycle multiaxial de contraintes (de période T) est décrite sur la figure III.9.

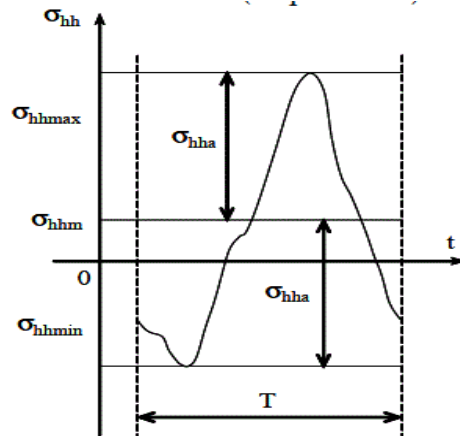


Figure. III. 9 : Amplitude de la valeur moyenne de la contrainte normale σ_{hh} sur le plan de normale h

L'amplitude de la contrainte alternée normale au plan physique au cours du cycle σ_{hha}

$$\sigma_{hha} = \frac{\sigma_{hhmax} - \sigma_{hhmin}}{2} \quad (\text{III. 20})$$

L'amplitude de la contrainte normale moyenne

$$\sigma_{hhm} = \frac{\sigma_{hhmax} + \sigma_{hhmin}}{2} \quad (\text{III. 21})$$

La contrainte normale $\sigma_{hh}(t)$ à l'instant t comporte ainsi une partie moyenne σ_{hhm} et une partie alternée $\sigma_{hha}(t)$:

$$\sigma_{hha}(t) = \sigma_{hh}(t) - \sigma_{hhm} \quad (\text{III. 22})$$

Avec :

σ_{hhmax} : Contrainte normale maximale

σ_{hhmin} : Contrainte normale minimale

σ_{hha} : Amplitude de la contrainte normale

$\sigma_{hha}(t)$: Partie alternée de la contrainte normale à l'instant t

σ_{hhm} : Contrainte normale moyenne

• **Calcul de l'amplitude de la contrainte tangentielle (Cission)**

Le grand problème, qui se pose aux applications des critères locaux, est la détermination de l'amplitude de la contrainte de cisaillement. Pour cela des méthodes analytiques et graphiques ont été proposées par Lemaître et al [96] montrent que cette amplitude est égale à la moitié de la corde la plus longue (figure III.10a) dont :

$\tau_a = \frac{1}{2}$ et $\max_i \left\{ \max_j (\|\tau(t_i) - \tau(t_j)\|) \right\}$ pour (Li et al [97]), elle est déterminée par l'ellipse

minimale circonscrite au trajet (figure III.10b) dont l'amplitude de cisaillement s'écrit $\tau_a = \sqrt{r_A^2 + r_B^2}$. Pour Melin [98], cette contrainte est obtenue par le rectangle minimum circonscrit (figure III.10c) et dont l'amplitude de contrainte de cisaillement est $\tau_a = \sqrt{S_A^2 + S_B^2}$.

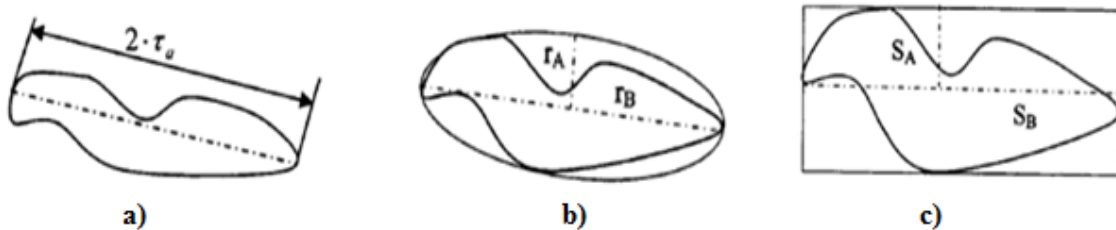


Figure. III. 10 : Evolution de l'amplitude de la contrainte tangentielle

La détermination de l'amplitude de la partie alternée et de la valeur moyenne de la contrainte tangentielle est plus complexe du fait du caractère bidimensionnel de la contrainte tangentielle. Elle nécessite la construction du plus petit cercle circonscrit au trajet de charge.

En général cette méthode du cercle circonscrit à la courbe décrite par l'extrémité de la contrainte de cisaillement macroscopique, est la plus utilisée.

Ce cercle est constitué par l'extrémité du vecteur contrainte de cisaillement $\tau_h(t)$ sur le plan physique (figure III. 11) au cours du cycle. Par commodité d'écriture, toutes les notations des différents termes des contraintes tangentielles représentent des vecteurs et leur norme lorsqu'elles sont utilisées dans les formulations des critères [99].

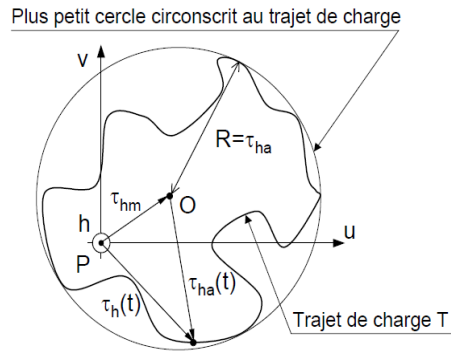


Figure. III. 11 : Définition de l'amplitude de la contrainte tangentielle alternée τ_{ha} [100].

$$\tau_{ha}(t) = \tau_h(t) - \tau_{hm} \quad (\text{III. 23})$$

Avec :

τ_{ha} : Amplitude de la contrainte tangentielle (rayon du plus petit cercle circonscrit au trajet de charge, elle est égale à la plus grande valeur possible de $\tau_{ha}(t)$ au cours du cycle sur le plan matériel P.

τ_{hm} : Contrainte tangentielle moyenne (vecteur PO)

$\tau_{ha}(t)$: Contrainte tangentielle alternée à l'instant t

III.3.4.2.1. Critère de Dang Van I [101]

Le critère de Dang Van I est basé sur la constatation que l'amorçage est un phénomène local prenant naissance à l'échelle du grain. L'auteur affirme que l'amorçage est dû au cisaillement des plans cristallographiques les plus défavorablement orientés. La contrainte de cisaillement locale agissant sur ces plans est un paramètre à considérer. L'influence de la pression hydrostatique est prépondérante dans le phénomène d'ouverture des fissures, une traction favorise ce mécanisme une compression hydrostatique le rend plus difficile [102, 103]

On recherche sur chaque facette de normal h le plus petit cercle circonscrit au trajet de chargement décrit par l'extrémité du vecteur cission A chaque instant, on cherche le plan subissant la plus forte cission, on calcule le critère de danger traduisant la distance du trajet de chargement à droite de seuil d'endurance :

$$\underbrace{\text{Max}}_h \left(\underbrace{\text{Max}}_t \left\{ \frac{\tau_{ha}(t) + \alpha \sigma_H(t)}{\beta} \right\} \right) \leq E_{DV1} \quad (\text{III. 24})$$

Avec

$$\sigma_H(t) = \frac{1}{3} [\sigma_{11}(t) + \sigma_{22}(t) + \sigma_{33}(t)] \quad (\text{III. 25})$$

Où

$\tau_{ha}(t)$ est la contrainte microscopique de cisaillement du plan de normale h à l'instant t , $\sigma_H(t)$ est la pression hydrostatique à l'instant t . Les constantes, α et β toujours obtenues avec les limites de fatigue sont identifiées à l'aide des limites de fatigue, en flexion pure (ou traction – compression) et torsion pure f_{-1} et τ_{-1} respectivement. L'identification de ces deux constantes constitue le calage du critère.

$$\beta = \tau_{-1} \quad \text{et} \quad \alpha = 3 \left(\frac{\tau_{-1}}{f_{-1}} - \frac{1}{2} \right) \quad (\text{III. 26})$$

La condition de validité du critère est lorsque :

$$\frac{\tau_{-1}}{f_{-1}} > \frac{1}{2} \quad (\text{III. 27})$$

a) Diagramme d'endurance du critère

Un cycle de contrainte se traduit sur un plan de normale h par une courbe fermée dans le repère pression hydrostatique-contrainte tangentielle alternée (p, τ_a) (figure III.12). Cette courbe est constituée par l'ensemble des points $(p(t), \tau_{ha}(t))$ représentatifs de l'état des contraintes sur ce plan au cours d'un cycle.

La droite d'endurance du critère a pour équation : $\tau_a + \alpha p = \beta$ si le cycle de contrainte reste en deçà de cette droite, il n'y a pas amorçage de fissure au seuil de l'endurance sur le plan considéré. D'après le critère si la courbe représentative d'un cycle traverse ou tangente la droite d'endurance, l'amorçage d'une fissure par fatigue se produit. Dans le cas où cette courbe reste strictement au-dessous de la droite d'endurance du matériau, c'est sa proximité relative vis à vis de la droite d'endurance qui traduit la sévérité du cycle en question du point de vue de la fatigue. Lorsque la courbe se trouve en dessous de la droite matérielle en tout point de la structure alors il n'y a pas amorçage de fissure de fatigue et dans le cas où cette courbe coupe la droite matérielle alors il y a amorçage de fissure au point considéré.

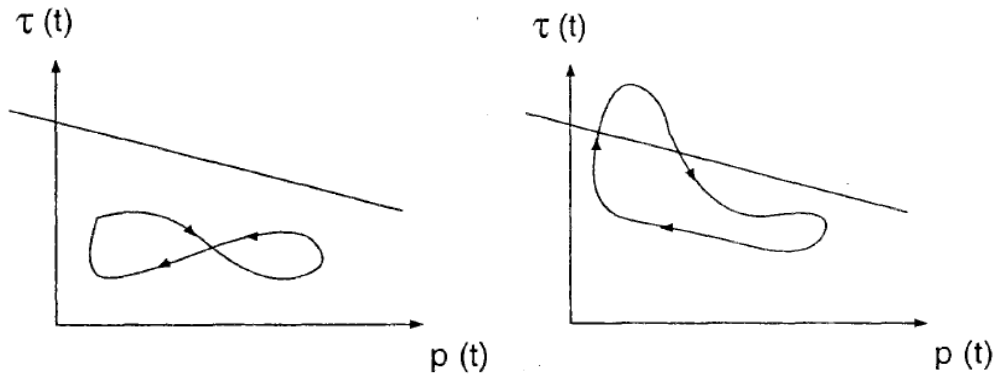


Figure. III. 12: Diagrammes d'endurance de Dang Van dans le cas de non-rupture et de rupture[104].

b) Calage du critère

Deux limites de fatigue distinctes sous sollicitations simples sont nécessaires pour déterminer les deux constantes α et β du critère de Dang Van. Pour chaque type d'essai de fatigue donnant lieu à une limite de fatigue particulière (traction alternée symétrique, traction répétée, torsion alternée symétrique,...), on détermine, dans le repère (p, τ_a) le point appartenant à la courbe fermée représentative de cet essai sur le plan critique et situé sur la droite d'endurance du critère. Les coordonnées de ce point vérifient donc la relation :

$$\text{Max}_h \left(\text{Max}_t \left\{ \frac{\tau_{ha}(t) + \alpha \sigma_H(t)}{\beta} \right\} \right) = E_{DV1} \quad (\text{III. 28})$$

Le plus souvent les deux limites de fatigue qui servent au calage du critère sont prises parmi :

σ_{-1} , limite de fatigue en traction-compression alternée symétrique ($R = -1$),

τ_{-1} , limite de fatigue en torsion alternée symétrique ($R = -1$),

σ_0 , limite de fatigue en traction répétée ($R = 0$),

Pour l'essai de traction alternée symétrique (limite de fatigue σ_{-1})

$$[\sigma(t)] = \begin{bmatrix} \sigma_{-1} \sin \omega t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III. 29})$$

Pour cet essai, $\tau_{ha}(t)$ et $p(t)$ sont maximales simultanément et leurs valeurs sont obtenues pour $\sin \omega t = 1$, c'est à dire pour :

$$[\sigma]_{max} = \begin{bmatrix} \sigma_{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III. 30})$$

D'où :

$$\text{Max}_t[\tau_{ha}(t) + \alpha\sigma_H(t)] = \text{Max}_t[\tau_{ha}(t)] + \text{Max}_t[\alpha\sigma_H(t)] \quad (\text{III. 31})$$

On obtient donc :

$$\text{Max}_t \sigma_H(t) = \text{Max}_t \left(\frac{\sigma_{-1} \sin \omega t}{3} \right) = \frac{\sigma_{-1}}{3} \quad (\text{III. 32})$$

Et d'après le tricercler de Mohr, le cisaillement maximal est :

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{-1}}{2} \quad (\text{III. 33})$$

Puisque les trois contraintes principales sont : $(\sigma_{-1}, 0$ et $0)$

Ainsi :

$$\Leftrightarrow \frac{\sigma_{-1}}{2} + \alpha \frac{\sigma_{-1}}{3} = \beta \quad (\text{III. 34})$$

Pour l'essai de torsion alternée symétrique (limite de fatigue τ_{-1})

$$[\sigma(t)] = \begin{bmatrix} 0 & \tau_{-1} \sin \omega t & 0 \\ \tau_{-1} \sin \omega t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III. 35})$$

$P(t)$ est identiquement nulle en torsion pure, d'où : $\text{Max}_t[p(t)] = 0$

$\tau_{ha}(t)$ est maximale pour $\sin \omega t = 1$ c'est-à-dire pour :

$$[\sigma]_{max} = \begin{bmatrix} 0 & \tau_{-1} & 0 \\ \tau_{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III. 36})$$

Les trois contraintes principales de cet état de contraintes sont : $\tau_{-1}, 0$ et $-\tau_{-1}$. D'après le tricercler de Mohr, le cisaillement maximal rencontré dans ce cas est donc :

$$\tau_{max} = \tau_{-1} \quad (\text{III. 37})$$

L'appartenance de la limite de fatigue en torsion alternée symétrique à la droite d'endurance du critère de fatigue donne la relation suivante :

$$\tau_{max} = \tau_{-1} \Leftrightarrow \tau_{-1} = \beta \quad (\text{III. 38})$$

Pour l'essai de traction répétée (limite de fatigue σ_0) :

$$[\sigma(t)] = \begin{bmatrix} \frac{\sigma_0}{2} + \frac{\sigma_0}{2} \sin \omega t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III. 39})$$

La pression hydrostatique maximale est obtenue pour $\sin \omega t = 1$

On a :

$$p(t) = \frac{1}{3} \left(\frac{\sigma_0}{2} + \frac{\sigma_0}{2} \sin \omega t \right) \quad (\text{III. 40})$$

Ainsi :

$$\text{Max}_t [p(t)] = \frac{\sigma_0}{3} \quad (\text{III. 41})$$

Le calcul de la contrainte tangentielle alternée maximale est réalisée à partir des contraintes alternées, c'est à dire à partir de :

$$[\sigma_a] = \begin{bmatrix} \frac{\sigma_0}{2} \sin \omega t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III. 42})$$

Ces contraintes sont maximales pour $\sin \omega t = 1$, soit pour :

$$[\sigma]_{max} = \begin{bmatrix} \frac{\sigma_0}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III. 43})$$

Le tricercler de Mohr donne pour cet état de contrainte le cisaillement maximal suivant (les trois contraintes principales étant ici $(\sigma_0, 0, 0)$) : $\tau_{max} = \frac{\sigma_0}{4}$

Le critère de fatigue appliqué à cet essai de traction répétée s'écrit donc ici :

$$\frac{\sigma_0}{4} + \alpha \frac{\sigma_0}{3} = \beta \quad (\text{III. 44})$$

Obtention des deux constantes α et β : étudions le cas où le critère de Dang Van est calé sur les deux limites de fatigue σ_{-1} et τ_{-1}

On a donc :

$$\begin{cases} \frac{\sigma_{-1}}{2} + \alpha \frac{\sigma_{-1}}{3} = \beta \\ \tau_{-1} = \beta \end{cases} \quad (\text{III. 45})$$

D'où :

$$\begin{cases} \alpha = 3 \left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{1}{2} \right) \\ \beta = \tau_{-1} \end{cases} \quad (\text{III. 46})$$

III.3.4.2.2. Critère de Deperrois[105]

L'auteur reprend les hypothèses de base de Dang Van I (Principe de localisation des contraintes, l'endommagement lié à la plastification d'un seul grain..), mais modélise le grain critique différemment : à la place d'une inclusion élastoplastique dans une matrice élastique infinie, Deperrois utilise le schéma d'un grain débouchant sur la surface libre, ce qui est plus réaliste. En considérant la courbe fermée (figure III.13) décrite par le trajet d'un chargement périodique dans l'espace du déviateur des contraintes.

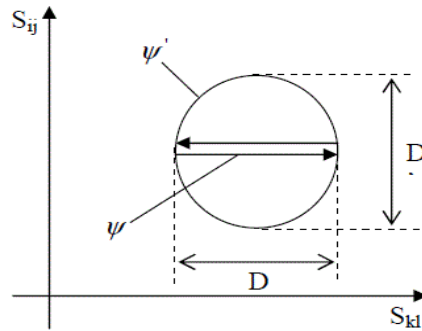


Figure. III. 13 : Définition de deux cordes D et D'

Le critère s'écrit :

$$A(\Psi) = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{D^2 + D'^2} \quad (\text{III. 47})$$

α et β sont des constantes propres au matériau issues d'essais sous sollicitations simples.

D est la plus grande corde inscrite dans la courbe Ψ .

D' est la plus grande corde inscrite dans la courbe Ψ' projection de Ψ sur un hyperplan orthogonal à la direction de D.

III.3.4.3. Les critères d'approche globale

Ces critères sont basés sur une formulation théorique ou empirique. Ils utilisent dans leur formulation une combinaison de la contrainte hydrostatique maximale sur un cycle et l'amplitude du deuxième invariant du déviateur des contraintes. Utilisés par leur valeur moyenne ou leur amplitude. Le premier invariant $I_1(t)$ du tenseur des contraintes $[\sigma_{ij}(t)]$ ou le triple de la pression hydrostatique $\sigma_H(t)$ est proportionnel à la moyenne des contraintes normales $\sigma_{hh}(t)$ de tous les plans matériels passant par un point pour un état de contraintes donné en ce point. De même, la racine carrée du deuxième invariant $J_2(t)$ du tenseur déviateur des contraintes ou la contrainte équivalente $\sigma_{eqvm}(t)$ au sens de Von Mises représente la moyenne quadratique des contraintes tangentielles $\tau_h(t)$ agissant sur l'ensemble des plans physiques possibles au point considéré.

