الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DJILLALI LIABES DE SIDI BEL ABBES

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



Présenté par SARDI Noureddine

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MAGISTER

Filière : Génie Mécanique

Option : Endommagement Et Fiabilité Des Structures

Intitulé

Étude de l'estimation de la durée de vie en flexion rotative

<u>Devant le jury composé de</u>

M. BENGUEDIAB Mohamed BOUCHOUICHA Benattou MILOUDI Abdelkader ZEMRI Mokhtar

Professeur UI Professeur UI MCA Un Professeur UI

UDL-SBA UDL-SBA Université de Mascara UDL-SBA Président Examinateur Examinateur Encadreur

Année Universitaire : 2015-2016

Dédicaces

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

A la mémoire de mon défunt Père

A Ma Mère qui a était toujours à mes cotés

A Mes beaux frères et mes belles sœurs

A Mes neveux et nièces

A tous mes amis qui m'ont toujours guidés et soutenu

A tous mes collègues et tous mes proches.

Remerciements

Avant tout, je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donné la force pour accomplir ce mémoire.

Il m'a été très difficile d'écrire cette page par souci d'oublier les nombreuses personnes qu'il me faut citer pour leur aide, leur accueil, leur soutien... ! Qu'elles soient toutes assurées de ma plus profonde reconnaissance même si leur nom n'y figure pas !

Je teins à exprimer mes plus vifs remerciements à monsieur **ZEMRI Mokhtar** qui fut pour moi un encadreur de mémoire attentif et disponible malgré ses responsabilités nombreuses. Je lui suis très reconnaissant pour la liberté qu'il a bien voulu me laisser. Sa compétence, sa clairvoyance, son humanisme, m'ont beaucoup appris.

Je suis extrêmement reconnaissant à monsieur **BOUCHOUICHA Benattou** pour l'aide qu'il m'a fournie à mes débuts dans la recherche (en particuliers en mécanique) et pour ses avis toujours éclairés, pour sa grande disponibilité ainsi que son dynamisme et son ouverture d'esprit. J'ai beaucoup appris à son contact.

Je présente aussi mes remerciements à monsieur **M. BENGUEDIAB Mohamed** pour avoir accepté de présider mon jury de soutenance de mémoire. Je tiens également à remercier monsieur **MILOUDI Abdelkader** d'avoir accepté de participer au jury de ce mémoire.

Merci à mes amis pour l'affectueuse amitié dont ils ont toujours fait preuve. Je remercie tout particulièrement mon cher ami **SLIMANE Abdelkader**.

Enfin j'adresse toute mon affection à ma très chère Maman, mes frères et sœurs.

Sommaire

DÉDICACES REMERCIEMENTS NOTATIONS

INTRODUCTION GENERALE	2
CHAPITRE I : APERÇU SUR LE PHÉNOMÈNE DE FATIGUE	
I.1 Facies caractéristiques des ruptures en fatigue à l'examen optique	5
I.1.1 Fatigue sous sollicitations de flexion/ flexion rotative	5
I.1.2 Fatigue sous sollicitations de torsion	6
I.1.3 Fatigue sous sollicitations combinées (flexion rotative-torsion)	7
I.2 Définition et symbolisation des termes utilisés en fatigue	7
I.2.1 Contraintes appliquées	7
I.2.1.1 Contrainte nominale	8
I.2.1.2 Cycle de contrainte	8
I.2.1.3 Termes et symboles pour décrire les cycles de contrainte	9
I.2.2 Types de cycles de contrainte	9
I.3 Termes et symboles relatifs aux essais de fatigue	10
I.3.1 Limites de fatigue	10
I.3.2 Limite d'endurance	11
I.3.3 Rapport d'endurance	11
I.3.4 Durée de vie	11
I.4 Stades d'endommagement de fatigue	11
I.5 Diagrammes représentatifs et courbe de la fatigue	13
I.5.1 Courbe de Wöhler	14
I.5.2 Équations et représentation analytique de la courbe de Wöhler	16
I.5.3 Diagrammes d'endurance	18
I.5.3.1 Diagramme de Haigh	18
I.5.3.2 Diagramme de Goodman-Smith	20
CHADITDE II - CONCEDT EIABII ISTE ET COMDTACE DE LA DIDÉE D	e vie
UNAFIIKE II ; UUNUEF I FIADILISTE ET UUMPTAGE DE LA DUKEE D	E VIË
II.1 Aspect fiabiliste	23
	22

II.1.1 Objectifs et intérêts de la fiabilité en mécanique	23
II.1.2 Principales caractéristiques probabilistes de la fiabilité	23
II.1.2.1 Fonction de la fiabilité ou survie	23
II.1.2.2 Taux de défaillance instantané	24

II.2 Modèle de prévision de durée	25
II.2.1 Critères en contrainte	25
II.2.1.1 Critère de Sines	25
II.2.1.2 Critère de Crossland	26
II.2.2 Critères en déformation	27
II.2.3 Critères énergétiques	27
II.2.3.1 Loi linéaire de Miner	27
II.2.3.1.1 Description de la loi	27
II.2.3.1.2 Avantages et inconvénients	30
II.3 Méthodes d'essai en limite d'endurance	31
II.3.1 Méthode des "Probits"	31
II.3.1.1 Principe	31
II.3.1.2 Condition d'exécution de la méthode	32
II.3.1.3 Validité de la méthode	32
II.3.2 Méthode l'escalier	32
II.3.2.1 Principe	32
II.3.2.2 Condition d'exécution de la méthode	32
II.3.2.3 Validité de la méthode	
II.3.3 Méthode de reclassement des données	33
II.3.3.1 Principe	33
II.3.3.2 Condition d'exécution de la méthode	
II.3.3.3 Valeur de la méthode	33
II.3.4 Méthode d'itération	34
II.3.4.1 Principe	34
II.3.4.2 Condition d'exécution de la méthode	34
II.3.4.3 Validité de la méthode	35
II.3.5. Méthode des K éprouvettes non-rompues	35
II.3.5.1. Condition d'exécution de la méthode	35
II.3.5.2. Validité de la méthode	35
II.4 Relations entre l'endurance et les caractéristiques mécaniques	
II.4.1 Estimation de σ_D	36
II.5 Facteurs influençant la durée de vie en fatigue	36
II.5.1 Facteurs d'ordre métallurgique.	36
II.5.2 Facteurs d'ordre mécanique	

II.5.3 Facteurs d'ordre géométrique	38
II.5.4 Facteurs environnementaux	38

CHAPITRE III : DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL ET PROCÉDURES D'ESSAIS

III.1 Choix de Matériau	41
III.1.1 Matériau étudie	41
III.1.2 Caractéristiques mécaniques monotones	41
III.1.3 Éprouvettes d'essai	41
III.2 Procédures d'essais	42
III.2.1 Description de l'essai	42
III.2.2 Dispositif d'essais	42
III.2.2.1 Machine d'essai	42
III.2.2.1.1 Description générale et données techniques	42
III.2.2.1.2 Instructions de service	43
III.2.2.1.3 Masses utilisées	44

CHAPITRE IV : RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET SIMULATION NUMÉRIQUE

IV.1 Résultats expérimentaux	45
IV.1.1 Estimation de la limite d'endurance	45
IV.1.2 Estimation de la durée de vie	46
IV.2 Simulation numérique	49.
IV.2.1 Présentation de langage et démarches de la simulation	49
IV.2.1.2 Géométrie de l'éprouvette	50
IV.2.1.3 Propriétés et données de matériau	50
IV.2.1.4 Maillage de l'éprouvette	51
IV.2.1.5 Chargement des contraintes et conditions aux limites	51
IV.2.2 Résultats et discussions	54
IV.2.2.1 Calcul des contraintes	54
IV.2.2.2 Calcul des déformations et de l'énergie de déformation	55
IV.2.2.3 Calcul de déplacement	58
IV.2.2.2 Estimation de la durée de vie et limite d'endurance	

CONCLUSION	64
REFERENCES BIBLIOGRAPHIES	63

Notations

Symbole	Désignation	Unité
σ_a	Amplitude de la contrainte alternée	MPa
σ_m	Contrainte moyenne	MPa
σ_D	Limite de fatigue	MPa
$\sigma_D(N)$	Limite d'endurance à N cycles	MPa
σ_{max}	Contrainte maximale	MPa
σ_{min}	Contrainte minimale	MPa
R_e	Limite d'élasticité	MPa
R_m	Résistance à la traction	MPa
$ au_m$	Contrainte de cisaillement moyenne	MPa
$ au_a$	Amplitude de la contrainte de cisaillement	MPa
Ν	Nombre de cycles	cycles
N_r	Nombre de cycles à rupture	cycles
3	Déformation	%
F	Force	N
Ι	Moment d'inertie	/mm ⁴
Е	Module d'élasticité ou module d'Young	GPa - Mpa
М	Moment de flexion	N.m
R	Rapport de charge	

Introduction Générale

Toute pièce mécanique en fonctionnement normal est soumise à un certain nombre de sollicitations d'origines diverses, de valeurs maximales généralement connues mais variables dans le temps - modestes par rapport aux caractéristiques mécaniques du matériau utilisé. La répétition de ces efforts mène la pièce ou la structure à la rupture, ce qui est appelé phénomène de fatigue.

La fatigue correspond aux matériaux métalliques et non-métalliques. La première étude en fatigue a été réalisée sur des matériaux métalliques en 1829 par W.A. J. Albert qui était un ingénieur des mines allemand. Cependant, ce domaine a commencé à se développer avec l'augmentation de l'usage des structures en fer particulièrement dans la fabrication des ponts et des chemins fer.

Le problème de la fatigue des structures est présent dans les domaines maritimes, aéronautiques, mécaniques et bien d'autres encore. Les premières études systématiques de ce phénomène, furent effectuées en 1869 par l'ingénieur des chemins de fer bavarois A. Wöhler, dans le cadre de recherches sur la rupture des essieux de wagon. Il supposa que, comme dans un organisme vivant, la répétition de contraintes « fatiguait » le matériau en réduisant ses capacités de résistance. Cette idée ne correspond pas à la réalité physique, mais le terme est resté comme nom générique de ce phénomène. L'étude de la fatigue des matériaux fait l'objet, aujourd'hui encore, de nombreux travaux de recherche, pour les métaux essentiellement. Le problème physique de la fatigue est lié à la micro géométrie de la surface du matériau et à sa structure atomique même, et donc à sa composition chimique.

