

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département du Génie Mécanique



PROJET DE FIN D'ÉTUDES

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

Thème:

**INFLUENCE DE LA DISTANCE ENTRE
ENTAILLE DANS LES ESSAIS DE FATIGUE
EN FLEXION ROTATIVE**

Étudié par :

Mr. BOUMEZIANE Ali

Proposé et dirigé par :

Mr. Y.BELKACEMI
Mr.B.GUERGUEB

Juillet 2010

Remerciement

Je remercie avant tout Allah le tout puissant de m' avoir donné la foi, la santé et la volonté de mener à bien mon projet.

Ce travail a été proposé et dirigé par Messieurs Belkacemi et Guerqueb, 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 US9-PRECS pour son aide et collaboration.

Je tiens à remercier, les employés de la SARL, US9-PRECS, de leur aide et leur accueil chaleureux et de leur disposition.

Je remercie aussi les membres du jury d' avoir pris le temps et le soin de lire mon document.

Mes remerciements vont également vers tous les enseignants de l' Ecole Nationale Polytechnique. Merci d' avoir donné autant de vos personnes pour notre formation.

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

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

Dédicace

A ma mère, parce que je t'aime tout simplement. Tu es mon amie, ma confidente, mon refuge et tu es la seule à savoir faire fondre mes peines. Pardonne mon égoïsme et ne change jamais. Dans mon cœur, il y a une place pour toi et une place pour les autres.

A mon père, parce que petit tu m'as appris à monter à vélo. Plus tard, j'en suis tombé, tu m'as appris à y remonter. Pour cela, pour avoir fait de moi un homme et pour un million d'autres raisons, je t'aime. J'aurais beaucoup de mal, mais j'espère un jour te ressembler

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

A vous tous, amis et famille, parce que sans votre présence la vie ne mérite pas d'être vécue. Vous êtes si nombreux et tous si importants que je ne prendrai pas le risque d'en oublier un en dressant une liste. J'espère et je prie de ne jamais vous perdre.

ملخص :

نعرض في هذا العمل نتائج تجريبية تظهر تأثير الخدوش على فولاذ من نوع XC 48 اجريث تجارب إكلال بآلة الاعوجاج الدوراني على عينات مخدوشة حيث أخذنا قيم مختلفة للمسافة بين الخدشين واستخلصنا أن المسافة بين الخدشين لها تأثير على العينات وفسرنا ذلك بضياع صلابة العينات في حالة ما إذا كانت المسافة بين الخدشين كبيرة

كلمات مفتاحية:

إكلال, اللي الداوي,خدش,شق,, تفاعل بين الخدش المتوازي

Abstract:

In this paper, we present experimental results concerning double parallel notches effect on XC48 steel. 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 XC48 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.

Liste des figures

Figure I-1- Endommagement par fatigue-----	6
Figure I-2 : Cycle de contrainte de fatigue -----	7
Figure I.3 : Aspect général d’une surface de rupture après défaillance due à un phénomène de fatigue-----	9
Figure I.4 Contraintes purement alternées-----	10
Figure I.5 Contraintes alternées asymétrique-----	10
Figure I.6 : Contrainte répétées-----	11
Figure I.7 : contrainte ondulés-----	11
Figure I.8 : Courbe de Wöhler.-----	12
Figure I.9 : Courbe de Wöhler-----	13
Figure I.10 : Courbes PSN à 16%, 50%, 84% de probabilité de rupture Courbe d’endurance-----	14
Figure I.11 : Éprouvettes à section circulaire -----	15
Figure I.12 : Éprouvettes à section rectangulaire-----	16
Figure II.1 : Flexion d’un cylindre de diamètre constant -----	21
Figure II.2 : flexion d’un cylindre entaillé -----	22
Figure III-1- : Epreuve avec double entailles parallèle (solidworks).-----	29

Figure III-2- : Forme de l'entaille-----	30
Figure III-3 - Principe de l'essai de fatigue en flexion rotative -----	32
Figure III-4- : Le schéma de la machine d'essai-----	33
Figure III-5- : Mode de sollicitation-----	34
Figure IV-1- : Variation de nombre de cycle (N) en fonction de la distance entre les entailles X (mm) -----	42
Figure IV-2-: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour deux éprouvettes en XC48 (X = 10 mm) -----	44
Figure IV-3-: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour une éprouvette en XC48 (X = 15mm) -----	45
Figure IV.4: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour deux éprouvettes en XC48 (X = 25 mm) -----	47
Figure IV-5-: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour deux éprouvettes en XC48 (X = 30 mm) -----	48
Figure IV.6: Taux d'évolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour deux éprouvettes en XC48 (X = 10, 15, 25,30 mm) -----	48

Liste des tableaux

Tableau III-1- Composition chimique de l'acier XC48-----27

Tableau III-2- Propriétés mécanique de l'acier XC48-----28

Tableau IV.1 : Nombre de cycles jusqu'à rupture en fonction des distances entre les entailles-----41

Tableau IV-2- : Taux d'évolution de la flèche en fonction du nombre de cycle (N) sur éprouvette en acier XC 48, pour X=10 -----43

Tableau IV-3- : Taux d'évolution de la flèche en fonction du nombre des cycles (N) sur éprouvette en acier XC 48, pour X=15-----45

Tableau IV-4- : Taux d'évolution de la flèche en fonction du nombre de cycle (N) sur éprouvette en acier XC 48, pour X=25-----46

Tableau IV-5- : Taux d'évolution de la flèche en fonction du nombre de cycle (N) sur éprouvette en acier XC 48, pour X=30-----47

Liste des photos

PHOTO III-1- : La distance X entre les doubles entailles parallèles -----29

PHOTO III-1- : Machine de flexion rotative « SCHENCK »-----31

Photo IV-1-: Rupture de l'éprouvette pour $X = 20$ mm-----38

Photo IV.2. Rupture de l'éprouvette pour $X = 2,5$ mm-----39

Photo IV.3.: Rupture de l'éprouvette pour $X = 30$ mm-----40

TABLE DES MATIERES

Introduction générale	1
<hr/>	
Chapitre I : Généralités sur la fatigue	3
<hr/>	
Introduction.....	5
I.2. Endommagement par fatigue.....	5
I.3. Définition des différents termes utilisés en fatigue.....	6
I.3.1. Limite de fatigue	6
I.3.2. Limite d'endurance.....	6
I.3.3. Rapport d'endurance.....	6
I.3.4. Contrainte nominale.....	6
I.3.5. Cycle de contrainte.....	7
I.4. Les types de fatigue	8
I.5. Mécanisme de la rupture par fatigue.....	8
I.5.1. L'amorçage	8
I.5.2. Propagation de fissure en fatigue.....	8
I.5.3. Rupture brutale.....	9
I.6. Classification des sollicitations des essais de fatigue.....	9
I.6.1. Essais sous amplitude constante.....	9
I.6.2. Essais sous amplitude variable.....	11
I.7. Diagrammes représentatifs.....	12
I.7.1. Courbe de Wöhler.....	12
I.7.2. Courbe d'équiprobabilité de rupture	13
I.7.3. Courbe d'endurance.....	14
I.8. Les éprouvettes d'essais de fatigue.....	15
I.8.1. Forme des éprouvettes.....	15
I.8.2. Dimensions des éprouvettes	16
I.8.3. Usinage des éprouvettes.....	17
Conclusion.....	17

Chapitre II : L'influence de l'entaille -----	18
Introduction-----	20
II.1. Effet d'entaille -----	20
II.1.1. Concentration de contraintes-----	20
II.1.2. Facteur de concentration de contraintes théorique <i>K_t</i> -----	22
II.1.3. Facteur de concentration de contraintes en fatigue <i>K_f</i> -----	23
II.1.4. Facteur de sensibilité à l'entaille-----	24
Conclusion-----	24
<hr/> <hr/>	
Chapitre III : Préparation des essais -----	25
<hr/> <hr/>	
Introduction-----	27
III.1. Matériau étudié-----	27
III.2. Les éprouvettes d'essais -----	28
III.2.1. Forme et dimensions des éprouvettes-----	28
III.2.2. Usinage des éprouvettes-----	30
III.3. La machine d'essai -----	31
III.4. Principe de fonctionnement de la machine à flexion rotative-----	32
III.5. Composition de la machine-----	33
III.6. Mode de sollicitation de l'éprouvette -----	34
Conclusion-----	35
<hr/> <hr/>	
Chapitre IV : Les résultats des essais -----	36
<hr/> <hr/>	
Introduction-----	38
IV.1. Observation sur les ruptures des éprouvettes-----	38
IV.2. Observation sur les surfaces de rupture-----	39
IV.2.1. Pour les entailles rapprochées -----	39
IV.2.2. Pour les entailles éloignées -----	40
IV.3. Résultats des essais-----	40

IV.3.1. Les résultats relatifs de rupture-----	40
IV.3.2. Interprétations des résultats-----	42
II.4. Etude de la flèche-----	43
II.4.1. Évolution de la flèche pour X=10-----	43
II.4.2. Évolution de la flèche pour X=15-----	44
II.4.3. Évolution de la flèche pour X=25-----	46
II.4.3. Évolution de la flèche pour X=30-----	47
Conclusion-----	49

Conclusion générale-----	51
---------------------------------	-----------

Bibliographie-----	54
---------------------------	-----------

Introduction générale.

INTRODUCTION GENERALE

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, se qui est appelé phénomène de fatigue.

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 diminuant 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.

L'objet de cette étude est de déterminer la relation de la distance entre entaille des éprouvettes de métal (acier **XC48**) sous sollicitations de contraintes périodiques à amplitude constante, analogue à celles qui se produisent dans la pratique lors des sollicitations de service et la durée de vie de l'éprouvette.