Les termes utilisés relatifs à ces deux invariants sont les suivants :

σ_{Hm} : Pression hydrostatique moyenne ($\sigma_{Hm}=I_1/3$)

σ_{Ha} : Amplitude de la pression hydrostatique ($\sigma_{Ha}=I_{1a}/3$)

J_{2a} : amplitude du deuxième invariant du déviateur des contraintes. Elle correspond généralement à la valeur maximale du deuxième invariant du déviateur des contraintes alternées, soit :

$$J_{2a} = \text{Max}(\sqrt{J_{2a}(t)}) \quad (\text{III. 48})$$

Où

$$J_{2a}(t) = (S_{iia}^2(t) + 2S_{ija}^2(t))/2 \quad (\text{III. 49})$$

III.3.4.3.1. Critère de Sines [106,107]

Etabli d'abord en 1955, ce critère a été modifié par son auteur en 1981. Sines a étudié l'influence des valeurs moyennes de la contrainte de cisaillement et de la contrainte normale sur la durée de vie, en utilisant les résultats des essais de flexion et torsion de Gough et al [108] et ses propres essais biaxiaux. Il a défini une contrainte équivalente.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{J_{2,a}} + \alpha\sigma_{H,m} \quad (\text{III. 50})$$

Le critère s'écrit $\sigma_{eq} \leq \beta$ est une valeur critique

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha\sigma_{H,m} \leq \beta \quad (\text{III. 51})$$

Ou bien

$$\frac{\sqrt{J_{2a}} + \alpha\sigma_{H,m}}{\beta} \leq E_{SI} \quad (\text{III. 52})$$

Avec :

$$\beta = \tau_{-1},$$

$$\alpha = 2 \frac{\tau_{-1}}{\sigma_0} - \frac{1}{\sqrt{3}}$$

$\sigma_{H,moy}$: Contrainte hydrostatique moyenne

La condition de validité du critère est :

$$\alpha > 0 \Rightarrow \frac{\tau_{-1}}{\sigma_0} > \frac{1}{2\sqrt{3}} \quad (\text{III. 53})$$

Avec :

α et β sont les paramètres du matériau ils peuvent être identifiés à l'aide de deux limites d'endurance (courbes de Wöhler) d'un essai de torsion τ_{-1} alternée symétriques ($R = -1$) et un essai de flexion répétée σ_0 ($R = 0$) :

III.3.4.3.2. Critère de Crossland [109, 110, 111]

Formulé en 1956, le critère de Crossland est très voisin de celui de Sines la différence s'est qu'il tient compte de la contrainte hydrostatique maximale au lieu de la contrainte hydrostatique moyenne

Il est formulé par l'équation suivante:

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \sigma_{H,max} \leq \beta \quad (\text{III. 54})$$

$$\frac{\sqrt{J_{2,a}} + \alpha \sigma_{H,max}}{\beta} \leq E_{CR} \quad (\text{III. 55})$$

Et représentée par une droite dans le repère $(\sqrt{J_{2,a}}, \sigma_{H,max})$

Où

α et β sont les paramètres de la droite de Crossland; ils sont liés au matériau. Ils sont identifiés à l'aide des limites d'endurance en torsion, τ_{-1} et en flexion, σ_{-1} alternées symétriques.

$\sigma_{H,max}$: La contrainte hydrostatique maximale

La condition de validité du critère est $\alpha > 0$, c'est à dire : $\frac{\tau_{-1}}{\sigma_0} > \frac{1}{\sqrt{3}}$

α et β sont les paramètres du critère propre au matériau et il existe différentes possibilités pour les déterminer.

Ces paramètres peuvent être déterminés avec la valeur de limite d'endurance en traction compression f_{-1} et en torsion t_{-1} (figure III.14).

$$\beta = t_{-1} \quad \text{et} \quad \alpha = \frac{\left(t_{-1} - \frac{f_{-1}}{\sqrt{3}}\right)}{\frac{f_{-1}}{3}} \quad (\text{III. 56})$$

En torsion (R=-1) on a :

$$\Sigma(t) = \begin{pmatrix} 0 & t_{-1} & 0 \\ t_{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \sin(\omega t)$$

$$\sigma_{Hmax} = 0$$

$$\sqrt{J_{2a}} = t_{-1}$$

En traction ou flexion (R = -1) on a :

$$\Sigma(t) = \begin{pmatrix} f_{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \sin(\omega t)$$

$$\sigma_{Hmax} = \frac{f_{-1}}{3}$$

$$\sqrt{J_{2a}} = \frac{f_{-1}}{\sqrt{3}}$$

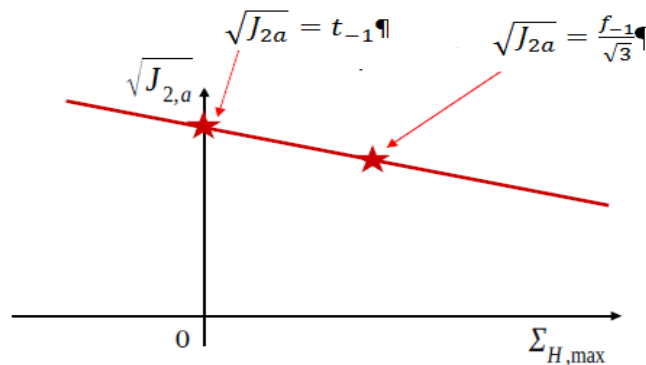


Figure. III. 14 : Identification des paramètres du critère [112].

III.3.4.3. 3. Critère de Papadopoulos I [113]

Papadopoulos I propose son premier critère en 1987, faisant partie des critères microscopiques, ce critère basé sur une intégration des amplitudes de cisssion sur un volume élémentaire, l'auteur propose la formulation suivante:

$$\frac{\max \sqrt{J_{2,a}(t)} + \alpha \sigma_{H,max}}{\beta} \leq E_{PA1} \quad (\text{III. 57})$$

Où

$\max \sqrt{J_{2,a}(t)}$ est le rayon de la plus petite hypersphère contenant le cycle multiaxial de contraintes dans l'espace du déviateur des contraintes. Dans le cas de chargements multiaxiaux proportionnels, le critère de Papadopoulos I coïncide avec le critère de Crossland puisque $\max \sqrt{J_{2,a}(t)} = \sqrt{J_{2,a}}$

Les constantes, α et β toujours obtenues avec les limites de fatigue sont identifiées à l'aide des limites de fatigue, en torsion, τ_{-1} et en flexion, σ_{-1} alternées symétriques

$$\begin{cases} \beta = \tau_{-1} \\ \alpha = \frac{\tau_{-1}}{\sigma_{-1}} - \frac{1}{\sqrt{3}} \end{cases} \quad (\text{III. 58})$$

La condition de validité du critère est :

$$\frac{\tau_{-1}}{\sigma_0} > \frac{1}{\sqrt{3}} \quad (\text{III. 59})$$

III.3.5. Principe de la validation des critères multiaxiaux

Pour un nombre donné de cycles chaque matériau lui correspond une limite de fatigue qui sert à l'identification des paramètres propres au critère, Pour statuer sur la validité d'un critère, on examine l'écart enregistré entre la fonction de fatigue E réelle du critère et sa valeur théorique égale à l'unité. La validité du critère pour un essai donné est donc jugée par la quantité notée ΔE et égale à $E - 1$. La valeur de ΔE permet de situer le cycle multiaxial teste par rapport à la limite de fatigue du matériau :

- Si $\Delta E < 0$, le cycle multiaxial au sens du critère se trouve inférieur à la limite de fatigue du matériau. cela signifie que le critère prévoit une durée de vie plus importante que celle obtenue expérimentalement.
- Si $\Delta E = 0$, le critère prévoit que la limite de fatigue est atteinte.
- Si $\Delta E > 0$, le critère de fatigue perçoit le cycle multiaxial analysé comme supérieur aux capacités de résistance à la fatigue du matériau. il prévoit donc une durée de vie plus courte, c'est à dire un amorçage de fissure plus précoce qu'il ne l'est dans la réalité.

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté les bases des méthodes de dimensionnement en fatigue des structures sous chargements multiaxiaux. Elles sont réparties en trois approches distinctes qui se différencient par leur concept :

Les approches empiriques dont le formalisme est issu de résultats expérimentaux, modélisent des cas de chargement particuliers et offrent une bonne représentation du domaine limite d'endurance cependant ils sont restreints aux modes de sollicitations pour lesquels ils ont été élaborés car leur formalisme est spécifiquement lié au type d'états de contraintes

rencontrés pour ces sollicitations et ne revêt donc pas un caractère général lui permettant de traiter tout cycle multiaxial.

La majorité des critères basés sur le concept d'approche globale utilisent le premier invariant du tenseur des contraintes et le second invariant du déviateur des contraintes. Ainsi les critères tels que ceux de Sines et de Crossland se fondent sur le choix du plan octaédral comme plan de cisaillement maximal. En effet, plusieurs expériences ont permis de mettre en évidence qu'après amorçage de la fissure, celle-ci se propage suivant un plan de cisaillement, ce qui met en avant l'importance du cisaillement dans l'amorçage d'une fissure. Ces critères fonctionnent mieux pour les chargements en phase que pour les chargements hors phase. D'un point de vue physique cela s'explique par la variabilité des plans critiques lorsque les chargements sont hors phase ou non proportionnels.

Les approches de type plan critique sont de loin les plus utilisées. Parmi les plus populaires, nous pouvons citer les critères de Dang Van. Ces approches recherchent le plan où l'endommagement causé par fatigue est maximum.

Chapitre IV

Résultats et discussion

Chapitre IV

Résultats et discussion

IV.1. Introduction

Ce chapitre a pour premier objectif la présentation et la validation des résultats obtenus par l'application des modèles de prédiction de la durée de vie développés dans le chapitre II. Ces derniers sont appliqués dans le domaine de la fatigue oligocyclique ainsi que pour différents types de chargement (chargement par blocs, chargement uniaxial à amplitude constante, chargement multiaxial etc.). Dans cette étude trois matériaux en aluminium (2014-T6, 6061-T6, 7175-T73) sont choisis et leurs durées de vie sont comparées le but est de statuer sur leurs résistances et de sélectionner le matériau approprié pour la conception du bras supérieur de suspension objet de notre étude. En premier lieu nous avons appliqué la méthode proposée par Manson–Coffin comme étant la plus conforme, notre choix est justifié 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. Les résultats obtenus numériquement présentés sous forme de courbes révèlent une certaine similitude comparés à ceux expérimentaux [114], ils sont validés par plusieurs auteurs [34, 115, 116].

L'outil de simulation utilisé est le module de fatigue « AnsysNcode design life » implémenté dans le logiciel commercial ANSYS 14.0, ce qui a permis de calculer les durées de vie réalistes du modèle et d'en identifier les zones critiques. Les résultats obtenus ont montré que le matériau de la série 7000 (7175-T73) offre une meilleure résistance à la fatigue pour la fabrication des bras de suspension. En second lieu, nous avons passé aux modèles de prédiction de la durée de vie de Morrow et SWT pour prendre en compte l'effet de la contrainte moyenne sur la durée de vie et de rechercher le modèle le plus pertinent. Les résultats obtenus pour ces trois matériaux sous trois types de sollicitations (contrainte moyenne négative, nulle et positive) confirment bien que la méthode SWT est très pertinente elle est validée par [34], notamment pour le cas de chargement à contrainte moyenne négative. La nuance 7175-T73 présente toujours la plus grande durée de vie comparée à celle des deux autres matériaux. Pour le deuxième objectif, il s'agit d'intégrer les critères de

fatigue multiaxiale sélectionnés dans un programme fortran. Le calcul du champ de contraintes régnant dans la structure est une donnée nécessaire pour l'exécution du programme pour cela nous avons utilisé ABAQUS 10.1 pour cette fin. Une fois toutes les données sont introduites dans le programme ceci nous a permis de calculer le coefficient de danger associé à chaque critère et choisir le critère optimal du point de vue sécuritaire de la structure. Les résultats obtenus sont en très bonne concordance avec les résultats expérimentaux obtenus par [35].

Avant de présenter les résultats de l'analyse en fatigue, il faut d'abord explorer l'effet de la charge statique (Annexe I) sur la structure et effectuer une analyse en statique. Ceci est nécessaire afin de déterminer si une défaillance de la structure se produit sous une charge statique donnée, si celle-ci est déjà endommagée avec une charge statique effectuer une analyse de fatigue dans ce cas n'a pas de sens. Une analyse statique est par conséquent l'étape préliminaire pour mener l'analyse en fatigue et la contrainte (principale ou équivalente) trouvée est utilisée comme amplitude de chargement cyclique dans le module ANSYSNcode.

IV. 2. Simulation numérique

IV. 2. 1. Présentation du modèle

Il s'agit d'un bras de suspension supérieur présenté sur la figure IV.1, le modèle CAO est préparé à l'aide du logiciel Solid Works et importé dans le logiciel ANSYS 14.0 pour mener l'analyse en statique puis dans ANSYSNcode pour mener l'analyse en fatigue.

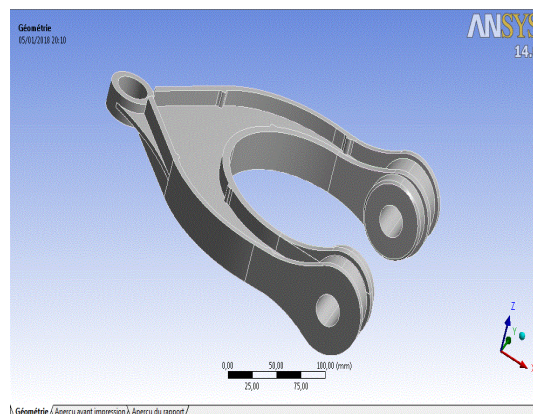


Figure. IV. 1 : Bras de suspension supérieur

IV. 2.2. Matériaux étudiés

Le choix du matériau pour la conception et la fabrication est une étape très importante pour la conception. La résistance du matériau choisi doit être suffisante pour supporter toute la charge agissant dans les conditions de travail réelles.

Les matériaux étudiés sont des alliages d'aluminium 6061-T6, 2014-T6 et 7175-T73 dont la composition chimique est donnée dans le tableau IV.1 et les propriétés mécaniques sont présentées dans le tableau IV. 2

Tableau. IV. 1.Composition chimique en %

Matériau	Al	Fe	Zn	Mg	Cu	Cr	Si	Mn
7175-T73	90%		5.6%	2.5%	1.6%	0.23%	-	-
2014-T6	93.5%		-	0.5%	4.4%	-	0.8%	0.8%
6061-T6	97.9%		-	1.0%	0.25%	0.2%	0.6%	-

Tableau. IV. 2. Propriétés mécaniques en statique

	2014-T6	6061-T6	7175-T73
Masse volumique (Kg/m ³)	2765	2765	2765
Coefficient de Poisson	0.3	0.3	0.3
Module de cisaillement, G (GPa)	27.96	27.96	27.42
Module de Young, E (GPa)	72.7	72.7	71.3
Contrainte ultime, σ_{UTS} (MPa)	483	340	524
Limite élastique en traction, σ_{YS} (MPa)	437	313	447

Les propriétés cycliques sont reportées dans le tableau IV. 3.

Tableau. IV. 3. Propriétés cycliques de Manson-Coffin.

	2014-T6	6061-T6	7175-T73
Exposant de résistance à la fatigue, b	-0.12	-0,097	-0.082
Coefficient de résistance à la fatigue, σ'_f (MPa)	976	645	765
Exposant de ductilité en fatigue, c	-0.88	-0.6	-1.14
Coefficient de ductilité en fatigue, ϵ'_f	0.88	0.22	6.18

IV. 2. 3. Conditions aux limites

Le principe de la simulation consiste à imposer une sollicitation cyclique en flexion alternée à amplitude constante avec une force verticale de 2,5 KN [33, 118 ,119] appliquée à

la partie du bras connectée à la roue. Les deux autres parties sont reliées au châssis par l'intermédiaire de liaisons cylindriques (Figure. IV. 2).

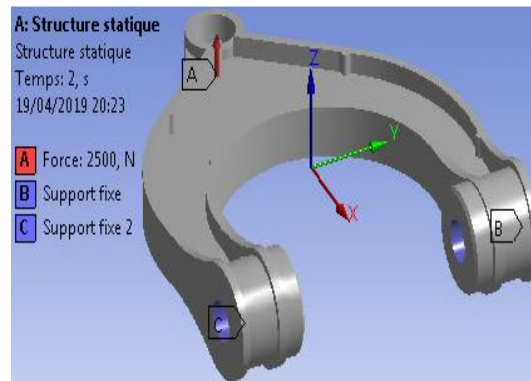


Figure. IV. 1 : Chargement imposée selon la direction Z.

IV. 2.4. Modèle par éléments finis

Lors du maillage d'une pièce ou d'un assemblage à l'aide d'éléments volumiques, le logiciel génère l'un des types suivants d'éléments, selon les options de maillage actives pour l'étude :

- **Maillage qualité moyenne:** le mailleur automatique génère des éléments tétraédriques linéaires volumiques.
- **Maillage haute qualité:** le mailleur automatique génère des éléments tétraédriques paraboliques volumiques.

Un élément tétraédrique linéaire est défini par 4 nœuds aux sommets et 6 arêtes droites qui les connectent. Un élément tétraédrique parabolique est défini par 4 nœuds aux sommets, 6 nœuds médians et 6 arêtes. Une représentation schématisée des éléments volumiques tétraédriques linéaires et paraboliques est donnée sur la figure IV. 3a et IV. 3b:



Figure. IV. 2: Les éléments volumiques tétraédriques linéaires et paraboliques

En général, à densité égale (même nombre d'éléments), les éléments paraboliques donnent de meilleurs résultats que les éléments linéaires car, ils représentent plus précisément les surfaces courbées et produisent de meilleures approximations mathématiques. Cependant, les éléments paraboliques requièrent plus de ressources informatiques (temps de calcul et espace mémoire) que les éléments linéaires.

Dans notre cas, L'élément de forme Tétraédrique (Tet10) standard avec une géométrie linéaire 3D pour le maillage est retenu, avec des éléments de taille 4 mm (Figure IV.4).

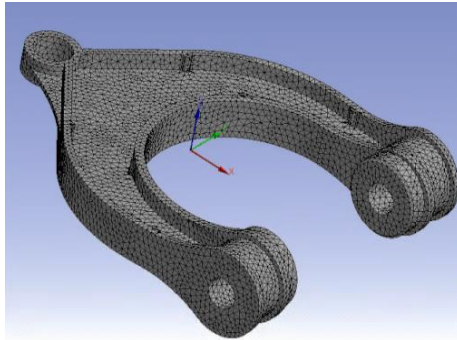


Figure. IV. 3 : Maillage du modèle avec TET 10.

IV. 2. 5. Analyse en fatigue

IV. 2. 5. 1. Cas de la fatigue oligocyclique

La simulation en fatigue oligocyclique à déformation imposée est réalisée avec un rapport de charge $R = -1$. Le principe de la simulation consiste à imposer une sollicitation provoquant une déformation plastique cyclique et déterminer le nombre de cycles à rupture pour chaque niveau de déformation. La figure. IV.5 montre la durée de vie obtenue pour les trois matériaux étudiés. On constate que la section non utile où l'endommagement est nul ; la durée de vie est infinie cependant elle est minimale au nœud 63754 qui apparaît en couleur rouge dans la zone la plus endommagée.