L'objet de cette étude est d'étudier le comportement d'un PEHD (**PolyÉthylène à Haute Densité**) sous sollicitations de contraintes périodiques à amplitude constante, analogue à celles qui se produisent dans la pratique lors des sollicitations de service. Nous avons examiné plus particulièrement, les points suivants :

- 1. le comportement en fatigue de la nuance étudiée (PEHD), en réalisant des essais dynamiques en flexion rotative.
- l'analyse statistique et dynamique des résultats et le tracé des courbes de Wöhler probabilisées.

Ce travail comporte quatre chapitres :

Après une introduction, un premier chapitre est consacré à une étude bibliographique qui collecte les rappels de définitions, de diagrammes représentatifs de la fatigue, de l'endommagement par fatigue ainsi que les facteurs qui peuvent influer sur l'endurance d'une pièce ou d'une structure ; Un deuxième chapitre explique le concept fiabiliste ainsi que les méthodes d'essais utilisées pour l'estimation de la limite d'endurance ;

Un troisième chapitre cite les caractéristiques mécaniques monotones du matériau étudié (PEHD 100) et explique les procédures expérimentales et enfin un quatrième chapitre est consacré à regrouper les résultats expérimentaux et numériques obtenus et faires les comparaisons.

Le manuscrit se termine par une conclusion générale.

Chapitre I Aperçu sur le phénomène de fatigue

I.1 FACIÈS CARACTÉRISTIQUES DES RUPTURES EN FATIGUE À L'EXAMEN OPTIQUE

À l'examen optique (œil, éventuellement loupe ou loupe binoculaire) il est souvent possible d'observer un certain nombre de caractéristiques sur la section de la rupture intéressée par la fatigue et en fonction du matériau et des conditions de sollicitations [1].

I.1.1 Fatigue sous sollicitations de flexion/ flexion rotative

a) Flexion plane [2]

Pour une éprouvette lisse cylindrique de révolution chargée en flexion plane, le tenseur des contraintes s'exprime en un point M(x, y) d'une section droite (dans la zone à moment constant) sous la forme ci-dessous :

$$\sum(M,T) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_m \frac{y}{R} + \sigma_a \sin(\omega t) \frac{y}{R} \end{pmatrix}_{\vec{x},\vec{y},\vec{z}}$$
(I.1)

Où y représente la distance du point M par rapport à la fibre neutre et R désigne le rayon de l'éprouvette.



Figure I.1 : Sollicitation de flexion plane 4 appuis sur éprouvette lisse cylindrique de révolution

b) Flexion rotative [2]

Pour un chargement de flexion rotative symétrique ou dissymétrique (c'est-à-dire avec un chargement moyen de flexion plane) sur une éprouvette lisse cylindrique de révolution, de rayon R, le tenseur des contraintes s'exprime en un point M d'une section droite (dans la zone à moment constant) par :

$$\sum(M,T) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_m \frac{b}{R} + \sigma_a \sin(\omega t) \frac{r}{R} \end{pmatrix}$$
(I.2)

Où r est le rayon du point courant M par rapport à l'axe longitudinal \vec{z} de l'éprouvette.





I.1.2 Fatigue sous sollicitations de torsion [2]

Pour un chargement de torsion sur éprouvette lisse cylindrique de révolution de rayon R, le tenseur des contraintes en un point M $(r; \theta; z)$ d'une section droite est donnée par l'équation I.3 en coordonnées cylindriques, où \vec{z} est l'axe longitudinal de l'éprouvette, et r représente le rayon courant du point M $(r; \theta; z)$.

$$\sum(M,T) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \tau_m + \tau_a \sin(\omega t) \frac{r}{R} \\ 0 & \tau_m + \tau_a \sin(\omega t) \frac{r}{R} & 0 \end{pmatrix}$$
(I.3)



I.1.3 Fatigue sous sollicitations combinées (flexion rotative-torsion) [2]

Pour un chargement de flexion rotative symétrique et de torsion avec valeur moyenne combinée sur une éprouvette lisse cylindrique de révolution de rayon R, le tenseur des contraintes en un point M d'une section droite est donné :

$$\sum(M,T) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \tau_m + \tau_a \sin(\omega t + \emptyset) \frac{r}{R} \\ 0 & \tau_m + \tau_a \sin(\omega t + \emptyset) \frac{r}{R} & \sigma_m \frac{y}{R} + \sigma_a \sin(\omega t) \frac{y}{R} \end{pmatrix}$$
(I.4)

 ϕ Représente le déphasage entre la contrainte axiale σ_{zz} et le cisaillement τ ; r est le rayoncourant du point M par rapport à l'axe de l'éprouvette.



Figure I.4 : Sollicitation de flexion rotative-torsion sur éprouvette lisse cylindrique de révolution

I.2 DÉFINITION ET SYMBOLISATION DES TERMES UTILISÉS EN FATIGUE

I.2.1 Contraintes appliquées

En service ou au cours d'essai de laboratoire, les efforts appliqués peuvent être des sollicitations de type simples, par exemple de traction-compression, de flexion ou de torsion, ou résulter d'une combinaison de ces sollicitations.

Selon le renseignement cherché, les sollicitations appliquées dans les essais de fatigue peuvent, de même, être d'un des types ci-dessous ou représenter une combinaison de deux ou plusieurs d'entre-deux. Quel que soit le mode de sollicitation, simple ou combiné, les contraintes normales et/ou les contraintes tangentielles (contraintes de cisaillement) développées dans l'éprouvette, varieront suivant une fonction du temps, comme le montre la figure I.5.



Figure I.5 : Différents types de sollicitations

I.2.1.1 Contrainte nominale

Elle est calculée par rapport à la section nette de la pièce ou de l'éprouvette considérée, à l'aide des formules usuelles de la résistance des matériaux (RDM) relative au domaine élastique. Elle ne fait pas intervenir la concentration de contrainte due à des entailles, ou à d'autres causes, La contrainte normale est exprimée par σ , la contrainte de cisaillement (*ou* de torsion) par τ [1].

I.2.1.2 Cycle de contrainte

C'est la répétition périodique de la fonction contrainte-temps.



Figure I.6 : Cycles de contrainte

La contrainte sinusoïdale peut être considérée comme la superposition d'une contrainte alternée σ_a et une contrainte statique appelée contrainte moyenne σ_m [3].

I.2.1.3 Termes et symboles pour décrire les cycles de contrainte [1]

* Contrainte maximale (σ_{max}, τ_{max})

C'est la valeur maximale algébrique de la contrainte au cours d'un cycle de contrainte.

* Contrainte minimale (σ_{min}, τ_{min})

C'est la valeur minimale algébrique de la contrainte au cours d'un cycle de contrainte.

***** Contrainte moyenne (σ_m, τ_m)

Définie par la valeur algébrique :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \tag{I.5}$$

* Amplitude de contraintes (σ_a, τ_a)

Appelée aussi contrainte alternée définie par la valeur algébrique :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \tag{I.6}$$

***** Rapport de contrainte R_{σ} :

Défini par le rapport algébrique :

$$R_{\sigma} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \tag{I.7}$$

* Étendue variation de la contrainte ($2\sigma_a, 2\tau_a$)

C'est la différence algébrique entre la contrainte maximale et la contrainte minimale du cycle de contrainte :

$$2\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \tag{I.8}$$

I.2.2 Types de cycles de contrainte

* Contrainte purement alternée

C'est la contrainte qui varie entre des valeurs égales dans le sens positif et négatif. (Pour ce cycle de contrainte : τ_m ou σ_m =0).

• Contrainte alternée

C'est la contrainte qui évolue entre une valeur maximale positive et une valeur

minimale négative dont les valeurs absolues sont différentes.

• Contrainte répétée

C'est la contrainte qui varie entre la valeur a et une valeur maximale positive ou entre 0 et une valeur maximale négative.

• Contrainte ondulée

C'est la contrainte qui varie entre les valeurs maximale et minimale qui sont de même signe.

• Nombre de cycles (n)

C'est le nombre de répétitions du cycle de contrainte au cours de l'essai de fatigue.

• Nombre de cycles à rupture (N)

C'est le nombre de répétitions du cycle de contrainte jusqu'à rupture.

• Rapport du nombre de cycles $\frac{n}{N}$

C'est le rapport du nombre de répétitions n de cycles de contraintes réalisé à la même amplitude de contrainte au nombre de répétitions N du même cycle de contrainte nécessaire pour obtenir la rupture.

• Fréquence(f)

Nombre de cycles de contrainte appliqués par unité de temps (cycle par seconde ou par minute).

I.3 TERMES ET SYMBOLES RELATIFS AUX ESSAIS DE FATIGUE

I.3.1 Limite de fatigue

Pour certains matériaux, il est difficile d'évaluer la limite de fatigue σ_D on introduit la notion de limite de fatigue conventionnelle σ_D (N) (ou limite d'endurance). Il s'agit de la plus grande amplitude de la contrainte pour laquelle on constate 50% de rupture après N cycles de la sollicitation. Selon le cas N varie entre 10⁶ à 10⁹ cycles (> supérieur à la durée de vie envisagée pour la pièce) [1].

I.3.2 Limite d'endurance

C'est pour une contrainte moyenne σ_m donnée, l'amplitude de contrainte pour laquelle il est constaté 50 % de rupture après un nombre fini N (appelé censure) de cycles, Cette valeur peut être déterminée à l'aide de méthodes statistiques, Dans le cas des aciers, la censure est généralement de 10⁷ cycles, mais on peut déterminer expérimentalement la limite d'endurance pour des censures différentes suivant la nature du matériau ou de la pièce essayée:

I.3.3 Rapport d'endurance

Dans la pratique, il est parfois intéressant de rapporter la limite d'endurance il la charge de rupture à la traction du matériau essayé en fatigue, On définit ainsi le rapport d'endurance R :

$$R = \frac{\sigma_D (N)}{R_m} \tag{I.9}$$

I.3.4 Durée de vie

On appelle durée de vie ou endurance en fatigue, le nombre de cycles de contrainte N nécessaires pour que l'éprouvette ou la pièce se rompe pour un cycle de contraintes (σ_a , σ_m).