Pour cet objectif, on a réalisé une cinquantaine d'éprouvettes de différentes distances entre entailles, variant de 0 mm à 40 mm.

Les essais de fatigue en flexion rotative avec éprouvettes présentant une entaille centrale ont été menés au sein de notre laboratoire.

CHAPITRE I

Généralités sur la fatigue.

Chapitre I : Généralités sur la fatigue.

Introduction

I.2. Endommagement par fatigue

I.3. Définition des différents termes utilisés en fatigue

I.3.1. Limite de fatigue

I.3.2. Limite d'endurance

I.3.3. Rapport d'endurance

I.3.4. Contrainte nominale

I.3.5. Cycle de contrainte

I.4. Les types de fatigue

I.5. Mécanisme de la rupture par fatigue

I.5.1. L'amorçage

I.5.2. Propagation de fissure en fatigue

I.5.3. Rupture brutale

I.6. Classification des sollicitations des essais de fatigue

I.6.1. Essais sous amplitude constante

I.6.2. Essais sous amplitude variable

I.7. Diagrammes représentatifs

I.7.1. Courbe de Wöhler

I.7.2. Courbe d'équiprobabilité de rupture

I.7.3. Courbe d'endurance

I.8. Les éprouvettes d'essais de fatigue

I.8.1. Forme des éprouvettes

I.8.2. Dimensions des éprouvettes

I.8.3. Usinage des éprouvettes

Conclusion

GENERALITES SUR LA FATIGUE

CHAPITRE

I

Introduction

Une structure peut être considérée défaillante lorsque au moins un des états limites ultimes se trouve être atteint. Parmi ces états limites figure la fatigue (ou fissuration progressive), due à des charges répétées en un très grand nombre de cycles dans le temps. Passé un certain seuil de fissuration, il risque de se produire un phénomène de rupture.

D'une manière générale, la fatigue se produit par propagation d'un défaut existant dans le matériau. Tous les matériaux contiennent un certain nombre de défauts qui peuvent se propager sous l'action des charges répétées et qui peuvent conduire à la rupture lorsqu'ils atteignent une taille critique.

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.2.Endommagement par fatigue

La fatigue ou endommagement par fatigue est une des principales causes de rupture des matériaux utilisés dans les constructions humaines.

On entend par ce terme la modification des propriétés des matériaux consécutive à l'application de cycles d'efforts, cycles dont la répétition peut conduire à la rupture des pièces constituées avec ces matériaux.

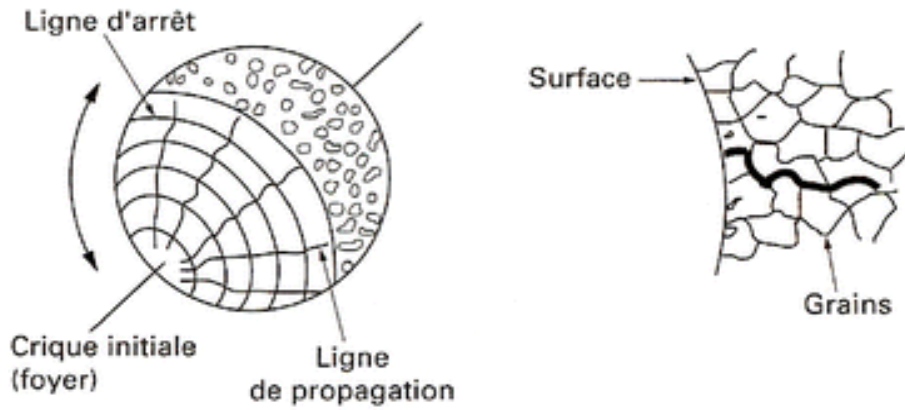


Figure I-1- Endommagement par fatigue

I.3. Définition des différents termes utilisés en fatigue

I.3.1. 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 N (cycles).

I.3.2. Limite d'endurance

Pour une contrainte moyenne donnée, la limite d'endurance est la plus grande amplitude de contrainte pour laquelle on constate 50% de rupture après un nombre fini N de cycles.

I.3.3. Rapport d'endurance

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

$$R = \frac{\sigma_D(D)}{R_m}$$

I.3.4. Contrainte nominale

La contrainte prise en charge au cours de l'essai de fatigue est une contrainte nominale.

Elle est calculée par rapport à la section nette de la pièce ou de l'éprouvette considérée, à l'aide de formules usuelles de la résistance des matériaux et relative au domaine élastique.

Elle ne fait pas intervenir la concentration de contrainte due à des entailles, ou à d'autres causes.

I.3.5. 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 [9].

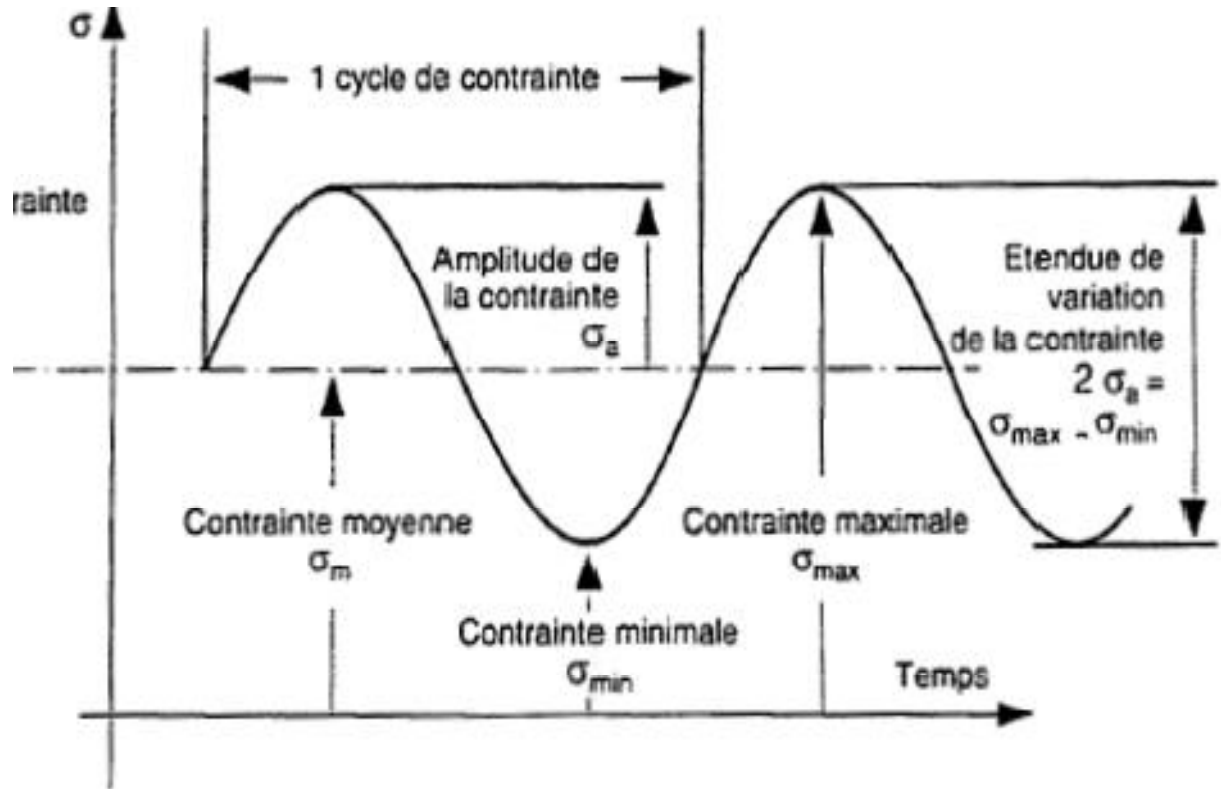


Figure I-2 : Cycle de contrainte de fatigue

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 :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

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

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Rapport de contrainte ($R\sigma$): c'est le rapport algébrique de la contrainte minimale à la contrainte maximale dans un cycle :

$$R\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

I.4. Les types de fatigue

La rupture par fatigue peut être provoquée par plusieurs processus. Parmi ces processus:

- ❖ **fatigue-fluage** : L'endommagement causé par des charges cycliques appliquées à des températures élevées par rapport à la température de fusion du matériau.
- ❖ **fatigue thermique** : Les variations de température au cours du temps engendrent également des sollicitations thermiques responsables du phénomène de fatigue thermique.
- ❖ **fatigue thermomécanique** : Lorsque la température et la sollicitation mécanique extérieure varient au cours du temps.
- ❖ **la fatigue sous corrosion** : lorsque les sollicitations répétées sont en présence d'un milieu corrosif.

I.5. Mécanisme de la rupture par fatigue

Deux conditions sont nécessaires à la formation d'une fissuration progressive. Il faut d'une part que les sollicitations soient de caractère cyclique et d'autre part que le niveau des contraintes dépasse, au moins au point le plus sollicité de la pièce, certain seuil fonction du nombre de cycles supportés.

I.5.1. L'amorçage

La première étape est l'amorçage de la fissure. Cette phase s'initie le plus souvent à la surface de la pièce à partir de bandes de glissement persistantes ou au droit d'inclusions, formant des microfissures et se propagent. Ces microfissures cheminent à travers quelques grains suivant des directions cristallographiques.

I.5.2. Propagation de fissure en fatigue

Les fissures en fatigue s'amorcent généralement à la surface du matériau, en un ou plusieurs endroits. La propagation est souvent trans-granulaire dans une direction cristallographique définie, même lorsque l'amorçage est inter-granulaire.