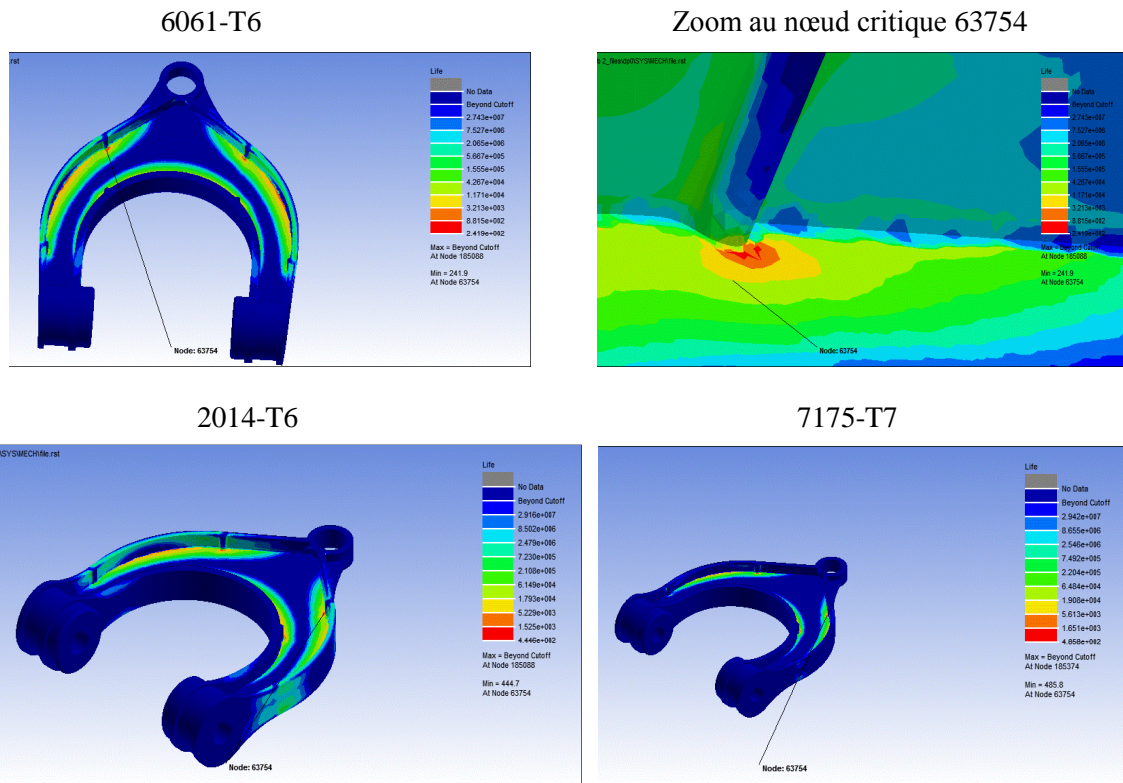
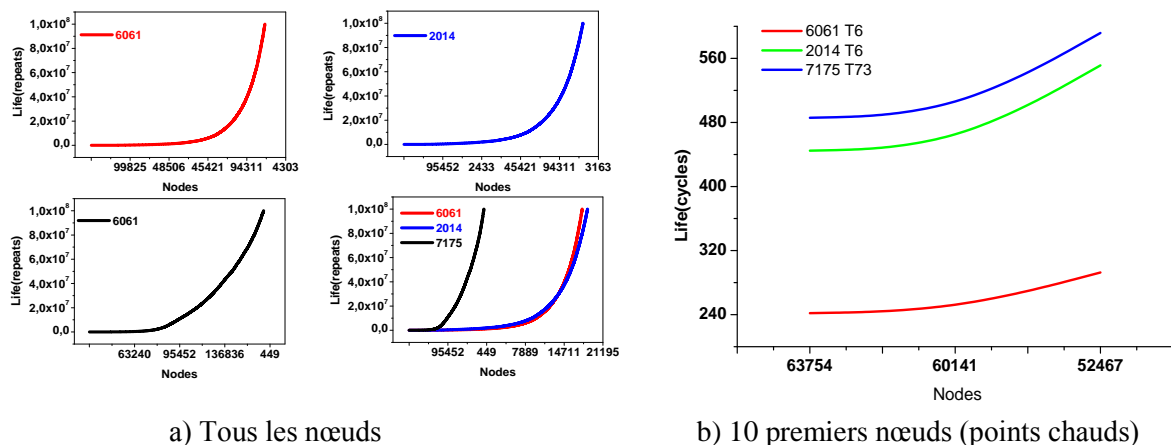


Figure. IV. 4 : Prédiction de la durée de vie pour les trois matériaux

La figure. IV. 6 représente l'évolution de la durée de vie de la structure pour les trois matériaux étudiés) tous les nœuds, b) les 10 nœuds critiques (points chauds). La comparaison des résultats montre que 6061-T6 présente une durée de vie minimale elle est de l'ordre de 241.9 cycles suivi de celle de 2014-T6 soit 447.5 cycles pour atteindre la valeur de 484.5 cycles pour 7175-T73.



a) Tous les nœuds

b) 10 premiers nœuds (points chauds)

Figure. IV. 5 : Evolution de la durée de vie

La figure IV. 9 montre le contour des déformations correspondantes aux dommages enregistrés pour les trois alliages d'aluminium; nous voyons clairement que la déformation maximale est observée au même nœud pour 6061-T6.

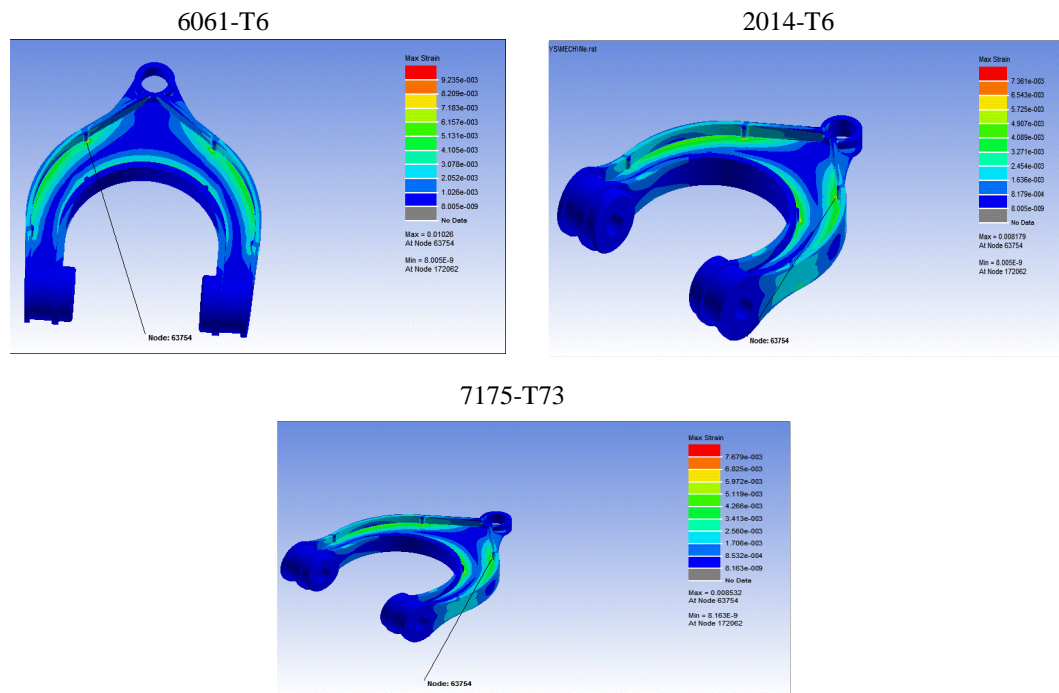
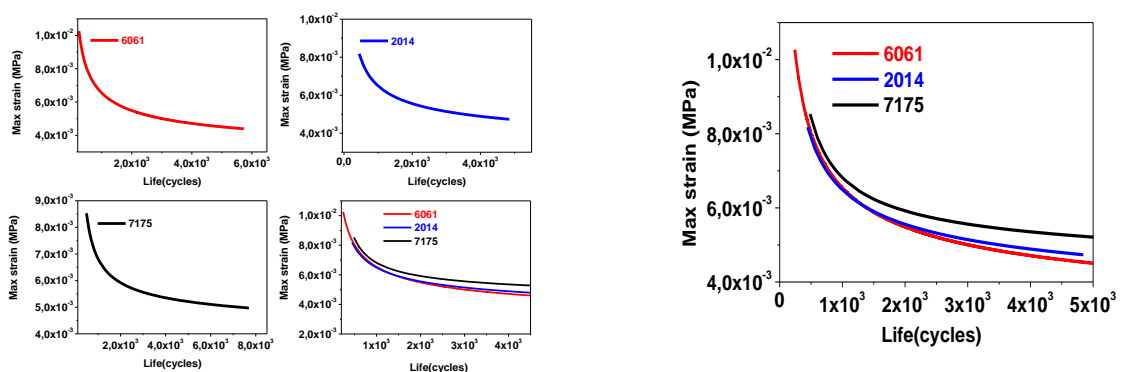


Figure. IV. 8 : Les déformations pour les trois matériaux

La figure IV.10 illustre l'évolution de la déformation en fonction du nombre de cycles; on constate que les déformations affichées sont maximales durant les premiers cycles de chargement. La plus grande déformation est observée pour 6061-T6 elle est de l'ordre de $10,26 \text{ E-}3$.



a) tous les noeuds

b) 10 premiers noeuds (points chauds)

Figure. IV. 9 : Evolution de la déformation en fonction de la durée de vie pour les trois alliages

La figure.IV.11 est une illustration des résultats expérimentaux de la déformation en fonction de la durée de vie obtenus pour les trois matériaux , il est clair que le matériau qui présente la plus petite durée de vie correspondant à la plus grande déformation est 6061-T6, ce qui confirme les résultats obtenus ainsi l'apparence des courbes présentées sur la figure. IV.12 obtenues par la simulation numérique.

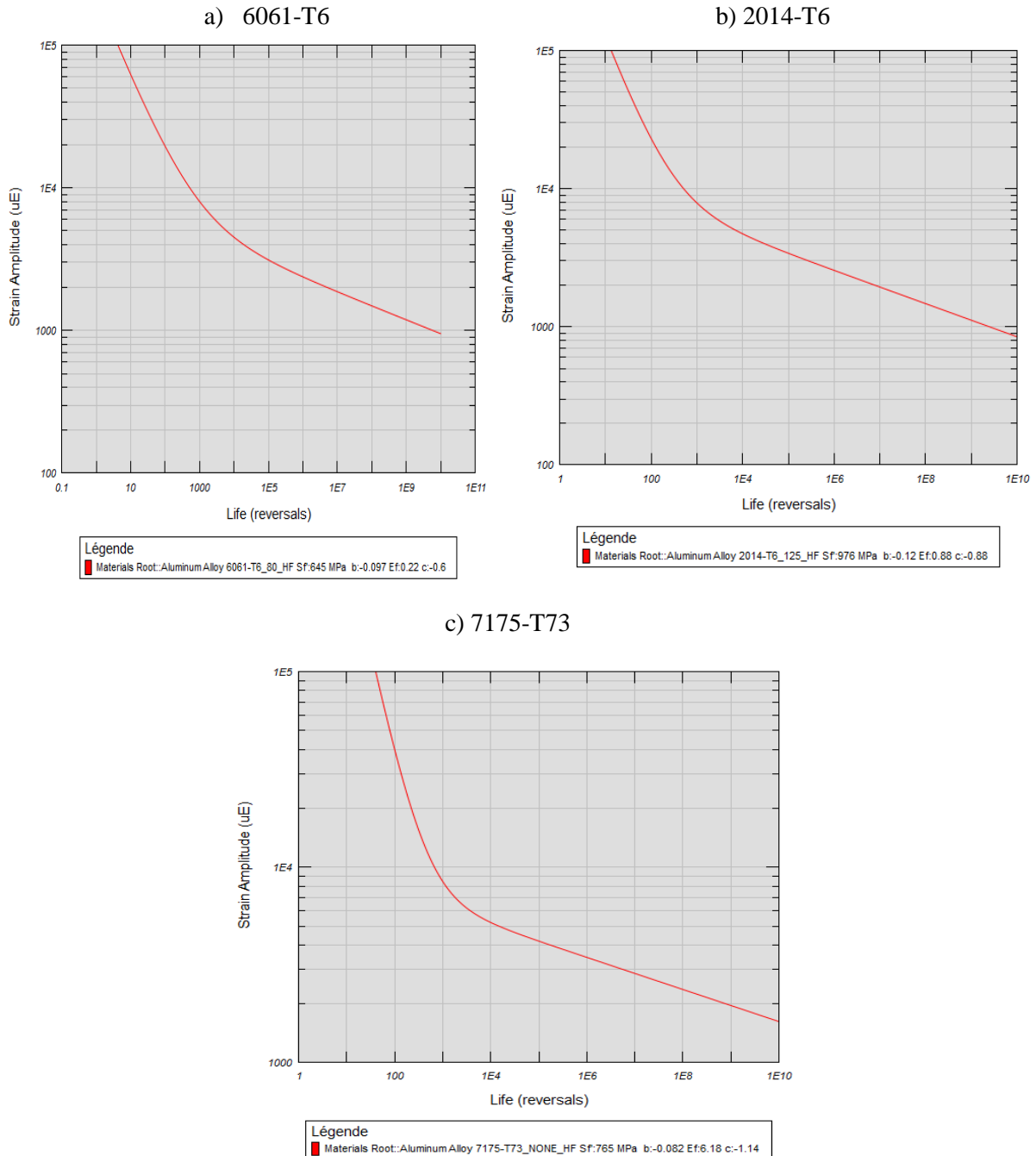


Figure. IV. 10 : Résultats expérimentaux de la déformation en fonction de la durée de vie [114].

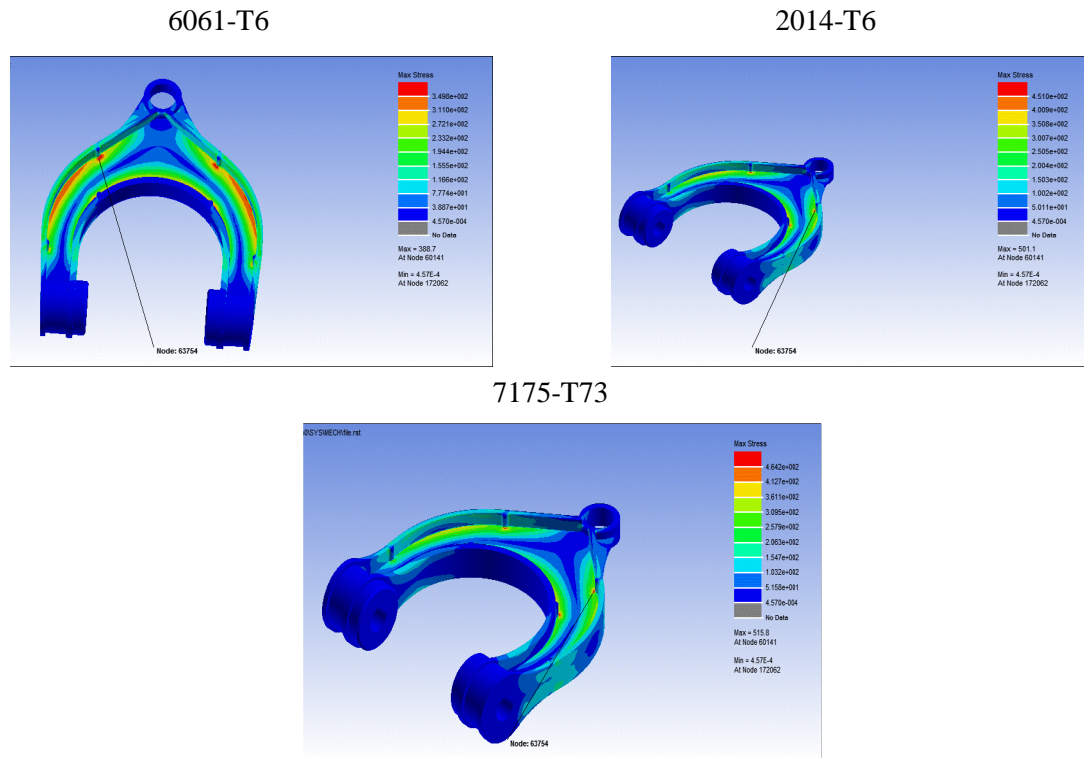


Figure. IV. 11: Les contraintes pour les trois matériaux

La figure. IV.13 montre l'évolution de la contrainte en fonction de la déformation obtenue par simulation numérique. Nous notons que pour un même chargement, les niveaux de contraintes et déformations atteints pour les trois matériaux ne sont pas les mêmes, avec une petite différence constatée pour 7175-T73 et 2014-T6; toutefois, la déformation la plus importante atteinte est celle de 6061-T6 ($10,26 \text{ E-}3$) au nœud critique 63754, elle correspond à la contrainte la plus faible (388,6 MPa).

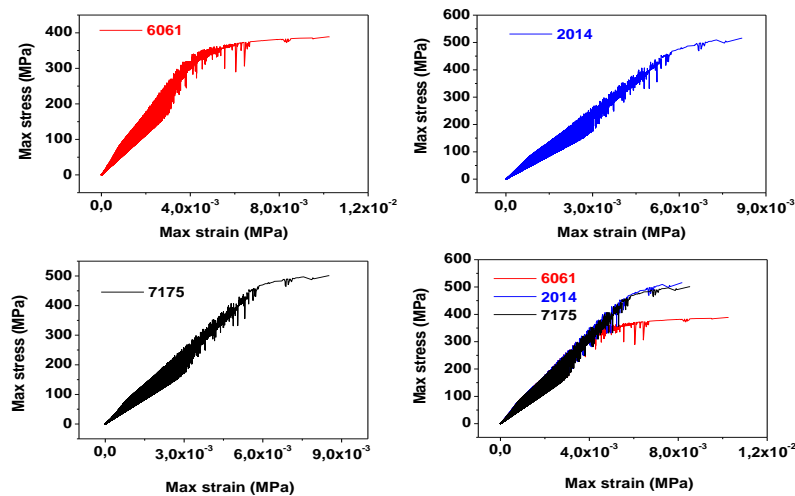


Figure. IV. 12: Evolution de la contrainte en fonction de la déformation

Le modèle proposé est vérifié dans la fatigue oligocyclique en utilisant les résultats expérimentaux de la bibliographie de la contrainte en fonction de la déformation présentés sur la figure. IV.14. Il est clair qu'il y a analogie entre les résultats affichés sur les graphes expérimentaux et ceux obtenus par la simulation numérique. La figure IV.13 met en évidence un bon accord des prévisions du modèle proposé avec les courbes expérimentales. L'analyse des résultats obtenus présentés dans le tableau IV. 4 montre que la valeur enregistrée de la durée de vie pour le cas de « 7175-T73 » est supérieure à celle de « 2014-T6 » et « 6061-T6 », d'autre part les courbes expérimentales pour les trois matériaux avec le modèle proposé présente une bonne approximation des durées de vie. La comparaison des résultats montre que les alliages de la série 7000 et 2000 offrent une meilleure résistance à la fatigue comparativement à la série 6000. On peut confirmer que le modèle proposé à une évolution non linéaire, et que les résultats obtenus sont satisfaisants, ce qui a permis de choisir l'alliage « 7175-T73 » comme matériau pour la fabrication des bras de suspension.