Ces valeurs peuvent être déterminées à l'aide de méthodes statistiques.

I.4 STADES D'ENDOMMAGEMENT ET RÉGIME DE FATIGUE

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

a) Amorçage d'une microfissure

Lors de l'application d'efforts cycliques, des extrusions/intrusions apparaissent en surface dans les zones de concentration de contrainte locales et se propagent de façon transgranulaire à travers quelques grains selon les plans de glissement (scission maximale). Des microfissures ou autres défauts microscopiques peuvent également être présents suite à la mise en forme [3].



Figure I.7 : Représentation schismatique du stade d'amorçage

b) Propagation d'une fissure

A une certaine profondeur, la fissure quitte le plan de scission maximale et change de direction pour se propager globalement de façon intergranulaire dans le plan perpendiculaire à la contrainte de traction maximale [3].

La MLR permet le calcul de la durée de vie d'une structure soumise à des sollicitations cyclique (phénomène de fatigue). La vitesse de propagation des fissures est alors caractérisée par un paramètre tel que le FIC ; et la taille critique de défaut à ne pas dépasser est directement liée à la ténacité du matériau ; la propagation de fissure da/dN est généralement représentée par la relation empirique de Paris :

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \tag{I.10}$$

Où ΔK est l'amplitude du facteur d'intensité des contraintes et C et m sont des constantes du matériau.

c) Rupture

Lorsque la fissure atteint une taille critique où la surface portante restante n'est plus suffisante pour résister à la contrainte normale, il y a rupture de la pièce.



Figure I.8 : Propagation des fissures de la fatigue [4]

I.5 DIAGRAMMES REPRÉSENTATIFS ET COURBE DE LA FATIGUE

Pour présenter de manière facilement utilisable les résultats d'essais de fatigue, il existe un assez grand nombre de méthodes ou arrangement possibles, des paramètres utilisés en fatigue :

- Temps : sous la forme d'un nombre de cycles N.
- Statiques (Re, Rm);
- Dynamiques ($\sigma_m, \sigma_a, \sigma_{max}, \sigma_{min}, \sigma_D$); statiques (*Re*, *Rm*);

Parmi toutes les méthodes existantes, nous développerons les plus utilisées et les plus riches en renseignements.

I.5.1 Courbe de Wöhler

Cette courbe est appelée courbe S.N (Stresses - Number of cycles) dans les pays anglo-saxons.

Universellement connue, la courbe de Wöhler est la plus ancienne et la seule qui permette de visualiser la tenue de la pièce ou des matériaux dans tout le domaine de fatigue.

Chaque pièce est soumise à des cycles d'efforts périodiques ; N_R est le nombre de cycles au bout duquel la rupture se produit. Pour plus de commodité, ce nombre N_R est reporté en abscisse sur une échelle logarithmique et la contrainte est reportée en ordonnée sur une échelle linéaire.

Pour tracer une telle courbe, on réalise généralement des essais à contrainte moyenne constante et on fait varier l'amplitude du cycle de contrainte appliqué.



Figure I.9 : Courbe de Wöhler

Ainsi, à chaque pièce essayée correspond donc un point du plan (σ_a ; N)et à partir d'un certain nombre d'essais à contraintes généralement décroissantes, on peut tracer une courbe qui à l'allure suivante :

La courbe de Wöhler présente en général une asymptote horizontale correspondant à une contrainte dont la valeur est, par définition, la limite de fatigue, figure I.9. C'est le cas des aciers. En revanche, pour certains alliages d'aluminium, de cuivre, ou de titane et des aciers inoxydables austénitiques. La courbe de *Wöhler* ne prend pas cette allure horizontale pour les grands nombres de cycles et des essais à de plus grande durée de vie sont nécessaires. Par ailleurs dans le cas de fatigue d'aciers en présence de corrosion la limite de fatigue n'existe

plus et il y a toujours rupture.

La courbe de Wöhler comprend trois domaines :

- ✤ Fatigue olygocyclique : où les ruptures précédées d'une déformation plastique globale notable surviennent après un petit nombre de cycle (N_R≤10⁵). 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.
 - 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.

✤ Endurance limitée : où 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 d'ensemble, mesurable. 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 ; l'état final cependant dépend de l'état initial de la structure.

Endurance illimitée : où les ruptures ne se produisent pas avant un nombre de cycles supérieur à la durée de vie envisagée de la pièce.



Figure I.12 : Adaptation

I.5.2 Équations et représentation analytique de la courbe de Wöhler [6]

 $\sigma_{
m min}$

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.

Parmi toutes les formules qui relient la contrainte alternée appliquée en essai σ_a au nombre de cycles à rupture N_R ; et à la limite de fatigue σ_D , nous ne retiendrons que celles qui représentent le mieux les résultats d'essais de fatigue à savoir :

• Formule de Wöhler (1870)

$$\sigma_a = a - b \log N_R \tag{I.11}$$

avec a > 0 et b > 0

Cette relation ne décrit pas la totalité de la courbe puisque σ ne tend pas vers une limite σ_D lorsque $N \rightarrow \infty$. Elle ne représente que la partie d'endurance limitée.

• Formule de Basquin (1910)

$$\ln \sigma_a = a - b \log N_R \tag{I.12}$$

avec a > 0 et b > 0

Où

$$N_R \sigma_{\alpha}^{\beta} = C$$

En posant: $\beta = 1/b$ et $\ln c = \alpha/\beta$: *b* est nommé index de la courbe de fatigue.

Dans l'expression $N_R \sigma_{\alpha}^{\beta} = C$, la contrainte tend vers zéro quand *N* tend vers l'infini. Cette relation n'est donc représentative de la courbe de Wöhler que dans sa partie II. Par ailleurs, elle représente une droite dans des axes logarithmiques et non dans des axes semi-Logarithmiques.

• Formule de Stromeyer (1914)

$$\ln(\sigma_a - \sigma_D) = a - b \log N_R \quad \text{et} \quad \sigma_a = \sigma_D + \left(\frac{c}{N_R}\right)^{\frac{1}{b}}$$
(I.13)
avec a > 0 et b > 0

Ici σ tend vers σ_D quand N tend vers l'infini.

• Formule de Palmgreen (1924)

$$\sigma_a = \sigma_D + \left(\frac{c}{A+N_R}\right)^{\frac{1}{b}} \tag{I.14}$$

Cette relation s'ajuste mieux aux courbes expérimentales que celle de Stromeyer.

• Formule de Weibull (1949)

$$\frac{\sigma_a - \sigma_D}{\sigma_\mu - \sigma_D} = \left(\frac{c}{A + N_R}\right)^{\frac{1}{b}}$$
(I.15)

17

 $Ou\sigma_u$ est la résistance à la rupture du matériau étudié.

• Formule de Corson (1949)

$$(\sigma_a - \sigma_D)A^{\sigma_a - \sigma_D} = \frac{c}{N_R}$$
(I.16)

• Formule de Bastenaire

$$(N_R - B)(\sigma_a - \sigma_D)e^{A(\sigma_a - \sigma_D)}$$
(I.17)

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.

I.5.3 Diagrammes d'endurance [1]

Lorsque les essais de fatigue sont réalisés à contrainte moyenne σ_m constante, nous avons vu qu'à chaque contrainte moyenne correspondait une limite d'endurance σ_D . L'ensemble de ces limites d'endurance peut se représenter sur différents diagrammes appelés diagrammes d'endurance. Nous présenterons ici ceux qui sont le plus souvent utilités, à savoir :

- diagramme de Haigh,
- diagramme de Goodman Smith.

Tous ces diagrammes - qui ne sont que des façons différentes de représenter la même chose ne peuvent être tracés directement et doivent être déduits des courbes de Wöhler. Au même titre que ces dernières, ils peuvent donc être probabilisés.

I.5.3.1 Diagramme de Haigh [1]

Sur ce diagramme, l'amplitude de contrainte Ga est portée en fonction de la contrainte moyenne à laquelle a été réalisé l'essai de fatigue, figure I.13.

Deux points particuliers sont à considérer :

- le point A qui représente la limite d'endurance σ_D en sollicitation purement alternée (σ_D =OA),
- 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.

L'ensemble des limites d'endurance observées pour diverses valeurs de la contrainte moyenne se placent alors sur une courbe AB ajustée en fonction des résultats d'essais. Le domaine limité par cette courbe AB et les deux axes de coordonnées représentent le domaine de fonctionnement autorisé avec le matériau pour avoir une durée de vie supérieure ou égale aux nombres de cycles pour lequel a été déterminée la limite d'endurance.

Le diagramme de Haigh peut être ensuite limité par la droite représentant la limite d'élasticité du matériau ; de manière à ce que le chargement soit tel que $\sigma_a + \sigma_m = \sigma_{max} < R_e$



Figure I.13 : Diagramme de Haigh

Plusieurs représentations de la courbe AB ont été proposées qui permettent de construire un diagramme d'endurance approché lorsqu'on ne connaît que la limite d'endurance en sollicitation purement alternée et les caractéristiques mécaniques statiques (Re, Rm) du matériau.

Droite de Goodman :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m} \right) \tag{I.19}$$

Droite de Soderberg :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_e} \right) \tag{I.20}$$

Parabole de Gerber :

$$\sigma_a = \sigma_D \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{R_m}\right)^2 \right) \tag{I.21}$$

La figure I.14 montre que les droites de Goodman et Soderberg pénalisent fortement la tenue en fatigue par rapport à la formule parabolique de Gerber. Cette dernière relation est intéressante dans le domaine $\sigma_m > 0$. En revanche, elle ne rend pas compte du comportement réel des matériaux dans le domaine des contraintes moyennes de compression.



