

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

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



PROJET DE FIN D'ÉTUDES

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie mécanique

Thème

**ESSAIS DE FATIGUE PAR FLEXION
ROTATIVE SUR EPROUVETTES AVEC
DOUBLE-ENTAILLES PARALLELES**

Proposé et dirigé par:
M. Y.BELKACEMI
M. B.GUERGUEB

Réalisé par:
M. BRAHIMI Abdelhamid

Promotion : Juin 2009

ملخص:

نعرض في هذا العمل نتائج تجريبية تظهر تأثير الخدوش على فولاذ من نوع A60 و S300Pb, أجريت تجارب إكلال بالة الاعوجاج الدوراني على عينات مخدوشة , حيث أخذنا قيم مختلفة للمسافة بين الخدشتين . و استخلصنا ان المسافة بين الخدشتين لها تأثير على العينات , و فسرنا ذلك بضياع صلابة العينات في حالة ما اذا كانت المسافة بين الخدشتين كبيرة.

كلمات مفتاحية :

إكلال, اللي الدوراني,خدش,شق,تفاعل بين الخدش المتوازية.

Abstract:

In this paper, we present experimental results concerning double parallel notches effect on A60 and S300Pb steels. Rotating-bending fatigue tests have been carried out on specimens with double parallel notches for different values of the distance between the notches. We established a relationship between the distance between nicks and lifetimes of specimens. This relationship is disproportionate. It was explained by the loss of stiffness of the specimen, the latter is important for large distances between notches.

Keywords:

Fatigue, Rotating bending, notched, double notches parallel cracks, interaction between cracks in parallel.

Résumé :

Dans ce travail, on a étudié le phénomène de fatigue sur des éprouvettes en acier A60 et S300Pb à double entailles parallèle. La machine de fatigue utilisée est à flexion rotative. On a établi une relation entre les distances entre entailles et les durées de vie des éprouvettes. Cette relation est disproportionnelle. On l'a expliqué par la perte de rigidité de l'éprouvette. Cette dernière est d'autant plus importante que la distance entre entailles est grande.

Mots clés:

Fatigue, flexion rotative, entaille, double entailles en parallèle, fissure, interaction entre fissures en parallèle.

Dédicaces

Je dédie ce travail :

© *A mon père qui, par ses conseils judicieux ses encouragements et sa tendresse m'a mené sur le chemin de la réussite. Qu'il trouve dans ce travail, une bien mince récompense*

© *A ma mère qui, par sa douceur et son amour sans limite, a su m'inculquer le sens du devoir, de la persévérance et des responsabilités. Qu'elle trouve dans cet ouvrage ma reconnaissance et mes vifs remerciements*

© *A Messieurs Belkacemi, Guergueb et Benbrika qui ont su être la pour me conseiller et me soutenir*

© *A tous mes amis Fares, Lou, Minoucha, Guiss et tous les autres qui se reconnaîtront*

Hamiiiiidou



Remerciements

Ce travail a été proposé et dirigé par Messieurs Belkacemi et Guergueb, je tiens à leur exprimer ma profonde gratitude et ma reconnaissance, car ce travail n'aurait pas pu se faire sans eux, leurs conseils et leurs orientations. Je tiens aussi à remercier énormément les membres du jury qui ont bien voulu examiner mon travail.

*Je remercie Monsieur H. Zahana, directeur de l'entreprise **USI-PRECIS** pour son aide et collaboration.*

Je remercie tout les technicien du département génie mécanique, Mostapha, abdellem, M. ali, pour leur aide.

Je tiens à remercier tous les enseignants de l'École Nationale Polytechnique qui ont participé à ma formation, m'ont beaucoup appris et sans lesquels je ne serais pas ce que je suis.

Je remercie aussi toutes les personnes qui ont pu m'aider un jour.

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
------------------------------------	---

CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS SUR LES ESSAIS DE FATIGUE	3
---	---

INTRODUCTION.....	5
I.1. Description du phénomène de fatigue.....	5
I.2. Définitions et termes utilisés en fatigue.....	6
I.2.1. Contrainte nominale (contrainte de calcule)	6
I.2.2. Cycle de contrainte.....	7
I.2.3. Limite de fatigue	8
I.2.4. Limite d'endurance.....	8
I.2.5. Rapport d'endurance	8
I.3. Diagrammes représentatifs.....	8
I.3.1. Courbe de Wöhler	8
I.3.2. Courbe d'équiprobabilité de rupture.....	10
I.3.3. Courbe d'endurance	10

I.4.	Machines d'essai et instrumentation en fatigue.....	11
I.5.	Classification des sollicitations des essais de fatigue.....	12
I.5.1.	Essais sous amplitude constante.....	12
I.5.2.	Essais sous amplitude variable.....	13
I.6.	Les éprouvettes d'essais de fatigue	14
I.6.1.	Forme des éprouvettes.....	14
I.6.2.	Dimension des éprouvettes.....	15
I.6.3.	Usinage des éprouvettes.....	15

CHAPITRE II : EFFET D'ENTAILLE.....	16
--	-----------

INTRODUCTION.....	18
II.1. Effet d'une entaille.....	19
II.1.1. Concentration de contraintes.....	19
II.1.2. Facteur de concentration de contraintes théorique K_t	21
II.1.3. Facteur de concentration de contraintes en fatigue K_f	22
II.1.4. Facteur de sensibilité à l'entaille	22
II.2. Interaction entre entailles	23
II.2.1. L'impact de l'interaction sur l'évolution des fissures parallèles	23

CHAPITRE III : PRÉPARATION DES ESSAIS..... 27

INTRODUCTION..... 29

III.1. La machine d'essai29

III.2. Description de la machine 30

III.3. Mode de sollicitation de l'éprouvette..... 31

III.4. Etalonnage de la machine 32

III.4. 1.Etalonnage statique.....32

III.4. 2.Méthode des jauges de déformation 34

III.5. Fabrication de la charge additionnelle..... 36

III.6. Les éprouvettes d'essais 37

III.6.1.Forme et dimensions des éprouvettes37

III.6.2.Usinage des éprouvettes 39

III.6.3.Matériau constituant les éprouvettes 39

CONCLUSION 40

CHAPITRE IV : LES RÉSULTATS DES ESSAIS	41
<hr/>	
INTRODUCTION.....	43
IV.1. Observation sur les ruptures des éprouvettes.....	43
IV.2. Résultats des essais	45
IV.2.1. Résultats relatifs à l'éprouvette en S300Pb	45
IV.2.2. Résultats relatifs à l'éprouvette en A60	50
CONCLUSION.....	53
<hr/>	
CONCLUSION GÉNÉRALE	54
<hr/>	
BIBLIOGRAPHIE	57
<hr/>	

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Faciès de rupture par fatigue d'un arbre épaulé sollicité en flexion plane alternée.....	6
Figure I.2 : Cycle de contrainte de fatigue.....	7
Figure I.3 : Courbe de Wöhler.....	9
Figure I.4 : Courbes PSN à 10%, 50%, 90% de probabilité de rupture.....	10
Figure I.5 : Différents types de sollicitation.....	12
Figure I.6: Type de cycles de contraintes.....	13
Figure I.7 : Eprouvette de section circulaire.....	14
Figure I.8 : Eprouvette de section rectangulaire.....	15
<hr/>	
Figure II.1 : Flexion d'un cylindre de diamètre constant.....	19
Figure II.2 : flexion d'un cylindre entaillé.....	20
Figure II. 3 : Durant le test.....	24
Figure II.4: Après le test.....	24
Figure II.5: Striation avec interaction entre fissures.....	25
Figure II.6: Le taux d'évolution de la surface normalisée en fonction de la distance entre entailles.....	26
<hr/>	
Figure III.1 : Le schéma de la machine d'essai.....	30

Figure III.2 : Mode de sollicitation.....	31
Figure III.3 : Répartition des contraintes dans la section utile de l'éprouvette.....	31
Figure III.4: Equilibre des forces.....	33
Figure III. 5 : Eprouvette avec double entailles parallèle.....	37
Figure III.6 : Forme de l'entaille.....	38

Figure IV.1: Variation de la durée de vie (N) en fonction de la distance entre les entailles (X) pour l'acier S300Pb.....	46
Figure IV.2: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour une éprouvette en S 300Pb (X = 5 mm)	47
Figure IV.3: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour une éprouvette en S300Pb (X = 35mm)	48
Figure IV.4: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour deux éprouvettes en S300Pb (X = 5 mm et X = 35 mm)	49
Figure IV.5: Variation de la durée de vie (N) en fonction de la distance entre les entailles (X) pour l'acier A60.....	51
Figure IV.6: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour une éprouvette en A60 pour X = 40 mm.....	52

LISTE DES PHOTOS

PHOTO III.1 : Machine de flexion rotative « SCHENCK »	29
PHOTO III.2 : Jauge prête à l'utilisation.....	36
PHOTO III.3 : La surcharge de 1,8Kg.....	36
<hr/>	
PHOTO III.4 : Variation de la distance X entre les entailles.....	38
PHOTO IV.1: Rupture de l'éprouvette pour X = 1,5 mm.....	43
PHOTO IV.2: Rupture de l'éprouvette X = 20 mm	44

LISTE DES TABLEAUX

Table III.1: valeur de la contrainte résultante et du moment fléchissant appliquée sur éprouvette de diamètre $\Phi = 8$ mm en fonction de la position de l'aiguille de la règle de la machine.....	34
Tableau III.2 : Propriétés mécaniques et compositions chimiques de l'acier A60.....	39
Tableau III.3 : Propriétés mécaniques et compositions chimiques de l'acier S300Pb.....	40

Tableau IV.1 : Nombre de cycles jusqu'à rupture en fonction des distances entre les entailles.....	45
Tableau IV.2 : Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre de cycles sur éprouvette en acier S300Pb, X = 5 mm.....	47
Tableau IV.3 : Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre de cycles sur éprouvette en acier S300Pb, X = 35 mm	48
Tableau IV.4 : Nombre de cycles jusqu'à rupture en fonction des distances entre les entailles.....	50
Tableau IV.5 : Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre de cycles sur éprouvette en acier S300Pb, X = 40 mm.....	52



Introduction

Générale

La fatigue est l'endommagement progressif des matériaux. Depuis la révolution industrielle, les ingénieurs ont été confrontés aux ruptures soudaines d'organes de machines. Les zones de concentration de contraintes telles que trous, congés, entailles et autres sont apparus comme lieux de départ de fissuration par fatigue.

La mécanique d'entaille et la fatigue sous entaille interviennent lorsque l'acuité du défaut n'est pas nulle. Les entailles peuvent provenir d'opérations d'usinage, d'accidents lors de manutention de pipeline pouvant provoquer des explosions dans le cas de gazoduc.

Les essais de fatigue en flexion rotative avec éprouvettes présentant une entaille centrale ont été menés au sein de notre laboratoire et portent sur le calcul du facteur de sensibilité à l'entaille où plusieurs modèles sont connus et utilisés Heywood [1], Neuber [5] et Peterson [6]. Ce paramètre n'est pas le but de cette étude.

Dans cette étude préliminaire, ouvrant le champ à des études complémentaires, nous proposons des résultats d'essais de fatigue en flexion rotative avec deux entailles circonférentielles et parallèles.

Des essais de fatigue en traction ont été menés par Kamaya [2] et [3] sur des éprouvettes plates présentant deux entailles elliptiques parallèles. Pour une certaine distance entre les entailles, l'auteur montre l'interaction entre entailles. Kagawa et al. [4] considère plusieurs fissures parallèles à intervalle réguliers en fatigue en flexion quatre points.

Dans cette étude, le paramètre choisi est la distance entre ces deux entailles variant de 1,5 mm à 40 mm.

Les essais ont été menés sur les aciers A60 et S300Pb.

Chapitre

I



GÉNÉRALITÉS SUR LES ESSAIS DE FATIGUE

CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS SUR LES ESSAIS DE FATIGUE

INTRODUCTION

I.1.Description du phénomène de fatigue

I.2.Définitions et termes utilisés en fatigue

I.3.Diagrammes représentatifs

I.4.Machines d'essai et instrumentation en fatigue

I.5.Classification des sollicitations des essais de fatigue

I .5.1.Essais sous amplitude constante

I .5.2.Essais sous amplitude variable

I.6.Les éprouvettes d'essais de fatigue

I.6.1. Forme des éprouvettes

I.6.2. Dimension des éprouvettes

I.6.3. Usinage des éprouvettes

GENERALITE SUR LES ESSAIS DE FATIGUE



INTRODUCTION

L'expérience industrielle montre que les ruptures de pièces de machines ou de structures en fonctionnement normal, sont le plus souvent dues à la fatigue. Celle-ci est particulièrement insidieuse du fait de son caractère progressif masqué. Ceci est d'autant plus grave que la fissuration par fatigue conduit très souvent à une rupture brutale qui peut provoquer un incident.

Afin de préciser les différents aspects de la fatigue des métaux, ce chapitre se propose dans un premier temps de donner quelques généralités sur le phénomène de fatigue des matériaux ou l'on verra quelques définitions et termes utilisés en essai de fatigue, pour passer ensuite aux différentes classifications des sollicitations de fatigue. Pour finir on présentera les différents types d'éprouvettes utilisées dans les essais de fatigue-endurance.

I.1. Description du phénomène de fatigue

Les ruptures en service par fatigue présentent généralement des faciès d'aspect caractéristique. On y distingue une zone relativement lisse, caractéristique de la propagation lente d'une fissure, et une zone plus accidentée de rupture brutale. Cette dernière se produit en fin de propagation, lorsque le ligament restant est devenu d'aire insuffisante pour supporter la charge maximale appliquée.

En effet, le phénomène de fatigue se caractérise par une première phase d'amorçage de microfissures en surface, le plus souvent à température ambiante sur des défauts préexistants

(inclusions, porosités, raies d'usinage...). Ces microfissures se propagent d'abord en surface, puis coalescent et se propagent jusqu'à l'apparition d'une macro-fissure. Cette macro-fissure va se propager en profondeur dans la pièce, d'abord lentement, puis de plus en plus vite, jusqu'à ce que les conditions de rupture brutale en fond de fissure soient satisfaites et que le ligament restant se rompt. La figure I.1 montre un exemple de faciès de rupture d'un arbre épaulé rompu en fatigue sous une sollicitation de flexion plane alternée, ayant occasionné deux sites d'amorçage et la propagation de deux fissures macroscopiques de part et d'autre de la zone de rupture finale [2].