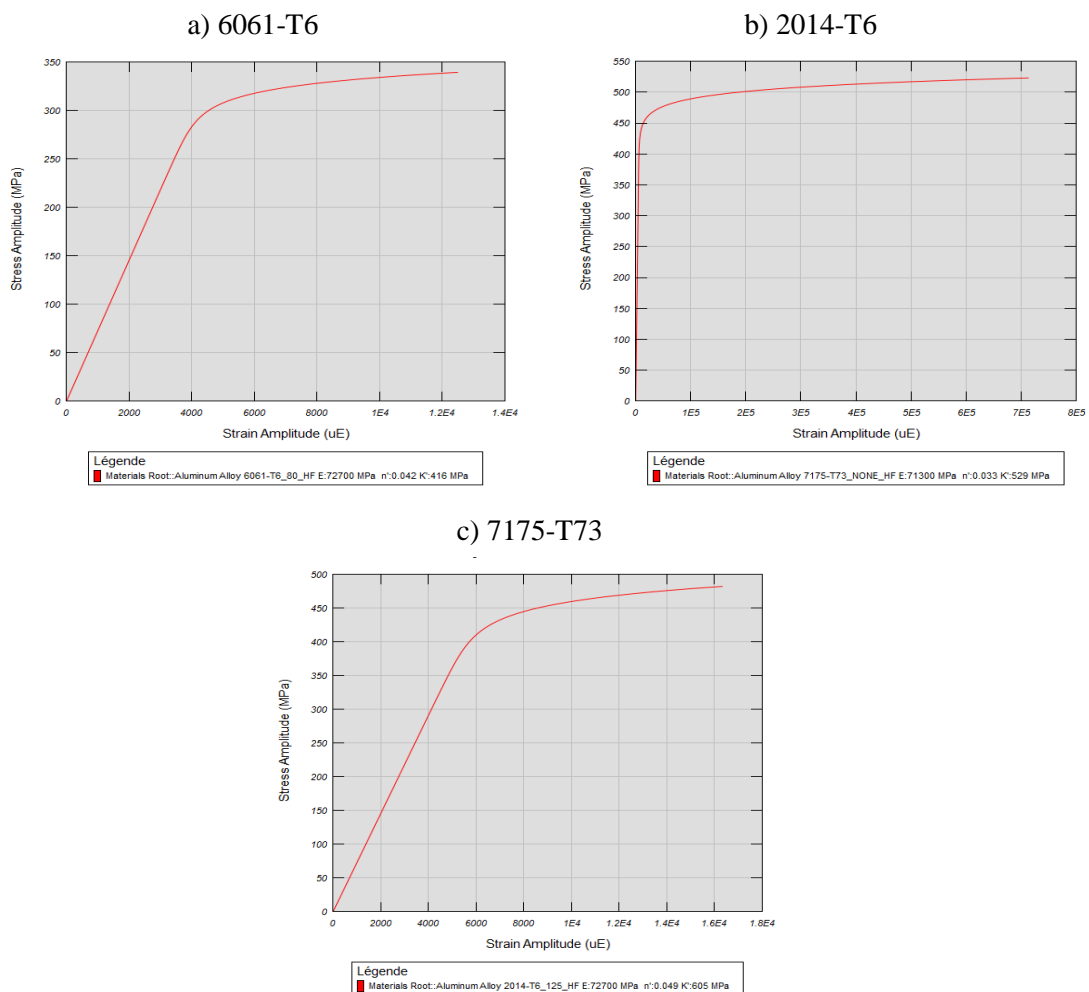


Figure. IV. 13 : Résultats expérimentaux de la contrainte en fonction de la durée de vie [114]

Tableau. IV. 4. Résultats de l'analyse en fatigue pour les trois matériaux

	Durée de vie cycles	Dommage	Contrainte max MPa	Déformationmax
6061-T6_80_HF	241.9	4.13 E-3	388,6	10.26 E-3
2014-T6_125_HF	444.7	2.24 E-3	515.8	8.17 E-3
7175-73_NONE_HF	485.8	2.05 E-3	501.1	8.53 E-3

Le tableau IV.4 présente les résultats obtenus par l'application du modèle de prévision de la durée de vie de Manson-Coffin. Une première analyse des résultats montre que la loi prévoit une durée de vie de l'alliage d'aluminium 6061-T6 inférieure à celle obtenue pour 2014 -T6 et 7175 – 73.

Dans le tableau IV.5 sont présentées les durées de vie obtenues pour les modèles de Morrow et SWT pour différents cas de chargements.

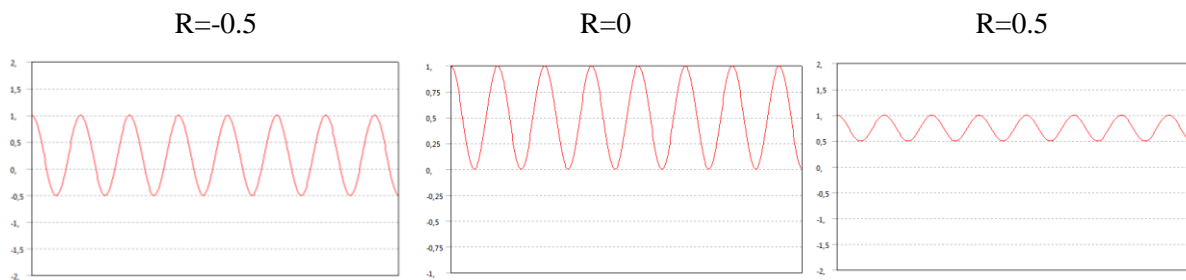


Figure. IV. 14:Chargement à amplitude constante pour trois types de contrainte moyenne.

Tableau. IV. 5. Résultats des durées de vie au nœud critique (cycles)

Chargement / Matériaux	R=-0.5		R=0		R=0.5	
	Morrow	SWT	Morrow	SWT	Morrow	SWT
6061-T6	221.840	57.180	17.544	8.461	1.008	931
2014-T6	229.620	72.350	18.412	8.024	2.500	2.060
7175-T73	359.830	73.580	42.676	33.572	3.811	3.401

L'analyse des résultats montre que pour différentes contraintes moyennes et pour les deux approches appliquées l'alliage 6061-T6 présente toujours la durée de vie la plus courte ce qui confirme les résultats obtenus par l'application de l'approche de Manson-Coffin. La comparaison des résultats présentés dans le tableau ci-dessus montre que l'approche SWT donne une estimation de la durée de vie inférieure à celle de Morrow pour les trois alliages étudiés et pour les trois cas de chargement lorsqu'il s'agit d'une contrainte de traction ou de compression, la durée de vie change de façon significative. Une présence d'une contrainte

moyenne de traction a pour conséquence, la diminution de la limite de fatigue du matériau. L'effet inverse est observé en présence d'une contrainte moyenne de compression.

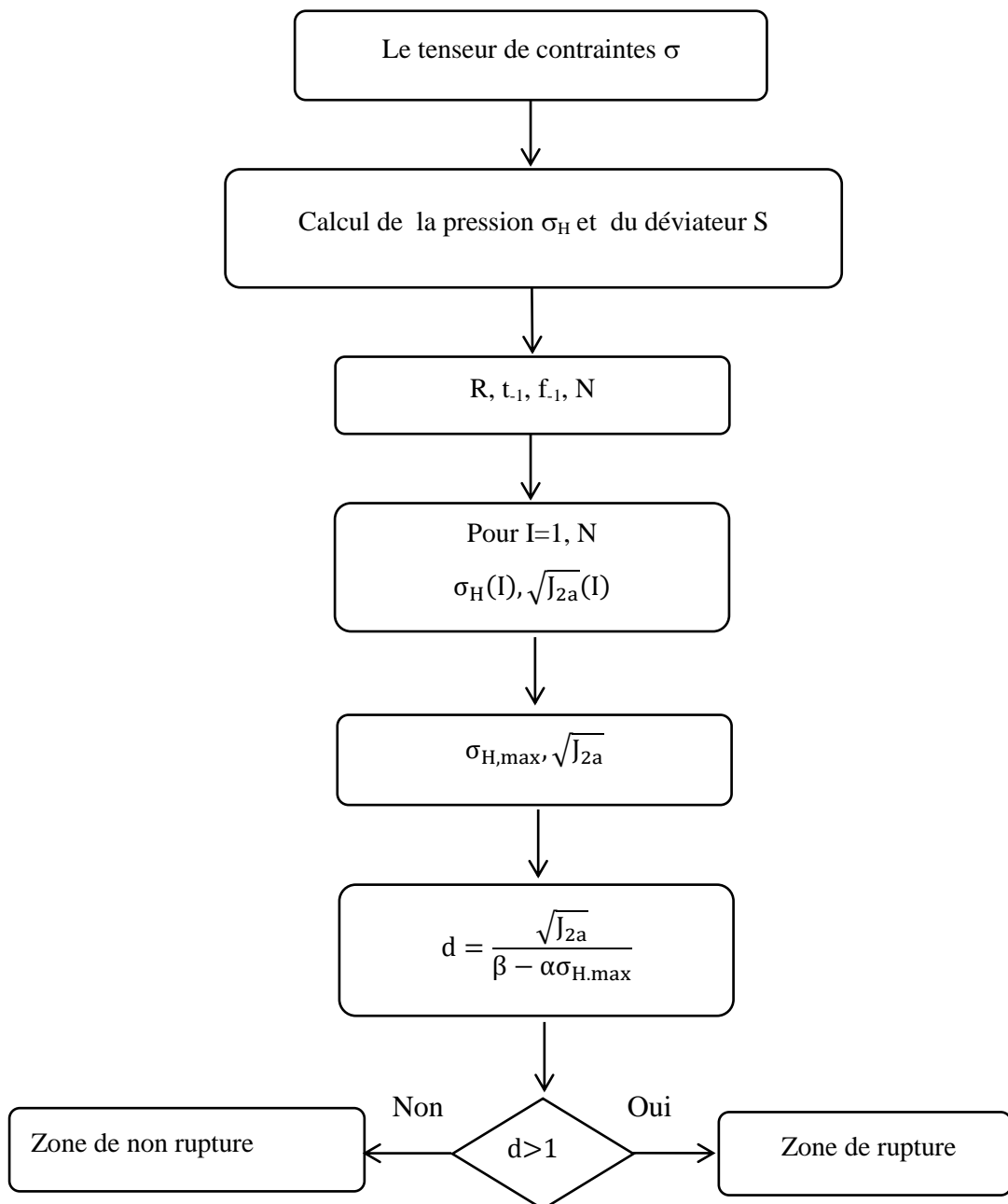
IV. 2. 5. 2 Cas de la fatigue multiaxiale

Dans cette partie, les résultats de la simulation en fatigue multiaxiale à grand nombre de cycles sont présentés, on considère que chaque cycle d'amplitude σ_i génère un dommage élémentaire ainsi les contraintes obtenues sont extrapolées aux nœuds du maillage. A chaque nœud la pression hydrostatique (P_H) et le deuxième invariant du déviateur des contraintes (S) sont calculés, ce point est comparé pour chaque nombre de cycles N à la droite représentative du critère choisis pour la recherche du dommage élémentaire correspondant. Il est alors possible de prévoir la zone ou la probabilité du dommage est la plus grande, les valeurs obtenus seront comparées pour statuer sur le critère le plus endommageant.

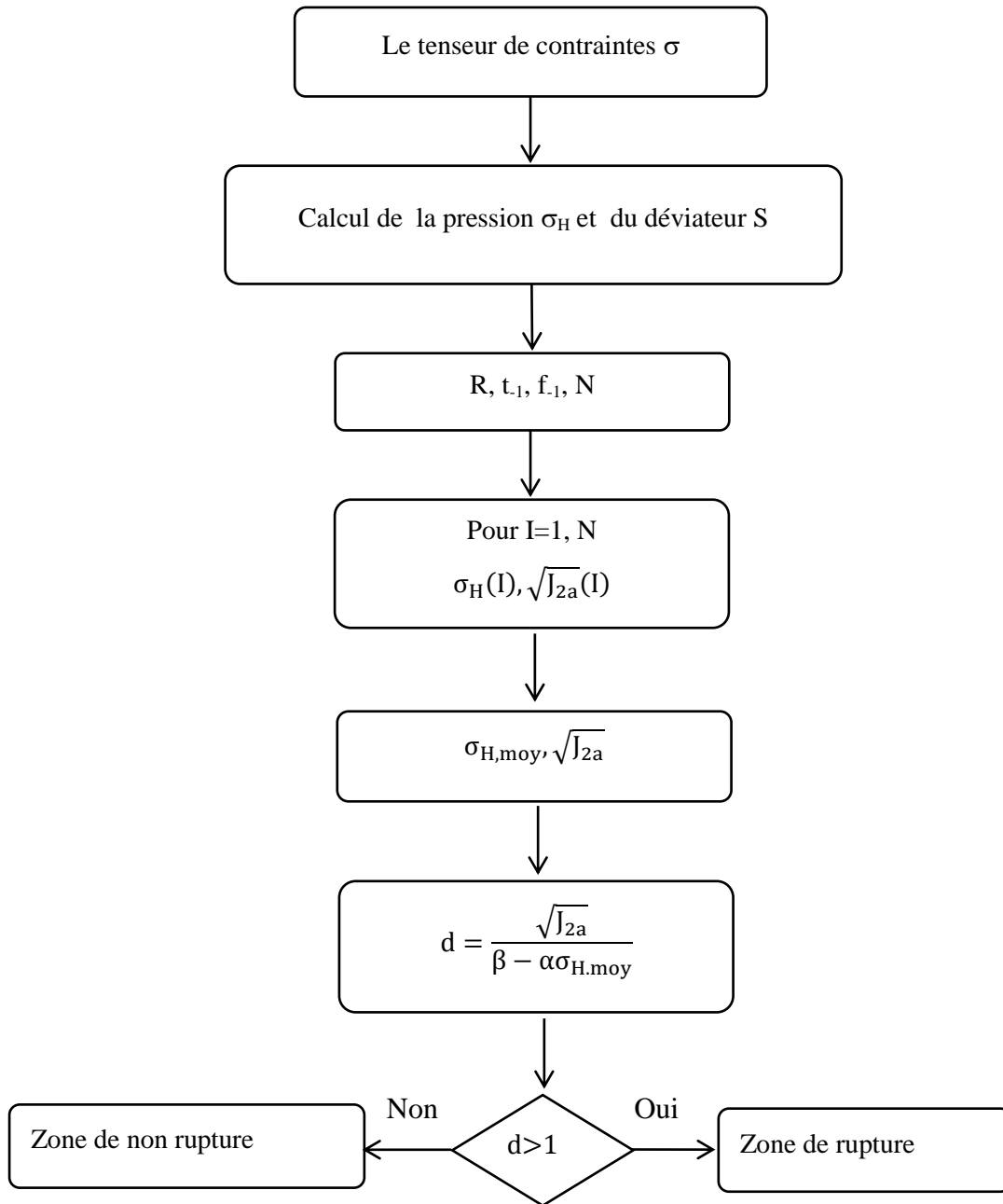
Une fois les résultats obtenus à la suite de la simulation numérique, le critère choisis est traduit par un modèle mathématique et implémenté dans un programme Fortran sous forme d'une fonction représentant la valeur du dommage. Cette démarche commence par sortir les 6 composantes du tenseur des contraintes appliquées à chaque point pendant une période T à deux instants T_1 et T_2 . Ces instants correspondent à une contrainte appliquée maximale ou minimale pendant un cycle de chargement. Dans ces deux instants, la contrainte déviatorique S ainsi que sa variation sont calculées afin de déterminer l'amplitude du deuxième invariant $J_{2,a}$ du déviateur des contraintes appliquées. Le premier invariant J_1 est identifié dans ces deux instants puis on considère la valeur maximale. L'amplitude de la contrainte à chaque nœud est considérée la contrainte équivalente du critère choisis est calculé. Les simulations sont effectuées en élasticité linéaire avec un chargement proportionnel et sinusoïdal.

Chaque critère est traduit par un modèle mathématique représentant la valeur du dommage introduit chacun dans un programme fortran. Ces modèles sont illustrés dans les organigrammes suivants.

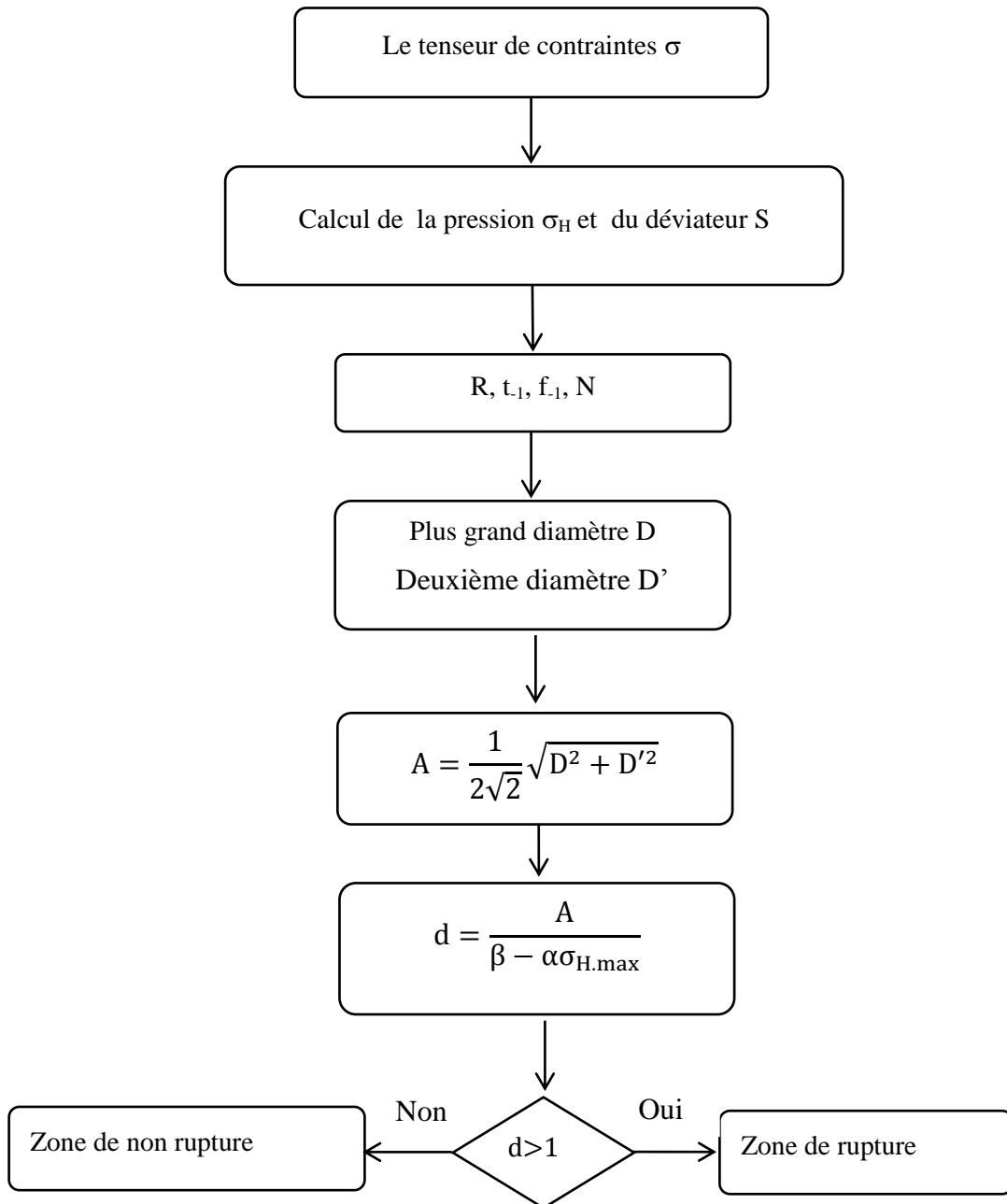
IV. 2. 5. 2. 1. Organigrammes du critère de Crossland