Figure I.14 : Différentes représentations de la courbe AB

I.5.3.2 Diagramme de Goodman-Smith

Sur ce diagramme les contraintes maximales σ_{max} et minimales σ_{min} sont représentées en fonction de la contrainte moyenne σ_m , figure I.15.

Les points particuliers A et B précités, figure I.14, se retrouvent ainsi que les différentes formes de courbes pouvant les relier, droite de Goodman, parabole de Gerber ou toute autre courbe représentative d'une fonction ajustée aux résultats d'essais.



Figure I.15 : Diagramme de Goodman-Smith

Chapitre II Concept fiabiliste et comptage de la durée de vie

II.1 ASPECT FIABILISTE

II.1.1 Objectifs et intérêts de la fiabilité en mécanique

L'analyse de la fiabilité constitue une phase indispensable dans toute étude de sûreté de fonctionnement. À l'origine, la fiabilité concernait les systèmes à haute technologie (centrales nucléaires, aérospatial). Aujourd'hui, la fiabilité est devenue un paramètre clé de la qualité et d'aide à la décision, dans l'étude de la plupart des composants, produits et processus "grand public» : Transport, énergie, bâtiments, composants électroniques, composants mécaniques.

De nombreux industriels travaillent à l'évaluation et l'amélioration de la fiabilité de leurs produits au cours de leur cycle de développement, de la conception à la mise en service (Conception, fabrication et exploitation) afin de développer leurs connaissances sur le rapport Coût/Fiabilité et maîtriser les sources de défaillance.

L'analyse de la fiabilité dans le domaine de la mécanique est un outil très important pour caractériser le comportement du produit dans les différentes phases de vie, mesurer l'impact des modifications de conception sur l'intégrité du produit, qualifier un nouveau produit et améliorer ses performances tout au long de sa mission.

II.1.2 Principales caractéristiques probabilistes de la fiabilité [7]

II.1.2.1 Fonction de la fiabilité ou survie

La fiabilité d'un dispositif au bout d'un temps *t* correspond à la probabilité pour que ce dispositif n'ait pas de défaillance entre 0 et l'instant *t*.

En désignant par *T* la variable aléatoire caractérisant l'instant de défaillance du dispositif, la fiabilité s'exprime par la fonction R(t) – de l'anglais "Reliability"- telle que R(t) = Prob (qu'une entité E soit non défaillante sur la durée [0 ; t], en supposant qu'elle n'est pas défaillante à l'instant t = 0)

$$R(t) = P(T > t) = 1 - F(t)$$
(II.1)

F(t) est la fonction de répartition de la variable T.

On note que, la variable "temps" doit être considéré comme une unité d'usage. En effet, dans le cas de certains dispositifs particuliers, il conviendra de considérer : une distance parcourue (kilomètre), nombre de tours, nombre de sollicitations, ...



Figure II.1 : Fonction de fiabilité

La caractéristique contraire de la fiabilité est appelée défiabilité ou probabilité de défaillance du système. Elle est le complément à 1 de la fiabilité.

Dans le cas particulier où l'étude porte sur des matériels fonctionnant à la sollicitation (démarreur, air-bag, interrupteur, munition), la mesure de la Fiabilité est assimilée à la probabilité que le matériel fonctionne au moment de sa sollicitation. En pratique, on mesure plutôt la probabilité de défaillance à la sollicitation, notée p = 1 - R.

Une estimation de cette probabilité eu vu d'un test de N matériels est définie par le rapport du nombre de défaillances à la sollicitation et le nombre total de sollicitations.

$$\hat{P} = \frac{k}{N} \tag{II.2}$$

Avec:

- N : nombre de matériels testés
- k : nombre de matériels n'ayant pas fonctionné à la sollicitation
- \hat{P} : probabilité de défaillance à la sollicitation

II.1.2.2 Taux de défaillance instantané

L'écriture mathématique du taux de défaillance à l'instant t, noté $\delta(t)$, est la suivante :

$$\delta(t) = \lim_{\Delta t \to 0} \left(\frac{1}{\Delta t} \frac{R(t) - R(t + \Delta t)}{R(t)} \right)$$
(II.3)

Physiquement le terme $\delta(t)\Delta t$, mesure la probabilité qu'une défaillance d'un dispositif se produise dans l'intervalle de temps $[t, t+\Delta t]$ sachant que ce dispositif a bien fonction jusqu'a l'instant t.

Le taux de défaillance d'un dispositif à l'instant t est donc défini par :
$$\delta(t) = -\frac{dR(t)}{d(t)}\frac{1}{R(t)} = \frac{dF(t)}{d(t)}\frac{1}{R(t)} = \frac{f(t)}{R(t)}$$
(II.4)

II.2 PRÉVISION DE LA DURÉE DE VIE

Le choix est fait dans cette partie de présenter plutôt des approches de type critère de fatigue. D'une part car cela permettra d'évaluer la qualité des prédictions avec une telle méthode dans le cas des thermoplastiques, et, d'autre part, car ces méthodes ne demandent pas a priori la connaissance des mécanismes d'endommagement.

L'objectif de cette partie est de présenter la démarche et les outils mis en œuvre pour dimensionner une pièce en fatigue. Tout ingénieur confronté aux problèmes de fatigue doit principalement résoudre la problématique de l'endurance. Dans la pratique, les diagrammes du type Goodman et Haigh sont des outils très utilisés car ils fournissent la durée de vie de pièces destinées à subir des chargements simples de type traction autour d'une valeur moyenne quelconque. Néanmoins, les sollicitations sont toujours plus complexes, à savoir multiaxiales. Cette multiaxialité provient de différents facteurs : les chargements appliqués, la géométrie de la structure, la présence des contraintes résiduelles par exemple.

Le but d'un critère de fatigue est de prévoir la rupture ou la non-rupture d'une structure soumise à une sollicitation de fatigue multiaxiale. Un critère de fatigue multiaxial permet 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.

II.2.1 Critères en contrainte

II.2.1.1 Critère de Sines

:

Cette famille de critères est très utilisée en fatigue à grand nombre de cycles. Il s'écrit

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha J_{1,\text{moy}} \le \beta \tag{II.5}$$

où : $J_{1,moy}$ est la moyenne sur un cycle de la contrainte hydrostatique

$$j_1 = \frac{1}{3}(\sigma_{1.} + \sigma_2 + \sigma_3)$$
(II.6)

25

et J 2,a le second invariant du tenseur des contraintes calculé sur l'amplitude :

$$\sqrt{J_{2a}} = \frac{1}{\sqrt{6}} \left[(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{1a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 \right]^{0.5}$$
(II.7)

où $\sigma_{i\alpha}$ (i=1,...,3) sont les amplitudes des contraintes principales.

Les paramètres α et β peuvent être identifiés à l'aide d'un essai de torsion τ -1 et un essai de traction répété σ_0 (le rapport de charge vaut R = 0) :

$$\boldsymbol{\alpha} = \frac{\tau_{-1} - \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}}}{\frac{\sigma}{\sqrt{3}}} \quad \text{et} \quad \boldsymbol{\beta} = \tau_{-1} \tag{II.8}$$

Ce critère reflète bien l'influence d'une scission moyenne et d'une contrainte normale moyenne sur les limites d'endurance.

II.2.1.2 Critère de Crossland

Le critère de Crossland est très voisin de celui de Sines. Il fait intervenir la valeur maximale du premier invariant des contraintes au lieu de n'en prendre que la moyenne. Ce critère s'écrit ainsi :

$$\sqrt{J_{2,a}} + \alpha J_{1,max} \le \beta \tag{II.10}$$

Les constantes α et β peuvent être identifiées à l'aide de deux limites d'endurance en torsion alternée τ -1 et traction alternée σ -1 :

$$\boldsymbol{\alpha} = \frac{\tau_{-1} - \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}}}{\frac{\sigma}{\sqrt{3}}} \quad \text{et} \quad \boldsymbol{\beta} = \tau_{-1} \tag{II.11}$$

Ce critère reflète bien l'influence d'une scission moyenne et d'une contrainte normale moyenne sur les limites d'endurance. De plus, on peut noter que, pour conserver l'effet bénéfique d'une pression hydrostatique négative, la constante α doit rester strictement positive ce qui conduit à la condition :

$$\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \le \sqrt{3} \tag{II.12}$$

26

II.2.2 Critères en déformation

Coffin est le premier à proposer un modèle de fatigue basé sur la déformation. Celui-ci introduit alors un lien entre l'amplitude de déformation plastique et la mesure du comportement en fatigue, de sorte que pour les métaux la déformation plastique ε_p dépend du nombre de cycle à rupture *NR* dans le cas des faibles durées de vie :

$$\varepsilon_p N_{\beta}^{\alpha} = \text{Constante}$$

Dans le même esprit, on appelle l'équation de Manson-Coffin une relation analogue où la déformation totale ε est la somme des déformations élastiques et plastiques

Prevorsek et al. Ont appliqué cette équation aux cas de la rupture en fatigue de différentes fibres de polymères telles que le PA6, PA66, PETP, et le coefficient α était compris entre 0,08 et 0,13. Avec une valeur $\alpha = 0,23$ pour le nylon ont aussi vérifié cette relation. Ceci illustre une forte influence de l'amplitude de déformation sur la durée de vie des polymères par rapport aux métaux.

II.2.3 Critères énergétiques

Des modèles basés sur des considérations énergétiques ont également été proposés.

II.2.3.1 Loi linéaire de Miner [8]

II.2.3.1.1 Description de la loi

Miner est pratiquement le premier auteur ayant donné une formulation mathématique d'une loi d'endommagement en fatigue. Les hypothèses de base de sa loi, qui date de 1945, sont les suivantes :

Hypothèse1 : le chargement est une fonction sinusoïdale du temps,

*Hyp*othèse2 : c'est la totalité du travail absorbé par le matériau qui engendre sa rupture par fatigue,

*Hyp*othèse*3* : le diagramme de Goodman modifié est la modélisation du diagramme de Haigh qui représente le plus fidèlement le comportement expérimental des matériaux,

*Hyp*othèse4 : l'amorçage d'une fissure macroscopique est l'indicateur de la ruine du matériau.