C'est le stade I représenté sur la figure I.3 (état de contraintes planes). Il est suivi du stade II au cours duquel la fissure quitte le plan de scission maximale pour se propager dans le plan de contrainte normale majeure, c'est-à-dire perpendiculaire à la contrainte principale maximale.

La surface fissurée dans le stade I est très limitée par rapport à la surface totale de rupture bien que ce stade présente une durée de vie importante. Dans plusieurs cas, la fissure peut s'amorcer directement en stade II sans passer par le stade I.

I.5.3. Rupture brutale

Lorsque la section portante, qui se réduit à mesure que la fissure progresse, ne peut plus supporter le chargement appliqué, la pièce rompt, généralement de manière ductile.

La surface de rupture comporte donc une zone d'amorçage, une zone de propagation par fatigue et une zone de rupture ductile finale (Figure 6).

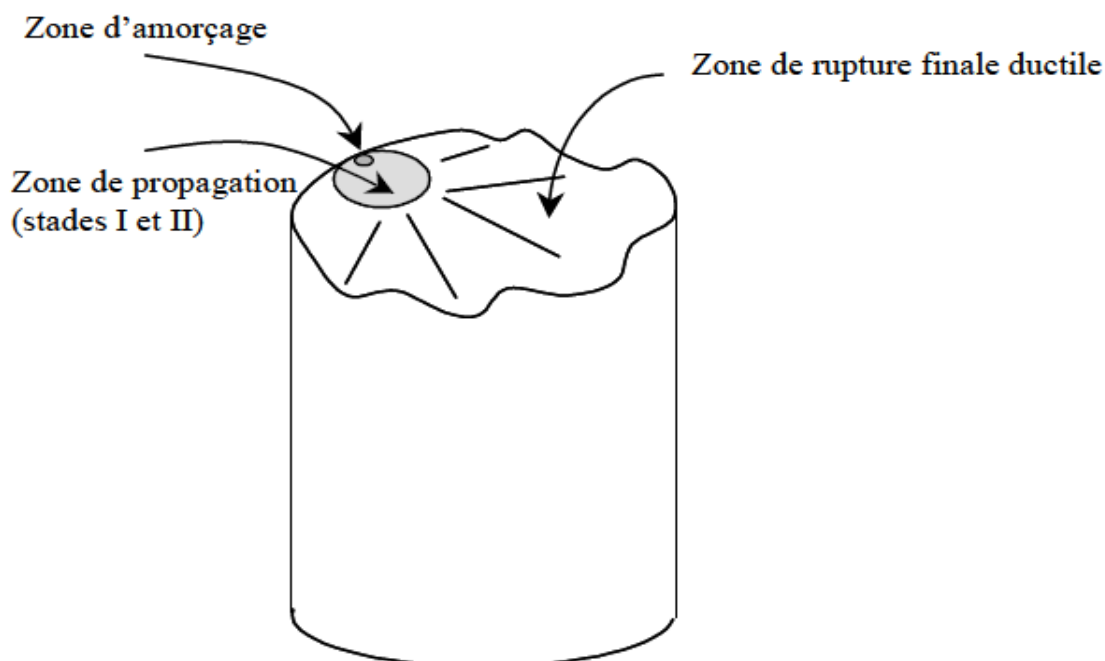


Figure I.3 : Aspect général d'une surface de rupture après défaillance due à un phénomène de fatigue

I.6. Classification des sollicitations des essais de fatigue

I.6.1. 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 statiques 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.

D'une façon générale, 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 .

Efforts alternés pour ($\sigma_m < \sigma_a$), la contrainte évolue entre une valeur maximale positive et une valeur minimale négative dont les valeurs absolues sont différentes.

L'effort est symétrique si ($\sigma_m=0$), et il est dissymétrique pour

($0 < \sigma_m < \sigma_a$).

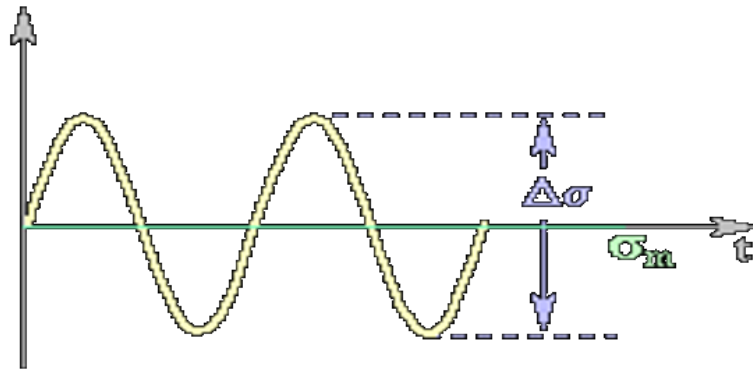


Figure I.4 Contraintes purement alternées

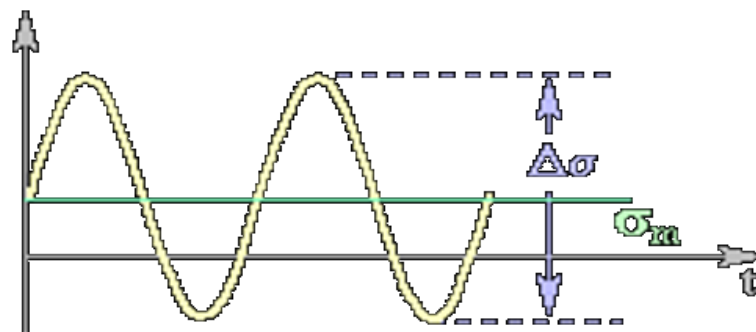


Figure I.5 Contraintes alternées asymétrique

Efforts répétés pour ($\sigma_m = \sigma_a$). La contrainte varie entre la valeur 0 et une valeur maximale positive ou entre 0 et une valeur maximale négative.

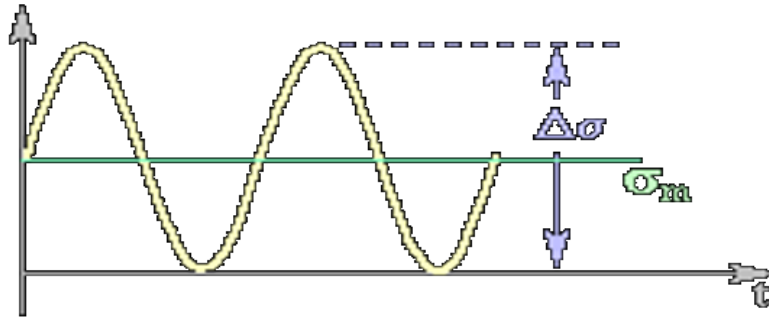


Figure I.6 : Contrainte répétés

Efforts ondulés pour ($\sigma_m > \sigma_a$). La contrainte varie entre les valeurs maximale et minimale qui sont de même signe.

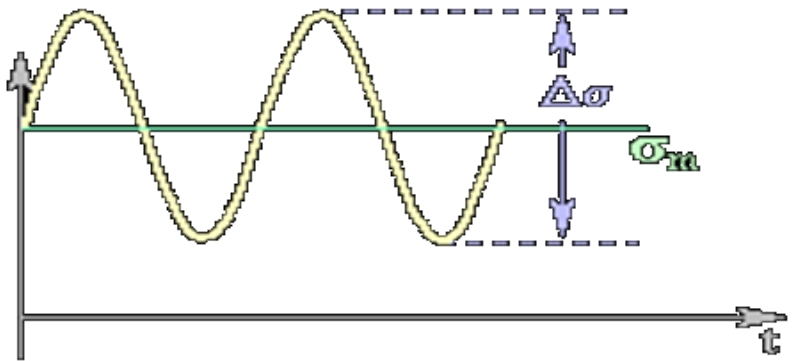


Figure I.7 : contrainte ondulés

- ✚ 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.6.2. 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. 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 [claud bathias]. 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.7. Diagrammes représentatifs

I.7.1. 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*).

Ainsi, à chaque pièce essayée correspond donc un point du plan (σ_a, N) . A partir d'un certain nombre d'essai à contrainte généralement décroissante, on peut tracer la courbe qui a l'allure suivante (Figure II.2):

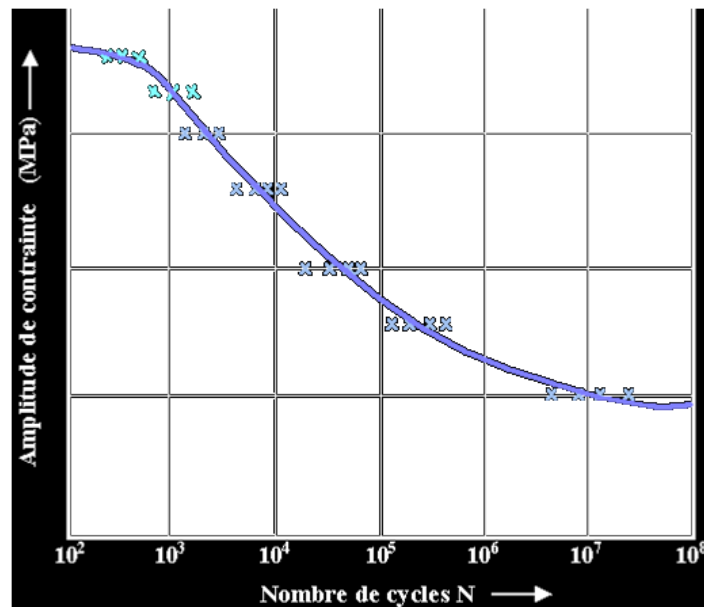


Figure I.8 : Courbe de Wöhler.