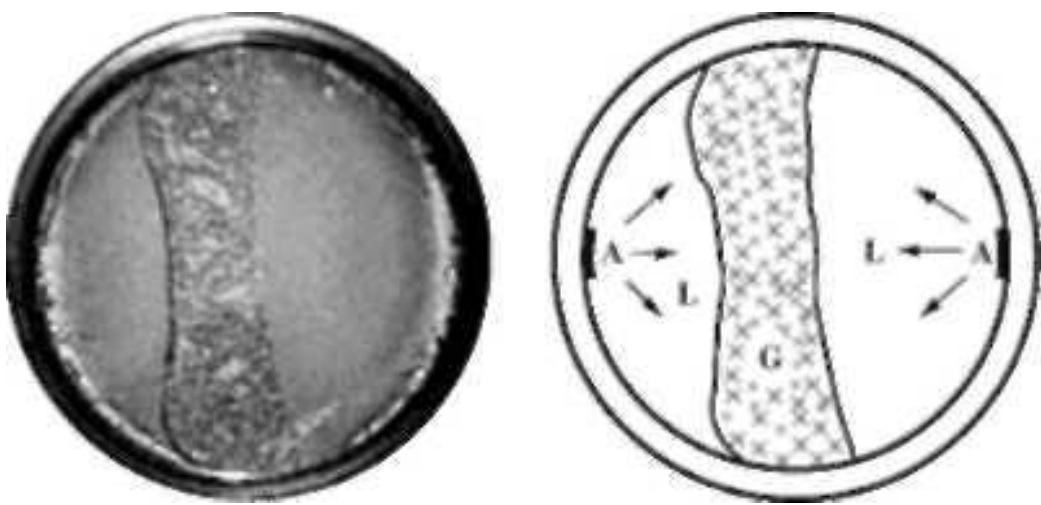


Figure. I.1: Faciès de rupture par fatigue d'un arbre épaulé sollicité en flexion plane alternée. A: zones d'amorçage; L: zones lisses de propagation des Fissures; G: zone accidentée de rupture brutale.

I.2. Définitions et termes utilisés en fatigue

I.2.1. Contrainte nominale (contrainte de calcul)

La contrainte prise en compte au cours de l'essai de fatigue est une contrainte nominale, elle est calculée par rapport à la section nette de l'éprouvette considérée, à l'aide des formules usuelles de la résistance des matériaux (RDM) relative au domaine élastique [9].

I.2.2. Cycle de contrainte

Il y a un cycle de contrainte quand une contrainte d'amplitude variable dans le temps se répète périodiquement. Le plus utilisé est le cycle sinusoïdal. Les contraintes sinusoïdales sont les seules que nous considérerons par la suite.

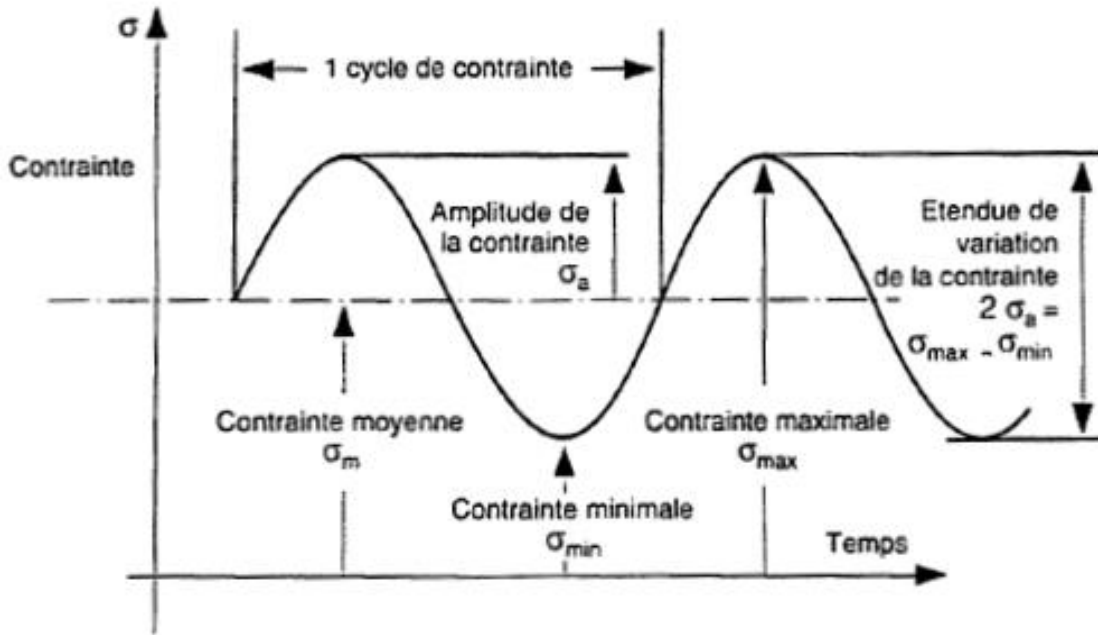


Figure I.2 : Cycle de contrainte de fatigue

- Contrainte maximale (σ_{max}) : est définie comme étant la valeur maximale algébrique de la contrainte au cours d'un cycle de contrainte.
- Contrainte minimale (σ_{min}) : Valeur minimale algébrique de la contrainte au cours d'un cycle de contrainte.
- Contrainte moyenne (σ_m) : Contrainte moyenne définie par la valeur algébrique :

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$$

- Amplitude de contrainte (σ_a) : Amplitude de la contrainte définie par la valeur algébrique :

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$$

- Rapport de contrainte (R_σ): c'est le rapport algébrique de la contrainte minimale à la contrainte maximale dans un cycle :

$$R_\sigma = \sigma_{min} / \sigma_{max}$$

I.2.3. Limite de fatigue

Pour une contrainte moyenne donnée, la limite de fatigue est la plus grande amplitude de contrainte pour laquelle il n'y aura pas de rupture après un nombre infini de sollicitations [9].

I.2.4. Limite d'endurance

La limite d'endurance est la plus grande amplitude de contrainte pour laquelle il est constaté 50 % de rupture après un nombre fini N (appelé *censure*) de sollicitations.

I.2.5. Rapport d'endurance

C'est le rapport de la limite d'endurance à la charge de rupture à la traction:

$$R = \sigma_D(N) / R_m$$

I.3. Diagrammes représentatifs

I.3.1. Courbe de Wöhler

Les résultats des essais de fatigue peuvent être reportés sur un *diagramme de résistance à la fatigue* exprimant l'amplitude de contrainte en fonction du logarithme de la durée de vie N (ou nombre de cycles à rupture) et tracer la courbe moyenne correspondante, appelée *courbe de Wöhler* dit aussi *diagramme S-N* (*Stress - Number of cycles to rupture*), fig. I.3.

A chaque essai sous amplitude de contrainte constante, on associe un point $\sigma_a - \log N$ sur le diagramme.

Tous les essais doivent être conduits à une même fréquence f , même contrainte moyenne σ_m sur un nombre d'éprouvettes identiques ou même rapport de contrainte R_σ .

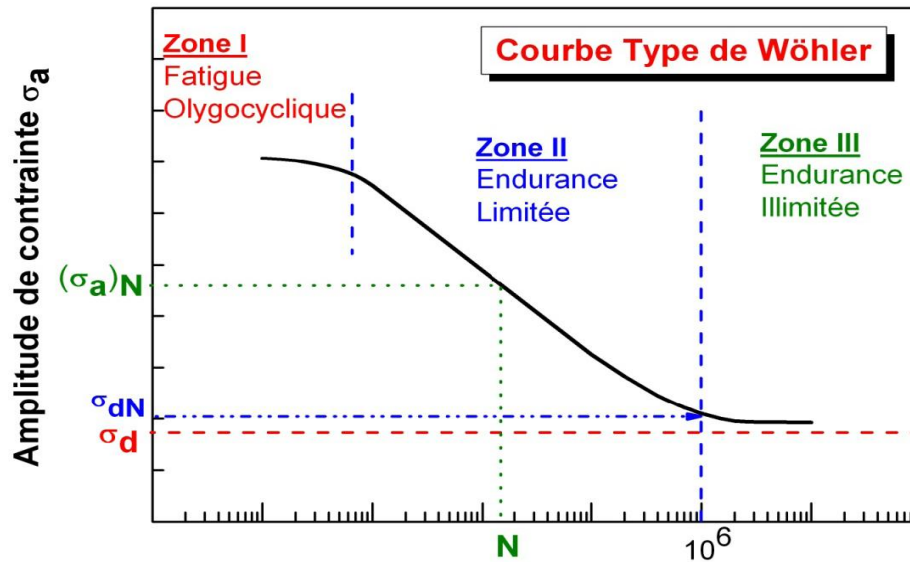


Figure I.3 : Courbe de Wöhler

Sur une courbe de *Wöhler*, on distingue trois domaines :

- Domaine de fatigue oligocyclique : sous de fortes amplitudes de contrainte, les ruptures surviennent après un petit nombre de ($N_R \leq 10^4$ cycles).
- Domaine d'endurance limité: les ruptures se produisent après un nombre de cycle qui croit quand la contrainte décroît ($10^4 < NR < 10^6$ cycles).
- Domaine d'endurance illimité : les ruptures ne se produisent pas avant un nombre de cycles supérieur à la durée de vie envisagée de la pièce.

N.B :

Le niveau de l'asymptote horizontale détermine la limite de fatigue σ_D . Pour certains matériaux soumis à une contrainte cyclique inférieure à σ_D la rupture ne se produit pas en principe.

I.3.2. Courbe d'équiprobabilité de rupture

L'analyse statistique des résultats d'essais de fatigue-endurance permet d'estimer la moyenne de résistance à la fatigue pour une durée de vie donnée et l'écart type correspondant. Ça permet aussi de tracer les courbes *amplitudes de contrainte-nombre de cycles à rupture* probabilisées.

On peut alors tracer la courbe, définissant pour chaque probabilité de rupture P , l'amplitude de contrainte en fonction du nombre de cycles à rupture N . L'ensemble de ces courbes, pour les diverses valeurs de P , définit les courbes d'équiprobabilité de rupture.

La figure I.4 présente schématiquement les courbes ainsi obtenues pour 50%, 10% et 90% de probabilité de rupture.

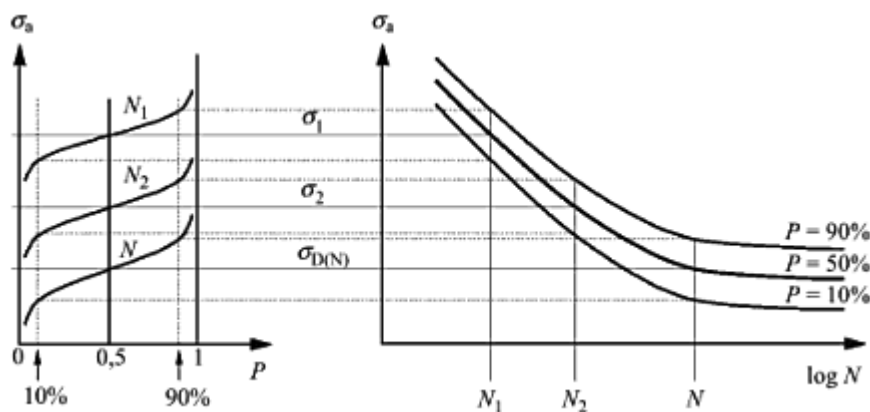


Figure I.4 : Courbes PSN à 10%, 50%, 90% de probabilité de rupture

En pratique, on se réfère au moins à la courbe à 50% de probabilité de rupture; on y ajoute bien souvent les courbes à 10 et 5%, voire 1% de probabilité de rupture.

I. 3.3. Courbe d'endurance

De façon plus générale, toute représentation graphique permettant de décrire, pour une même durée de vie N , l'évolution de l'amplitude de contrainte alternée admissible $\sigma_a(N)$ en (*endurance limitée*) ou $\sigma_D(N)$ (en *endurance illimitée*) en fonction de la contrainte moyenne appliquée σ_m est appelée diagramme d'endurance [7].

Les diagrammes d'endurance les plus couramment utilisés sont:

- le diagramme de Haigh, qui définit l'amplitude de contrainte cyclique admissible σ_a en fonction de σ_m ;
- le *diagramme de Goodman-Smith*, qui définit les contraintes maximales σ_{\max} et minimale admissibles σ_{\min} en fonction de σ_m .

Comme les courbes de Wöhler, les diagrammes d'endurance peuvent être probabilisés.

I.4. Machines d'essai et instrumentation en fatigue

En raison du grand nombre d'essais nécessaires à la caractérisation en fatigue des matériaux, les machines d'essai utilisées doivent être simples, robustes, rapides et de fonctionnement peu coûteux.

- Les machines de flexion sont couramment utilisées en fatigue-endurance. Les machines de flexion rotative sont à cet égard intéressantes, et utilisées dans l'industrie en «batterie» d'un grand nombre d'entre elles; elles sont néanmoins beaucoup moins utilisées aujourd'hui qu'autrefois. Les éprouvettes utilisées en flexion rotative sont axisymétriques et généralement de forme torique pour concentrer les contraintes dans la section minimale de l'éprouvette. L'éprouvette est animée d'un mouvement de rotation uniforme autour de son axe, à une vitesse de l'ordre de 3000 tr/min; elle est simultanément soumise à un moment de flexion d'axe fixe perpendiculaire à l'axe de l'éprouvette.
- Les machines de flexion plane peuvent être de conception très variée. Les machines électromécaniques à came et excentrique sont les plus adéquates, à cause de leur vitesse élevée. Elles permettent de soumettre une éprouvette de forme parallélépipédique à une flèche à variation sinusoïdale. Tous les points d'une section droite à la même distance de l'axe neutre subissent alors le même cycle de contrainte; et s'il s'agit de flexion à quatre points, toutes les sections droites subissent les mêmes sollicitations.