Il faut noter que Miner souligne les restrictions supplémentaires suivantes à l'utilisation de sa loi :

- des alliages d'aluminium seuls ont été utilisés pour valider la loi,
- seuls les cycles dont la contrainte maximale est supérieure à celle qui provoque la ruine par fatigue (amorçage de fissure) à 10⁷ cycles sont à prendre en compte.

En se basant sur la seconde hypothèse, Miner choisit, pour établir le dommage Di du matériau après application de Ni cycles identiques, figure II.2, la fraction du travail total absorbé par le matériau.

$$\boldsymbol{D}_{i} = \frac{\boldsymbol{\mu}_{i}}{\boldsymbol{\omega}} = \frac{\boldsymbol{n}_{i}}{\boldsymbol{N}_{ri}} \tag{II.13}$$

Où

 μ_i est l'énergie absorbée par le matériau (transmise par ni cycles),

 ω est le travail total absorbé par le matériau à la ruine par fatigue,

 N_{ri} est le nombre de cycles considérés à la ruine.

Ce concept conduit à une sommation linéaire des fractions de vie ri = ni/Nri propres àchaque type de cycles appliqués :

$$D = \sum_{i=1}^{p} \frac{n_i}{N_{ri}} = \sum_{i=1}^{p} ri$$
 (II.14)



Figure II.2 : Description d'un type de chargement

(a) séquence composée de plusieurs blocs de sollicitations, (b) nombre de cycles ni du i^{ier} bloc
 et (c) courbe S-N (amplitude de contrainte en fonction du nombre de cycles)

La ruine du matériau se produit quand la somme D vaut l'unité. Il s'ensuit l'expression suivante de la fraction de vie résiduelle r_p au niveau p, après application de p-1 blocs de cycles de contrainte :

$$r_p = \frac{n_p}{N_{rp}} = 1 - \sum_{i=1}^{p-1} r_i$$
(II.15)

 n_p et N_{rp} sont respectivement le nombre de cycles appliqués au niveau p et le nombre decycles à la ruine par fatigue du matériau sous ce type de chargement.

L'application de l'équation II.16 au cas d'un chargement à deux niveaux de contraintes données :

$$\boldsymbol{r_2} = \boldsymbol{1} - \boldsymbol{r_2} \tag{II.16}$$

 r_1 et r_2 sont les fractions de vie aux niveaux 1 et 2 respectivement.

La représentation graphique de la loi de Miner, dans le repère des fractions de vie (r₁, r₂), est une droite diagonale (dite droite de Miner) indépendante du niveau de la sollicitation, figure II.3.



Figure II.3 : Courbe des fractions de vie de la loi de Miner (chargement à deux niveaux)

La droite de Miner constitue la frontière entre le domaine des courbes pour les essais Haut-Bas et les essais Bas-Haut





II.1.2 Avantages et inconvénients

a) Avantages

- La loi de Miner est simple d'application.
- Elle reste de ce fait la loi la plus utilisée.
- Cette loi n'a aucun paramètre particulier à déterminer.
- Elle nécessite simplement la connaissance de la courbe S- N du matériau [9].

b) Inconvénients

- La loi de Miner ne prend pas en compte la fraction de vie atteinte (c'est à dire le niveau d'endommagement du matériau) pour la description du dommage engendré par un cycle.

- Elle ne tient pas compte de l'ordre d'apparition des cycles (histoire du chargement).

- Elle ne décrit donc aucun effet de séquence.

- Elle ne prend pas en compte l'effet endommageant des cycles d'amplitude inférieure à la limite d'endurance du matériau ("petits" cycles) même si ceux-ci sont appliqués après que l'endommagement du matériau soit initié (par un ou plusieurs cycles d'amplitude supérieure à la limite d'endurance).

II.3 MÉTHODES D'ESSAI EN LIMITE D'ENDURANCE [1]

Des nombreuses méthodes sont utilisées pour estimer la valeur de la limite d'endurance pour un nombre de cycles N (généralement $N = 10^7$ cycles).

Les méthodes qui conduisent à une bonne estimation de la limite d'endurance et qui permettent sous certaines conditions de caractériser la dispersion des résultats d'essais par l'écart-type sont les suivantes :

- Méthode des Probits (cette méthode étant très coûteuse en éprouvettes n'est guère utilisée).
- Méthode de l'escalier.

II.3.1 Méthode des "Probits"

II.3.1.1 Principe

Pour un nombre de cycles maximal N, choisi à l'avance, on effectue des essais par niveaux et on détermine la proportion P d'éprouvettes rompues avant le nombre de cycle N, choisi à chaque niveau de contrainte.

La variation de P est portée en fonction de la contrainte d'essai sur un graphique à échelle galtonienne ou gausso-arithmétique, de manière à tenir une droite de Henry pour le nombre de cycles N considéré. Cette droite permet de déterminer le niveau de contrainte pour lequel on obtient 50 % d'éprouvettes non rompues, c'est-à-dire la limite d'endurance recherchée. La droite de henry permet également de déterminer l'écart-type de la zone d'endurance. Entre les niveaux de contrainte correspondant à 16% et 84% de rupture, la théorie précise, en effet, qu'il y a un écart de 2 fois l'écart-type.

II.3.1.2 Condition d'exécution de la méthode

On choisit des niveaux de contraintes régulièrement espacés d'un pas correspondant à l'écart-type présumé. Les niveaux doivent encadrer la limite d'endurance supposée.

La méthode nécessite l'essai d'au moins 80 éprouvettes (de préférence plus), réparties par tirage au sort sur 4 ou 5 niveaux.

II.3.1.3 Validité de la méthode

C'est la méthode qui conduit à la meilleure précision de la limite d'endurance, mais aussi de l'écart type.

Malheureusement, le nombre élevé d'éprouvettes nécessaires, la rend trop coûteuse et elle n'est pratiquement jamais utilisée pour cette raison.

II.3.2 Méthode l'escalier [1]

II.3.2.1 Principe

Les inconvénients de la méthode des "Probits" ont conduit à rechercher d'autres méthodes d'application plus aisées et, si possible, plus économiques.

Dixon et Mood ont proposé la méthode dite de "l'escalier". Elle simplifie beaucoup la recherche des niveaux de contraintes d'essai, qui s'effectue automatiquement, et laisse à l'utilisateur une grande latitude quant au choix du nombre d'essai qui peut être beaucoup plus faible qu'avec la méthode des Probits. Si la méthode est exécutable avec un faible nombre d'essais, il ne faut toutefois pas perdre de vue que la précision (justesse et fidélité) du résultat obtenu en dépendra fortement.

II.3.2.2 Condition d'exécution de la méthode

Comme pour la méthode des Probits, on fixe une durée maximale d'essai N et l'on définit un échelonnement d'amplitude de contrainte en progression arithmétique dont le pas soit de l'ordre de grandeur de l'écart-type σ de la courbe de réponse.

Le premier essai sera effectué au niveau de cet échelonnement jugé à priori, le plus voisin de la médiane μ cherchée. À partir du second essai, le niveau d'amplitude de la contrainte est ainsi choisi :

- Si l'essai précédent s'est traduit par une non-rupture, choisir, pour le nouvel essai à effectuer, le palier de contrainte de l'échelonnement adopté immédiatement supérieur à celui utilisé lors du dernier essai ;

- Si l'essai précédent s'est traduit par une rupture, choisir, à l'inverse, le palier immédiatement Inférieur.

En d'autres termes, d désignant le pas de l'échelonnement des contraintes et Si la valeur adoptée pour le i-i^{ème} essai, on prendra :

Si+1 = Si + d si la *i*-i^{ème} éprouvette essayée ne s'est pas rompue.

Si+1 = Si - d si cette *i*-i^{ème} éprouvette s'est rompue.

II.3.2.3 Validité de la méthode

On obtient une bonne précision sur σ_D pour 15 à 20 éprouvettes. Pour obtenir une estimation précise de l'écart-type, il faut au moins 50 éprouvettes. Dans la pratique, on calcule toujours l'écart-type, même si on ne fait l'essai que sur 15 à 20 éprouvettes ; mais dans ce cas, la valeur de l'écart-type obtenue doit être considérée avec la plus grande prudence.

II.3.3 Méthode de reclassement des données

II.3.3.1 Principe

Les essais sont effectués à des contraintes régulièrement espacées, allant des ruptures quasi-certaines aux non ruptures quasi-certaines [1].

On utilise à chaque niveau d'essai le même nombre d'éprouvettes, une ou deux en général.

On ne retient des résultats expérimentaux, que le caractère "rompue" ou "non rompue". Les données sont ensuite reclassées, en attribuant aux niveaux supérieurs les éprouvettes rompues et aux niveaux inférieurs les éprouvettes non rompues.

On prend alors comme limite d'endurance estimée, la contrainte qui sépare les éprouvettes reclassées en deux groupes : les "rompues" et les "non rompues".

II.3.3.2. Condition d'exécution de la méthode

Les niveaux de charge choisis doivent encadrer la limite d'endurance présumée et le pas d'échelonnement des charges doit être de l'ordre de grandeur de l'écart-type supposée.

II.3.3.3 Valeur de la méthode

La méthode de reclassement des données n'est qu'une méthode de dégrossissage. Elle nécessite un nombre déjà important d'éprouvette : si on utilise deux éprouvettes par niveau, avec 7 ou 8 niveaux, cela conduit à une quinzaine d'éprouvettes. Pour cette raison, cette méthode n'est pas ou peu utilisée, car pour un tel nombre d'éprouvettes d'autres méthodes donnent des résultats beaucoup plus précis.

II.3.4 Méthode d'itération

II.3.4.1 Principe

La méthode d'itération consiste à s'approcher par approximation successive de la limite de fatigue recherchée [1].

On tend par convergence vers la limite d'endurance σ_D à l'aide d'une formule de récurrence de la forme :

(II.5)

$$\sigma_{i+1} = \sigma_i + \frac{2,5*S}{i+1} (0,5 - P_i) \qquad Eq. \, II - 17$$

Dans laquelle :

 σ_i, σ_{i+1} : Contraintes à appliquer successivement lors de l'essai ;

S : Ecart-type supposé au départ de l'essai ;

Pi : Proportion de ruptures observées à ce niveau de charge.