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 ($NR \leq 10^4$ 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.

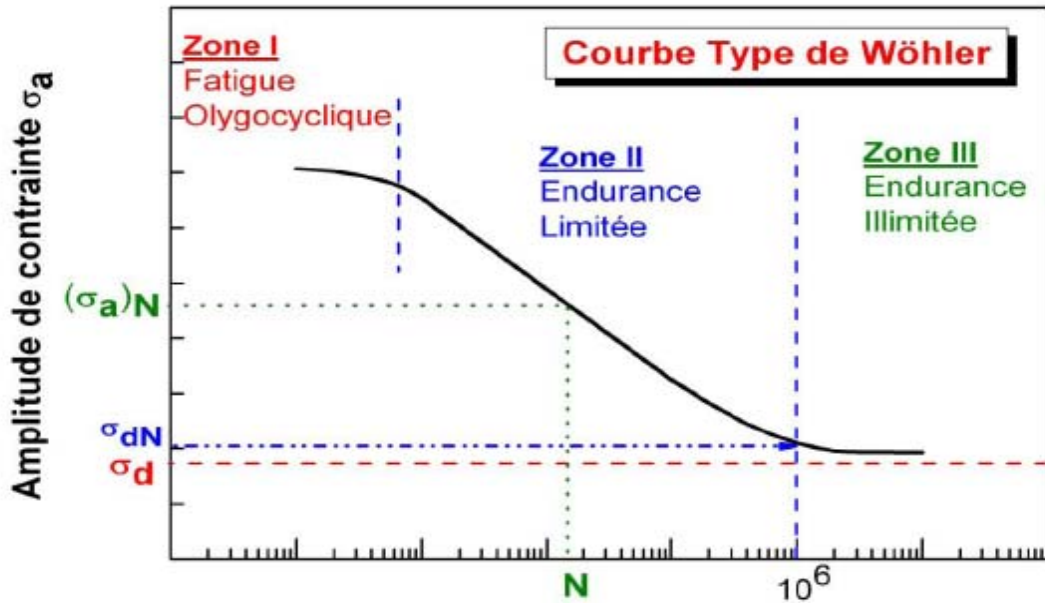


Figure I.9 : Courbe de Wöhler

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.7.2. 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. [4]

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%, 16% et 84% de probabilité de rupture.

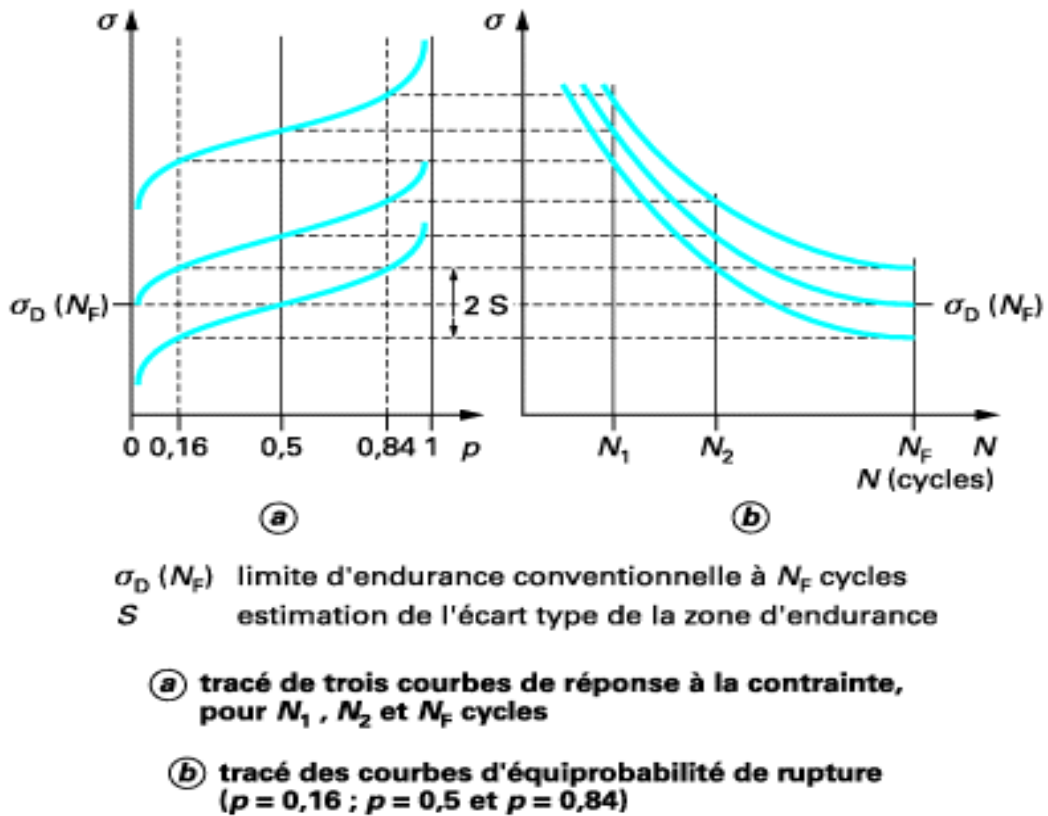


Figure I.10 : Courbes PSN à 16%, 50%, 84% de probabilité de rupture Courbe d'endurance

I.7.3. 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 (N) en (*endurance limitée*) ou (N) (en endurance illimitée) en fonction de la contrainte moyenne appliquée σ_m est appelée diagramme d'endurance [9].

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 minimales admissibles σ_{min} en fonction de σ_m .

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

I.8. Les éprouvettes d'essais de fatigue

Les éprouvettes utilisées pour les essais de fatigue sont très divers tant du point de vue de forme que dimensions. On peut cependant différencier deux types principaux : les éprouvettes de révolution à section circulaire et les éprouvettes prismatiques à section rectangulaire.

I.8.1. 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.

Les éprouvettes peuvent être à :

- 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.[4]

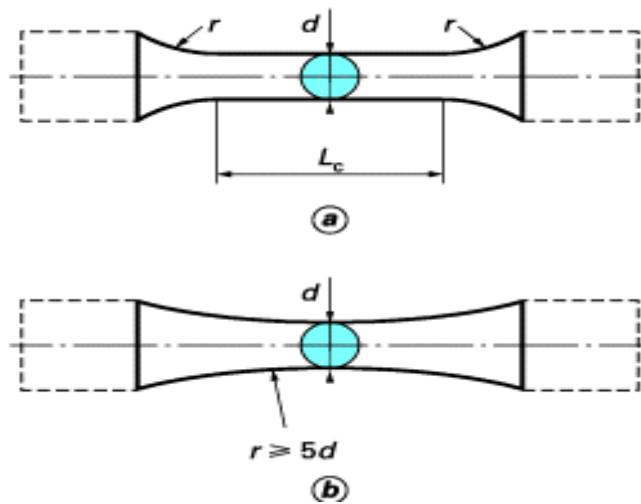


Figure I.11 : Éprouvettes à section circulaire

- 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 [9]

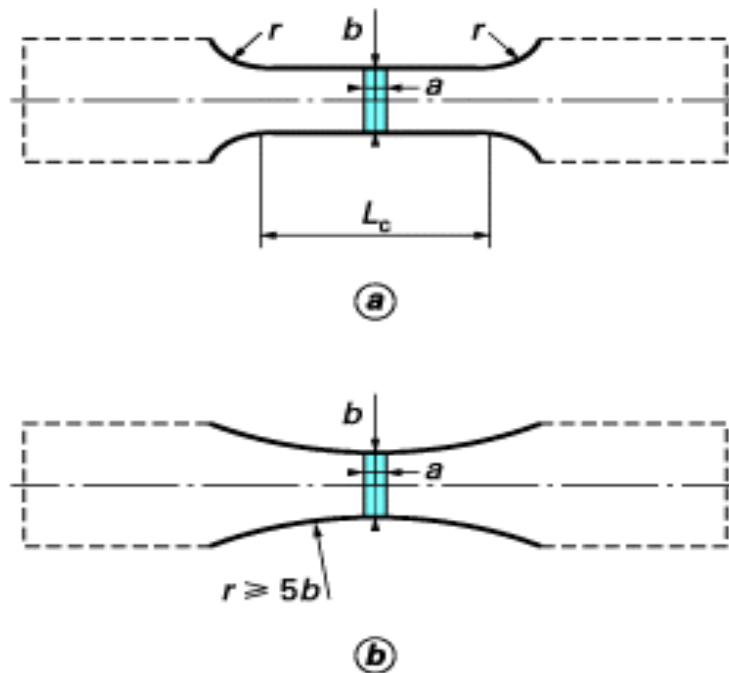


Figure I.12 : Éprouvettes à section rectangulaire

I.8.2. Dimensions des éprouvettes

D'après les normes Françaises de produits Sidérurgiques – NF A 03-401- 1986, les dimensions des éprouvettes doivent être telles que :

- ✓ La contrainte maximale d'essai soit toujours supérieur à 25% de la capacité de la machine et que la contrainte minimale soit supérieure à 2.5% de la capacité.
- ✓ La fréquence propre de l'éprouvette soit le double au moins de la fréquence de la machine.
- ✓ Les rayons des congés de raccordement entre la partie utile, c'est-à-dire la partie soumise à l'essai, d'une éprouvette et les têtes d'amarrages doivent être choisis de manière à avoir un facteur de concentration de contrainte théorique inférieure à 1.05 pour éviter ainsi les ruptures dans les zones de raccordement.
- ✓ Le diamètre de la partie soumise à l'essai doit être compris entre 5 et 10 mm, la longueur de la partie utile doit être supérieure à trois fois le diamètre dans cette zone
- ✓ Les dimensions de têtes d'amarrages doivent être choisies de manière à ce que le rapport de la surface de la section des têtes d'amarrages à celle de la section de la partie utile, soit supérieur à 1.5.
- ✓ 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 de ± 0.02 mm.s

I.8.3. 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. [2]

Conclusion

Ce chapitre est consacré à l'étude théorique des différents aspects concernant la fatigue. Il rassemble des rappels, des définitions et des diagrammes représentatifs.