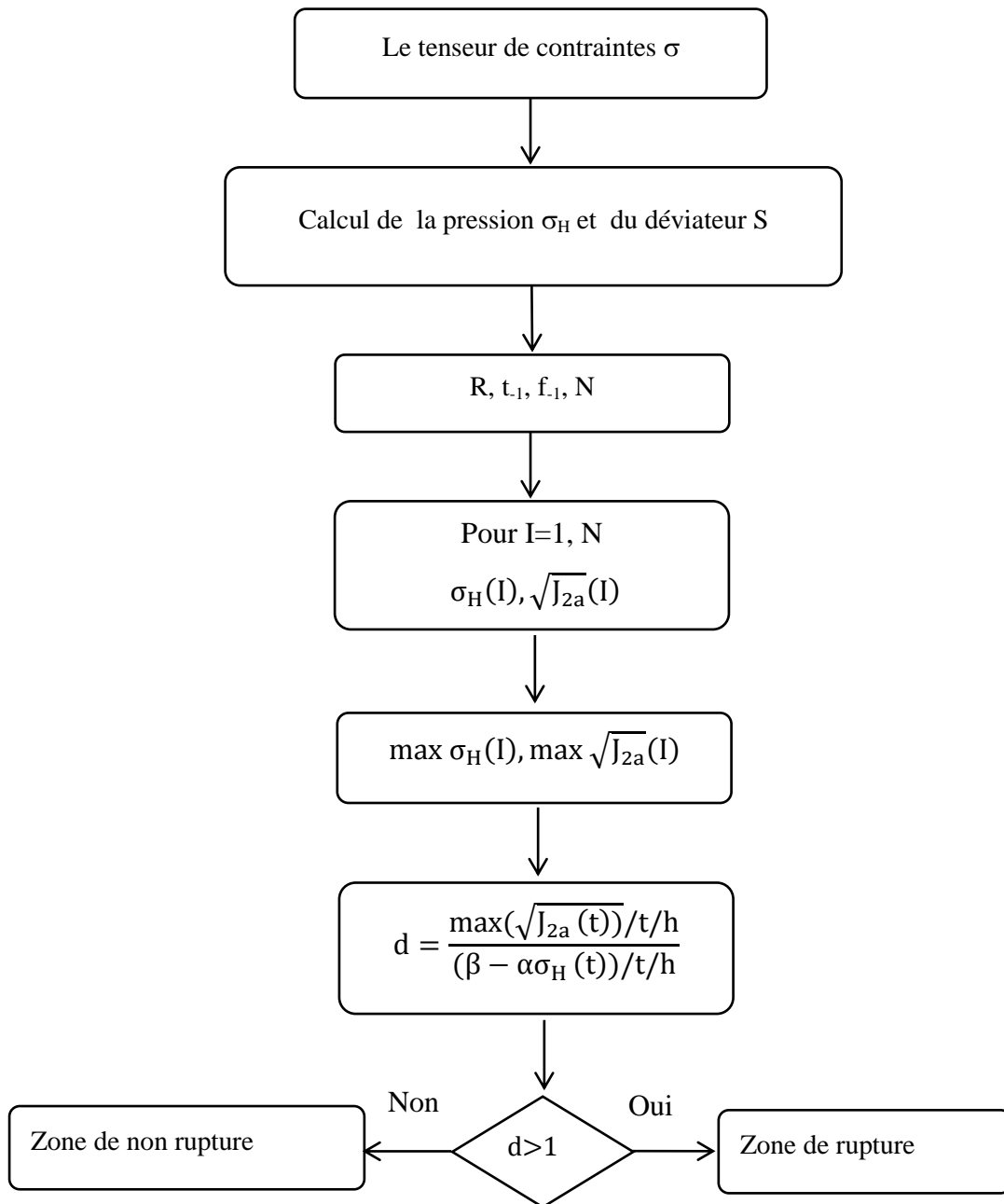
IV. 2. 5. 2. 2. Organigrammes du critère de Sines



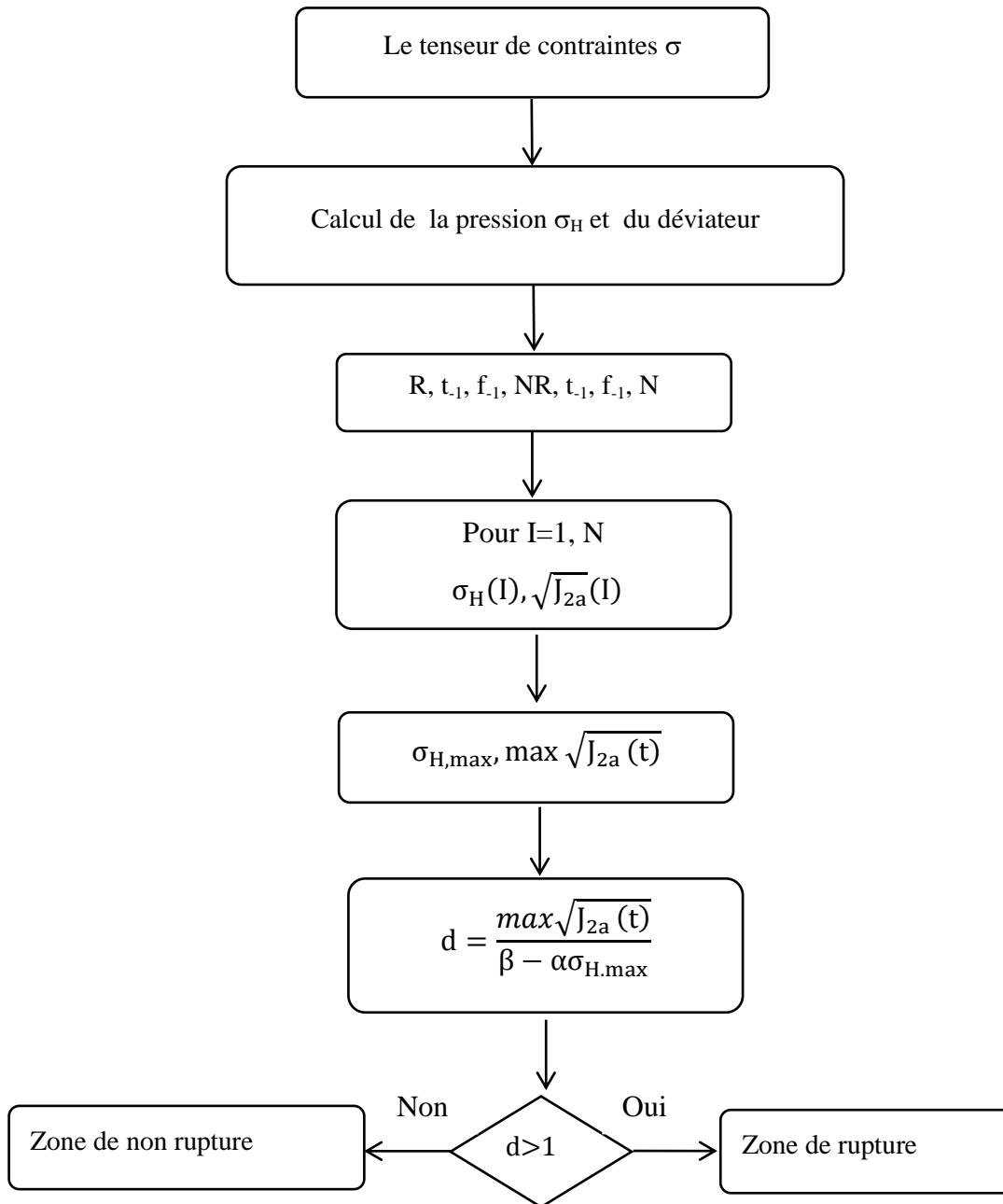
IV. 2. 5. 2. 3. Organigrammes du critère de Deperrois



IV. 2. 5. 2. 4. Organigrammes du critère de Dan Van I



IV. 2. 5. 2. 5. Organigrammes du critère de Papadopoulos I



Une fois le tenseur des contraintes σ_i est obtenu et les paramètres du matériau relatifs à chaque critère sont calculés, ils sont introduits dans le programme comme c'est illustré dans les organigrammes ci-dessus. La valeur du dommage d correspondant à chaque critère est calculée. Les résultats affichés du tenseur des contraintes pour quatre incréments de temps choisis suite à une simulation numérique en fatigue réalisé dans ABAQUS sont présentés dans le tableau. IV. 6, La figure. IV.16 est une illustration du tenseur de contraintes à $t_1=0.1250$.

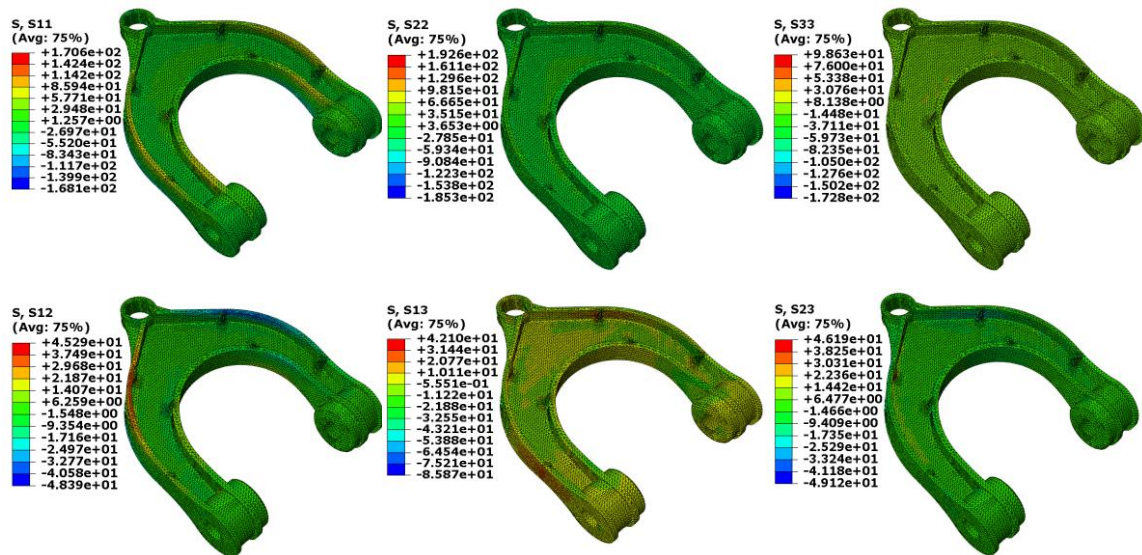


Figure. IV. 15 : Tenseur des contraintes pour $t_1=0.125$.

Tableau. IV. 6. Résultats des durées de vie au nœud critique (cycles)

Temps(s)	σ_{11}	σ_{22}	σ_{33}	σ_{12}	σ_{13}	σ_{23}
$t_1 = 0.1250$	170.624	192.643	98.626	45.293	42.104	46.193
$t_2 = 0.2500$	168.110	185.337	172.837	48.388	85.873	49.124
$t_3 = 0.4375$	84.055	92.668	86.418	24.194	42.937	24.562
$t_4 = 0.7188$	168.110	185.340	172.840	48.390	85.870	49.120

IV. 2. 6. Paramètres du matériau

Pour le calcul du critère de danger nous avons besoin comme données pour réaliser le programme les limites d'endurance en cisaillement et en flexion alterné.

τ_{-1} : Limite d'endurance en cisaillement alterné = 131MPa

f_{-1} : Limite d'endurance en flexion alternée = 174 MPa

Pour appliquer le modèle de Crossland, nous avons calculé la valeur de l'amplitude de la cission τ_a et la valeur de la pression hydrostatique maximale σ_{Hmax} .

Pour appliquer le modèle de Sine, nous avons calculé la valeur de l'amplitude de la cission τ_a et la valeur de la pression hydrostatique moyenne σ_{Hmoy} .

Pour appliquer le modèle de Papadopoulos, nous avons calculé la valeur de $\max\sqrt{J_{2a}(t)}$ et la valeur de la pression hydrostatique maximale σ_{Hmax} .

Pour appliquer le modèle de Dan Van I, nous avons calculé la plus forte valeur de la cission $\underset{n}{Max} \parallel \tau(n, t) \parallel$ et la pression hydrostatique $\underset{n}{Max} \parallel \sigma_H(n, t) \parallel$, la fonction correspondant au modèle de Dan VAN I permet d'obtenir le plus petit cercle circonscrit dans le trajet. Cette fonction permet de trouver le centre du cercle, et de calculer la plus grande valeur de la cission (contrainte tangentielle maximale).

Pour appliquer le modèle de Depperrois, nous avons calculé la pression hydrostatique maximale σ_{Hmax} et la valeur de A obtenus à partir de la valeur de D la plus grande corde dans le plan Ψ et D' la plus grande corde dans le plan Ψ' projection du plan Ψ sur un plan orthogonal à la direction de D.

IV. 2. 7. Synthèse des résultats

Les résultats obtenus sont illustrés dans le tableau. IV. 7.

Tableau. IV. 7. Coefficient de danger pour chaque critère

Critère	Paramètre	Coefficient de Danger
CROSSLAND	TAU P _{MAX} 30.553 175.430	d=-2.679
SINES	TAU P _{MOY} 30.553 131.572	d=-2.375
PAPADOPOULOS	K P 32.782 156.597 33.176 175.430 32.782 87.713 32.782 175.430 K* = 32.78247 P _{MAX} = 175.4300	d=-2.801
DEPERROIS	D _{MAX} = 86.418 D' _{MAX} = 63.655	d=-3.085

	A = 37.947 P _{MAX} = 175.430	
DAN VAN I	TAU P 31.508 156.597 31.785 175.430 32.658 87.713 31.394 175.430	d=-0.658

Les résultats fournis par le programme indiquent que le coefficient de danger de DAN VAN I est supérieur à celui de CROSSLAND, SINES, PAPADOPOULOS I et DEPPERROIS. Ce qui se traduit par la sévérité du critère. Il ressort des résultats numériques que le critère de Dang Van s'avère la formulation la plus rigoureuse garantissant le plus haut niveau de sécurité des structures.

Conclusion générale et Perspectives

Dans la première partie de cette étude, plusieurs approches pour la prédiction de la durée de vie en fatigue sont présentées. L'approche en déformation de Manson-Coffin a été choisie pour mener l'analyse en fatigue du bras de suspension. La simulation numérique est effectuée avec le module de fatigue « Ansys NCode Design Life » à partir duquel on a sélectionné trois alliages d'aluminium 7175-T73, 2014-T6 et 6061-T6 implémentés, qui représentent des matériaux de référence sur lesquels plusieurs essais expérimentaux ont été réalisés où leurs durées de vie sont calculées. L'analyse a permis d'identifier les zones critiques dans la pièce et avoir détecté le nœud le plus chaud qui présente la durée de vie minimale. Les valeurs maximales des contraintes et déformations dans chaque nœud sont également évaluées. La comparaison des résultats montre que le comportement en fatigue des matériaux 2014-T6 et 7175-T73 est similaire car leurs déformations sont du même ordre de grandeur, ce qui se traduit par des durées de vie proches. Cependant la déformation obtenue pour le troisième matériau 6061-T6 est plus grande ce qui a conduit à une durée de vie plus courte d'environ 50% par rapport aux deux autres alliages.

L'application de l'approche de Manson-Coffin a permis de statuer sur l'alliage qui présente une meilleure résistance à la fatigue à savoir l'alliage 7175-T73 qui sera utilisé pour la conception du bras de suspension.

Pour tenir compte de l'effet de la contrainte moyenne sur la durée de vie pour différents cas de chargements ($R = -0.5, 0, 0.5$), deux autres approches ont été investiguées à savoir :

- L'approche MORROW
- L'approche SWT (Smith-Watson-Topper)

L'analyse des résultats obtenus montre que l'approche SWT pour l'estimation de la durée de vie est la plus pertinente (conservative) et qu'un chargement à contrainte moyenne négative augmente la durée de vie bien au contraire un chargement positif diminue la durée de vie et favorise l'amorçage d'une fissure.

Pour le dimensionnement en fatigue multiaxiale plusieurs modèles sont présentés. Le choix a porté sur cinq critères avec des approches différents. Les critères de Crossland, Sines et Papadopoulos I basés sur une approche globale qui fait intervenir les invariants du tenseur

des contraintes et son déviateur pour les critères d'approche dite « plan critique » Dang Van I et Deperrois sont choisis leur formalisme est basé sur la recherche d'un plan physique critique. Pour estimer le coefficient de danger associé à chaque critère, des simulations numériques avec des chargements proportionnels à amplitude constante, ont été réalisées sur ABAQUS 10.1 pour déterminer le champ de contraintes régnant dans la structure en premier lieu, en deuxième le lieu l'intégration des modèles mathématiques de ces critères dans un programme Fortran.

La comparaison des résultats montre que :

✓ Dang Van, prévoit un coefficient de danger $d = -0.658$ supérieur à celui de Crossland, Sines, Papadopoulos I et Deperrois. On constate que les critères présentés ne sont pas conservatifs. On peut dire que les approches locales comme celle de Dan Van I donnent de bons résultats comparés aux approches globales.