II.3.4.2 Condition d'exécution de la méthode

Le choix du niveau de départ est, ici, très important. Si le premier niveau est très éloigné de la limite d'endurance recherchée. La méthode peut ne pas converger assez vite pour atteindre la valeur recherchée, le pas de l'échelonnement des charges successives étant ici décroissant par le principe même de la méthode. Le niveau de départ doit donc être aussi proche que possible de la limite d'endurance présumée.

Pour éviter les aléas, il est souhaitable d'essayer plusieurs éprouvettes (2 ou 3) à chaque niveau, de manière à calculer pour chaque niveau d'essai une proportion de ruptures *Pi* plus "sûre" que dans le cas d'une seule éprouvette.

Une autre amélioration de cette méthode consiste à accélérer sa convergence en ne changeant la valeur du pas, qui sépare les deux derniers niveaux d'essai, que lorsqu'on observe un changement de résultat (passage de non ruptures successives à une rupture ou réciproquement). Dans ce cas, on n'essaie qu'une éprouvette par niveau et on n'utilise la formule de récurrence pour calculer le nouveau pas qu'à chaque changement de réponse.

II.3.4.3 Validité de la méthode

Cette méthode nécessite 10 à 15 éprouvettes suivant le déroulement des essais. Il importe également d'avoir une bonne idée de la valeur de la limite d'endurance estimée, pour situer correctement le niveau de d'épart. Il importe également que l'estimation à priori de l'écart-type s utilisé dans la formule de récurrence ne soit pas trop éloignée de la réalité. Ces précautions nécessaires rendent donc la méthode difficile d'utilisation, bien quelle conduise à un degré de précision acceptable dès que l'on utilise 12 à 15 éprouvettes et que la convergence s'effectue normalement.

Dans tous les cas, il faudra utiliser cette méthode avec plusieurs essais par niveau ou employer la méthode accélérée.

II.3.5. Méthode des K éprouvettes non-rompues

Cette méthode consiste à rechercher par paliers de contraintes successives décroissantes en progression arithmétique, un niveau auquel K éprouvettes, donnent K non rompues.

II.3.5.1. Condition d'exécution de la méthode

On choisit un niveau de départ σ_i situé sensiblement au-dessus de la limite d'endurance présumée, et on effectue les essais un par un, en choisissant le niveau de contrainte de la manière suivante :

- si le dernier de ces *ni* essais a donné lieu à une rupture, c'est au niveau σ_i+1 que sera effectué l'essai suivant (σ_i+1 est le niveau de contrainte immédiatement inférieur au niveau σ_i).

- si les *ni* essais effectués au niveau σ_i ne présente que les non ruptures, l'essai suivant est réalisé au même niveau σ_i à condition que ni < K, K étant choisi par avance. Si ni = K, les essais sont arrêtés et la limite d'endurance recherchée est ce dernier niveau d'essai pour lequel on a obtenu K non ruptures.

Généralement, on prend K= 3, d'où le nom de la méthode dite des "3 éprouvettes".

On trouvera ci-dessous un exemple de la méthode pour K = 3 éprouvettes.

II.3.5.2. Validité de la méthode

Cette méthode reste, elle aussi, une méthode de dégrossissage. Le nombre de niveaux et le nombre d'éprouvettes sont tels que la méthode perd de son intérêt. Comme dans la plupart des méthodes présentées ici, le pas choisi pour l'échelonnement des chartes doit être approximativement de l'ordre de l'écart-type. Alors pour K=3 les calculs statistiques montrent qu'il faut en moyenne huit éprouvettes pour réaliser complètement la procédure.

II.4 RELATIONS ENTRE L'ENDURANCE ET LES CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES

II.4.1 Estimation de σ_D [1]

De nombreux auteurs ont cherché à relier la limite d'endurance aux propriétés mécaniques et en particulier à la résistance à la rupture, Rm (en MPa), à la limite d'élasticité, $Re_{0.2}$ (en MPa), à l'allongement, A (en%), et à la striction Z (en %).

De nombreuses formules ont été proposées (σ_D en MPa) :

- Mailander $\sigma_D = (0.49 \pm 20\%) Rm$

 $\sigma_{\rm D} = (0.65 \pm 30\%) \, Re$

- Strinbeck $\sigma_{\rm D} = (0.285 \pm 20\%) Rm + Re$
- Rogers $\sigma_{\rm D} = 0.4Re + 0.25Rm$
- Houdremont et Mailander $\sigma_D = 0.25 (Re + Rm) + 50$
- Junger $\sigma_{\rm D} = 0.2 (Re + Rm + Z)$
- Lequis, Buckholtz et Scholtz $\sigma_D = 0.175 (Re + Rm A\% + 50)$
- Fry, Kessner et Ottel $\sigma_D = a Rm + b Re$

Les coefficients a et b ne sont pas constants, a est proportionnel à Rm, Tandis que b est inversement proportionnel à Rm.

Toutes ces formules ne sont applicables qu'aux cas précis pour lesquels les expériences ont été faites. En effet, les caractéristiques d'endurance dépendent de nombreux paramètres tels que la structure métallurgique, la fréquence des cycles ou la dimension des éprouvettes.

II.5 FACTEURS INFLUENÇANT LA DURÉE DE VIE EN FATIGUE

II.5.1 Facteurs d'ordre métallurgique

* Taille des grains

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

• Orientation du fibrage par rapport à la direction des efforts

L'orientation générale des grains (fibrage) confère au matériau une anisotropie plus ou moins marquée. Les caractéristiques statiques et la tenue en fatigue seront meilleures dans le sens long du fibrage que dans les autres sens (travers long et travers court).

* Taux d'écrouissage

L'écrouissage 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.

***** *Traitement thermique*

Suivant que le traitement thermique provoque un adoucissement ou un durcissement du matériau, la tenue en fatigue sera diminuée ou augmentée. De plus, le traitement thermique peut modifier la taille des grains.

II.5.2 Facteurs d'ordre mécanique

✤ Nature du chargement

Le mode de sollicitation a une influence déterminante sur la durée de vie en fatigue. Le premier paramètre à considérer est l'effet de la contrainte moyenne. Généralement, plus la contrainte moyenne de tension est élevée, moins longue est la durée de vie. Plusieurs relations ont été proposées afin de tenir compte de l'effet de la contrainte moyenne, dont celles de Goodman et de Soderberg [10]. À cela, il faut également ajouter l'amplitude de contrainte. Pour une contrainte moyenne donnée, la durée de vie sera d'autant plus courte que l'amplitude totale de contrainte sera élevée. Les valeurs de contrainte moyenne et alternée conditionneront ainsi le rapport de chargement « R ». Ce dernier permet de classer les modes de sollicitation.

* Contraintes résiduelles

En général, on appelle contraintes résiduelles les contraintes qui existent dans une pièce lorsque celle-ci n'est soumise à aucune sollicitation extérieure. Celles-ci sont obtenues la plupart du temps de façon non volontaire lors du procédé de fabrication, ou de façon volontaire par un procédé de traitement de surface approprié. Comme ces contraintes se superposent à celles résultant de l'application de charges, elles peuvent avoir un effet négatif ou positif sur la durée de vie. Ainsi, des contraintes résiduelles de tension contribueront à diminuer la durée de vie. Celles-ci peuvent être diminuées par un traitement thermique adéquat tel qu'un recuit de détente. Au contraire, des contraintes résiduelles de compression, obtenues par grenaillage, par exemple, permettront d'augmenter de façon substantielle la durée de vie [3].

II.5.3 Facteurs d'ordre géométrique

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

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

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

II.5.4 Facteurs environnementaux

La limite d'élasticité et la résistance à la traction diminuant lorsque la température s'élève, il en sera de même de la limite d'endurance qui leur est proportionnelle ; par contre, l'augmentation des possibilités d'écoulement avec l'élévation de température diminue la sensibilité à l'effet d'entaille. Ceci tant que n'apparaissent pas des phénomènes durcissant au cours même de l'essai de fatigue (comme le vieillissement dynamique sous contrainte) qui, alors, élèvent les caractéristiques mécanique, pour calculer l'effet de l'élévation de température sur la limite d'endurance, à partir des courbes de variation de résistance à la

traction ou de dureté à chaud, il est nécessaire de tenir compte des vitesses de déformation dont dépendent la position et l'amplitude des phénomènes durcissant qui peuvent se produire.

Chapitre III Dispositif expérimental et procédures d'essais

III.1 ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

III.1.1 Matériau étudié

Le matériau étudié dans ce travail est un Polyéthylène Haute Densité (PEHD) fourni par le groupe CHIALI, il fait partie de la famille des Polyéthylènes avec un très haut poids moléculaire. Il est très peu ramifié, ce qui lui donne une structure plus compacte. Ce polymère a été souvent considéré comme un semi-cristallin car il se caractérise par une structure chimique simple [12].

III.1.2 Caractéristiques mécaniques monotones

Les caractéristiques mécaniques monotones de cette matière PEHD ont été déterminées par laboratoire du groupe CHIALI. Elles sont rassemblées dans le tableau III.1.

Tableau III.1 : Caractéristiques mécaniques monotones de PE	EHD
---	-----

σ_e (Mpa)	Rm (Mpa)	E (Mpa)	Densité (kg/m ³)	Coefficient de poisson
23	42	900	959	0,42

III.1.3 Éprouvette d'essai

C'est une éprouvette de révolution avec une gorge de forme toroïdale à grand rayon Les dimensions de l'éprouvette est mentionnée dans la figure III.2.



Figure III.1 : Éprouvette d'essai de flexion rotative [13]

III.1.4 Description de l'essai

La fatigue par flexion rotative est engendrée par la rotation de la pièce en conservant la flexion de direction fixe. Ainsi, toutes les fibres sauf la fibre neutre, sont successivement tendues puis comprimées. Les sollicitations agissant sur chaque fibre varient ainsi en fonction du temps suivant une loi sinusoïdale avec une valeur moyenne nulle. Chaque révolution correspond à une période ou à un cycle de fatigue.