CHAPITRE II

L'influence de l'entaille.

Chapitre II : L'influence de l'entaille.

Introduction

II.1. Effet d'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 contraintes en fatigue K_f

II.1.4. Facteur de sensibilité à l'entaille

Conclusion

L'INFLUENCE DE L'ENTAILLE

CHAPITRE

II

Introduction

Les fissures s'amorcent de préférence à la surface des pièces, aux endroits de concentration de contrainte à la forme géométrique (entaille, filetage, congé, arrête, trou, rainure).

Pour cette raison, on s'intéresse de voir l'influence de l'entaille sur l'éprouvette

II.1. Effet d'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.

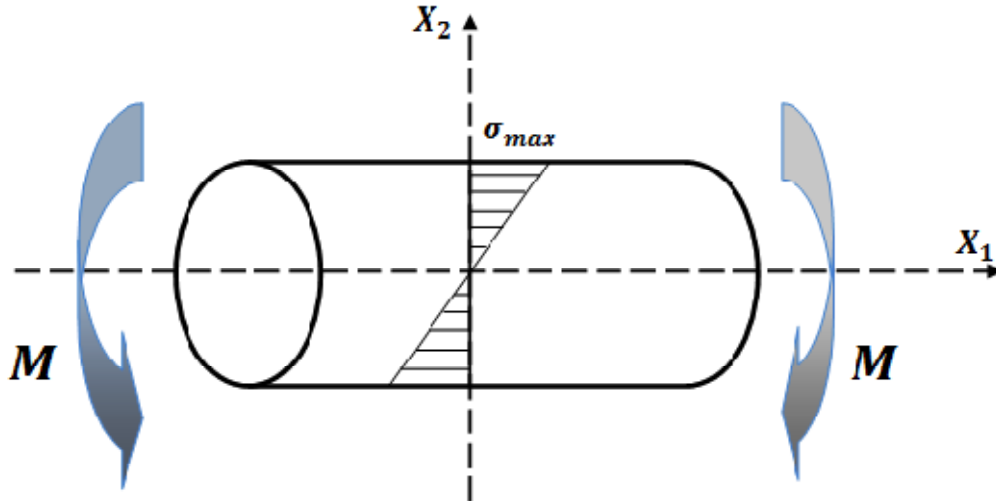


Figure II.1 : Flexion d'un cylindre de diamètre constant

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 :

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

Où :

M_3 : Moment de flexion

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

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

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

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

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.

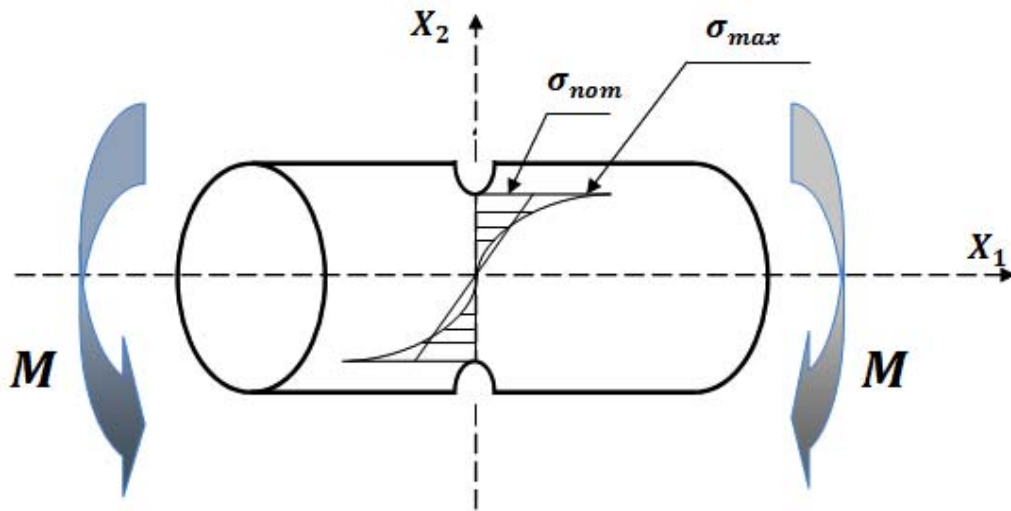


Figure II.2 : flexion d'un cylindre entaillé

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

Pour caractériser cette concentration de contrainte par rapport à l'état linéaire, on utilise un coefficient de concentration de contrainte, qui est défini comme étant le rapport de la contrainte maximale à fond d'entaille à la contrainte dans la section nette, on note :

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

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] :

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

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. On donne par exemple l'abaque fait à partir de l'équation précédent de K_t pour A = 0,25 et B = 1.8, (fig. II-3)

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

La limite de fatigue de pièces entaillés σ_{dn} est généralement inférieur à celle d'une pièce non entaillée (lisse) σ_D . 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) est définie comme étant facteur de concentration de contrainte en fatigue ou facteur de concentration de contrainte effectif, noté K_f .

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

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.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a défini les différentes relations liées à l'influence de l'entaille.

CHAPITRE III

P réparation des essais.

Chapitre III : Préparation des essais.

Introduction

III.1. Matériau étudié

III.2. Les éprouvettes d'essais

III.2.1. Forme et dimensions des éprouvettes

III.2.2. Usinage des éprouvettes

III.3. La machine d'essai

III.4. Principe de fonctionnement de la machine à flexion rotative

III.5. Composition de la machine

III.6. Mode de sollicitation de l'éprouvette

Conclusion

PREPARATION DES ESSAIS

CHAPITRE III

Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les différentes étapes faites avant de commencer nos essais sur la machines flexion rotative.

Pour cela on présente d'abord, la nuance de matériau, la machine, la procédure d'usinage des éprouvettes et on termine par une conclusion.

III.1. Matériau étudié

Le matériau étudié est un acier XC 48 fourni sous forme de barres étirées cylindriques de 14 mm de diamètre. Cet acier comme tous les aciers à moyen carbone s'emploie dans la construction mécanique après normalisation, amélioration et trempe superficielle, pour une variété de pièces (vilebrequins, bielles, arbre à cames, pignons,...).

Les compositions chimiques et les propriétés mécaniques sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Tableau III-1- Composition chimique de l'acier XC48

<i>Elément</i>	C(%)	MN(%)	SI(%)	S(%)	P(%)
<i>Composition en %</i>	0,48	0,6	0,25	0,03	0,027

Tableau III-2- Propriétés mécanique de l'acier XC48

Propriétés mécanique	Limite élastique	Limite de rupture	de Allongement
Symbole	Re (MPa)	Rm (MPa)	%A
XC48	375	660	15

III.2. Les éprouvettes d'essais

Pour notre travail, on a utilisé des éprouvettes cylindriques réalisées à partir d'une nuance (XC48) disponible sous forme des barres étirées de diamètre 14 mm.

III.2.1. Forme et dimensions des éprouvettes

Les éprouvettes 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 $10 \text{ mm} \pm 0.06$, 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.

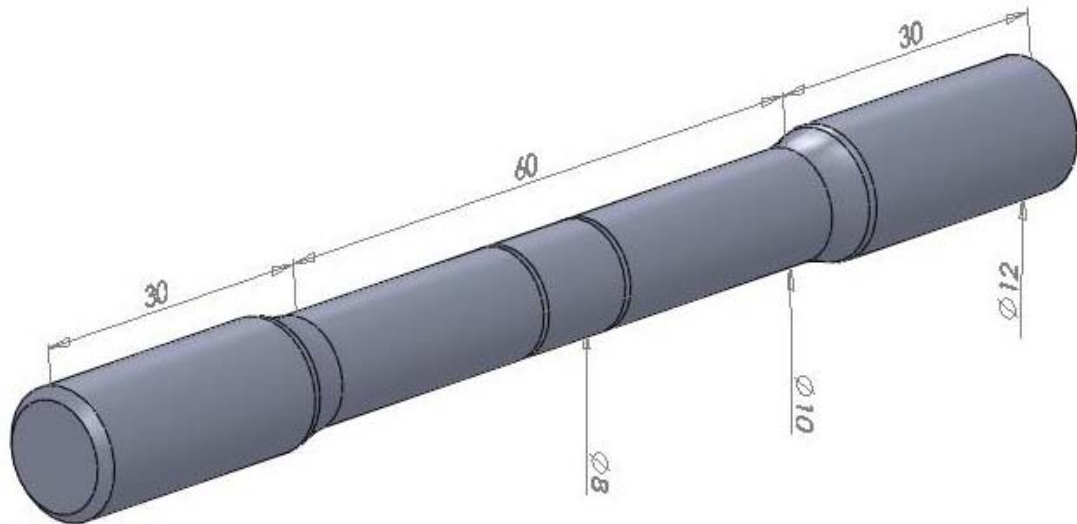


Figure III-1- : Eprouvette avec double entailles parallèle (solidworks).

La distance entre les deux entailles X est variable de telle façon que le milieu de l'éprouvette divise toujours la distance entre les deux entailles en deux parties égales.