I.5. Classification des sollicitations des essais de fatigue

On peut distinguer deux grandes catégories d'essais de fatigue: les essais sous amplitude de sollicitation constante, et les essais sous amplitude de sollicitation variable simulant des sollicitations en service, elles-mêmes d'amplitude variable. Ces derniers essais sont généralement pratiqués sur structure réelle, ou au moins sur maquette, tandis que les essais à amplitude constante sont la plupart du temps pratiqués sur éprouvette.[9]

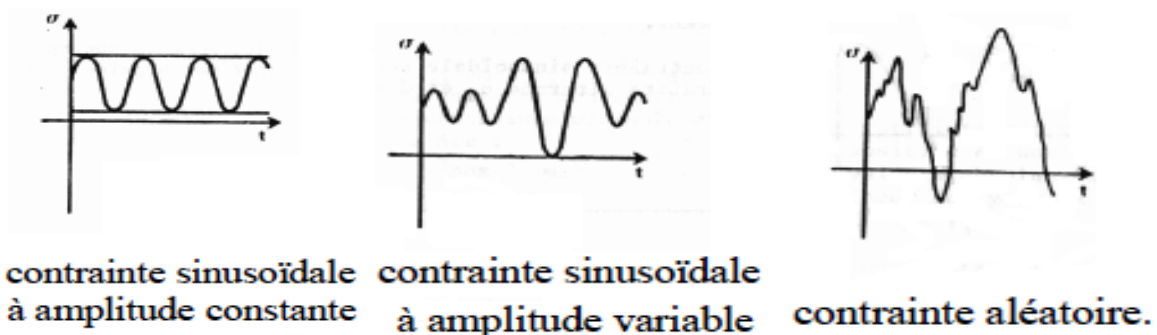


Figure I.5 : Différents types de sollicitation.

I.5.1. Essais sous amplitude constante

En général, les sollicitations de fatigue résultent d'efforts combinés et on peut distinguer trois cas :

- Premier cas : Sollicitations aux efforts et aux efforts variables de même nature et de même direction, par exemple traction statique et traction variable alternative.

On peut considérer, quelle que soit la nature des efforts agissant (traction, flexion, torsion), trois sortes de sollicitation en fonction du temps : alternées, répétées, ondulées.

Tout effort périodique peut être considéré comme la superposition d'un effort constant ou statique σ_m et d'un effort alternatif d'amplitude σ_a .

- Pour $\sigma_m < \sigma_a$ les efforts sont dit alternés,

Si $\sigma_m = 0$ les efforts sont purement alterné ou symétrique.

Dans ce cas

- Si $\sigma_m = \sigma_a$ les efforts sont dits répétés
- Quand $\sigma_m > \sigma_a$ on parle alors des efforts ondulée,

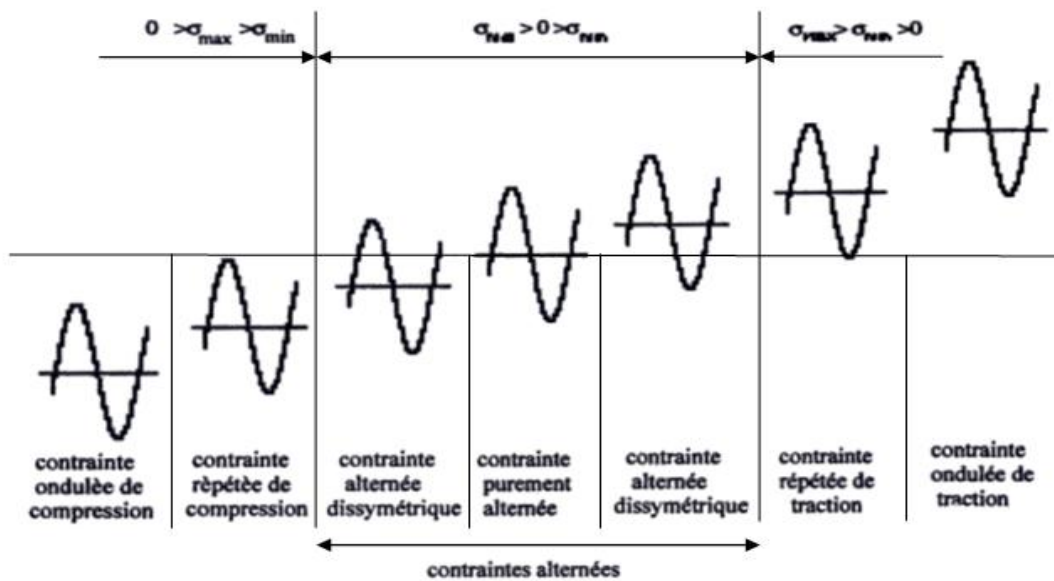


Figure I.6: Type de cycles de contraintes

- Deuxième cas : sollicitations aux efforts statiques et aux efforts variables de nature différente, par exemple traction statique et torsion variable, alternative ou torsion statique et traction variable, alternative.
- Troisième cas : sollicitation aux efforts combinés de nature différente, par exemple effort de traction et de torsion alternatifs en phase.

I.5.2. Essais sous amplitude variable

Actuellement on utilise de plus en plus, en pratique, les résultats d'essai sous programme de charge, de manière à se rapprocher des conditions réelles de service [9]. Si dans le cas des essais à amplitude constante, on suppose alors que la valeur de la charge, au

cours du temps, est « déterministe », c'est-à-dire qu'elle est définie par une relation mathématique, la charge en service est le plus souvent dite « *stochastique* », c'est-à-dire qu'elle ne peut pas être définie par une expression mathématique explicite. Dans ce cas, on suppose toutefois que l'évolution de la charge au cours du temps suit un processus aléatoire stationnaire, c'est-à-dire qu'on admet qu'une série de n enregistrement peut être définie par des caractéristiques statistiques appropriées (moyenne arithmétique, quadratique, ... etc.) et que ces caractéristiques ne varient pas dans le temps.

I.6. Les éprouvettes d'essais de fatigue

I.6.1. Forme des éprouvettes

La forme de l'éprouvette doit essentiellement satisfaire aux conditions géométriques requises pour un essai de fatigue. De plus, elle ne doit pas comporter de singularités conduisant à une localisation de l'endommagement. La plupart des ruptures par fatigue s'amorcent à la surface, la résistance à la fatigue peut être fortement influencée par l'état de surface.

Deux sortes d'éprouvettes peuvent être utilisées au cours d'un essai de fatigue :

Une éprouvette de section circulaire : avec des congés se raccordant tangentiellement entre la partie utile et les extrémités de l'éprouvette, ou avec un arc de cercle, de rayon continu entre les extrémités. Fig. I.7.

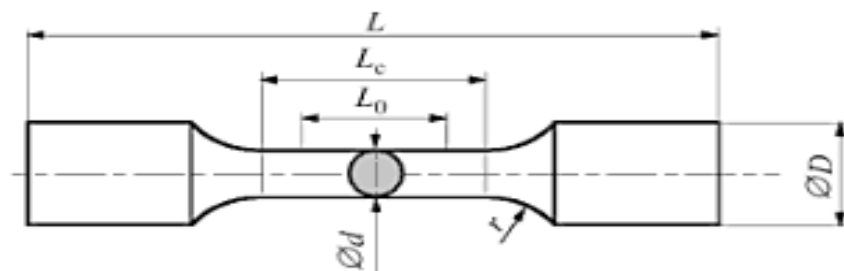


Figure I.7 : Eprouvette de section circulaire

Une éprouvette de section rectangulaire d'épaisseur uniforme sur toute la partie soumise à l'essai, avec des congés se raccordant tangentiellement entre la partie utile et les têtes de l'éprouvette ou avec un arc de cercle de rayon continu entre les extrémités. Fig. I.8

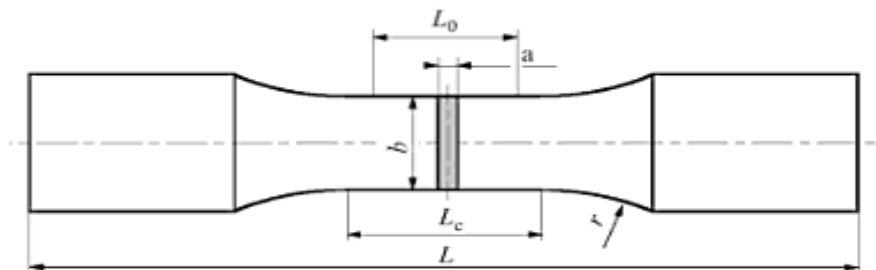


Figure I.8 : Epreuve de section rectangulaire

I.6.2. Dimension des éprouvettes

Les dimensions des éprouvettes doivent être telles que la contrainte maximale d'essai ne soit jamais supérieure à 25 % de la capacité de la machine et que la contrainte minimale soit supérieure à 2.5% de la capacité [10].

Les dimensions sont choisies de manière à ce que la fréquence propre d'une éprouvette soit le double au moins de la fréquence de la machine, le diamètre de la partie soumise à l'essai doit être compris entre 5 et 10 mm si on considère notre machine de flexion rotative, et que la longueur doit être supérieure à trois fois le diamètre de la partie utile.

La tolérance sur l'excentricité entre la partie utile et les têtes d'amarrages est de ± 0.025 mm et la tolérance de forme sur la partie utile est de ± 0.02 mm

I.6.3. Usinage des éprouvettes

Pour ne pas modifier la structure et les caractéristiques du métal, l'usinage d'une éprouvette doit éviter tout échauffement et réduire au maximum l'écaillage de la surface de l'éprouvette.

L'usinage doit se faire par la préparation d'une ébauche avec une surépaisseur de 0.5mm, puis par des passes de finition de plus en plus fines, pour terminer avec une profondeur de passe de 0.025 mm. Enfin, la surface de l'éprouvette est polie longitudinalement avec des toiles et des papiers abrasifs de plus en plus fins, pour terminer avec un papier au carbone-silicone, imperméable à l'eau, de degré 600. Il faut obtenir ainsi une finesse de surface de 0.025 mm.

Chapitre

II



EFFET D'ENTAILLE

CHAPITRE II : EFFET D'ENTAILLE

INTRODUCTION

II.1. Effet d'une entaille

II.1.1. Concentration de contraintes

II.1.2. Facteur de concentration de contraintes théorique K_t

II.1.3. Facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f

II.1.4. Facteur de sensibilité à l'entaille

II.2. Interaction entre entailles

II.2.1. L'impact de l'interaction sur l'évolution des fissures parallèles

EFFET D'ENTAILLE

Chapitre II

INTRODUCTION

De nombreux facteurs influent sur la résistance à la fatigue:

Paramètres mécaniques: nature des sollicitations (flexion rotative, flexion plane simple, traction/compression, torsion), forme du cycle (alterné, répété, ondulé) c'est-à-dire essentiellement niveau moyen de sollicitation, état de surface, état de contraintes résiduelles, forme géométrique de l'éprouvette...

Paramètres métallurgiques: structure cristalline du matériau, taille de grain, état de précipitation, état d'écrouissage, hétérogénéités microstructurales...

Dans ce chapitre, on s'intéresse à l'influence des paramètres mécaniques, et plus précisément l'effet des entailles sur la résistance à la fatigue de l'éprouvette. On aborde également le phénomène d'interaction entre les fissures et ses caractéristiques.

II.1. Effet d'une entaille

La plupart des structures sont constituées d'éléments de formes géométriques complexes. Ces entailles mécaniques sont des lieux de concentration de contrainte qui jouent un rôle nocif relativement à la résistance de la structure. Un changement de section dans une pièce, entraîné par la présence d'une entaille, d'un congé, d'un trou, etc., conduit à modifier la distribution uniforme des contraintes et à faire apparaître localement des pointes de contrainte

L'influence des concentrations de contraintes sur la résistance à la fatigue d'un matériau, est étudiée sur des éprouvettes entaillées. Cette concentration de contraintes locale est mesurée à l'aide des coefficients de concentration de contraintes qu'on définira dans la suite de ce chapitre.

II.1.1. Concentration de contraintes

Soit une pièce mécanique cylindrique de diamètre constant subissant une flexion : montrée sur la figure II.1.

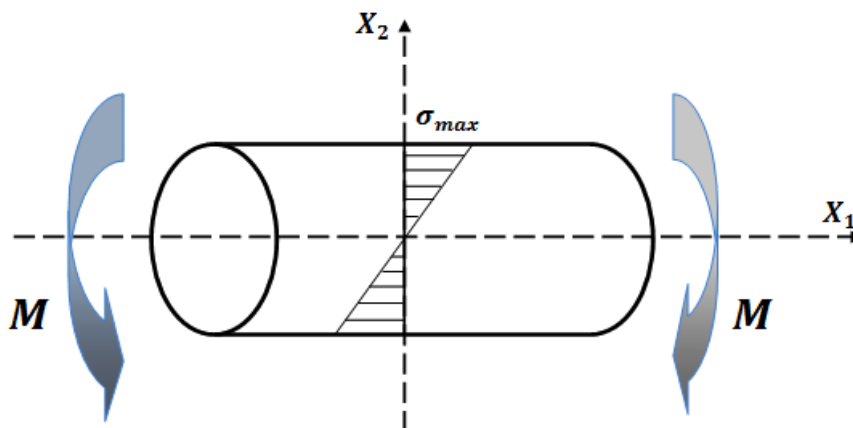


Figure II.1 : Flexion d'un cylindre de diamètre constant

Si on considère une section droite dans la pièce fléchie, l'état de contrainte dans le plan de flexion est linéaire, donnée par l'expression :

$$\sigma(X_2) = \frac{M_3}{I_{33}} \cdot X_2 \quad (\text{II.1})$$

Où :

M_3 : Moment de flexion

I_{33} : Moment d'inertie de la section par rapport à l'axe

$$I_{33} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (\text{II.2})$$

La valeur maximale de la contrainte est donnée sur la fibre la plus éloignée de l'axe neutre, pour $X_2 = \frac{d}{2}$

$$\sigma_{max} = \frac{M}{\left(\frac{\pi \cdot d^3}{32}\right)} \quad (\text{II.3})$$

Soit une autre pièce mécanique cylindrique entaillée tel que le diamètre en fond d'entaille est le même que celui de la pièce ci-dessus et subissant la même flexion fig. II.2.