L'effort étant appliqué en un point, le moment de flexion varie linéairement le long de l'éprouvette et est constant pour une section donnée.

Pour les fibres externes qui sont les plus sollicitées, l'amplitude de la contrainte induite par la flexion est maximale. La vitesse de rotation étant maintenue rigoureusement constante pendant toute la durée de l'essai, la fréquence de sollicitation sera donc parfaitement définie [14].



Figure III.2 : Flexion rotative et répartition des contraintes dans la section utile de l'éprouvette

III.1.5 Dispositif d'essai

III.1.5.1 Machine d'essai

III.1.5.1.1 Description générale et données techniques

La machine de flexion rotative de modèle UBM 200 crée une contrainte alternée en forme sinusoïdale par la rotation d'éprouvette avec un moment de flexion. La contrainte supérieure et inférieur est de même valeur, mais diffère en signe (positif et négatif). Le

Chapitre III

moment de flexion reste constant sur l'entière longueur de l'éprouvette en appliquant une flexion quatre points [14].

Le moment de flexion est appliqué par un poids correspondant, qui agit à travers un dispositif de câble sur un bras de levier horizontal avec une longueur de 1000 mm. La valeur de la contrainte maximale dans la surface d'une éprouvette non entaillée et symétrique à la rotation est déterminée selon la relation suivante :

$$\sigma = \frac{M_B}{W} = \frac{G * 9,81 * 1000 * 32}{\pi * d^3} \quad [\text{N/mm}^2]$$

Avec :

M_B: Moment de flexion

- *W* : Moment de résistance de l'éprouvette
- G : Poids appliqué (Kg)
- d : Diamètre d'éprouvette (mm) en section de l'essai



Figure III.3 : Machine de fatigue en flexion rotative UBM 200

- 1-Unité de commande
- 2-Interrupteur principal
- Porte poids 3-
- 7-Bras de levier
 - Soupape de réglage 8-Capot de protection

5-

6-

Moteur électrique

Mors de fixation

III.1.5.1.2 Instructions de service

4-

Il est conseillé de suivre le processus suivant :

- 1- Régler 0,1 bar avec la soupape de réglage de la pression d'air, afin que le palier de contrainte soit suspendu sur le coussin d'air.
- 2- Insérer l'éprouvette dans les mors de fixation.

- 3- Réduire à zéro la pression d'air dans le palier de contrainte pour utiliser la friction comme amortissement pendant la mise en route de la machine.
- 4- Fermer le capot de protection.
- 5- Peser le poids de contrainte. Utiliser des billes en acier ou bien de masses étalons.
- 6- Démarrer l'interrupteur principal (situé au-dessous de la table).
- 7- Choisir la vitesse de rotation désirée (500-6000 tours/min).

III.1.5.2 Masses utilisées

Les contraintes appliqués sont représentés par des masses équivalentes en utilisant une série des masses étalons en laiton (1 g : 40 g) de classe M1 [15].



Figure III.4 : Série des masses étalons de classe M1

III.1.6 Conditions d'expérimentation

Pour estimer la tenue à la fatigue (la limite d'endurance σ_D) et la durée de vie en flexion rotative, On a utilisé un lot d'éprouvettes de nombre 09. Les essais réalisés sous la méthode de reclassement des données avec des niveaux des contraintes différentes espacés de 01 N/mm².

Les essais sont réalisés au laboratoire de Matériaux et Système Réactifs de l'Université de Sidi Bel Abbès et dans les conditions suivantes :

- Température ambiante : T = 22 °C \pm 2 °C
- Mode de sollicitation : flexion rotative (3000 tr/min)
- Essai dans l'air

Chapitre IV Résultats expérimentaux et Simulation numérique

IV.1 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

IV.1.1 Estimation de la limite d'endurance

Les résultats sont collectés dans le tableau IV.1 et représentés dans la figure IV.1.

Eprouvette	Contrainte (N/mm ²)	Nombre de cycles	Résultat à 10 ⁶
01	18,5	336622	X
02	17,5	408594	X
03	16,5	451482	X
04	15,5	494511	X
05	14,5	562121	X
06	13,5	652707	X
07	12,5	781426	X
08	11,5	>10 ⁶	0

Tableau IV.1 : Résultats des essais

X : Éprouvette rompue

O : Eprouvette non rompue



Figure IV.1 : Tracé de la courbe de Wöhler du PE100

La figure IV.1 est un diagramme linéaire représentant l'endurance en fatigue par flexion rotative du PE100 sous déférents niveaux de contraintes, de 80% de limite élastique jusqu'à la contrainte d'endurance, telle que la limite d'endurance $\sigma_D = 11,5 MPa$ à 10^6 cycles.

IV.1.2 Estimation de la durée de vie

La forme linéaire de l'équation de Stromeyer est :

 $Log N = a - b Log (\sigma - \sigma_D)$

Y = A + BX

Avec :

 $Y = Log N \text{ et } X = Log (\sigma - \sigma_D) \text{ à condition que } : \sigma - \sigma_D > 0.$ Pour chaque valeur de *Log Ni* et de $\sigma_i - \sigma_D$, on a : Yi = A + BXi

La résolution du système linéaire à deux équations :

$$B\sum_{i=1}^{n} x_i^2 + A\sum_{i=1}^{n} x_i - \sum_{i=1}^{n} x_i y_i = 0$$

$$B\sum_{i=1}^{n} x_i + An - \sum_{i=1}^{n} y_i = 0$$

Pour résoudre le système d'équation il suffit d'identifier rassembler et les grandeurs suivantes: x_i , y_i , x^2 et $x_i * y_i$ dans un tableau de calcul.

Sachant que :

 $x_i = Log (\sigma_i - \sigma_D)$ $y_i = Log Ni$ $\sigma_D = 11.5 MPa$

N°	σ_i	$(\sigma_i - \sigma_D)$	x _i	x _i ²	Nombre de cycles <i>Ni</i>	y_i	$x_i * y_i$
01	18,5	7	0,845098	0,7141907	336622	5,5271425	4,67098
02	17,5	6	0,7781513	0,6055194	408594	5,61129198	4,36643
03	16,5	5	0,69897	0,4885591	451482	5,65464044	3,95242
04	15,5	4	0,60206	0,3624762	494511	5,69417596	3,42824
05	14,5	3	0,4771213	0,2276447	562121	5,74982981	2,74337
06	13,5	2	0,30103	0,0906191	652707	5,81471827	1,7504
07	12,5	1	0	0	781426	5,89288786	0

Tableau IV.2 : Calcul mathématique des grandeurs

On en déduit que :

n = 7 ;

$$\sum_{i=1}^{7} x_i^2 = 2,4890$$
 $\sum_{i=1}^{7} x_i = 3,7024$
 $\sum_{i=1}^{7} x_i y_i = 20,9118$ $\sum_{i=1}^{7} y_i = 39,9447$

Le système d'équation s'écrit sous la forme suivante :

2,4890 * B + 3,7024 * A - 20,9118 = 03,7024 * B + 7 A - 39,9447 = 0

La résolution de se système nous donne les résultats suivants :

B = -0,4063 et A = 5,9213

La forme linéaire de l'équation de Stromeyer devient alors :

 $Log N = 5,9213-0,4063 Log (\sigma -11,5)$



Figure IV.2 : Tracé ajusté de la courbe de Wöhler du PE100

IV.2 SIMULATION NUMÉRIQUE

Une simulation par éléments finis a été réalisée sur notre modèle pour déterminer la durée de vie, telle que la distribution des contraintes à la zone délicate.

IV.2.1 Présentation de langage et démarches de la simulation

Pour déterminer les distributions des contraintes, le logiciel WORKBENCH -ANSYS a été utilisé. Ce code général de calcul est basé sur la méthode des Eléments Finis et conçu pour l'analyse des structures. Il permet de traiter des problèmes d'élasticité linéaire, et non linéaires (élasto-viscoplastique), des problèmes dynamiques transitoires et stationnaires, des problèmes thermiques transitoires et stationnaires, des problèmes acoustiques.

Pour effectuer un calcul, il faut respecter et suivre l'organigramme ci-dessous :



Figure IV.3 : Organigramme représenté les démarches de la simulation

IV.2.1.2 Géométrie de l'éprouvette

La conception de modèle a été réalisée à travers de modèle complémentaire du logiciel ANSYS 14.0 – WORKBENCH (design modeler).



Figure IV.4 : Réalisation de l'éprouvette avec ANSYS- WORKBENCH

III.2.1.3 Propriétés et données de matériau

La simulation numérique a été adossé à des propriétés et données expérimentales où on a les introduit dans le code de calcul des grandeurs mécaniques et physique telle que (la limite d'élasticité, module de Young, coefficient de poisson, densité...).

- Limite d'élasticité : 23 MPa
- Module de Young : 900 MPa
- Coefficient de poisson : 0.42
- Densité : 959 Kg/m³

IV.2.1.4 Maillage de l'éprouvette

Le logiciel ANSYS-Workbench dispose d'un puissant mailleur automatique, pouvant analyser la géométrie et générer le maillage le plus adapté. Pour le comportement étudié, nous avons utilisé des éléments quadratiques, et que le résultat de maillage nous a donné :

- 3520 Eléments.
- 4885 Nœuds.



Figure IV.5 : Maillage de l'éprouvette

IV.2.1.5 Chargement des contraintes et conditions aux limites

La flexion rotative est représenté par une combinaison de deux sollicitations l'une est un moment de rotation et l'autre est une force statique, et tant que notre structure est une pièce de révolution nous avons choisi une charge cylindrique équivalente. Le chargement des contraintes est représenté dans les figures suivantes :



Figure IV.6 : Représentation de moment de rotation



Figure IV.7 : Représentation de la charge appliquée

La contrainte maximale de flexion σ sur la fibre externe se calcule par la formule de Navier :

$$\sigma = \frac{M_f}{M_I}$$

Avec : *M_f*: moment fléchissant par rapport à la section considérée.

$$M_f = F^*L$$

F : la charge appliquée

L : longueur du bras de levier

Et :

 $M_I = I / v$

I : moment d'inertie de la section par rapport à l'axe neutre,



Figure IV.8 : Point d'application de la charge F

$$\sigma = \frac{M_f}{M_I}$$
$$M_f = F^* L$$
$$M_I = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$
$$\Rightarrow \sigma = F^* L / \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$
$$= F^* 25 / \frac{\pi \cdot 6^3}{32}$$
$$\sigma \approx 1.18 \cdot F (N/mm^2)$$

Les conditions aux limites imposées à notre pièce sont représentées par un support cylindrique.