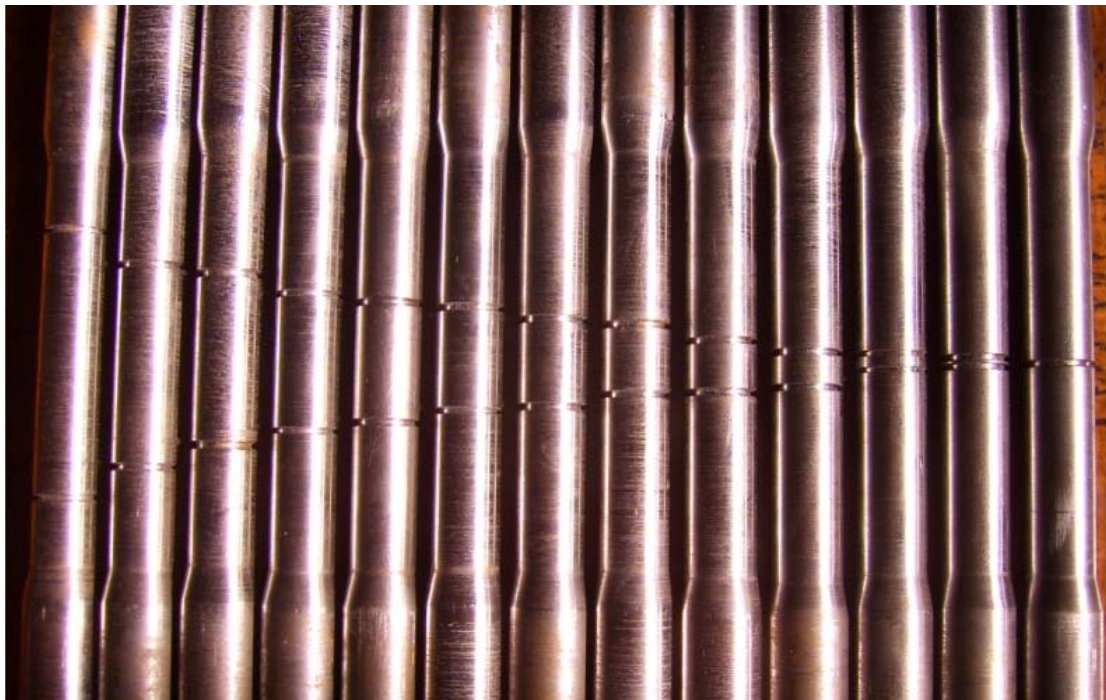


Photo III-1- : la distance X entre les doubles entailles parallèles.

Les entailles sont en forme «V» effectuées avec un outil à pastille de rayon $r = 0,4 \text{ mm}$. L'angle d'ouverture de l'entaille est de 35° . La profondeur de l'entaille est de 1 mm et présente un rayon en fond d'entaille $r = 0,4 \text{ mm}$. Cette géométrie est fixée pour toutes les éprouvettes d'essais.

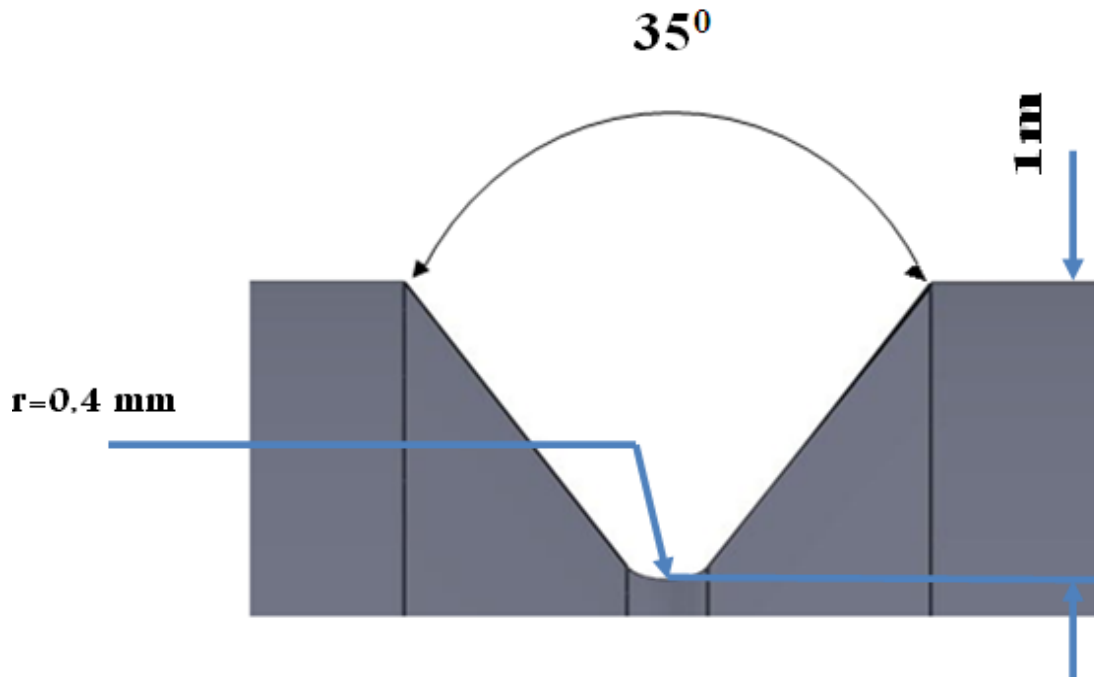


Figure III-2- : Forme de l'entaille

III.2.2. Usinage des éprouvettes

Au départ l'usinage des éprouvettes est effectué avec un tour à commande numérique.

L'usinage est fait en deux étapes:

- L'ébauche : le but de cette opération est d'obtenir la forme générale de l'éprouvette. Le tournage se fait par passes de profondeurs décroissantes jusqu'au diamètre de $10,5 \text{ mm}$ dans la partie utile de l'éprouvette.
- Finition : cette étape a été faite avec des petites passes. 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 de 0.4 mm.

III.3. 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 [10].



PHOTO III-2- : Machine de flexion rotative « SCHENCK »

III.4. Principe de fonctionnement de la machine à flexion rotative

Une éprouvette de section circulaire, est sollicitée par des charges dans un plan fixe, tandis qu'elle tourne autour de son axe.

Les charges engendrent des contraintes de flexion dans l'organe.

La rotation de l'organe fait varier sinusoidalement la contrainte normale. Ce type de sollicitation est appelé *flexion inversée*.

Le fait que les machines à flexion rotative soient relativement simples et bon marché, explique leur emploi répandu. Elles sont toutefois limitées dans leurs applications, du fait que la contrainte est toujours totalement inversée et que la contrainte moyenne est toujours nulle. En outre, les éprouvettes doivent toujours être de section circulaire.

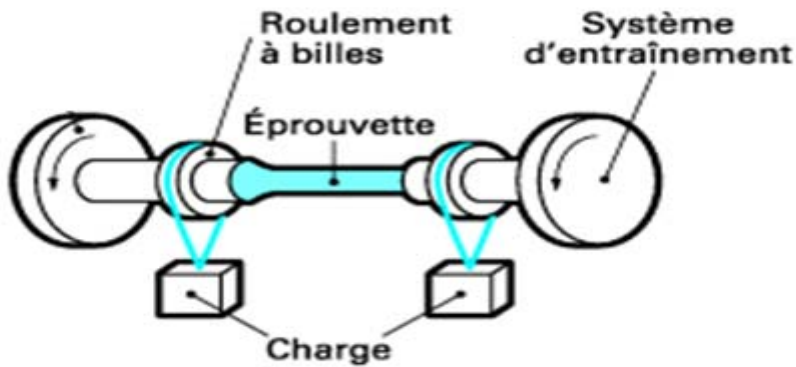


Figure III-3 - Principe de l'essai de fatigue en flexion rotative [5]

III.5. Composition de la machine

- 1 : Fourreaux(Mandrin)
- 2 : Epreuve
- 3 : Accouplement
- 4 : Moteur électrique
- 5 : Compte de tour
- 6 : Interrupteur
- 7 : Masse coulissante
- 8 : levier
- 9 : chape
- 10 : contre poids

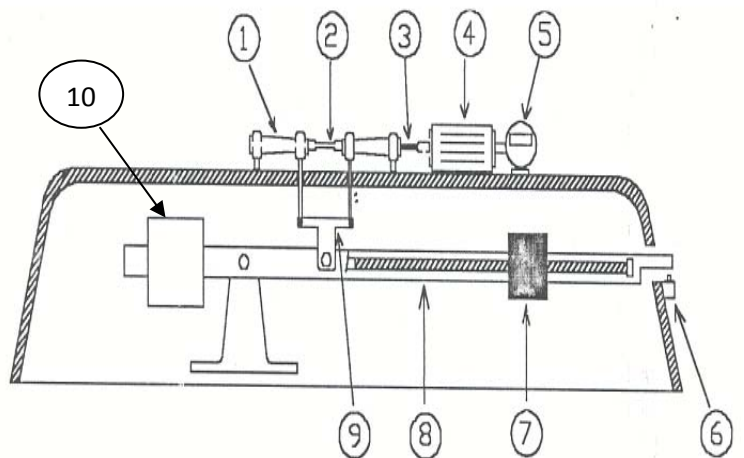


Figure III-4 : Le schéma de la machine d'essai [9]

La machine est constituée de deux parties principales :

- **Une partie tournante** : composée de deux fourreaux (1) à l'intérieur de chaque fourreau est monté 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.6. 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 la partie utile de l'éprouvette (entre les deux appuis).