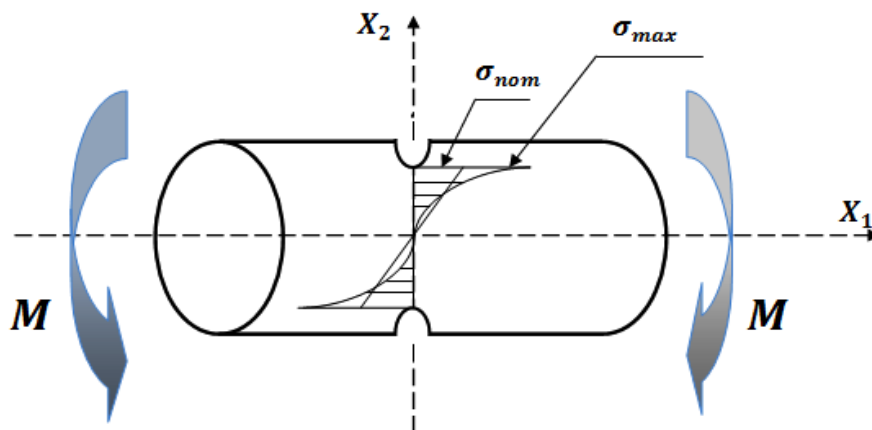


Figure II.2 : flexion d'un cylindre entaillé

Dans ce cas la répartition des contraintes n'est plus linéaire et on observe une contrainte à fond d'entaille qui dépasse la valeur maximale correspondant à l'état linéaire. On parle dans ce cas de « concentration de contraintes ». [13]

II.1.2. Facteur de concentration de contraintes théorique K_t

Le facteur de concentration de contrainte en fatigue théorique ou indice de forme est défini comme étant le rapport de la contrainte statique maximale au fond de l'entaille sur la contrainte nominale, c'est-à-dire la contrainte qui existerait au même endroit dans une éprouvette lisse Soit :

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (\text{II.4})$$

σ_{max} : Contrainte maximale en fond d'entaille.

σ_{nom} : Contrainte maximale nominale calculée à partir de la section nette.

Ces facteurs théoriques s'appliquent à un matériau idéal qui est parfaitement élastique. Ils sont déterminés sur la base des hypothèses de la théorie d'élasticité pour le cas des charges statiques c'est à dire la contrainte σ_{max} qui peut être réelle ou effective. Ces facteurs sont alors de la forme géométrique des pièces et de la sollicitation. L'une des formules donnant les valeurs de ces facteurs et qui a été établie à partir des travaux de NEUBER [11] :

$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{A \cdot \frac{2r}{D-d} + B \cdot \frac{2r(1+2r/d)^2}{d}}} \quad (\text{II.5})$$

Où :

D : diamètre extérieur ou largeur extérieur de la pièce.

d: diamètre ou largeur au fond d'entaille.

r : rayon au fond d'entaille.

A, B : facteurs dépendant de la géométrie et de la sollicitation appliquée à la pièce, tels que A= 0.25 et B = 1.80 pour le cas de flexion de cylindre.

En pratique, pour de nombreux cas simples, le facteur de concentration de contraintes est présenté sous forme de tableaux ou d'abaques en fonction des paramètres géométriques des pièces mécaniques.

II.1.3. Facteur de concentration de contraintes en fatigue K_f

Le facteur de concentration de contrainte ou facteur de concentration de contrainte effectif, noté par K_f , est défini comme étant le rapport entre la limite de fatigue d'une pièce lisse et la limite de fatigue d'une pièce entaillée (avec la même section nette de charge)

$$K_f = \frac{\sigma_D}{\sigma_{dn}} \quad (\text{II.6})$$

Où :

σ_D : Limite d'endurance d'éprouvette lisse.

σ_{dn} : Limite d'endurance d'éprouvette entaillée.

II.1.4. Facteur de sensibilité à l'entaille

Dans le cas de la rupture par fatigue. On notera que pour un matériau donné, la limite d'endurance diminue quand le facteur de concentration de contrainte K_t augmente. Cette diminution est d'autant plus forte que le matériau possède des caractéristiques mécaniques élevées.

D'autre part, pour les fortes valeurs de K_t , on observe que la limite d'endurance est sensible aux variations de la résistance statique de l'acier. Ces observations ont amené Peterson [2] à définir un coefficient de sensibilité à l'entaille q qui s'exprime par:

Pour la contrainte normale (traction et flexion).

$$q_1 = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (\text{II.7})$$

La connaissance du paramètre q , fonction des caractéristiques mécaniques du matériau et en particulier de sa charge à la rupture, permet d'estimer le facteur de concentration de contrainte en fatigue K_f de ce matériau entaillé (K_t connu), et conduit à la connaissance de la limite d'endurance sous entaille sans avoir à réaliser d'essais.

Un autre coefficient qui lie K_t et K_f est présenté par Brand [9]. Ce coefficient d'adaptation dynamique est définie par :

$$q_2 = \frac{K_f}{K_t} \quad (\text{II.8})$$

Les travaux de Brand ont montré que l'utilisation du facteur de sensibilité à l'entaille q , proposé par Peterson, conduit à une plus grande dispersion comparée à l'utilisation du coefficient d'adaptation dynamique.

II.2. Interaction entre entailles

L'étude de l'interaction entre entailles revient à considérer l'interaction entre des fissures parallèles. Dans notre cas, les entailles sont symétriques et identiques. De ce fait, on admet que la densité de probabilité est la même et que la rupture peut avoir lieu sur la première entaille où sur la deuxième. Dans ce qui suit, on développe la nature d'interaction entre ces fissures, ses caractéristiques et ses limites.

II.2.1. L'impact de l'interaction sur l'évolution des fissures parallèles

L'étude de l'interaction mécanique entre des fissures adjacentes, joue un rôle important dans la compréhension du comportement des matériaux en termes de fissuration. L'interaction entre les fissures cause une brusque augmentation de la taille des fissures et accélère l'évolution des fissures. L'évolution d'une fissure peut être prédite en utilisant une relation empirique reliant le taux d'évolution de la fissure et le facteur de concentration de contraintes. Cependant, et en prenant en compte l'influence de l'interaction des fissures sur le

facteur de concentration de contraintes, on peut prédire le comportement de l'interaction des fissures.

Les figures II.3 et II.4 montrent l'interaction entre deux fissures coplanaires parallèles, sur une éprouvette de section carrée soumise à une contrainte variable, sur une machine de fatigue électro-hydraulique servo-controlée [2].

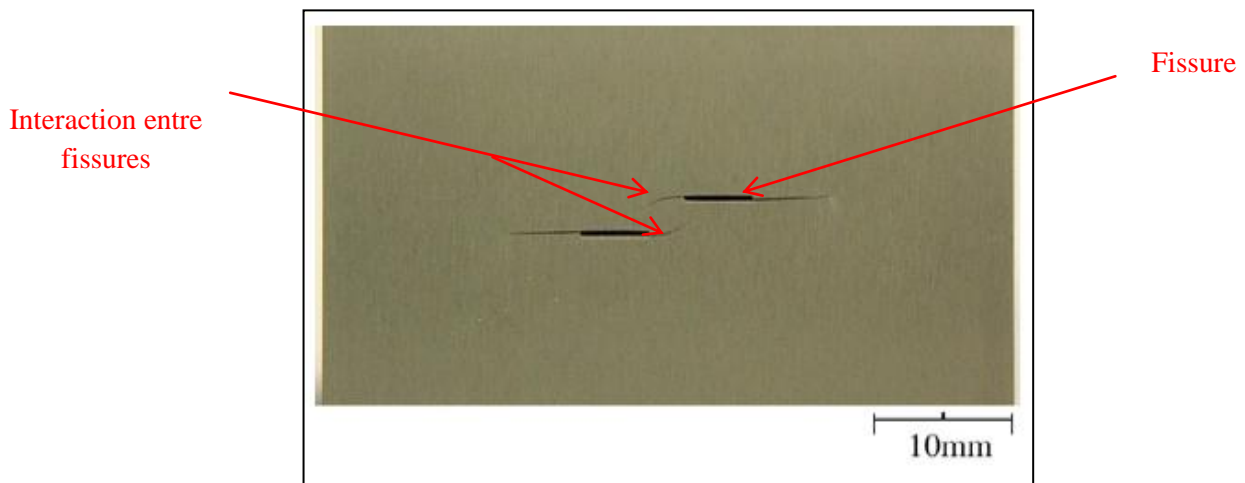


Figure II. 3 : Durant le test [2]

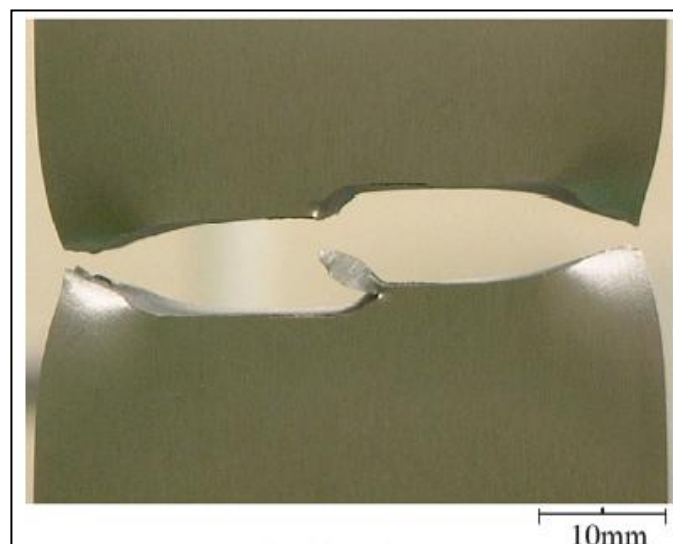


Figure II.4: Après le test [2]

Le degré d'interaction entre les fissures peut être mesuré en mesurant le nombre de « beachmarks » ou striation (voir fig. II.5) laissés après rupture de l'éprouvette. Les « beachmarks » sont les couches apparentes sur la surface de rupture. Ces couches permettent de mesurer le taux d'évolution de la fissure. Ce dernier est influencé par l'interaction des

différentes fissures adjacentes. L'interaction est d'autant plus importante que les fissures sont proches l'une de l'autre.

Le degré d'interaction dépend également de la forme des fissures, leurs positions, leurs tailles, les positions des bouts de fissures et le nombre de fissures. Tous ces facteurs rendent difficile l'évaluation de l'évolution de la fissure.

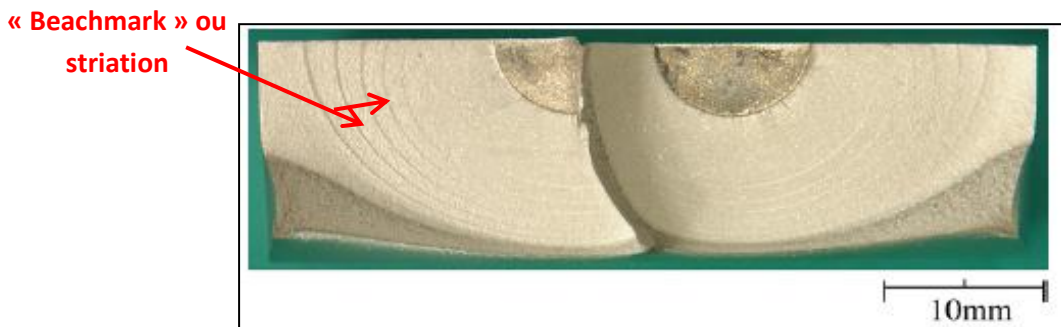


Figure II.5: Striation avec interaction entre fissures [2]

Une autre simulation a été menée par [4] et a montré que le degré d'interaction augmente au cours de l'évolution de la fissure, et que les deux fissures peuvent être assimilées à une seule fissure, si elles sont suffisamment proches. Ainsi, cette simulation a permis de conclure sur la possibilité de prédire l'évolution de la surface dans la zone d'interaction des deux fissures.

La relation entre la distance entre fissures et le taux d'évolution de la fissure est illustrée sur la figure II.6 Cette courbe considère les deux fissures comme étant une seule, ceci afin de normaliser le taux d'évolution de la fissure. La distance entre entailles est divisée par la profondeur de l'entaille [3].

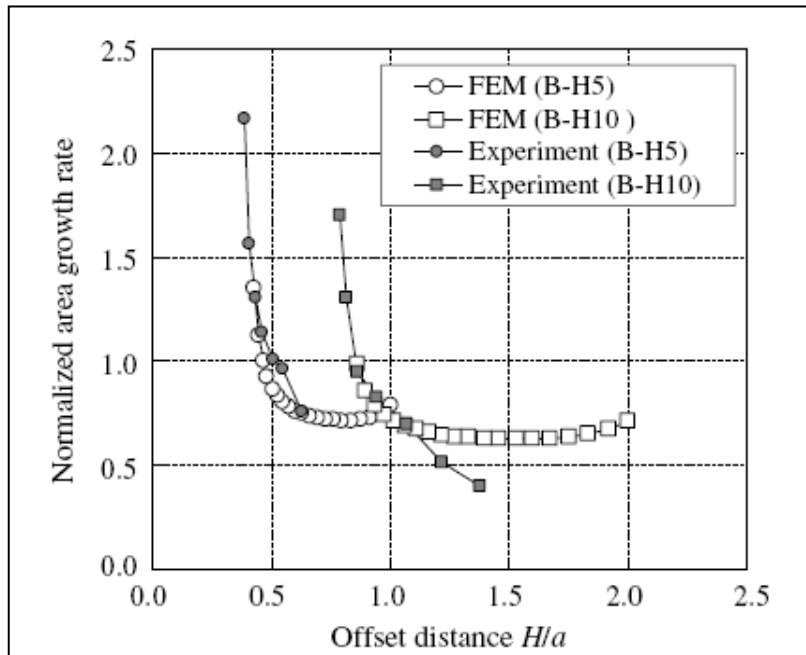


Figure II.6 Le taux d'évolution de la surface normalisée en fonction de la distance entre entailles [3]

Où :

FEM : méthode des éléments finis

B-H5 : la distance entre les deux entailles est de 5mm, la contrainte est de 120MPa

B-H10 : la distance entre les deux entailles est de 10mm, la contrainte est de 120MPa

H : la distance entre entailles

a : la profondeur de l'entaille

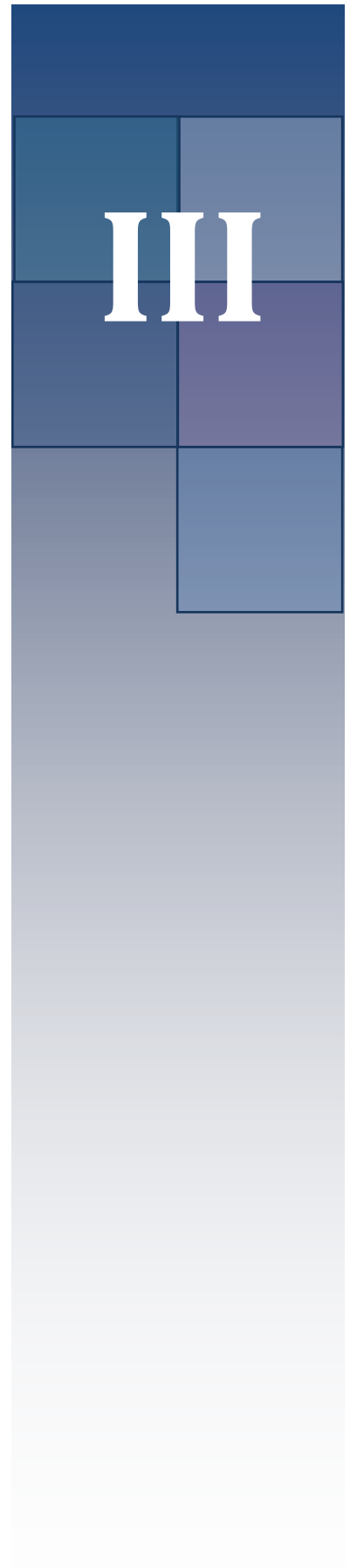
La courbe montre une relation inversement proportionnelle, entre la distance entre entailles rapportée à sa profondeur et le taux d'évolution de la fissure. En augmentant la distance entre entailles, l'interaction entre les fissures diminue et le taux d'évolution de la fissure diminue à son tour, et vice versa.