Figure III.9 : Représentation de support cylindrique

IV.2.2 Résultats et discussions

Nous présentons dans ce qui suit les résultats de l'analyse statique en vue de faire une première validation à la déformation élastique, l'énergie de déformation et le déplacement pour plusieurs niveaux de contrainte qui ne dépassent pas la limite élastique.

Les unités utilisés sont : [MPa], [m/m] et [J].

IV.2.2.1 Calcul des contraintes

Le calcul des contraintes est effectué selon le critère de Von Mises dans le domaine élastique linéaire.

Une analyse effectuée pour l'application de la force sur l'éprouvette, Le temps de calcul est d'environ 4 minutes par analyse. La zone critique pour ce cas de chargement est la zone critique (arrondis) puisque cet endroit est soumis à un cas de chargement de flexion considéré comme complètement alterné (R = -1).

La Figure III-11 montre la distribution de contraintes globale pour l'application de la force sur l'éprouvette.



Figure III.10 : Intensité de la contrainte appliquée

IV.2.2.2 Calcul des déformations et de l'énergie de déformation

Le calcul des déformations et de l'énergie de déformation ne monte que la zone arrondis est une zone critique où la valeur maximale de la déformation égale 0,01654 [m/m] et celle de l'énergie de déformation égale 8,6433 10^{-5} [J] pour une application de contrainte égale 80 % de la limite élastique 18,5 [Mpa].

Les figures III.11 et III.12 représentent respectivement la distribution de champs de déformation et l'énergie de déformation.



Figure III.11 : Déformation élastique équivalente



Figure III.12 : Energie de déformation



Figure III.13 : Diagramme représentatif de la déformation élastique

La figure III-13 est une validation à la loi linaire de la déformation élastique où la réponse de la (contrainte -déformation) est représenté par une droite.



Figure III.14 : Courbe représentative de l'énergie de déformation

IV.2.2.3 Calcul de déplacement

La distribution globale de déplacement sur l'éprouvette est représente par un fléchissement dans le sens de l'application de la force où la valeur maximale est celle de l'extrémité.

La figure III-15 montre les niveaux de déplacement sur toute la longueur de l'éprouvette.



Figure III.15 : Déplacement globale

IV.2.2.4 Estimation de la durée de vie et limite d'endurance

L'étude présente est consacrée d'évaluer la limite d'endurance ainsi que la durée de vie, on soumet l'éprouvette à des contraintes alternées décroissantes cycliques espacées par 1 [Mpa] pour une valeur maximale proche de 80% de la limite élastique.

Les conditions choisis sont :

- Température : T= 22 c°
- Rapport de charge, R= -1

Les résultats sont représentés sous forme un diagramme semi-logarithmique où la valeur de la limite d'endurance σ_D est déterminé pour un nombre de cycle égale 10^6 et sa valeur égale 10,5[Mpa].



Figure III-16 : Diagramme d'endurance

La figure III-16 montre la résistance du matériau étudié, PE100, sous charges cycliques en mode de flexion rotative à charge constante telle que la limite d'endurance σ_D égale 10,5 [Mpa] à 10⁶ cycles.

Le diagramme apparait aussi que le matériau étudié (PE100) a une bonne résistance à la fatigue en flexion rotative pour les charges supérieure à 11,5 [Mpa].
Conclusion Générale

Le but de ce travail est une comparaison entre une étude expérimentale et une simulation numérique sur le comportement en fatigue en flexion rotative d'un PEHD de production nationale, le PE100.

Le principal objectif est la détermination des caractéristiques en fatigue de notre matériau et de déterminer la limite en fatigue à 10^6 cycles.

L'étude expérimentale a pour but :

- l'estimation de la durée de vie d'éprouvettes soumises à des sollicitations cycliques en mode de flexion rotative par la méthode de reclassement des données sur un lot de 08 éprouvettes.
- la représentation graphiquement du comportement mécanique en fatigue en flexion rotative.

Tandis que la simulation numérique a pour but :

- l'identification du comportement mécanique du PE100 (déformation, énergie de déformation).

- la représentation graphiquement de la réponse contrainte-durée de vie.

Ces deux études ont donnés des résultats relativement convergents où :

1. La limite d'endurance à 10⁶ cycles est de 11,5 MPa, expérimentalement et de 10,5 MPa après simulation numérique. Nous estimons que la différence est due à la dispersion expérimentale des résultats observée lors des essais fatigue et à la résultante de plusieurs facteurs qui influent sur le phénomène de fatigue tels que : les facteurs métallurgiques, géométriques, les conditions de surface, les conditions de sollicitation, l'influence de l'environnement, etc.

1. L'endommagement dans la zone critique au voisinage du fond de la zone arrondis dépend simultanément de la distribution des contraintes élastique et du gradient de contrainte.

Durant cette étude plusieurs solutions ont été proposées pour éliminer ou minimiser l'influence des facteurs mécaniques et géométriques sur la limite de fatigue. Nous recommandions au concepteur de les prendre en considération, en citant notamment que :

- Le choix du matériau à utiliser lors de la conception de la pièce où les caractéristiques mécaniques doivent répondre aux critères de l'exploitation du matériau.
- La propreté du matériau augmente l'endurance
- L'état de surface a une influence importante sur la limite d'endurance (une pièce présentant un état de surface fin est plus endurante que la même pièce avec un état de surface grossier).

Références bibliographiques

[1] A. Pineau, P. Petrequin, C. Bathias, J.P. Baïlon, La fatigue des matériaux et des structures, Hermes, Paris, 2e édition (1997).

[2] V. Monchiet, E. Charkaluk, D. Kondo, Approche micro-macro de la fatigue polycyclique, Réunion du Groupe de Travail MECAMAT, Physique et Mécanique de l'Endommagement et de la Rupture

[3] P. Maltais, Développement d'une méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue de structures tubulaires soudées en aluminium, Mémoire de maîtrise, Université du Québec à Chicoutimi, Septembre 2008

[4] J. Barralis, Précis de métallurgie, Edition Nathan, 1998.

[5] B. Barlas, Étude du comportement et de l'endommagement en fatigue d'alliages d'aluminium de fonderie, Doctorat Sciences Génie des Matériaux, ENSMP - Centre des Matériaux P.M. Fourt, ENSMP, 2004.

[6] L. Saidani, Étude expérimentale du comportement en fatigue des métaux par flexion rotative, Thèse de magister, Université Med Boudiaf de M'Sila, 2007

[7] Afnor. Recueil de normes françaises : Fiabilité, maintenabilité et disponibilité, 1988

[8] M. A. Miner, Cumulative damage in fatigue. Journal of Applied Mechanics, 1945, 67, A159-A164.

[9] K. Ngargueudejim, Contribution à l'étude des lois d'endommagement en fatigue, Thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 2003.

[10] A. Bazergui et al, Résistance des matériaux, 2éme édition, éditions de l'école polytechnique de Montréal, 1993.

[11] P. Maltais, Ing, Développement d'une méthode de prédiction de la durée de vie en fatigue de structures tubulaires en aluminium, soudées.

[12] M. Gaid, Optimisation des paramètres de soudage par le procédé FSW pour un PolyEthylene à Haut Densité, PEHD.

[13] R.A. Chiver, P.J. Barham, J. Martinez Salazar, A new looks at the Crystallization *of* polyethylene. *part ii:* crystallization from the melt at low supercooling, journal of polymer science, 20, 1982, 1717-1732

[14] N. Caillet, Prise en compte des spécificités des pièces forgées en fatigue illimitée, Thèse de Doctorat, École des Mines de Paris, 2007.

[15] Roell Amsler, Manuel d'utilisation de la machine de flexion rotative UBM 200[16] ONML, Série de masses étalons DKD, classe m1.

ملخص

يتطرق هذا العمل الى در اسة تطبيقية ومحاكاة رقمية لسلوك الاعياء بو اسطة الانحناء الدور اني لمعدن من الصنع الوطني (PEHD100).

عن طريق اجراء عدة تجارب تطبيقية ومحاكاة رقمية على عدد من العينات باجهادات دورية وهذا بواسطة نظام التحليل ANSYS-WORHBENCH تمكنا من استخلاص خصائص مقاومة هذا المعدن (PEHD100)

- مقاومة الاجهاد الحدية تحت اهادت حدية دورية
- حساب كل من معدل التشوه، معدل طاقة التشوه ;
- التمثيل البياني لسلوك المعدن عن طريق بعض الرسومات البيانية;

الكلمات المفتاحية: حد الاعياء، مدة الحياة، الانحناء الدور الى، نموذج مونيه.

Résumé

Ce travail concerne une étude expérimentale et une simulation numérique du comportement en fatigue par flexion rotative d'un matériau de production nationale (PEHD100).

A travers des applications des simulations numériques sur un nombre d'éprouvettes en sollicitation cyclique en mode flexion rotative sur le langage ANSYS -WORKBENCH, nous avons déduit certaines caractéristiquse du comportement de ce matériau, à savoir :

- La limite de fatigue pour un cycle de contrainte,
- Le calcul du niveau de déformation et de l'énergie de déformation ;
- La représentation graphique.

Mots clés : limite de fatigue, durée de vie, flexion rotative, modèle de Miner.

Abstract

The aim of this work is an experimental study and a numerical simulation of the behavior of a national production (HDPE 100) by rotating bending fatigue.

From through, applications of numerical simulation on number of samples on cyclic stress mode rotating bending on Ansys-workbench we have been determined the characteristics behavior of these material, like:

- The fatigue limit for a stress cycle ;
- The calculation of the deformation level and the deformation energy;
- The graphic representation.

Key Words: fatigue limit, lifetime, rotating bending, Miner's model.