La projection de ce travail dans l'avenir est :

- ✓ Étudier l'effet des différentes sollicitations de la route sur la durée de vie de la pièce par l'application d'un chargement à amplitude variable.
- ✓ Intégrer les critères de fatigue multiaxiale dans le logiciel ABAQUS ce qui permet d'identifier en chaque nœud du maillage l'historique du tenseur de contraintes défini sur une période T et visualiser ainsi les zones les plus sollicitées dans la structure, ces données vont permettre de donner une valeur plus réaliste de la valeur du critère.
- ✓ Effectuer une étude expérimentale pour évaluer les approches proposées.
- ✓ Effectuer une étude comparative entre les approches proposées pour une contrainte moyenne non nulle.
- ✓ L'optimisation de la forme de la pièce ce qui permet de la rendre plus légère et peut donner la même durée de vie par le renforcement du matériau dans les régions où la contrainte est élevée et l'enlèvement de la matière là où la contrainte est faible

Références

- [1] Bouaïcha, A thèse « Etude de la fatigue et analyse du moulage d'un bras de suspension fabriqué en alliage d'aluminium semi-solide », UQAC.2016.
- [2] Ghomarifouad « science des matériaux de construction » université aboubekrbelkaid faculté des sciences de l'ingénieur département de génie civil
- [3] Colbert, J. (2007). Caractérisation de la fraction solide dans les lopins semi-solides produit par le procédé SEED, UQAC. Maîtrise
- [4] Haddouche, A. (2013). Caractérisation physico-chimique des alliages d'Aluminium utilisés comme matériau de revêtement mural. Université Med Khider Biskra, Edition, 2014.
- [5] Kotrane, A. (2007). Conception, réalisation et caractérisation dynamique d'un amortisseur magnéto rhéologique (Doctoral dissertation, École de technologie supérieure).
- [6] Maakaroun, S. (2011). Modélisation et simulation dynamique d'un véhicule urbain innovant en utilisant le formalisme de la robotique (Doctoral dissertation, Ecole des Mines de Nantes).
- [7] Sammier, D. (2001). Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles (Doctoral dissertation, Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG).
- [8] Gosselin-Brisson, S. (2006). Étude d'un système de contrôle pour suspension automobile. Université du Québec à Chicoutimi.
- [9] Sleiman, H. (2010). Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnéto rhéologique pour l'automobile (Doctoral dissertation, Arts et Métiers ParisTech).
- [10] Erjavec J., Automotive Technology, A systems approach - 4th Edition, ed. T.D. Leaming. 2004, Australie. p. 1112-1145.
- [11] Qin, Y., Zhao, F., Wang, Z., Gu, L., & Dong, M. (2017). Comprehensive analysis for influence of controllable damper time delay on semi-active suspension control strategies. *Journal of Vibration and Acoustics*, 139(3), 031006.
- [12] W.F. Milliken et D.L. Milliken. Race car vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers, 1995.
- [13] Alessandro Zin. Sur la commande robuste de suspensions automobiles en vue du contrôle global de châssis. Thèse de doctorat, Institut National
- [14] Létévé, A. (2014). Etude de l'influence des suspensions de véhicule de tourisme sur le confort vibratoire, le comportement routier et les limites de fonctionnement: l'approche

- CRONE en matière de formalisation, d'analyse et de synthèse (Doctoral dissertation, Université de Bordeaux).
- [15] Morel-Tremblay, P. O., & Simard, M. (2012). "Conception des liaisons mécaniques pour la suspension de la Formule SAE-UQAC". Université du Québec à Chicoutimi, Module d'ingénierie.
- [16] B.R. Davis and A.G. Thompson (2001), Power spectral density of road profiles, *Vehicle System Dynamics*, 35, 409-405.
- [17] K. McGhee (2008), "Comfort and safety of traveled surfaces". Spring Technical Conference.
- [18] L. Chartrand (2006), "Relevé et analyse du profil longitudinal des chaussées durant leur construction, applications pratiques", Congrès Bitume Québec.
- [19] W. Gao and Zhang (2007), "A half-car model for dynamic analysis of vehicles with random parameters", 5th Australasian Congress on Applied Mechanics.
- [20] L. Sun and X. Deng (1998), "Predicting vertical dynamic loads caused by vehicle pavement interaction", *Transportation engineering*, 470-478.
- [21] S. Tiirkay and H. Akçay (2005), "A study of random vibration characteristics of the quarter-car model", *Sound and vibration*, 282, 111-124.
- [22] H. Hunt (1991), "Stochastic Modeling of Traffic-induced Ground Vibration", *Sound and vibration*, 53-70.
- [23] M. Bouazara (1997), "Étude et analyse de la suspension active et semi-active des véhicules routiers", Thèse de doctorat, Université Laval, Québec, 197 p.
- [24] O. Kropac; P. Mucka (2005), "Be careful when using the International Roughness Index as an indicator of road unevenness", *Sound and vibration*, 287, 989-1003.
- [25] Qin, Y., Zhao, F., Wang, Z., Gu, L., & Dong, M. (2017). Comprehensive analysis for influence of controllable damper time delay on semi-active suspension control strategies. *Journal of Vibration and Acoustics*, 139(3).
- [26] G. Verros and S. Natsiavas (2005), "Design optimization of quarter-car models with passive and semi-active suspensions under random road excitation", *Vibration and Control*, 11, 581.
- [27] Manfred, M., and Wallentowitz, H., 2010, *Vehicle Dynamics*, TsingHua Press, Beijing, China.
- [28] GUO, S. X. (2014). Robust reliability based optimal design of H1 control of parametric uncertain systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 136(2):024504.

-
- [29] BRAIEK, M. N. B. (2017). Sur la commande robuste par mode glissant à temps discret des systèmes incertains saturés (Doctoral dissertation, Université de Toulouse).
- [30] R. Abdelhamid (2005), "Estimation de la dynamique du véhicule en interaction avec son environnement", thèse de doctorat, Université de Versailles Saint-Quentin, 159 p.
- [31] Damien Sammier. Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles. Thèse de doctorat, Laboratoire d'automatique de Grenoble, France, 2001.
- [32] M. Bouazara (2009), "Improvement of the design of suspension control arms of automobile using aluminum alloys", *Damage and Fracture Mechanics*, Springer Engineering Book: Special Edition, ISBN: 978-90-481-2668-2.
- [33] F. Cai (2007), "Conception et analyse mécaniques des pièces en aluminium pour application automobile", Thèse de Maîtrise, Université du Québec à Chicoutimi, 156 p.
- [34] Husin, Z., Rahman, M. M., Kadirgama, K., Noor, M. M., & Bakar, R. A. (2010). Prediction of fatigue life on lower suspension arm Subjected to variable amplitude loading (Doctoral dissertation, UMP).
- [35] Mrzygłód, M., & Zieliński, A. P. (2006). Numerical implementation of multiaxial high-cycle fatigue criterion to structural optimization. *Journal of theoretical and applied mechanics*, 44(3), 691-712.
- [36] Yıldız, B. S., & Lekesiz, H. (2017). Fatigue-based structural optimization of vehicle components. *International Journal of Vehicle Design*, 73(1-3), 54-62.
- [37] Rodrigues, L. P., Silva, R. C., & Oliveira, A. B. S. (2017, November). Multibody Dynamic Simulation of a Double A Suspension Focusing on the Lower Control Arm Fatigue Life Analysis. In *ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (pp. V04AT05A069-V04AT05A069). American Society of Mechanical Engineers.
- [38] Papacz, W., Kuryło, P., & Tertel, E. (2013). The Composite Control Arm—Analysis of the Applicability in Conventional Suspension. *American Journal of Mechanical Engineering*, 1(7), 161-164.
- [39] Bouaïcha, A. (2016). Étude de la fatigue et analyse du moulage d'un bras de suspension fabriqué en alliage d'aluminium semi-solide (Doctoral dissertation, Université du Québec à Chicoutimi).
- [40] Taylor, D., Bologna, P., & Knani, K. B. (2000). Prediction of fatigue failure location on a component using a critical distance method. *International Journal of Fatigue*, 22(9), 735-742.
- [41] Singh, Jagwinder, and Siddhartha Saha. "Static structural analysis of suspension arm using finite element method." *International Journal of Research in Engineering and Technology* e-ISSN: 2319-1163. Volume: 04 Issue: 07 | July-2015

- [42] Duleba, B., & Greskovic, F. (2013). Simulation of Loading the Polymer/Carbon Fiber Composites and Prediction of Safety Factors. *International Journal of Engineering and Innovative Technology*, 2, 134-140.
- [43] Saoudi, A., Bouazara, M., & Marceau, D. (2011). Fatigue failure study of the lower suspension vehicle arm using a multiaxial criterion of the strain energy density. *Strojničarstvo - Journal of Mechanical Engineering*, 57(4), 345-356.
- [44] CONFERENCE Journée SFEN-ST2 « Endommagement par fatigue des installations nucléaires, Paris, 23 Novembre 2000 », 'Recueil des communications'
- [45] J.M. Grandemange FRAMATOME ANP C. Faïdy EDF/Septen "Démarche générale de prévention du risque d'endommagement par fatigue des matériels mécaniques des chaudières nucléaires: de la conception au suivi en exploitation"
- [46] Charkaluk, É. (2006). Fatigue des matériaux métalliques: quelques contributions à une approche dissipative (Doctoral dissertation).
- [47] Habib KARAOUNI "Nouveaux Outils pour la Conception Fiable des Structures" thèse soutenue le 7 décembre 2001 à l'Ecole Polytechnique
- [48] Bouaicha, A. (2012). Etude de la fatigue d'un bras de suspension en alliage d'aluminium A357 semi-solide élaboré selon le procédé SEED, UQAC. Maitrise)
- [49] Thibault Herbland 2009 thèse « Une méthode de correction élastoplastique pour le calcul en fatigue des zones de concentration de contraintes sous chargement cyclique multiaxial non proportionnel »
- [50] Claude Bathias, Jean Paul Baillon, La fatigue des matériaux et des structures, édition Hermès-Lavoisier (1997).
- [51] 3^{ème} Conférence Internationale sur le Soudage, le CND et l'Industrie des Matériaux et Alliages (IC-WNDT-MI'12) Oran du 26 au 28 Novembre 2012,
- [52] Fatigue, Résistance Dynamique, Mécanique de la rupture : INSA
- [53] Alain DAIDIE « MODELISATION DES SYSTEMES MECANIQUES » Manuel PAREDES Version : 2009/2010
- [54] <https://www.ethz.ch/content/dam/ethz/special-interest/.../2008-Fatigue-FR.pdf>
- [55] Bathias, C. and A. Pineau (2008). Fatigue des matériaux et des structures. Edit Hermès / Lavoisier. Dans cette zone l'éprouvette atteint généralement un état d'accommodation plastique ou un rochet élastoplastique
- [56] http://h.karaouni.free.fr/these/pdf/thesehk_chap1.pdf
- [57] LIEURADE H.-P. Estimation des caractéristiques de résistance et d'endurance en fatigue – La fatigue des matériaux et des structures. Collection université de

- Compiègne,Éditeurs scientifiques : Bathias, C., Bailon, J. P., Les presses de l'université de Montréal(1980).
- [58] SCHIVE (J.). – Int. J. Series, Japan Soc. Mech.Eng., vol. 36, no 3, 1991, p. 269-280.
- [59] MINER (M.A.). – Cumulative damage in fatigue. Journal of applied mechanics, p. 159-164, sept. 1945.
- [60] GHOGGALI, S. (2010). Simulation du Comportement de la Fatigue des Matériaux Utilisés en Biomécanique Application à un Implant Dentaire (Doctoral dissertation, Université de Batna 2).
- [61] BENDOUBA Mostefa thèse:«Etude de la fatigue des structures sous l'effet d'un état de contraintes multiaxiales» Soutenue le : 03/02/2013
- [62] RABBE (P.), LIEURADE (H.P.) et GALTIER (A.).– Essais de fatigue – Partie I. [M 4 170], mars 2000.
- [63] 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.
- [64] Manson S. S. (1954), Behavior of Materials under Conditions of Thermal Stresses, National Advisory Commission on Aeronautics: Report 1170, Cleveland, Lewis Flight Propulsion
- [65] Coffin L. F. (1954), A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Metal, Trans. of the American Society of Mechanical Engineers, pp. 931-950.Lab
- [66] E fatigue (2018), available at: www.efatigue.com/training/Strain_Life_Method.pdf
- [67] S.S.Manson and G.R.Halford (2006). Fatigue and durability of structural materials Park, Ohio: ASM International.
- [68] 3rd International Symposium on Advances in Civil and Environmental Engineering Practices for Sustainable Development (ACEPS – 2015)
- [69] 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.
- [70] Smith, K.N., Watson, P. and Topper, T.H. (1970), “A stress-strain functions for the fatigue on materials”, Journal of Materials, Vol. 5 No. 4, pp. 767-778.
- [71] A. Fatemi and L. Yangt. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials. PII: S0142 1123(97)00081
- [72] A. Brand, J.F. Flavenot, R. Gregoire, C. Tournier. Données technologiques sur la fatigue. Publication CETIM 4emeédition 1999 p383.
- [73] Ngargueudedjim, Kimtangan. Contribution à l'étude des lois d'endommagement en fatigue. Thèse de l'INSA de Lyon, 2003

-
- [74] S. Abdullah¹, N.A. Kadhim¹, A.K. Ariffin¹ and M. Hosseini “Dynamic Analysis of an Automobile Lower Suspension Arm Using Experiment and Numerical Technique” Malaysia
- [75] Palmgren, A. (1924), “Durability of ball bearings”, ZVDI, Vol. 68 No. 14, pp. 339-341.
- [76] Miner, A. (1945), “Cumulative damage in fatigue”, Journal of Applied Mechanics, Vol. 12, pp. 159-164.
- [77] C. Lalanne, 1999. “Mechanical Vibration & Shock, Fatigue Damage” Volume IV, Taylor and Francis Books, Inc.
- [78] Bastien WEBER « Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque » Institut National des Sciences Appliquées de Lyon Soutenu le 7 juillet 1999.
- [79] Lanza, G. (1886). Strength of shafting subjected to both twisting and bending. *Trans ASME*, 8, 121-196.
- [80] J. Marin, 1949. Résistance des métaux à la fatigue par contraintes biaxiales. *J. of Applied Mechanics*, 16 :383.
- [81] Pastor, M. L. (2007). Contribution à l'étude en fatigue de structures en aluminium renforcées par patches composites (Doctoral dissertation, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II).
- [82] CARMET, A. (2004). Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque (Doctoral dissertation, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon).
- [83] T. Palin. Luc « Introduction au dimensionnement en fatigue des structures sous chargements complexes » Colloque MECAMAT Fatigue des structures et des Matériaux. 2017.
- [84] Adrien. DURAND « Caractérisation des propriétés en fatigue d'engrenages aéronautiques traités par induction » Mémoire de projet de fin d'études Juin FIGURE 1/REF. PALIN LUC
- [85] Nadjitonon, N. (2010). Contribution à la modélisation de l'endommagement par fatigue (Doctoral dissertation, Université Blaise Pascal-Clermont-Ferrand II).
- [86] CARMET, A. (2004). Fatigue multiaxiale des structures industrielles sous chargement quelconque (Doctoral dissertation, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon).
- [87] Sidoroff, F. (1979). Mécanique des milieux continus.
- [88] Papadopoulos, Ioannis V., et al. "A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals." *International Journal of Fatigue* 19.3 (1997): 219-235. Chapitre 4
- [89] Hohenemser K., Prager W., The problem of fatigue strength under complex stresses. *Metallwirtschaft*, June 1933, Bd. XII, Heft 24, pp. 342-343.

-
- [90] Lee S.B., Biaxial and multiaxial fatigue. London: Mechanical Engineering Publication, 1989, pp. 621.
- [91] You B.R. and Lee S.B., A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals. *Int. J. Fatigue*, 1996, Vol. 18, N° 4, pp. 235-244.
- [92] Flaceliere, L., Morel, F., et Dragon, A. (2007a), Competition between mesoplasticity and damage under HCF – Elasticity/damage shakedown concept, *International Journal of Fatigue*, 29(12), 2281-2297.
- [93] Morel, F., et Huyen, N. (2008), Plasticity and damage heterogeneity in fatigue, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 49(1), 98-127.
- [94] Verreman, Y., et Guo, H. (2007), High-cycle fatigue mechanisms in 1045 steel under nonproportional axial-torsional loading, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 30(10), 932-946.
- [95] Karolczuk, A., et Macha, E. (2005), A review of critical plane orientations in multiaxial fatigue failure criteria of metallic materials, *International Journal of Fracture*, 134(3), 267-304.
- [96] Bidouard, H. (2009). Etude de l'effet de surcharges sur la tenue en fatigue à grande durée de vie d'un acier ferrito-bainitique sous chargement d'amplitude variable (Doctoral dissertation, Arts et Métiers ParisTech).
- [97] J. LEMAITRE and J. L. CHABOCHE, *Mechanics of Solid Materials*, Cambridge University Press, Cambridge UK, 1990.
- [98] Cristofori, A., Susmel, L., & Tovo, R. (2008). A stress invariant based criterion to estimate fatigue damage under multiaxial loading. *International Journal of Fatigue*, 30(9), 1646-1658.
- [99] L.G.MELIN, Cycle Count in High Cycle Fatigue of a Multiaxial Random Load: a Comparison of Different Approaches, *Proceedings of the 6th Int. Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue & Fracture, Volume I*. Edited by M.M. de Freitas, Lisbon, Portugal, 2001.
- [100] Bernasconi, A. (2002). Efficient algorithms for calculation of shear stress amplitude and amplitude of the second invariant of the stress deviator in fatigue criteria applications. *International Journal of Fatigue*, 24(6), 649-657.
- [101] K. Dang Van, 1973. Sur la résistance à la fatigue des métaux. *Sciences et techniques de l'Armement*, N° 47, 3ème fascicule, pp. 641-722.
- [102] K.DAN VAN, B.GRIVEAU et O.MESSAGE, On a new multiaxial fatigue criterion. Theory and application. Rapport S .K.F.France 1985.
- [103] K. DANG VAN, Macro-Micro Approach in high-cycle Multiaxial Fatigue. *Advances in Multiaxial Fatigue, A STM STP 1191*. D. L. McDowell and R. Ellis, EDS., American Society for Testing and Materials, Philadelphia 1993, P P. 120-130.

- [104] Maouche, N. (1997). Modélisation des phénomènes d'endommagements dus aux contacts à faible amplitude de débattement (Doctoral dissertation, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées).
- [105] Deperrois A., Sur le calcul des limites d'endurance des aciers. Thèse de l'Ecole Polytechnique, Palaiseau, Juin 1991, 259 p.
- [106] G. SINES et G.OHGI, Fatigue criteria under combined stresses or strains. Journal of Engineering Materials and Technology, 1981, vol.103, pp. 82-90,
- [107] G. Sines, "Behavior of metals under complex static and alternating stresses", in Metal Fatigue, Sines G. and Waisman J.L. Editors, Mc Graw Hill, 1959.
- [108] H. J. GOUGH, H. V. POLLARD et W. J. CLENSHAW, same experiments on the Resistance of metals to fatigue under combined stresses. Aeronautical research council reports and memoranda London, 1951, P. 41.
- [109] B. CROSSLAND, "The effect of pressure on the fatigue of metals. Mechanical Behavior of Materials under Pressure", 1970, pp. 299 -335.
- [110] B. Crossland, "Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel", Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals, Institution of Mechanical Engineers, London, 1956, pp. 138-149.
- [111] Mauduit, C., Kubler, R., Barrallier, L., Berveiller, S., & Puydt, Q. (2015). Modélisation de la tenue en fatigue des aciers à transformation de phase austénite martensite après grenailage de précontrainte. S09b Fabrication, mise en forme: contraintes résiduelles.
- [112] Thierry PALIN-LUC "Introduction au dimensionnement en fatigue des structures sous chargements complexes".
- [113] I.V. Papadopoulos, 1987. Fatigue polycyclique des métaux: une nouvelle approche. Thèse de l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, 18 décembre 1987, P.443.
- [114] NCode Design Life User Guide (2012), "NCode design life user guide", HBM United Kingdom Limited.
- [115] Bouaïcha, A. (2012). Étude de la fatigue d'un bras de suspension en alliage d'aluminium A357 semi-solide élaboré selon le procédé SEED. Université du Québec à Chicoutimi.
- [116] Rahman, M. M., Kadirgama, K., Noor, M. M., Rejab, M. R. M., & Kesulai, S. A. (2009). Fatigue life prediction of lower suspension arm using strain-life approach. European Journal of Scientific Research, 30(3), 437-450.
- [117] M. Sersar, G. Mesmaque, D. Marhabi, J-M. Nianga. Effet de la contrainte moyenne sur le comportement en fatigue des alliages d'aluminium. Matériaux 2006 13-17 Novembre 2006 Dijon, France.