Chapitre



PRÉPARATIONS DES ESSAIS

III



CHAPITRE III : PRÉPARATION DES ESSAIS

INTRODUCTION

III.1. La machine d'essai

III.2. Description de la machine

III.3. Mode de sollicitation de l'éprouvette

III.4. Etalonnage de la machine

III.4. 1. Etalonnage statique

III.4. 2. Méthode des jauge de déformation

III.5. Fabrication de la masse additionnelle

III.6. Les éprouvettes d'essais

III.6.1. Forme et dimensions des éprouvettes

III.6.2. Usinage des éprouvettes

III.6.3. Matériau constituant les éprouvettes

CONCLUSION

PRÉPARATION DES ESSAIS

Chapitre III

INTRODUCTION

Avant d'entamer nos essais sur la machine de flexion rotative, il faut d'abord s'assurer du bon fonctionnement de cette dernière, et de préparer toutes les conditions d'essais nécessaires.

Pour cela on cite, dans ce chapitre, toutes les opérations qu'on a effectuées avant de commencer nos essais. On présente d'abord, les différentes méthodes d'étalonnage de la machine, suivie par la procédure d'usinage des éprouvettes utilisées, et on termine par une conclusion.

III.1. La machine d'essai

Nous avons utilisé la machine de flexion rotative « SCHENCK » qui est disponible au niveau du laboratoire du département de génie mécanique représenté sur la photo III.1 :



PHOTO III.1 : Machine de flexion rotative « SCHENCK »

III.2. Description de la machine

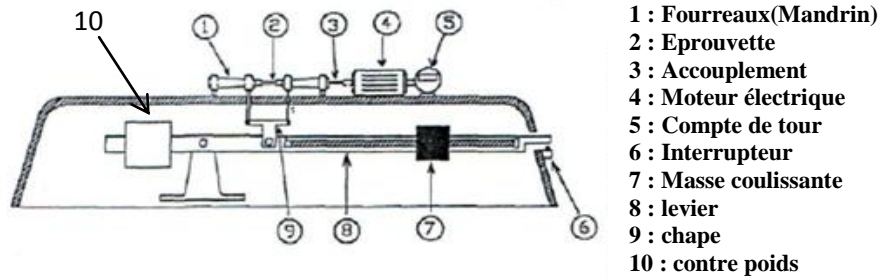


Figure III.1 : Le schéma de la machine d'essai

On peut décomposer la machine d'essai utilisée en deux parties principales

- Une partie tournante : composée de deux fourreaux (1) à l'intérieur de chaque fourreau est montée une pince qui permet le serrage de l'éprouvette (2). Sur chaque fourreau sont montées deux roulements rotules à deux rangés de billes qui assurent le guidage en rotation. L'un des fourreaux (gauche) est relié à un moteur électrique (4), tournant à 2760 tr/min avec un accouplement élastique avec un ressort (3) et le moteur est relié à un compte-tours (5) qui indique le nombre de cycles effectués par l'éprouvette pendant l'essai.
- Une partie de chargement : Composée principalement d'un levier(8) sur lequel peut glisser une masse (7) dont le déplacement est mesuré grâce à une aiguille coulissante le long d'une règle de 300 mm. Ce levier est relié aux deux fourreaux par l'intermédiaire d'une chape (9) de manière à transmettre à la partie tournante l'effort produit par la masse coulissante. Le levier peut entrer en contact avec un coupe circuit lors de la rupture de l'éprouvette ce qui permet de mesurer le nombre de cycles effectués sous une certaine charge jusqu'à rupture.

III.3. Mode de sollicitation de l'éprouvette

La sollicitation sur la machine de flexion rotative est modélisée par une flexion à quatre points d'une poutre, voir fig.III.2. De cette manière, l'éprouvette est soumise à un moment fléchissant constant sur tout le long de la partie utile de l'éprouvette (entre les deux appuis).

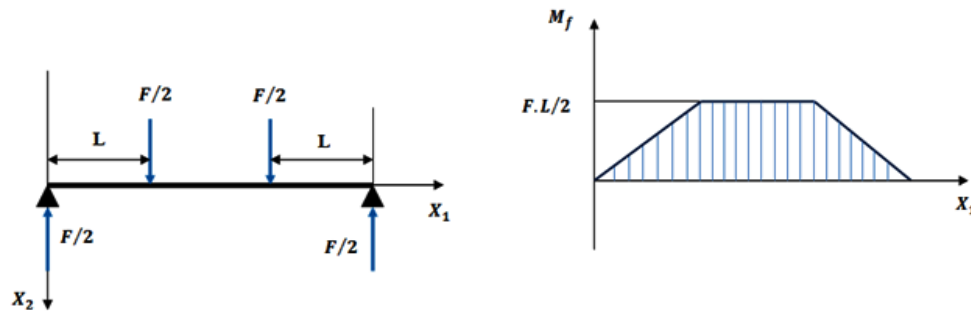


Figure III.2 : Mode de sollicitation

La contrainte s'obtient en exerçant un effort de flexion de direction fixe et d'amplitude constante. La fatigue 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 fonction du temps suivant une loi sinusoïdale avec une valeur moyenne nulle. Chaque révolution correspond à une période ou à un cycle de fatigue.

Pour les fibres externes qui sont les plus sollicitées, l'amplitude de la contrainte induite par la flexion est maximale.

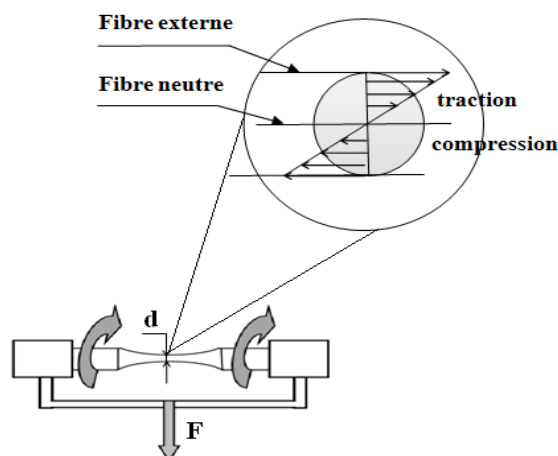


Figure III.3 : Répartition des contraintes dans la section utile de l'éprouvette

La contrainte dans une fibre se calcule par la formule de Navier :

$$\sigma = \frac{M}{\left(\frac{I}{v}\right)} \quad (\text{III-1})$$

M : moment fléchissant par rapport à la section considérée $M = P.l$

F : charge appliquée

l : distance de l'axe d'application de la charge à la section considérée

$I = \frac{\pi d^4}{64}$: moment d'inertie de la section par rapport à l'axe neutre

v : distance de la fibre neutre à la fibre considérée

d : diamètre de la section considérée

Pour la fibre externe $v = \frac{d}{2}$, la contrainte maximale s'écrit alors :

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad (\text{III-2})$$

III.4. Etalonnage de la machine

Avant d'entamer nos essais sur la machine de flexion rotative, il faut d'abord s'assurer du bon fonctionnement de cette dernière, et que la partie du chargement est bien équilibrée, lorsque l'aiguille est en position zéro au niveau de la règle de la machine. Pour cela on a démonté la machine pour déterminer la position de la masse coulissante sur le levier, pour que le système de chargement soit en équilibre, puis, on a proposé deux méthodes statiques pour faire étalonner notre machine d'essai.

III.4. 1. Etalonnage statique

On a procédé à l'étalonnage de la machine afin de connaître, en fonction de la position de la masse coulissante, le moment fléchissant qui s'exerce sur l'éprouvette.

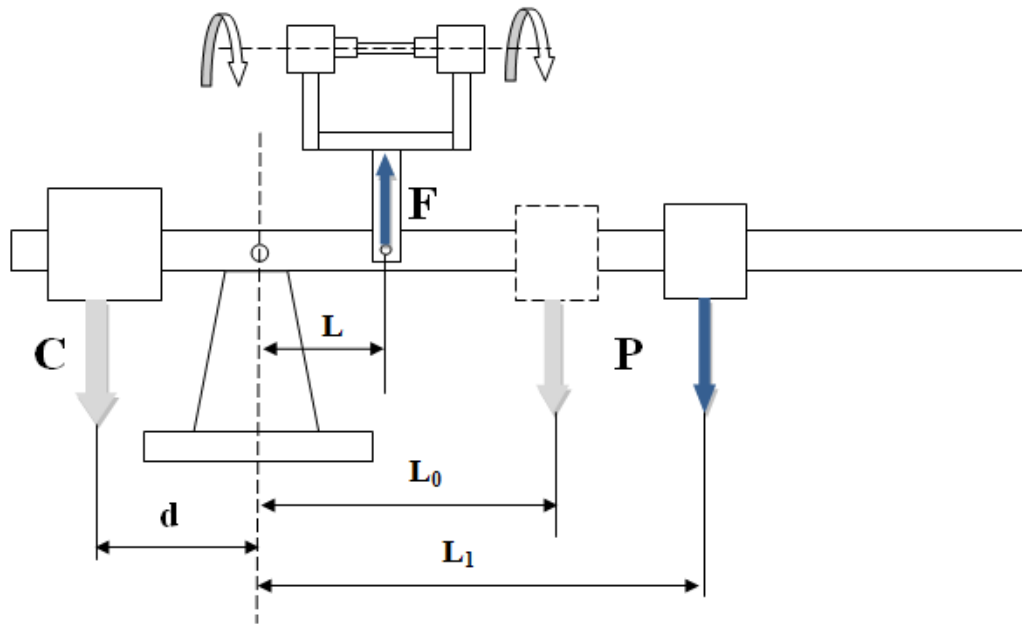


Figure III.4: Equilibre des forces

Traduisons l'équilibre des moments au niveau de l'axe de rotation du levier.

A l'équilibre la force F est nulle donc : $P \times L_0 = C \times d$

Ou :

$C = 14 \text{ N}$: le poid du contre poids.

d : position du contre poids par rapport au l'axe de rotation du levier.

$P = m \cdot g = 24,5$, avec m : la masse de la masse coulissante.

Pour obtenir une force sur l'éprouvette le poids P (la masse coulissante) est décalé.

L'orsque P atteint la position L_1 nous avons donc :

$$P \times L_1 - F \times L = C \times d = P \times L_0$$

D'où $M_f = F \times L = P(L_1 - L_0)$

avec $P = 24,9 \text{ N}$; $L = 60 \text{ mm}$; $L_0 = 150 \text{ mm}$

Le déplacement de la masse coulissante est mesuré grâce à l'aiguille coulissante le long de la règle de la machine, on a vérifié que la distance parcourue par la masse coulissante est le double de celle de l'aiguille sur la règle de 300 mm.

Tableau III.1: valeur de la contrainte résultante et du moment fléchissant appliquée sur éprouvette de diamètre $\Phi = 8$ mm en fonction de la position de l'aiguille de la règle de la machine

X sur règle (mm)	Position (L₁-L₀)	M_f (N.m)	σ (MPa)
20	40	0,996	20
40	80	1,992	40
60	120	2,988	60
80	160	3,984	80
100	200	4,98	100
120	240	5,976	120
140	280	6,972	140
160	320	7,968	160
180	360	8,964	180
200	400	9,96	200
220	440	10,95	220
240	480	11,95	240
260	320	12,94	260
280	560	13,94	280
300	600	14,94	300

III.4. 2. Méthode des jauges de déformation

On a, également, essayé d'utiliser une deuxième méthode statique, en collant sur éprouvettes des jauges de déformation, afin de vérifier et de comparer les résultats. Mais,

malheureusement, cette partie a été annulée, à cause d'un dysfonctionnement des jauges de déformation disponibles au département. Cette technique est plus répandue et permet de déterminer avec une très grande précision, les microdéformations superficielles engendrées par le chargement. La technique consiste à brancher la jauge de déformation comme une résistance variable dans un circuit électrique dit « pont de Wheatstone », la variation de la résistance de la jauge due à sa déformation nous permet de mesurer la déformation de la section superficielle, au moyen d'un microvoltmètre. La déformation nous permet par la suite de déterminer la contrainte. La procédure de collage de la jauge sur l'éprouvette est comme suit :

- **Usinage de l'éprouvette :**

On a commencé par usiner une éprouvette de section droite carrée sur la partie utile d'épaisseur $h = 4\text{mm}$ et de longueur $l = 60\text{mm}$. Les deux extrémités sont de section circulaire pour faciliter la fixation sur les pinces de la machine

- **Traitement de la surface de collage :**

Ça consiste en l'élimination des traces de tout produit ou des traces laissées par l'usinage (écaillés, oxydes ...). Dans certains cas, il est préférable de commencer avec une ponceuse, la finition est réalisée à l'aide de papier carbure de silicium au grain recommandé.