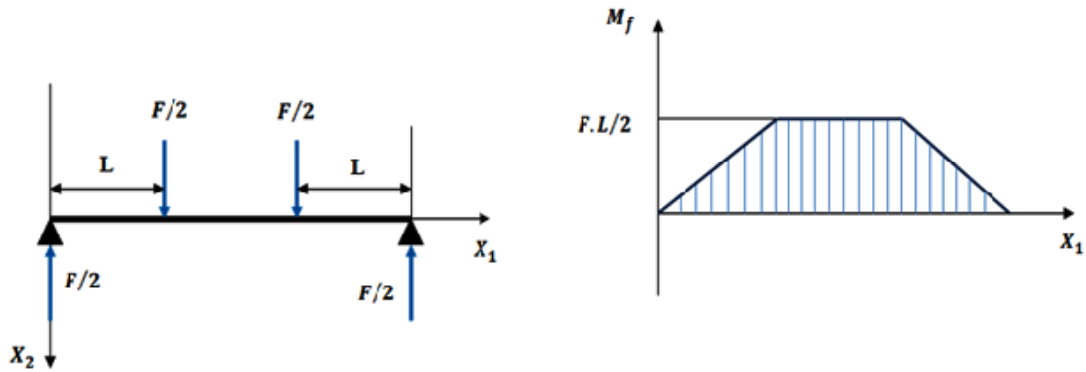


Figure III-5- : Mode de sollicitation

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.

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

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

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

$I = (\pi d^4 / 64)$: 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 $v = (d / 2)$, la contrainte maximale s'écrit alors :

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

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les démarches expérimentales suivies pour nos essais. Nous avons d'abord commencé de décrire la nuance, la forme et la dimension de la machine d'essai.

Après, nous avons montré le principe de fonctionnement, et les différents composants de la machine de flexion rotative.

CHAPITRE VI

Les résultats des essais.

Chapitre IV : Les résultats des essais.

Introduction

IV.1. Observation sur les ruptures des éprouvettes

IV.2. Observation sur les surfaces de rupture

IV.2.1. Pour les entailles rapprochées

IV.2.2. Pour les entailles éloignées

IV.3. Résultats des essais

IV.3.1. Les résultats relatifs de rupture

IV.3.2. Interprétations des résultats

II.4. Etude de la flèche

II.4.1. Évolution de la flèche pour $X=10$

II.4.2. Évolution de la flèche pour $X=15$

II.4.3. Évolution de la flèche pour $X=25$

II.4.3. Évolution de la flèche pour $X=30$

Conclusion

LES RESULTATS DES ESSAIS

CHAPITRE VI

Introduction

Dans ce chapitre, 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.

Le premier but est d'étudier et de trouver une relation entre la durée de vie des éprouvettes et la distance entre ses deux entailles.

Le deuxième but est d'étudier la relation entre l'évolution de la flèche et le nombre de cycle.

IV.1. Observation sur les ruptures des éprouvettes

D'après les résultats qu'on a obtenus, on observe que la rupture des éprouvettes est situé au niveau de l'une des entailles, quelle que soit la distance entre les entailles.

Nous remarquons d'un coté que la plupart des zones de rupture finale est positionnée au centre de l'éprouvette. Ceci montre que le chargement est modéré.

D'un autre coté, on constate zone d'apparence claire correspondant à la phase de zone de propagation de fissure, qui entoure la zone d'apparence plus sombre (zone de rupture).



Photo IV-1-: Rupture de l'éprouvette pour $X = 20$ mm

Nous observons encore que la surface de rupture est pratiquement plane, perpendiculaire à l'axe de révolution de l'éprouvette, correspondant au diamètre minimal en fond d'entaille.

IV.2. Observation sur les surfaces de rupture

IV.2.1. Pour les entailles rapprochées

Dans le cas où la distance entre les deux entailles est petite (photo IV.1), on observe que la surface de rupture est plane, perpendiculaire à l'axe de révolution de l'éprouvette

On remarque aussi que la zone de rupture est plus petite par rapport à la zone de propagation.

La planéité de surfaces de rupture pour l'éprouvette avec doubles entailles de distantes de 0 mm, 1,5 mm et 2,5 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 (photo IV2).

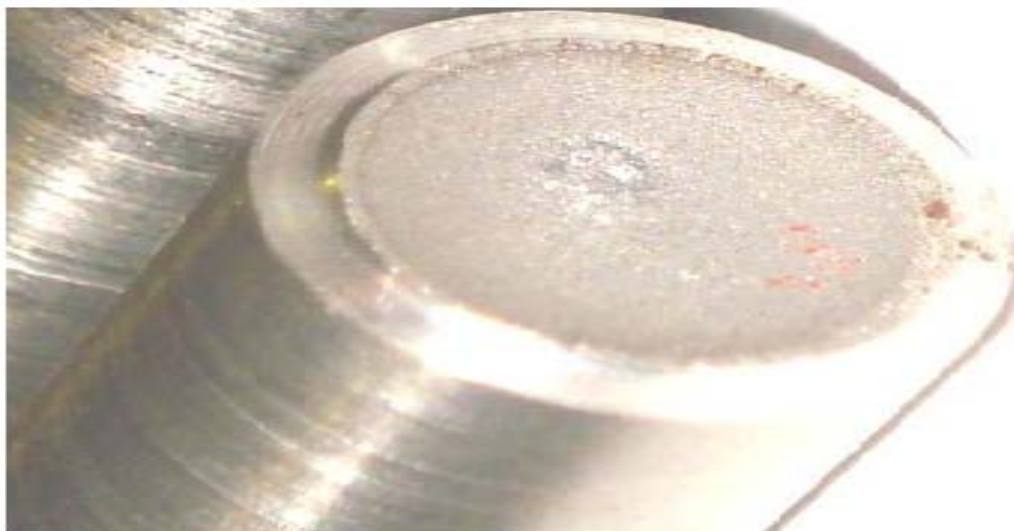


Photo IV.2. Rupture de l'éprouvette pour $X=2,5$ mm

IV.2.2. Pour les entailles éloignées

Dans ce cas, nous avons observé que la zone de rupture est rugueuse et plus grande que le cas où les entailles sont plus proches (photo IV. 3).



Photo IV3: Rupture de l'éprouvette pour $X = 30$ mm

IV.3. Résultats des essais

IV.3.1. Les résultats relatifs de rupture

Le niveau de contrainte choisi est fixé, pour toutes les éprouvettes d'essais de à 180 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)	<i>Essai 1</i>	<i>Essai 2</i>	<i>Essai 3</i>
180	0	194900	244300	425000
	1,5	141900	189700	232600
	2.5	196300	88900	/
	5	61300	151000	308100
	7.5	139600	69100	220600
	10	162300	118800	469200
	12.5	278000	/	/
	15	121100	37400	91800
	17.5	54500	62500	/
	20	142000	98700	157200
	25	98300	151200	51100
	30	86300	166100	/
	40	86600	51200	121300

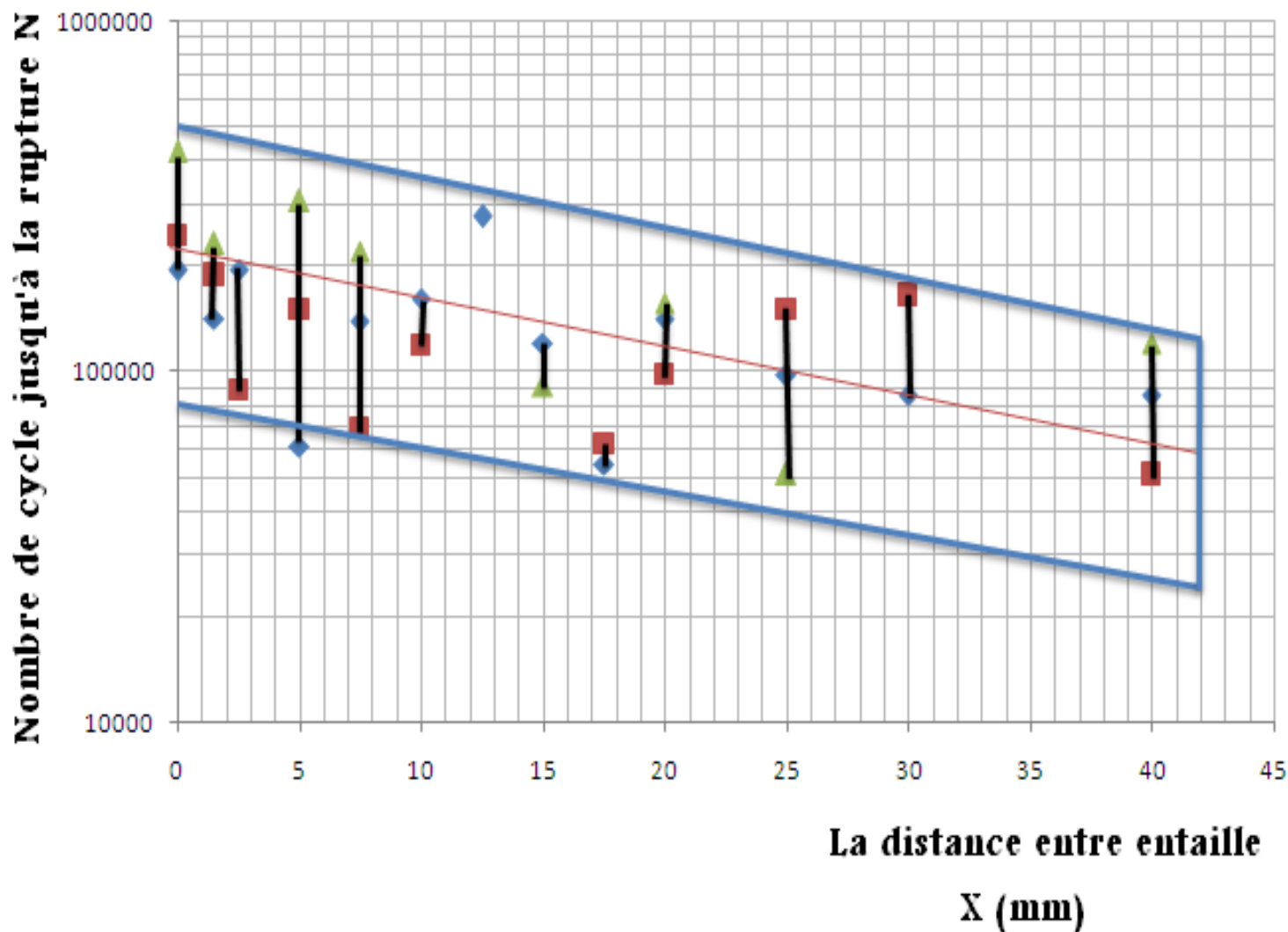


Figure IV-1- : Variation du nombre de cycle (N) en fonction de la distance entre les entailles X (mm).