- [118] Lindby, T. and Santos, J.L.T. (1999), “Shape optimization of three-dimensional shell structures with the shape parameterization of a CAD system”, p. 6.2.
- [119] Singh, J. and Saha, S. (2018), “Static structural analysis of suspension arm using finite element method”, IJRET-International Journal of Research in Engineering and Technology, eISSN: 2319-1163 pISSN: 2321-7308.

Annexes

Annexe. I

Méthode RAINFLOW de comptage des cycles

La méthode de comptage des étendues en cascade le plus souvent appelée méthode de Rainflow a été proposée par M. Matsuiski et T. Endo pour compter les cycles ou les demi-cycles d'un signal de déformation-temps. Le comptage est effectué sur la base du comportement contrainte-déformation du matériau. Ceci est illustré dans la figure. II.16 comme le matériau se déforme à partir du point A au point B, il suit un chemin décrit par le cyclique de la courbe contrainte-déformation. Au point B, la charge est inversée et le matériau subi un déchargement au point C, quand la charge est de nouveau à partir de C à D, le matériau se déforme au point B, et la déformation se poursuit le long chemin de A à D, comme si le chargement B-C n'a jamais a lieu [76].

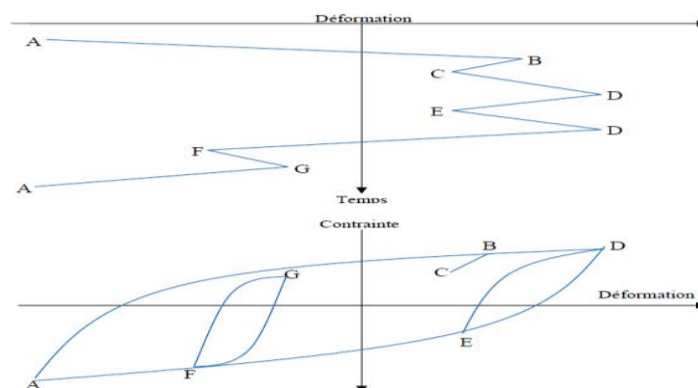


Figure. II. 16 : Cycles de contrainte-déformation

Le signal mesuré, en général, est un chargement aléatoire $\sigma(t)$ n'est pas seulement composé d'un seul sommet entre deux passages par zéro, mais également plusieurs pics apparaissent, ce qui rend difficile la détermination du nombre de cycles absorbés par la structure. Un exemple pour les données aléatoires de contrainte est illustré à la figure. II.17 :

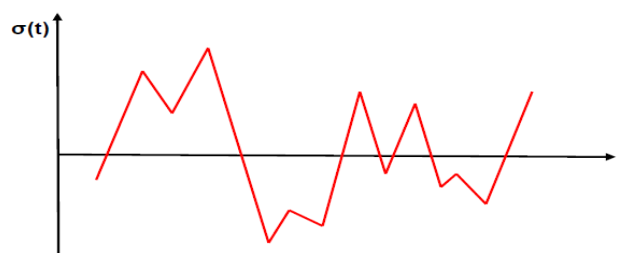


Figure. II. 17: Exemple de données aléatoires de contraintes

Une définition pratique de la méthode de comptage de cycles Rainflow peut être expliquée à partir de la norme ASTM E-1049 [77]

Les Règles de la méthode de Rainflow: sont donnés comme suit :

Soit X désigne la gamme en cour de construction, Y la gamme précédente et adjacente de X et S le point de départ de l'histoire de chargement.

1. Lire le pic suivant, si hors de données, passez à l'étape 6
2. S'il y a moins de trois points, passez à l'étape 1. Formulaire de gammes X et Y en utilisant les trois derniers sommets et les pics qui ne l'ont pas été écartée
3. Comparer les valeurs absolues des gammes X et Y
 - Si $X < Y$, passez à l'étape 1
 - Si $Y \geq X$, passez à l'étape 4
4. Si la gamme Y contient le point de départ S, passez à l'étape 5, sinon, compter la gamme Y comme un cycle et passez à l'étape 2
5. Compter la gamme Y comme un demi cycle, le premier point de pic dans la gamme Y; déplacer le point de départ pour le deuxième point dans la gamme Y; passer à l'étape 2
6. Compter chaque gamme qui n'a pas été considéré comme un demi-cycle.

La figure.II.18est utilisée pour illustrer le processus de comptage. Les détails sur le cycle de comptage sont les suivants:

1. $S = A$; $Y = |A-B|$; $X = |B-C|$; $X > Y$. Y contient S, qui est, point A. On compte $|A-B|$
c

Comme un demi cycle et on élimine le point A, $S = B$ (Figure.II.18b)

2. $Y = |B-C|$; $X = |C-D|$; $X > Y$. Y contient S, qui est le point B. On compte $|B-C|$ comme un demi cycle et on élimine le point B; $S = C$ (Figure. II.18c)
3. $Y = |C-D|$; $X = |D-E|$; $X < Y$
4. $Y = |D-E|$; $X = |E-F|$; $X < Y$
5. $Y = |E-F|$; $X = |F-G|$; $X > Y$. On compte $|E-F|$ comme un cycle et défaire les points E et F (Figure. II. 18d). Un cycle est constitué par la gamme E-F et une partie de la gamme F-G
6. $Y = |C-D|$; $X = |D-G|$; $X > Y$. Y contient S, qui est le point C. On compte $|C-D|$ comme un demi cycle et on élimine le point C. $S = D$ (Figure. II.18e)
7. $Y = |D-G|$; $X = |G-H|$; $X < Y$

8. On compte $|D - G|$ comme un demi cycle, $|G - H|$ comme un demi cycle, et $|H - I|$ comme un demi cycle (Figure. II.18f)
9. Fin de comptage de cycles

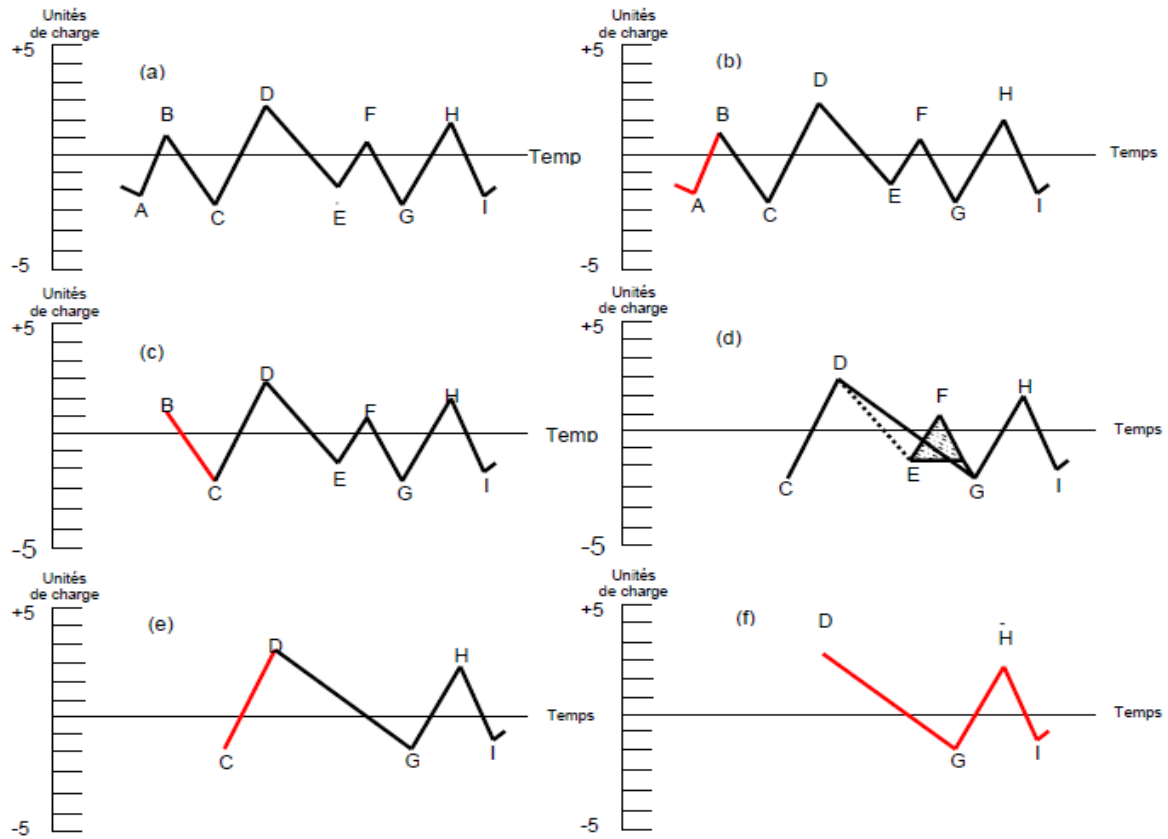


Figure. II.18: Définition pratique de la méthode de Rainflow

Annexe. II

Calcul des efforts statiques au point de contact de la roue

La simulation dynamique des charges nécessite des estimations précises des propriétés de la masse et de l'inertie des composants, qui peuvent ne pas exister au début de la phase de conception. Ainsi, la simulation statique reste utile pour commencer à partir d'une feuille blanche.

Le calcul des efforts au point de contact de la roue est primordial pour effectuer le dimensionnement des composants qui constituent la suspension de la voiture. Ces efforts correspondent au trois cas de chargement possible de la voiture, soit le freinage, l'accélération ou à l'encontre d'un nid de poule.

La première étape du calcul consiste à calculer les efforts aux roues lorsque la voiture est au repos. Celle-ci ne subit aucune accélération autre que celle de la gravité. Nous considérons que le véhicule est sur une route plate sans pente. La figure. IV. 17 illustre le cas étudié :

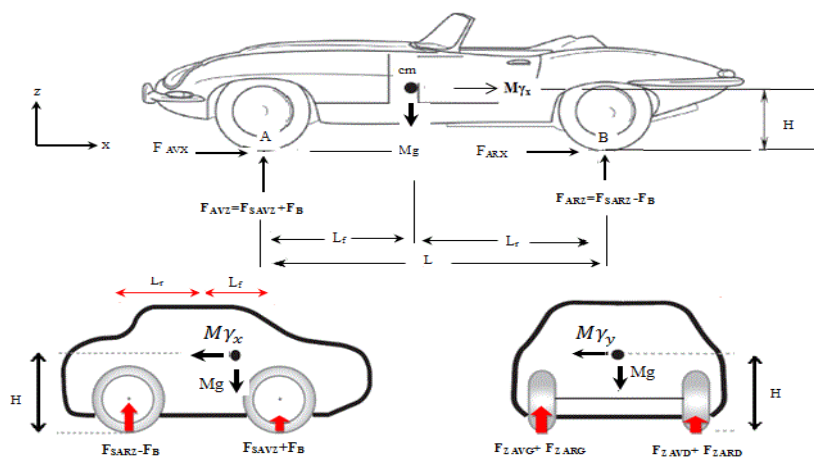


Figure. IV. 16: Chargement statique aux roues

Les efforts de contact roue/sol dépendent fortement des charges verticales appliquées aux roues. Ces efforts verticaux sont principalement dus aux forces de gravité et aux accélérations du véhicule lorsque le véhicule est à l'arrêt ou à vitesse constante,

Afin de calculer ces efforts, il est important de connaître la position du centre de gravité de la voiture par rapport à l'avant, l'arrière, latéralement, et par rapport au sol. Les forces

verticales agissant sur les pneus avant et arrière lorsque le véhicule est à l'arrêt sont calculées par une simple application d'un équilibre statique. Ces forces, F_{SAVZ} pour la roue avant et F_{SARZ} pour la roue arrière, sont données par :

$$\begin{cases} F_{SAVZ} = Mg \frac{L_r}{2(L_f + L_{fr})} \\ F_{SARZ} = Mg \frac{L_F}{2(L_f + L_R)} \end{cases} \quad \text{IV. 1)}$$

On peut noter que la division des charges par 2 dans l'équation (IV.1) consiste simplement à refléter que nous avons affaire à un cas symétrique de sorte que la moitié de la masse soit supportée par les roues de chaque côté du véhicule.

Avec

g : la gravité;

M : la masse du véhicule;

Les notations F_{SAVZ}, F_{SARZ} correspondent respectivement à la force statique avant et arrière suivant la direction Z

L_f+L_r, l'empattement du véhicule;

Si le véhicule freine avec une décélération γ_x comme le montre la figure. IV. 17, La répartition du torseur dynamique sur les roues se traduit par un «transfert de charge» par rapport à la répartition à l'arrêt. Ce transfert se traduit par une augmentation de la charge d'une valeur supplémentaire F_B sur les pneus avant, et une réduction de la même valeur sur les pneus arrière. Celle-ci peut être obtenue par l'équilibre des moments sur l'axe arrière et avant des roues elle est donnée par la relation suivante :

$$F_B = \frac{M\gamma_x H}{2(L_r + L_f)} \quad \text{(IV. 2)}$$

Avec:

γ_x , l'accélération longitudinale du véhicule;

H, la hauteur du centre de gravité par rapport au sol;

Nous pouvons maintenant combiner les forces statiques et dynamiques agissant verticalement sur les roues l'ensemble des forces est donné par :

$$\begin{cases} F_{AVZ} = F_{SAVZ} + F_B \\ F_{ARZ} = F_{SARZ} - F_B \end{cases} \quad (\text{IV. 3})$$

$$\begin{cases} F_{AVZ} = F_{SAVZ} + F_B \frac{M}{2(L_f + L_r)} (L_r g + H_{\gamma x}) \\ F_{ARZ} = F_{SARZ} - F_B \frac{M}{2(L_f + L_r)} (L_f g - H_{\gamma x}) \end{cases} \quad (\text{IV. 4})$$

Sachant que :

$$\begin{cases} L_f + L_r = L \\ F_{AVZ} = F_{SAVZ} + F_B = \frac{MgL_r}{2L} + \frac{M_{\gamma x}H}{2L} \\ F_{ARZ} = F_{SARZ} - F_B = \frac{MgL_f}{2L} + \frac{M_{\gamma x}H}{2L} \end{cases} \quad (\text{IV. 5})$$

Dans la suite du chapitre le cas (freinage/ accélération) longitudinal ne seront pas considérés. Le véhicule est considéré à l'arrêt et la dynamique de la suspension n'est pas prise en compte.

$$\begin{cases} F_{AVZ} = F_{SAVZ} = \frac{MgL_r}{2L} \\ F_{ARZ} = F_{SARZ} = \frac{MgL_f}{2L} \end{cases} \quad (\text{IV. 6})$$

$M = 1000 \text{ Kg}$

$g = 10 \text{ m/s}^2$

$L_r = 80 \text{ cm}$

$L = 160 \text{ cm}$

A.N : $F_{AVZ} = 2500 \text{ N}$

Annexe. III**Programme Fortran pour les 5 critères choisis**

```

PROGRAM CRIT
COMMON /NZONE/ NOMBRE
COMMON /ZONE/ s(5,50)
COMMON /SZONE/ ST(3,3,50)
DIMENSION P(50),TAU(50),RAY1(50)
DIMENSION VALS(3,50)
DIMENSION EPSXX(50),EPSYY(50),EPSXY(50)
CHARACTER*16 CONTR,RES
PRINT*,' *****'
PRINT*,'          CRITERES DE RUPTURE          '
PRINT*,' *****'
PRINT*,''

PRINT*,''
PRINT*,'Quel est le type de fichier ? : '
PRINT*,'1 - Fichier de contraintes ( n temps * 6 composantes )'
PRINT*,'2 - Fichier de d,pouillement de rosette'
PRINT*,''
PRINT*,'Tapez votre choix : '
READ(*,*)FICH
PRINT*,'Quel est le nom du fichier ? : '
READ(*,'(A16)')CONTR
OPEN(8,FILE=CONTR,STATUS='UNKNOWN')
PRINT*,'Quel est le nom du fichier r,sultat ? : '
READ(*,'(A16)')RES
OPEN(9,FILE=RES,STATUS='UNKNOWN')
PRINT*,'Quel est le nombre de points du trajet ? : '
READ(*,*)NOMBRE
IF (FICH.EQ.1) THEN
c ** Lecture d un fichier de contraintes
DO 10 J=1,NOMBRE
READ(8,1000) ST(1,1,J),ST(2,2,J),ST(3,3,J),ST(2,3,J),
* ST(1,3,J),ST(1,2,J)
ST(3,2,J)=ST(2,3,J)
ST(3,1,J)=ST(1,3,J)

```

```

      ST(2,1,J)=ST(1,2,J)
1000  FORMAT(F9.3,1x,F9.3,1x,F9.3,1x,F9.3,1x,F9.3,1x,F9.3)
10   CONTINUE
      ELSE
c   ** Lecture d'un fichier de d,pouillement de rosette
      PRINT*,'Quel est le type de rosette ? : '
      PRINT*,'1 - Rosette ... 45ø '
      PRINT*,'2 - Rosette ... 60ø ou ... 120ø '
      PRINT*,' '
      PRINT*,'Tapez votre choix : '
      READ(*,*)ROSE
      PRINT*,'Quel est le module d"Young ? : '
      READ(*,*)YG
      PRINT*,'Quel est le coefficient de Poisson ? : '
      READ(*,*)POIS
      READ(8,'(A)')
      READ(8,'(I3)')
      DO ISER = 1,NOMBRE
      READ(8,'(A)')
      READ(8,'(I3)')
      READ(8,'(8F10.4)') (VALS(I,ISER),I=1,3)
      ENDDO
c   ** Transformation des d,formations en contraintes *****
      DO I1=1,NOMBRE
      IF (ROSE.EQ.1) THEN
C   Calcul des d,formations pour rosette ... 45ø
          EPSXX(I1)=VALS(1,I1)
          EPSYY(I1)=VALS(2,I1)
          EPSXY(I1)=VALS(3,I1)-(VALS(1,I1)+VALS(2,I1))/2
      ELSE IF (ROSE.EQ.2) THEN
C   Calcul des d,formations pour rosette ... 120ø et ... 60ø
          EPSXX(I1)=VALS(1,I1)
          EPSYY(I1)=2*(VALS(2,I1)+VALS(3,I1))/3-VALS(1,I1)/3
          EPSXY(I1)=(VALS(3,I1)-VALS(2,I1))/SQRT(3.0)
      ENDIF
C   Les d,formations sont transform,es en contrainte
      ST(1,1,I1)=1E-6*YG/(1-POIS*POIS)*(EPSXX(I1)+POIS*EPSYY(I1))
      ST(2,2,I1)=1E-6*YG/(1-POIS*POIS)*(EPSYY(I1)+POIS*EPSXX(I1))
      ST(1,2,I1)=1E-6*YG/(1+POIS)*EPSXY(I1)