Après le traçage, il faut mouiller la surface à l'aide du conditionneur et nettoyer avec la gaze, cette dernière doit être passée une seule fois et dans le même sens, on doit recommencer cette opération plus de deux fois jusqu'à l'obtention d'une gaze complètement propre. Il faut faire attention à ne pas apporter d'impuretés des zones voisines sur celle en cours de nettoyage.

- **Fixation de la jauge extensométrique :**

Une fois l'opération de collage effectuée, la jauge doit être reliée à un pont d'extensométrie par l'utilisation d'un câblage spécifique (fils électriques). Cette étape est une opération de soudage des pâtes (fils) de la jauge sur ces cosses relais d'un côté, et de l'autre le soudage des câbles photo III.2 Ces derniers bien sûr vont être reliés au pont d'extensométrie.

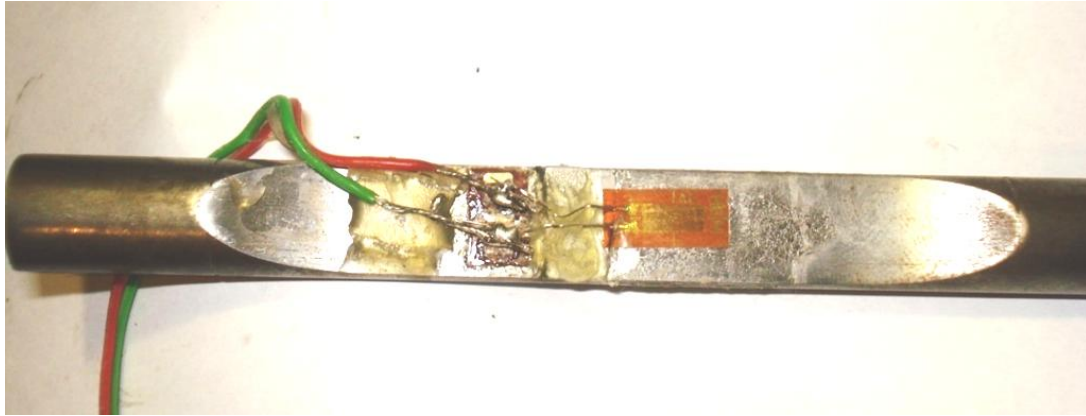


PHOTO III.2 : Jauge prête à l'utilisation

Une fois l'opération de soudage terminée, il est conseillé de vérifier une deuxième fois la résistance de la jauge sur le côté câblage (sortie de la jauge vers le pont) en utilisant un voltmètre. Il est préférable de protéger la jauge par une résine contre toute agression extérieure.

III.5. Fabrication de la charge additionnelle

Dû à la limite de déplacement de la masse coulissante sur l'axe fileté, la machine ne peut garantir qu'une certaine charge maximale à appliquer sur les éprouvettes d'essai. Afin d'obtenir des niveaux de contrainte supérieurs à cette charge, on est amené à utiliser une surcharge de 1.8 kg fixée sur le levier qui permet d'appliquer une charge initiale correspondante à la valeur de la charge maximale qu'apporterait la masse coulissante. Cette surcharge sera donc additionnée à la charge que la masse coulissante procurerait à chaque position sur l'axe fileté.



PHOTO III.3 : la surcharge de 1,8Kg

III.6. Les éprouvettes d'essais

Pour notre travail, on a utilisé des éprouvettes cylindriques réalisées à partir des deux nuances (A60, S300Pb) disponibles sous forme des barres étirées de diamètre 12 mm.

III.6.1. Forme et dimensions des éprouvettes

Elles sont de forme cylindrique de longueur 120 mm, les extrémités de diamètre 12 mm pour faciliter la fixation avec les deux pinces de serrage de la machine. Avec une partie utile de diamètre 10 mm ± 0.06 , elle est raccordée avec les extrémités de l'éprouvette par des congés de raccordement de diamètre 20 mm pour diminuer la concentration de contraintes, l'éprouvette comporte deux entailles en parallèle, la distance entre les deux entailles est variable et limitée dans la partie utile de l'éprouvette Fig.III.5.

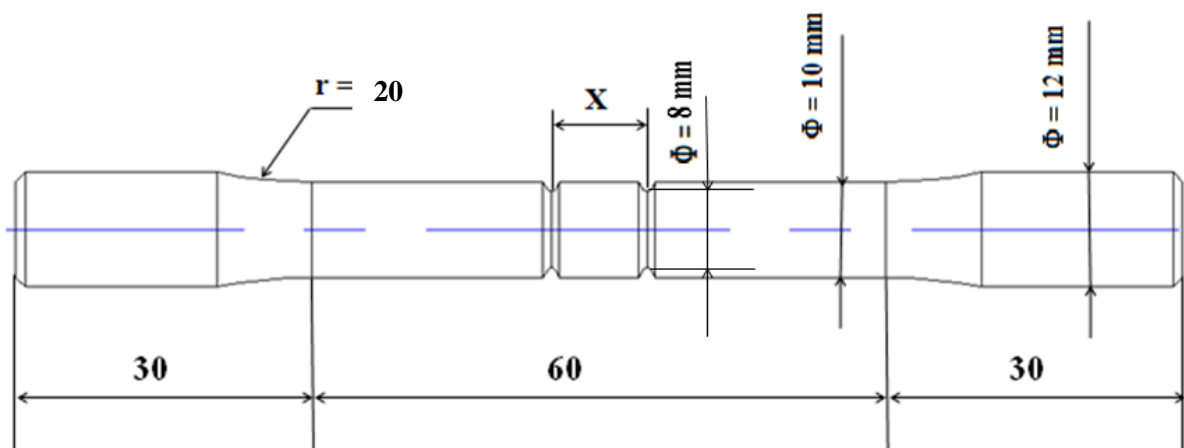


Figure III. 5 : Eprouvette avec double entailles parallèle

La distance entre les deux entailles X varie d'une éprouvette à une autre de telle façon que le milieu de l'éprouvette divise toujours la distance entre les deux entailles X en deux parties égales. Voir la photo III.4.

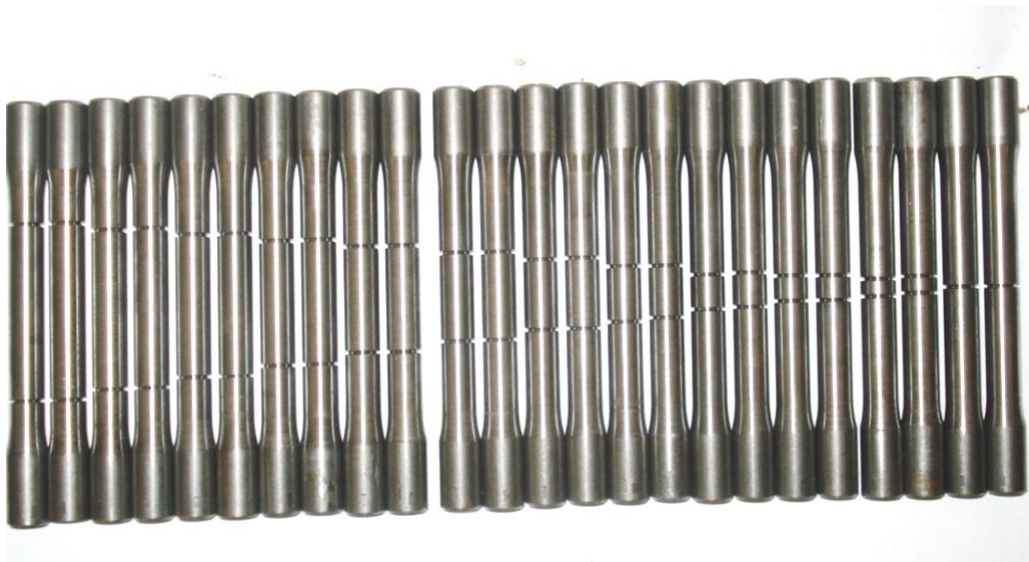


PHOTO III.4 : variation de la distance X entre les entailles

Les entailles sont en forme «V» effectuées avec un outil à pastille de rayon $r = 0,4$ mm, et par conséquent l'ouverture de l'entaille a un angle de 35° , une profondeur de 1 mm et un rayon au fond d'entaille $r = 0,4$ mm fixé pour toutes les éprouvettes d'essais.

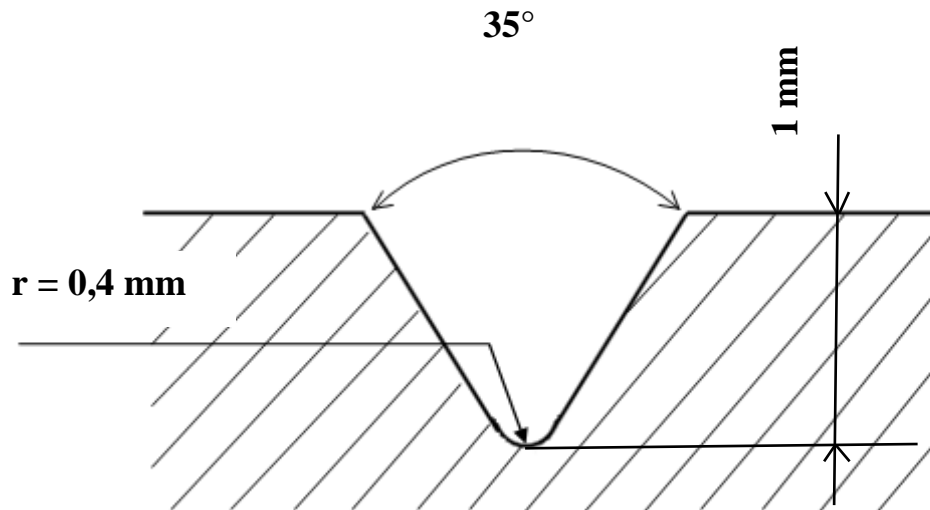


Figure III.6 : Forme de l'entaille

III.6.2. Usinage des éprouvettes

Au départ l'usinage des éprouvettes est effectué avec les tours disponibles au niveau d'atelier du département génie mécanique. Ensuite la deuxième série des éprouvettes a été réalisé par un tour à commande numérique. Les opérations élémentaires restent les mêmes. L'usinage est passé par deux étapes:

- L'ébauche : le but de cette opération et d'obtenir la forme générale de l'éprouvette, on a fait le tournage par passes des profondeurs décroissantes jusqu'au diamètre de 10,5 mm dans la partie utile de l'éprouvette.
- Finition : cette étape a été faite avec des passes de petites profondeurs, surtout pour la partie utile de l'éprouvette. La raison est d'obtenir des entailles identiques de même rayon aux fonds des entailles. On a terminé cette étape par une finition du papier abrasif, allant du papier à gros grains jusqu'au plus fins.
- Les entailles ont été réalisées avec un outil à pastille avec un angle de tête de 35° et de rayon au sommet d'angle de 0.4 mm.

III.6.3. Matériau constituant les éprouvettes

Le matériau utilisé est un acier faiblement allié (doux), il rentre dans la catégorie des aciers de construction d'usage général, dont la composition chimique et les propriétés mécaniques sont résumées dans les tables ci-dessous.

Tableau III.2 Propriétés mécaniques et compositions chimiques de l'acier A60

Composition chimique					Propriété mécanique			
c	Principaux composant en %				Limite élastique	Limite de rupture	Module de Young	Allongement
	Mn	N	P	S	Re (N/mm ²)	Rm (N/mm ²)	E (N/mm ²)	% A
0.25	0.5	0.009	0.05	0.045	300 - 355	590 - 770	205000	6 - 16
Max			Max	Max				

Tableau III.3 Propriétés mécaniques et compositions chimiques de l'acier S300Pb

Composition chimique						Propriété mécanique			
Principaux composant en %						Limite élastique	Limite de rupture	dureté	Allongement
c	Mn	Pb	P	Si	S	Re (N/mm ²)	Rm (N/mm ²)	HB	% A
0.14	1.00 -	0,20	0.11	0.05	0,34	300 -	360 -	107 - 169	6 - 10
Max	1.50	-	Max	Max	-	420	570		
		0,35			0,40				

CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons décrit la première partie de la démarche expérimentale suivie. Nous avons d'abord décrit la machine d'essai et ses principales parties. La machine a été étalonnée selon deux méthodes statiques dont l'une a été annulée. Cette procédure a permis d'obtenir une contrainte de 10 MPa lorsque l'aiguille est à la position 10 mm sur la règle de la machine.

Chapitre

IV



LES RÉSULTATS DES ESSAIS

CHAPITRE IV : LES RÉSULTATS DES ESSAIS

INTRODUCTION

IV.1. Observation sur les ruptures des éprouvettes

IV.2. Résultats des essais

IV.2.1. Résultats relatifs à l'éprouvette en S300Pb

IV.2.2. Résultats relatifs à l'éprouvette en A60

CONCLUSION

LES RÉSULTATS DES ESSAIS

Chapitre IV

INTRODUCTION

L'objectif de notre travail est, en premier lieu, d'étudier la relation entre deux entailles en parallèle, et de trouver une relation entre la durée de vie des éprouvettes et la distance entre ses deux entailles. Pour cela, on a utilisé des éprouvettes comportant deux entailles parallèles avec différentes distances entre elles. Les éprouvettes subissent un chargement de même niveau de contrainte jusqu'à la rupture. Nous mesurons ensuite le nombre de cycles à rupture.

En second lieu, l'objectif est d'étudier la relation entre la distance entre entailles et la rigidité flexionnelle de l'éprouvette durant l'essai en flexion rotative. Pour cela, on mesure la flèche de l'éprouvette à des intervalles réguliers (27 600 cycles) avant rupture.

IV.1. Observation sur les ruptures des éprouvettes

Nous observons que la rupture au niveau de l'une des entailles, quelle que soit la distance entre entailles, est aléatoire. Il n'y a pas de position privilégié. Ce qui montre que le système de chargement est équilibré.



Photo IV.1: Rupture de l'éprouvette pour $X = 1,5$ mm

Dans le cas où la distance entre les deux entailles est petite (photo IV.1), on observe que la rupture de l'éprouvette est survenue suivant une surface pratiquement plane, perpendiculaire à l'axe de révolution de l'éprouvette, correspondant au diamètre minimal en fond d'entaille.

D'autre part, on distingue deux zones différentes dans la surface de rupture, une première zone d'apparence claire (zone de propagation de fissure), entourant une deuxième zone d'apparence plus sombre (zone de rupture).

Dans le cas où les entailles sont plus éloignées l'une de l'autre (photo IV.2), la surface de rupture est aussi plane et perpendiculaire à l'axe de révolution de l'éprouvette.

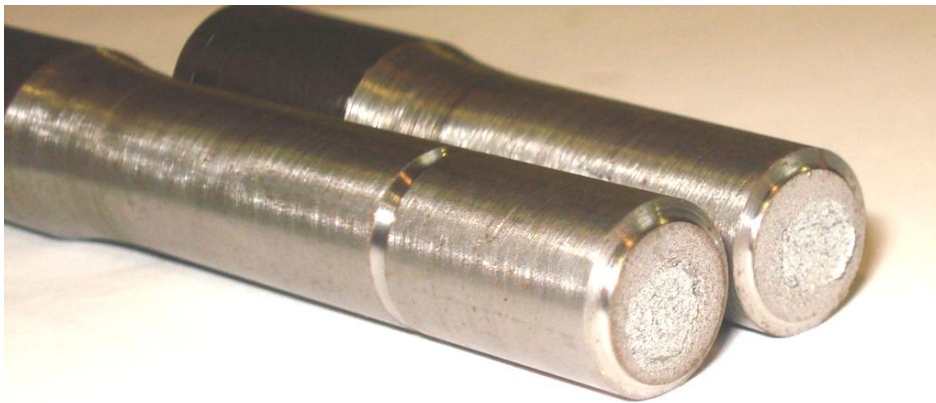


Photo IV.2: Rupture de l'éprouvette $X = 20$ mm

Nous avons observé que la zone de rupture est rugueuse et plus grande que le cas où les entailles sont plus proches (photo IV.1),

La planéité de la surface de rupture pour l'éprouvette avec entailles distantes de 1,5 mm, démontre qu'il n'y a pas d'interaction entre elles. Car s'il y avait interaction entre ces deux entailles, on aurait observé une section de rupture non plane. Ces fissures se propagent vers l'intérieur de la section puis interagissent entre elles et se rapprochent jusqu'à la rupture de l'éprouvette.

IV.2. Résultats des essais

Le paramètre variable dans notre étude est la distance entre les deux entailles. Nous avons choisi un niveau de contrainte modéré. Cette contrainte a été affinée à partir d'une estimation préliminaire en utilisant la formule de MAILANDER pour de calcul de la limite d'endurance.

IV.2.1. Résultats relatifs à l'éprouvette en S300Pb

Le niveau de contrainte choisi est fixé, pour toutes les éprouvettes d'essais, à une valeur de 160 MPa.

Tableau IV.1 : Nombre de cycles jusqu'à rupture en fonction des distances entre les entailles

Nombre de cycles jusqu'à rupture				
σ (MPa)	X (mm)	Essai N° 1	Essai N° 2	Essai N° 3
160	1.5	295900	460000	108300
	2.5	247520	338240	/
	5	691200	125300	116400
	7.5	132400	54500	50800
	10	88900	361800	/
	20	52800	386800	/
	25	109000	341500	/
	30	83600	143600	/
	35	158400	64200	156500
	40	34600	126400	/

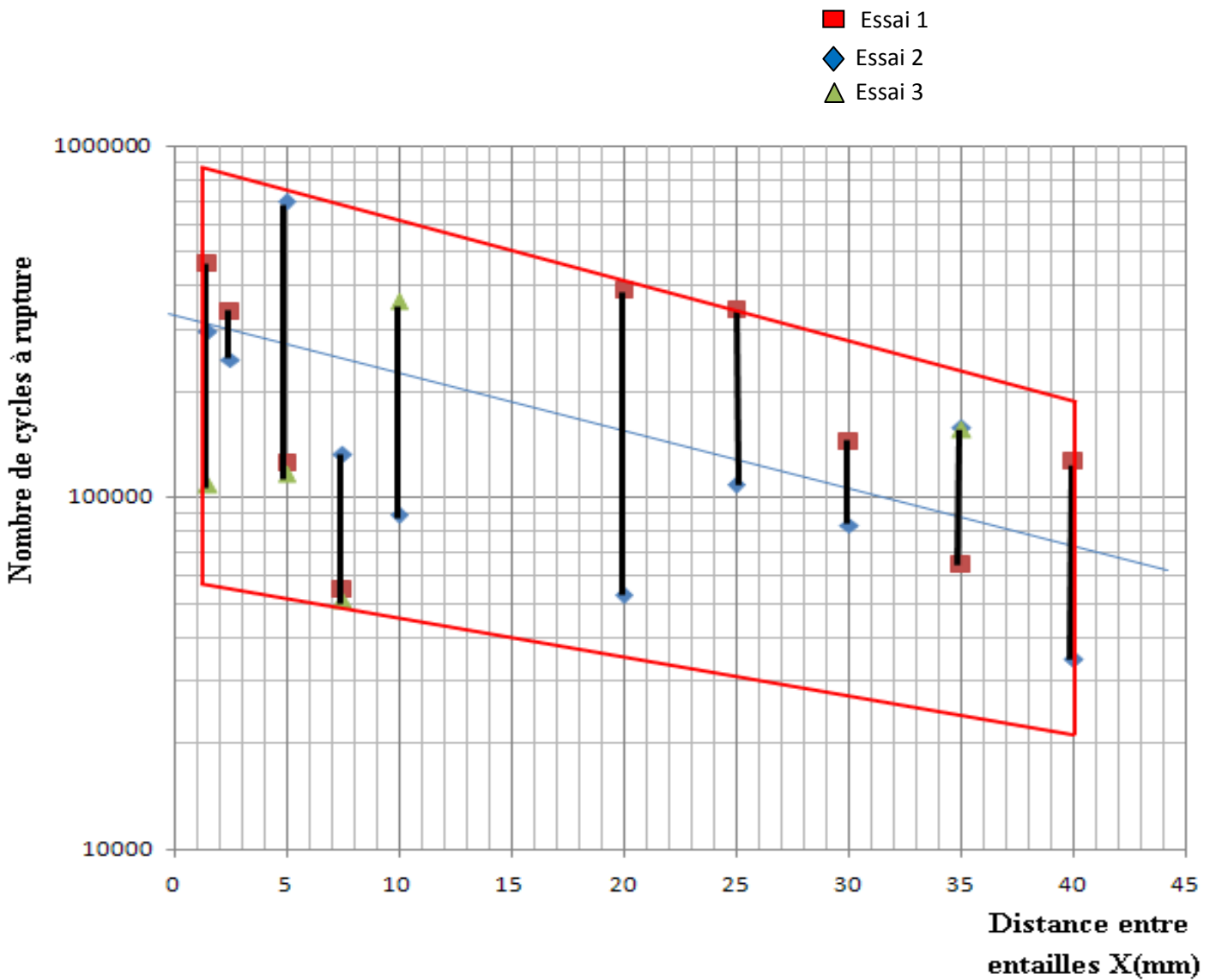


Figure IV.1: Variation de la durée de vie (N) en fonction de la distance entre les entailles (X) pour l'acier S300Pb

Le graphe montre que la durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre les entailles. En augmentant la distance entre les deux entailles, le nombre de cycles jusqu'à ce que l'éprouvette se rompe diminue.

Tableau IV.2 : Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre de cycles sur éprouvette en acier S300Pb, X = 5 mm

σ (MPa)	Distance entre		Taux d'évolution	
	les entailles X (mm)	La flèche δ (10^{-2} mm)	Nombre de cycle N	de la flèche (%)
160	5	23	0	0
		23,5	27600	2.17
		25	55200	8.69
		24	82800	4.34
		24,5	110400	6.52
		25	138000	8.69

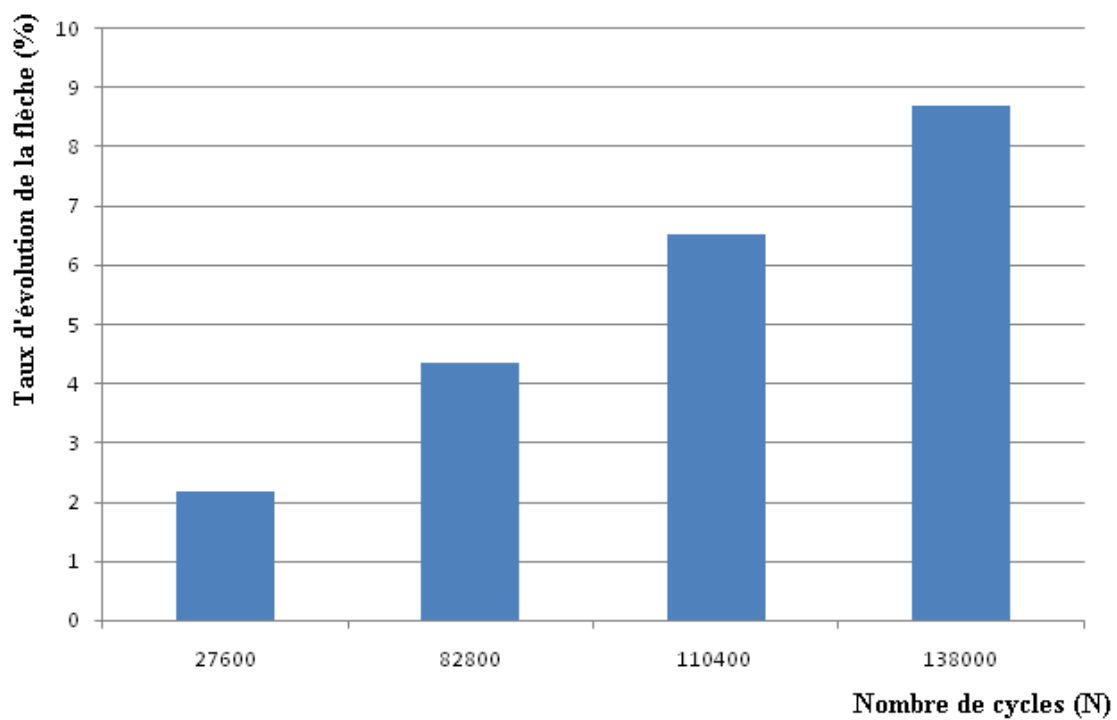


Figure IV.2: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour une éprouvette en S 300Pb (X = 5 mm)

D'après le graphe, on constate que la flèche augmente avec le temps. On remarque, également, que le taux d'augmentation de la flèche est linéairement proportionnel au nombre de cycles.

Tableau IV.3 : Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre de cycles sur éprouvette en acier S300Pb, X = 35 mm

σ (MPa)	Distance entre les entailles X (mm)	La flèche (10^{-2} mm)	δ	Nombre de cycle N	Taux d'évolution de la flèche(%)
160	35	26,5		0	0
		33		27600	24,52
		35,5		55200	33,96
		36,5		82800	37,73
		38,5		110400	45,28

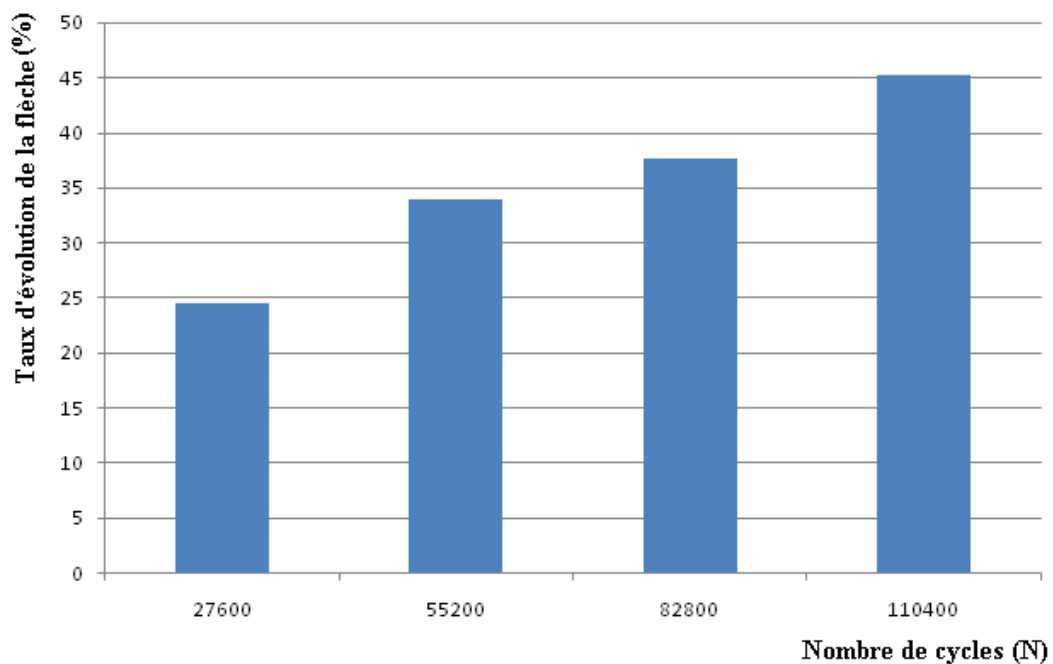


Figure IV.3: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour une éprouvette en S300Pb (X = 35mm)

Comme le cas de 5mm, le phénomène est le même. C'est-à-dire que la flèche est proportionnelle au nombre de cycles et que le taux d'augmentation de la flèche est linéairement proportionnel au nombre de cycles.