```



```

ST(2,1,I1)=ST(1,2,I1)
ST(3,3,I1)=0.0
ST(2,3,I1)=0.0
ST(3,2,I1)=0.0
ST(1,3,I1)=0.0
ST(3,1,I1)=0.0
ENDDO
ENDIF

```

c-----

c CALCUL DE LA PRESSION ET DU DEVIATEUR

c-----

```

SQ=SQRT(2.)
DO I=1,NOMBRE
  P(I)=(ST(1,1,I)+ST(2,2,I)+ST(3,3,I))/3.
  S(1,I)=(ST(1,1,I)-ST(2,2,I))/SQ
  S(2,I)=(ST(1,1,I)+ST(2,2,I)-2.*P(I))*SQRT(1.5)
  S(4,I)=ST(1,3,I)
  S(3,I)=ST(2,3,I)
  S(5,I)=ST(1,2,I)
ENDDO
  PRINT*, '
PRINT*, 'Calage des critères : '
  PRINT*, '1 - avec T,S et F '
  PRINT*, '2 - avec T et S '
  PRINT*, '
  PRINT*, 'Quel est votre choix ? : '
READ(*,*)CAL
  PRINT*, '
  PRINT*, 'Quelle est la valeur de T,'
  PRINT*, '( limite d"endurance en torsion ) ? : '
READ(*,*)TT
  PRINT*, 'Quelle est la valeur de S,'
  PRINT*, '( limite d"endurance en traction-compression ) ? : '
  PRINT*, '( vous pouvez prendre S=0.9*F ) : '
READ(*,*)SS
  IF (CAL.EQ.1) THEN
PRINT*, 'Quelle est la valeur de F,'
  PRINT*, '( limite d"endurance en flexion ) ? : '
READ(*,*)FF
  ELSE

```

```

        FF=SS
    ENDIF
c  ** AFFICHAGE DES RESULTATS DE DANG VAN
    PRINT*,'DANG VAN :'
    CALL DVK(P,FF,TT,V,XNORM,TAU,CRITERE)
    DO 20 K=1,NOMBRE
    WRITE(*,2000) TAU(K),P(K)
2000  FORMAT(F9.3,3x,F9.3)
20  CONTINUE
    PRINT*,'CRITERE = ',CRITERE
    PRINT*,' '
c  ** AFFICHAGE DES RESULTATS DE SINES ET CROSSLAND
    CALL SINCRO(P,FF,TT,TAUSC,PMOY,PMAX,CRITS,CRITC)
    PRINT*,'SINES :'
    PRINT*,'TAU   = ',TAUSC
    PRINT*,'PMOY  = ',PMOY
    PRINT*,'CRITERE = ',CRITS
    PRINT*,' '
    PRINT*,'CROSSLAND : '
    PRINT*,'TAU   = ',TAUSC
    PRINT*,'PMAX  = ',PMAX
    PRINT*,'CRITERE = ',CRITC
    PRINT*,' '
C  ** AFFICHAGE DES RESULTATS DE PAPADOPOULOUS
    CALL PAPADO(P,FF,TT,RAY1,RAYMAX,PMAX,CRITP)
    PRINT*,'PAPADOPOULOS :'
    DO 21 K=1,NOMBRE
    WRITE(*,2000) RAY1(K),P(K)
21  CONTINUE
    PRINT*,'K*   = ',RAYMAX
    PRINT*,'PMAX  = ',PMAX
    PRINT*,'CRITERE = ',CRITP
    PRINT*,' '
c  ** AFFICHAGE DES RESULTATS DE DEPERROIS
    CALL DEP(P,FF,TT,DMAX,DMAXP,A,PMAX,CRITD)
    PRINT*,'DEPERROIS :'
    PRINT*,'DMAX   = ',DMAX
    PRINT*,'DMAXP  = ',DMAXP

```

```
PRINT*,'A    = ',A
PRINT*,'PMAX  = ',PMAX
PRINT*,'CRITERE = ',CRITD
PRINT*,' '
C  ** ECRITURE DANS LE FICHER RESULTAT
WRITE(9,3000)
3000  FORMAT('DANG VAN :')
WRITE(9,3001)
3001  FORMAT('TAU    P')
DO 22 K=1,NOMBRE
WRITE(9,3002) TAU(K),P(K)
3002  FORMAT(F9.3,3x,F9.3)
22  continue
WRITE(9,3003) CRITERE
3003  FORMAT('CRITERE =',F9.3)
WRITE(9,*)
      WRITE(9,3004)
3004  FORMAT('SINES :')
      WRITE(9,3005)
3005  FORMAT('TAU    PMOY')
      WRITE(9,3002) TAUSC,PMOY
      WRITE(9,3003) CRITS
      WRITE(9,*)
      WRITE(9,3006)
3006  FORMAT('CROSLAND :')
      WRITE(9,3007)
3007  FORMAT('TAU    PMAX')
      WRITE(9,3002) TAUSC,PMAX
      WRITE(9,3003) CRITC
      WRITE(9,*)
      WRITE(9,3008)
3008  FORMAT('PAPADOPOULOS :')
      WRITE(9,3009)
3009  FORMAT('K    P')
      DO 23 K=1,NOMBRE
      WRITE(9,3002) RAY1(K),P(K)
23  continue
      WRITE(9,*)'K*  =',RAYMAX
      WRITE(9,*)'PMAX =',PMAX
```

```

WRITE(9,3003) CRITP
WRITE(9,*)
WRITE(9,3011)
3011 FORMAT('DEPERROIS :')
WRITE(9,3012) DMAX
3012 FORMAT('DMAX =',F9.3)
WRITE(9,3013) DMAXP
3013 FORMAT('DMAXP =',F9.3)
WRITE(9,3014) A
3014 FORMAT('A =',F9.3)
WRITE(9,3015) PMAX
3015 FORMAT('PMAX =',F9.3)
WRITE(9,3003) CRITD
WRITE(9,*)
c ** AFFICHAGE ET ECRITURE DES RESULTATS DE PAPADOPOULOS AMELIORE
CALL PAP(P,TT,SS)
CLOSE(8)
CLOSE(9)
END

c =====
c CRITERES DE SINES ET CROSSLAND
c =====

SUBROUTINE SINCRO(P,FF,TT,TAUSC,PMOY,PMAX,CRITS,CRITC)
COMMON /NZONE/ NOMBRE
COMMON /ZONE/ s(5,50)
DIMENSION P(50)
ALPHA1=(3.*TT/FF-SQRT(3.))
BETA1=TT
TAUSC=0.
PMAX=P(1)
PMIN=P(1)
DO T1=1,NOMBRE
DO T2=1,NOMBRE
CALL J1(T1,T2,AJ)
TAUSC=MAX(TAUSC,AJ)
ENDDO
ENDDO
DO T1=1,NOMBRE
PMAX=MAX(PMAX,P(T1))

```

```

      ENDDO
DO T1=1,NOMBRE
PMIN=MIN(PMIN,P(T1))
ENDDO
PMOY=0.5*(PMIN+PMAX)
c      COEFFICIENT DE DANGER
CRITS=(TAUSC+ALPHA1*PMOY-BETA1)/(BETA1-ALPHA1*PMOY)
CRITC=(TAUSC+ALPHA1*PMAX-BETA1)/(BETA1-ALPHA1*PMAX)
c      *****
RETURN
END
c =====
c      CALCUL DE J
c =====
      SUBROUTINE J1(T1,T2,AJ)
      COMMON /ZONE/ s(5,50)
      AJ=0.5*SQRT(0.5*((S(1,T1)-S(1,T2))**2
*      +(S(2,T1)-S(2,T2))**2
*      +2*(S(3,T1)-S(3,T2))**2
*      +2*(S(4,T1)-S(4,T2))**2
*      +2*(S(5,T1)-S(5,T2))**2))
      RETURN
      END
C =====
C      CRITERE DE PAPADOPOULOS
C =====
      SUBROUTINE PAPADO(P,FF,TT,RAY1,RAYMAX,PMAX,CRITP)
      COMMON /NZONE/ NOMBRE
      COMMON /ZONE/ s(5,50)
      DIMENSION P(50),CENTRE(6),STAB(3,3),RAY1(50)
      ALPHA2=(3.*TT/FF-SQRT(3.))
      BETA2=TT
      CALL POLYTOPE(CENTRE,ELMIN)
c !!! RECALALAGE DE ELMIN ( cfs subroutine INCLUS ) !!!
      RAYMAX=(ELMIN*sqrt(2.)-1.)/1.001/sqrt(2.)
      PMAX = -1.0E10
      PMIN = 1.0E10
      doi=1,nombre
      if (P(i).gt.PMAX) PMAX = P(i)

```

```

if (P(i).lt.PMIN) PMIN = P(i)
stab(1,1) = (s(1,i) - centre(1))/sqrt(2.)
.   +(s(2,i) - centre(2))/sqrt(6.)
stab(2,2) = -(s(1,i) - centre(1))/sqrt(2.)
.   +(s(2,i) - centre(2))/sqrt(6.)
stab(3,3) = - stab(1,1) - stab(2,2)
stab(1,2) = s(5,i) - centre(5)
stab(2,1) = s(5,i) - centre(5)
stab(1,3) = s(4,i) - centre(4)
stab(3,1) = s(4,i) - centre(4)
stab(2,3) = s(3,i) - centre(3)
stab(3,2) = s(3,i) - centre(3)
RAY1(i) = sqrt(stab(1,1)**2+stab(2,2)**2+stab(3,3)**2+
. 2.*(stab(1,2)**2+stab(2,3)**2+stab(1,3)**2))/sqrt(2.)
enddo
CRITP = (raymax + alpha2*pmax - beta2)/(beta2-alpha2*pmax)
return
end

c =====
c           CRITERE DE DEPERROIS
c =====

SUBROUTINE DEP(P,FF,TT,DMAX,DMAXP,A,PMAX,CRITD)
common /nzone/ nombre
common /zone/ s(5,50)
dimension p(50),u(5),sp(5,50)
c
ALPHA3=(3.*TT/FF-sqrt(3.))
BETA3=TT
dmax = 0.
dmaxp = 0.

c *****
c plus grand diametre ...
c *****

doi=1,nombre-1
do j=i+1,nombre
dist = (s(1,i)-s(1,j))**2+(s(2,i)-s(2,j))**2
. +2.*((s(3,i)-s(3,j))**2+(s(4,i)-s(4,j))**2
.   +(s(5,i)-s(5,j))**2)

```

```

dist = sqrt(dist)
if (dist.gt.dmax) then
    dmax=dist
    ic = i
    jc = j
endif
enddo
enddo
if(dmax.eq.0.) then
dmaxp = 0.
else
c *****
cdeuxiemediametre ...
c *****
    do k=1,5
    u(k) = (s(k,ic)-s(k,jc))/dmax
    enddo
    do k=1,nombre
    prod = u(1)*s(1,k)+u(2)*s(2,k)
    +2.*(u(3)*s(3,k)+u(4)*s(4,k)+u(5)*s(5,k))
    dokj=1,5
    sp(kj,k) = s(kj,k)-prod*u(kj)
    enddo
    enddo
    doi=1,nombre-1
    do j=i+1,nombre
    dist = (sp(1,i)-sp(1,j))**2+(sp(2,i)-sp(2,j))**2
    +2.*(sp(3,i)-sp(3,j))**2+(sp(4,i)-sp(4,j))**2
    + (sp(5,i)-sp(5,j))**2)
    dist = sqrt(dist)
    if (dist.gt.dmaxp) dmaxp = dist
    enddo
    enddo
endif
c
pmax = -1.0E10
doi=1,nombre
if (p(i).gt.pmax) pmax=p(i)
enddo

```

```

a = sqrt((dmax/2.)**2+(dmaxp/2.)**2)/sqrt(2.)
CRITD = (a + alpha3*pmax - beta3)/(beta3 - alpha3*pmax)
return
end

cc =====
c          CRITERE DE DANG VAN
c =====

          SUBROUTINE DVK(P,FF,TT,V,XNORM,TAU,CRITERE)
COMMON /NZONE/ NOMBRE
          COMMON /ZONE/ s(5,50)
          DIMENSION STAB(3,3),CENTRE(6),D(3),V(3),XNORM(3,3)
          DIMENSION P(50),TAU(50)
          CRITMAX=-1.E10
          alpha4=(3.*TT/FF-1.5)
          beta4=TT
          CALL POLYTOPE(CENTRE,RAY)
          DO I=1,NOMBRE
              STAB(1,1)= (S(1,I)-CENTRE(1))/sqrt(2.)
*              +(S(2,I)-CENTRE(2))/SQRT(6.)
              STAB(2,2)=- (S(1,I)-CENTRE(1))/sqrt(2.)
*              +(S(2,I)-CENTRE(2))/SQRT(6.)
              STAB(3,3)=-STAB(1,1)-STAB(2,2)
              STAB(1,2)=S(5,I)-CENTRE(5)
              STAB(2,1)=S(5,I)-CENTRE(5)
              STAB(1,3)=S(4,I)-CENTRE(4)
              STAB(3,1)=S(4,I)-CENTRE(4)
              STAB(2,3)=S(3,I)-CENTRE(3)
              STAB(3,2)=S(3,I)-CENTRE(3)
              CALL DIAGO(STAB,D)
cc          CLASSEMENT DES VALEURS PROPRES
c          D3=ABS(D(1)-D(2))
              D2=ABS(D(1)-D(3))
              D1=ABS(D(3)-D(2))
              IF (D1.LT.(1.E-04)) D(2)=D(3)
              IF (D2.LT.(1.E-04)) D(1)=D(3)
              IF (D3.LT.(1.E-04)) D(2)=D(1)
              N1=1
              N2=2
              N3=3

```



```

IF (D(2).GE.D(1).AND.D(3).GE.D(2)) THEN
N1=3
  N2=2
  N3=1
ENDIF
IF (D(2).GE.D(3).AND.D(3).GE.D(1)) THEN
N1=2
  N2=3
  N3=1
ENDIF
IF (D(3).GE.D(1).AND.D(1).GE.D(2)) THEN
  N1=3
  N2=1
  N3=2
ENDIF
IF (D(1).GE.D(3).AND.D(3).GE.D(2)) THEN
N1=1
  N2=3
  N3=2
ENDIF
IF (D(2).GE.D(1).AND.D(1).GE.D(3)) THEN
  N1=2
  N2=1
  N3=3
ENDIF
TAU(I)=ABS(D(N1)-D(N3))/2.
c *****
c COEFFICIENT DE DANGER
CRIT=(TAU(I)+alpha4*P(I)-beta4)/(beta4-alpha4*P(I))
c *****
IF (CRIT.GT.CRITMAX) THEN
CRITMAX = CRIT
  V(1) = D(N1)
V(2) = D(N2)
V(3) = D(N3)
XNORM(1,1) =STAB(1,N1)
XNORM(2,1) =STAB(2,N1)
XNORM(3,1) =STAB(3,N1)
XNORM(1,2) =STAB(1,N2)

```

```
XNORM(2,2) =STAB(2,N2)
XNORM(3,2) =STAB(3,N2)
XNORM(1,3) =STAB(1,N3)
XNORM(2,3) =STAB(2,N3)
XNORM(3,3) =STAB(3,N3)
ENDIF
ENDDO
  CRITERE=CRITMAX
RETURN
END
```

Résumé

La connaissance des causes de l'endommagement des matériaux est une priorité absolue pour les ingénieurs de conception afin d'éviter la rupture soudaine des équipements en service. L'une des raisons les plus importantes de la rupture des matériaux est la fatigue, ce phénomène peut être défini comme l'endommagement du métal sous contraintes répétées et inférieures à la limite d'élasticité. L'objectif essentiel de cette étude est la modélisation et le dimensionnement en fatigue d'une pièce automobile entre autre le bras de suspension. Une approche en déformation celle Manson-Coffin a été choisie et appliquée pour trois alliages d'aluminium choisis, la simulation numérique a été réalisée dans le module de fatigue « AnsysNcode design life » pour prédire le comportement en fatigue des trois matériaux ce qui a permis de statuer sur le matériau qui offre une meilleure résistance à la fatigue, un autre objectif a été visé, est l'application des critères de fatigue multiaxiale choisis pour le dimensionnement de la structure, le but était d'estimer le coefficient de danger associé à chaque critère. Leurs modèles mathématiques ont été intégrés dans un programme Fortran. La simulation numérique a été réalisée dans ABAQUS pour estimer le champ des contraintes régnant dans la structure.

Mots clé: Endommagement, fatigue multiaxiale, approche en déformation, critère, champ de contraintes, coefficient de danger.

Abstract

Knowing the causes of material damage is a top priority for design engineers to avoid sudden breakage of equipment in service. One of the most important reasons for material failure is fatigue this phenomenon can be defined as damage to the metal under repeated stress and below the yield stress. The main objective of this study has been the modeling and the design during fatigue of a car part, among others the suspension arm. A Manson-Coffin strain approach was chosen and applied for three selected aluminum alloys, the numerical simulation was carried out in the fatigue module "AnsysNcode design life" to predict the fatigue behavior of the three materials which allowed deciding on the material that offers a better resistance to fatigue. Another objective was targeted that is the application of the multiaxial fatigue criteria chosen for the structure design, the aim was to estimate the danger coefficient associated with each criterion. Their mathematical models have been integrated into a FORTRAN program. The numerical simulation has been realized in ABAQUS to estimate the field of the constraints reigning in the structure.

Keywords: Damage, multiaxial fatigue, strain approach, criterion, stress field, danger coefficient.

ملخص

تعتبر معرفة أسباب أضرار المواد أولوية لمهندسي التصميم لتفادي الانهيار المفاجئ للمعدات أثناء الخدمة. واحدة من بين أهم أسباب فشل المواد هو التعب، ويمكن تعريف هذه الظاهرة كتلف المعدن تحت تأثير الإجهادات المتكررة و أقل من حد مقاومة المرونة. الهدف الرئيس من هذه الدراسة هو النمذجة والتصميم أثناء تعب لقطعة سيارة من بينها ذراع التعليق. لقد تم اختيار وتطبيق مقاربة مانسونكوفين لثلاث سبائك الألمنيوم، المحاكاة العددية تم تطبيقها في وحدة التعب « AnsysNcode design life » و ذلك للتنبؤ بسلوك للمواد الثلاث التي تسمح بمقاومة أفضل للتعب. الهدف الآخر هو تطبيق معيار التعب المتعدد المحاور المختار لتصميم الهيكل، والهدف من ذلك هو تقدير معامل الخطر المرتبط بكل معيار. و قد تم دمج النماذج الرياضية الخاصة بهم في برنامج Fortran. و قد تم إجراء المحاكاة العددية في ABAQUS لتقدير مجال القيود التي تسود الهيكل.

الكلمات المفتاحية: الضرر، التعب المتعدد المحاور، مقارنة التشوه، المعيار، مجال الضغط، معامل الخطر.