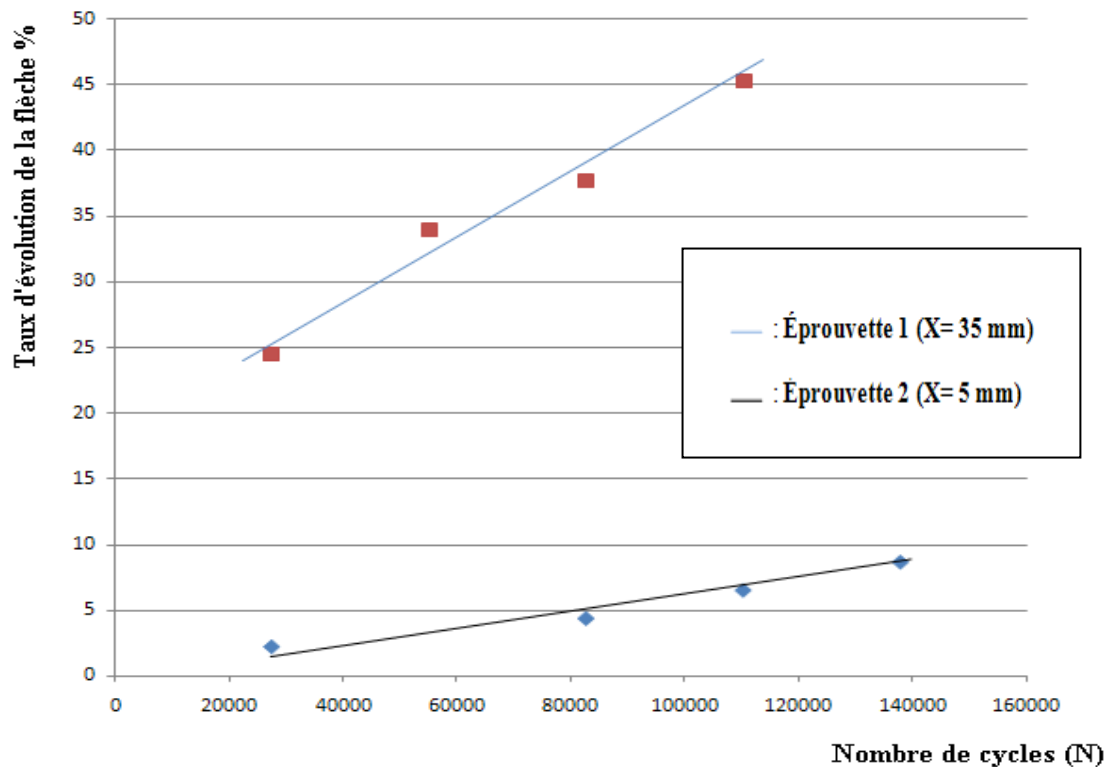


Figure IV.4: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour deux éprouvettes en S300Pb (X = 5 mm et X = 35 mm)

Ce graphe confronte les résultats des flèches mesurés relative aux entailles distantes de 5mm et de 35mm. Il montre les valeurs de la flèche pour l'éprouvette avec $x=35\text{mm}$ sont nettement supérieures à celle de l'éprouvette ayant des entailles distante de 5mm. Ce résultat prédispose la première éprouvette à subir un endommagement plus sévère.

Ces résultats vont de pair avec les résultats obtenus précédemment, et qui stipulent que la durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre entailles. Ceci du fait que la flèche est plus importante et augmente plus rapidement dans les cas où les entailles sont éloignées, et par conséquent la durée de vie diminue.

IV.2.2. Résultats relatifs à l'éprouvette en A60

Le niveau de contrainte choisi est fixé, pour toutes les éprouvettes d'essais, à une valeur de 180 MPa.

Tableau IV.4 : Nombre de cycles jusqu'à rupture en fonction des distances entre les entailles

Nombre de cycles jusqu'à rupture			
σ (MPa)	X (mm)	Essai N° 1	Essai N° 2
180	50	14300	41100
	45	56700	93600
	40	123300	44400
	35	191400	117900
	30	269800	144600
	25	105300	42700
	20	129900	74300
	15	48100	455600
	10	182000	55300
	7,5	731000	47000
	5	47600	97500

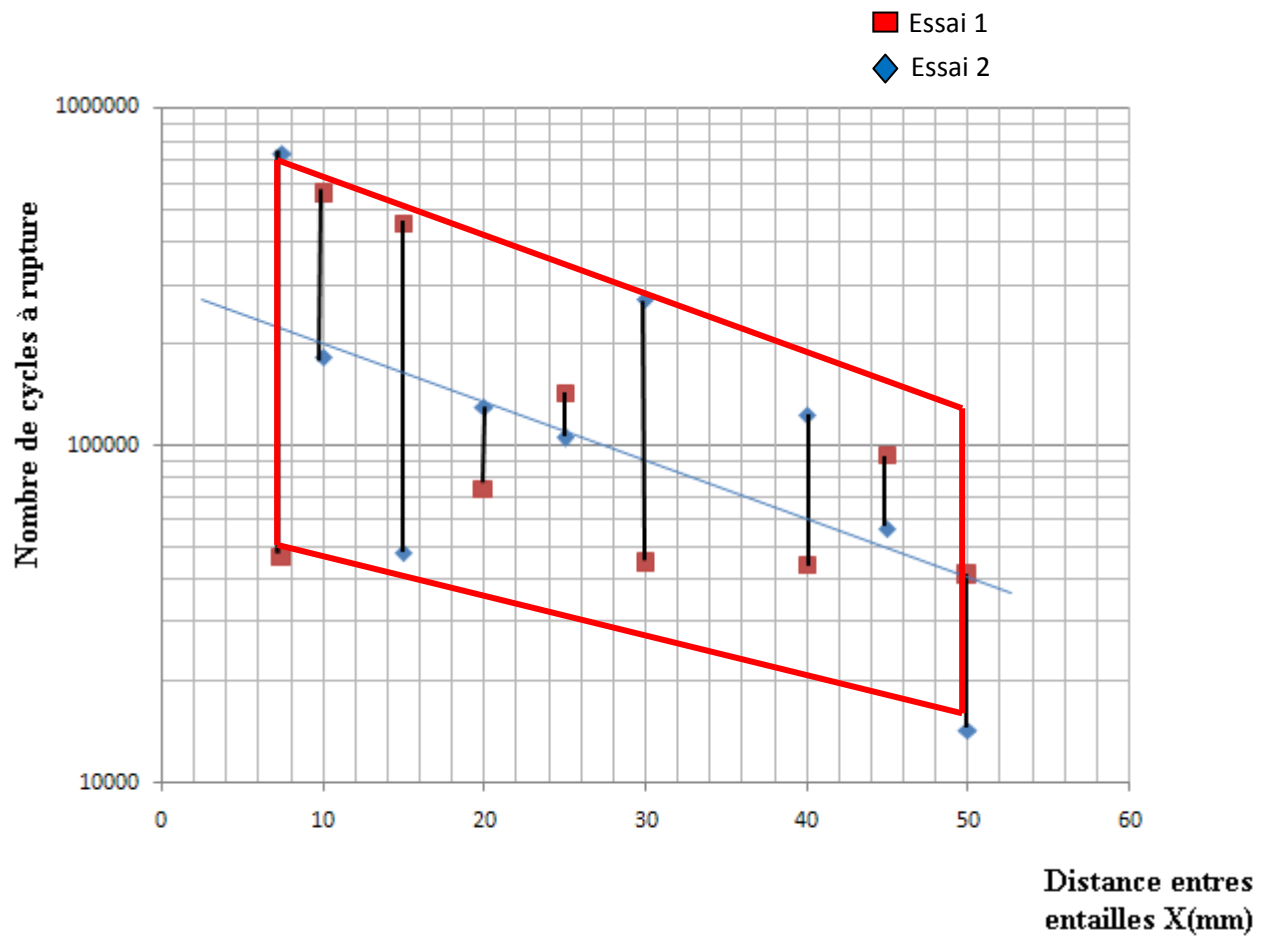


Figure IV.5: Variation de la durée de vie (N) en fonction de la distance entre les entailles (X) pour l'acier A60

Comme pour le cas de l'acier S300Pb, le A60 présente le même comportement. La durée de vie de l'éprouvette est inversement proportionnelle à la distance entre les entailles.

Tableau IV.5 : Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre de cycles sur éprouvette en acier S300Pb, X = 40 mm

Contrainte appliqué σ (MPa)	Distance entre les entailles X (mm)	La flèche δ (10^{-2} mm)	Nombre de cycle N	% évolution de la flèche
180	40	29,75	0	0
		32	27600	6,72
		34,5	55200	15,96
		36,25	82800	21,84
		38	110400	27,73
		42	138000	41,17

% évolution de la flèche

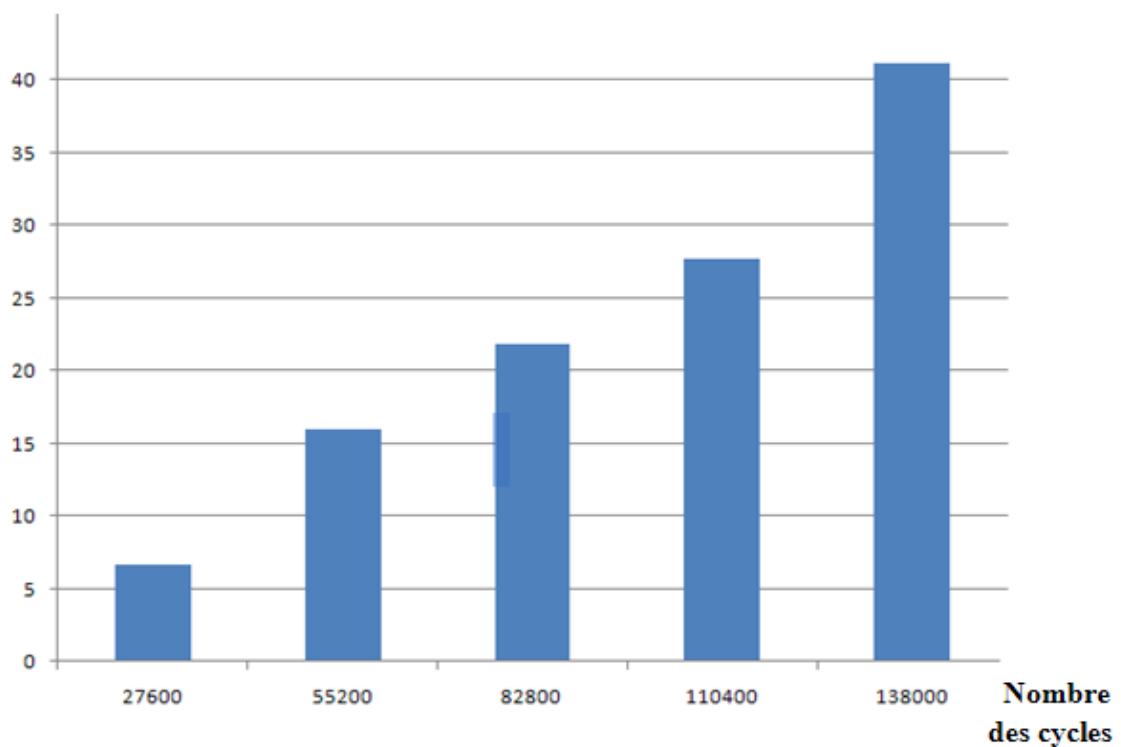


Figure IV.6: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour une éprouvette en A60 pour X = 40 mm

Le taux d'évolution de la flèche, comme l'acier S300Pb, est linéairement proportionnel au nombre de cycles.

CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a présenté et critiqué les résultats obtenus. Ces derniers montrent que l'éprouvette se rompt plus vite si la distance entre les entailles est plus grande. Ceci peut s'expliquer par le fait que l'éprouvette perd plus vite de sa rigidité en ayant des entailles éloignées grâce à la mesure de la flèche initiale. Ce qui est cohérent avec les photos V.1 et V.2 où on peut facilement comparer les surfaces de rupture. Sur ces dernières, on distingue une zone lisse relative à la propagation progressive de la fissure et une zone rugueuse relative à une rupture brusque. Une zone de rupture finale plus faible montre que la durée de vie était plus importante.



Conclusion Générale

Conclusion générale

Une étude du phénomène de fatigue sur des éprouvettes à double entailles et parallèles soumise à une flexion rotative a été menée.

Lors de cette étude, la machine a été étalonnée. Cette méthode consiste à calculer à chaque fois la contrainte appliquée sur l'éprouvette en calculant le moment fléchissant. Elle nous a permis d'avoir pour chaque 10 mm sur la règle de la machine, une valeur de 10MPa.

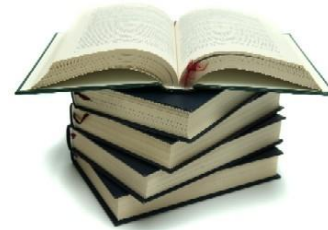
Le dépouillement des essais réalisés permettent de conclure que:

- La durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre entailles ;
- La perte de rigidité est proportionnelle la distance entre entailles ;
- L'interaction entre les fissures des deux entailles est négligeable pour le niveau de charge choisi .

Recommandations :

- Remplacer l'accouplement élastique.
- Remplacer les roulements.
- Remplacer les paliers des roulements.

BIBLIOGRAPHIE



-
- [1] R.B Heywood. « Designing by photo-elasticity. » Editions: Chapman & Hall, 1952.
 - [2] Masayuki Kamaya. Growth evaluation of multiple interacting surface cracks.Part I: Experiments and simulation of coalesced crack. Engineering Fracture Mechanics 75, pp. 1336–1349, 2008.
 - [3] Masayuki Kamaya. Growth evaluation of multiple interacting surface cracks. Part II: Growth evaluation of parallel cracks. Engineering Fracture Mechanics 75, pp. 1350–1366, 2008.
 - [4] Kagawa, H., Morita, A., Matsuda, T., Kubo, S., (2008) Fatigue Crack Propagation Behavior in Four-Points Bending Specimens with Multiple Parallel Edge Notches at Regular Intervals, Engineering Fracture Mechanics Engineering Fracture Mechanics 75 4594–4609; 2008.
 - [5] Neuber, N.E. Frost, K. Marsh, L.P. Pook. « Metal fatigue. » Editions: Oxford University, London 1974.
 - [6] R.E. Peterson « Notch sensitivity, Metal fatigue. » Editions: McGraw Hill, 1959.
 - [7] S.Degallaix ,Traité des matériaux, « caractéristique expérimentale des matériaux, presse de l’université de Romande , 2007.
 - [8] A.Brand, « Fatigue des alliages ferreux », Technique de l’ingénieur, BM 5042.
 - [9] C. Bathias, J.P.Bailon, La fatigue des matériaux et des structures –presse de l’université de Montréal -1980.
 - [10] Normes Françaises de produits Sidérurgiques-NF A 03-401- 1986

- [11] Cazaud –Edition Dunod La fatigue des matériaux - 1969
- [12] T. Boudaoud, A.chabane, « Etude expérimentale du phénomène de fatigue sous entaille en flexion rotative », PFE/E.N.P, 1997
- [13] D. Mecheri, « Etude du facteur de sensibilité à l'entaille par un modèle utilisant le gradient de contrainte, étude expérimentale et modélisation »,thèse de magister/E.N.P,1996.