◆ Série1
 ■ Série2
 ▲ Série3

IV.3.2. Interprétations des résultats

L'aspect de la dispersion observée est inhérent aux ruptures de fatigue sous entailles.

Les causes de dispersion extérieures aux pièces comprennent notamment les incertitudes de montage dans la machine d'essai et de réglage de la charge appliquée. L'influence de l'environnement peut ne pas être négligeable.

D'après le graphe de la figure IV-1, l'équation moyenne de la durée de vie en fonction de la distance entre entaille s'écrit comme suit :

$$N(X) = (-24X + 1583) \cdot 10^{+2}$$

Finalement, d'après le graphe et l'équation moyenne de la durée de vie en fonction de la distance entre entaille, on conclue que la durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre les entailles.

II.4. Etude de la flèche

Le phénomène d'endommagement peut être quantifié par l'analyse de l'évolution de la flèche en cours du chargement. Pour cela, on mesure l'évolution de la flèche en fonction de la distance entre entailles. Pour des raisons pratiques, nous avons choisi de traiter les distances suivantes : X=10, X=15, X=25 et X=30.

II.4.1. Évolution de la flèche pour X=10

Tableau IV-2- : Taux d'évolution de la flèche en fonction du nombre de cycle (N) sur éprouvette en acier XC 48, pour X=10.

σ (MPa)	La distance entre entaille X	La flèche δ (10^{-2})	Nombre de cycle (N)	Evolution de la flèche ()
180	X = 10	16	0	0
		18,5	15000	15.62
		20	30000	25
		21,5	45100	34.37
		23	60300	50

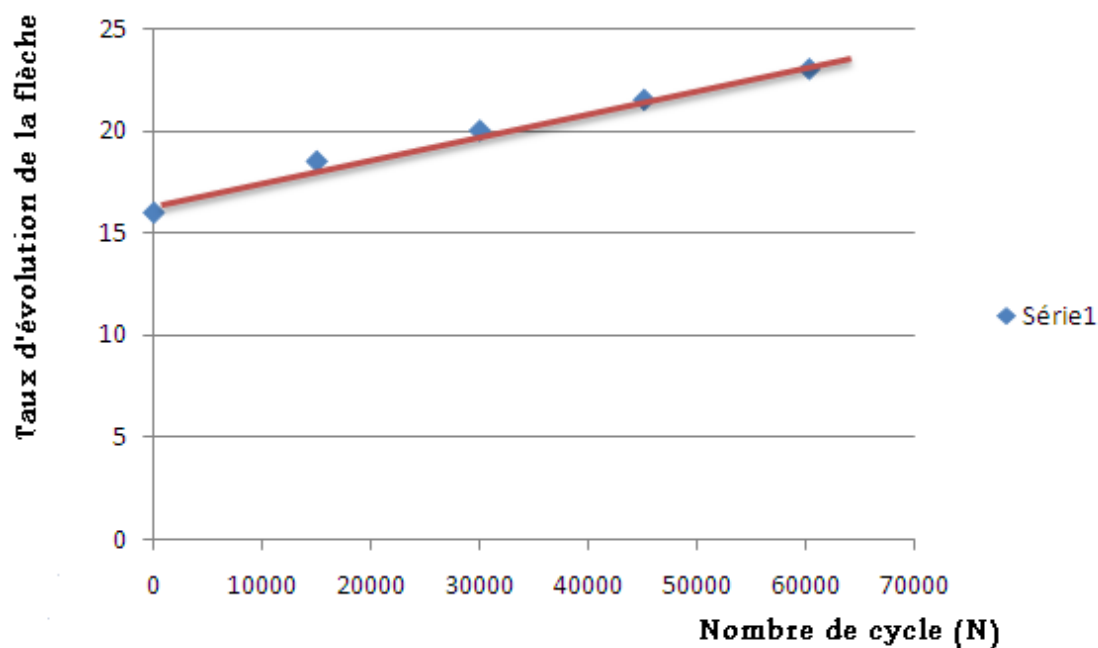


Figure IV-2.-Evolution de la flèche en fonction du Nombre de cycles pour éprouvettes en XC48 (X = 10 mm).

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

II.4.2. Évolution de la flèche pour X=15

Tableau IV-3- : Taux d'évolution de la flèche en fonction du nombre de cycles (N) sur éprouvette en acier XC 48, pour X=15.

σ (MPa)	La distance entre entaille X	La flèche δ (10^{-2})	Nombre cycle (N)	de Evolution de la flèche ()
180	X=15	20	0	0
		22.5	29800	12.5
		24.5	59600	22.5
		26	69700	30
		27.5	77500	37.5

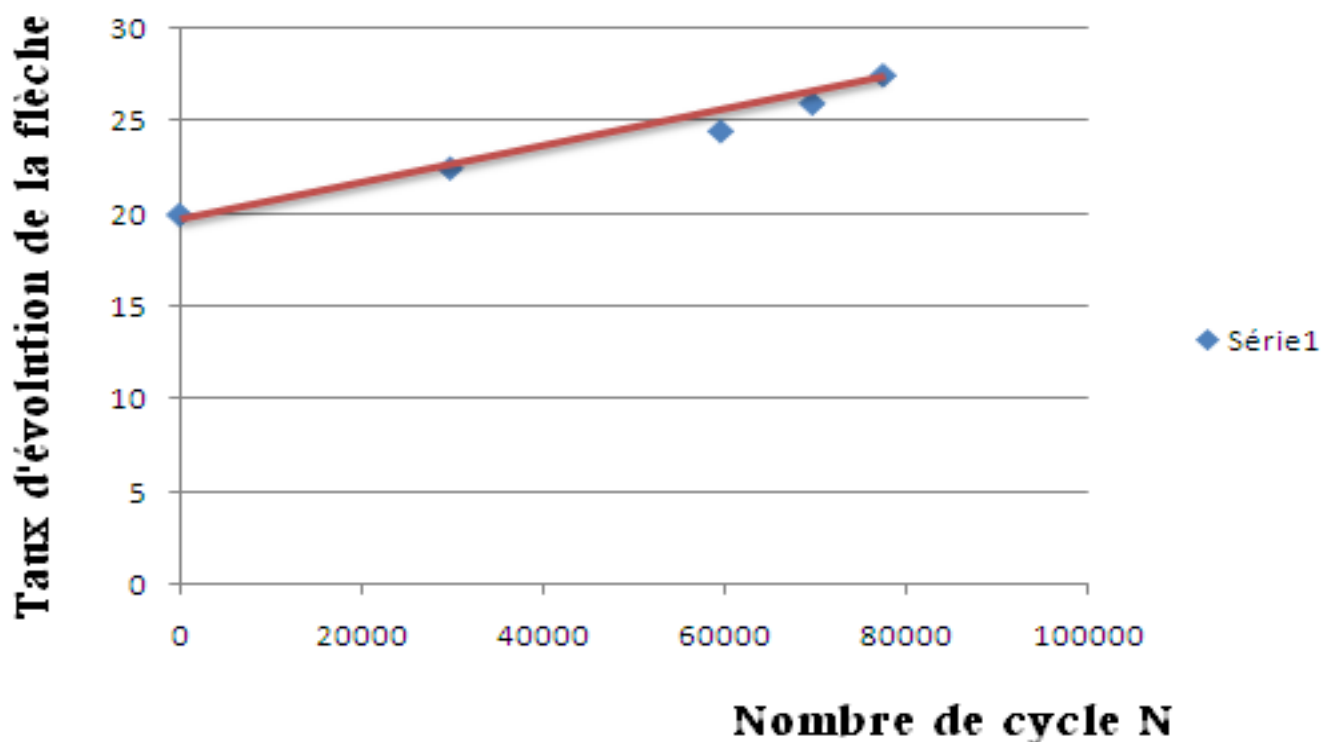


Figure IV-3-: Evolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour une éprouvette en XC48 (X = 15mm)

Comme le cas de X=10 mm, 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.

II.4.3. Évolution de la flèche pour X=25

Comme le cas de 15mm, 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.

Tableau IV-4- : Taux d'évolution de la flèche en fonction du nombre de cycle (N) sur éprouvette en acier XC 48, pour X=25.

σ (MPa)	La distance entre entaille X	La flèche δ (10^{-2})	Nombre cycle (N)	de Evolution de la flèche ()
180	X = 25	21	0	0
		22,5	14800	6.97
		25	29800	19.04
		28,5	59500	35.71
		31,5	74300	45.23

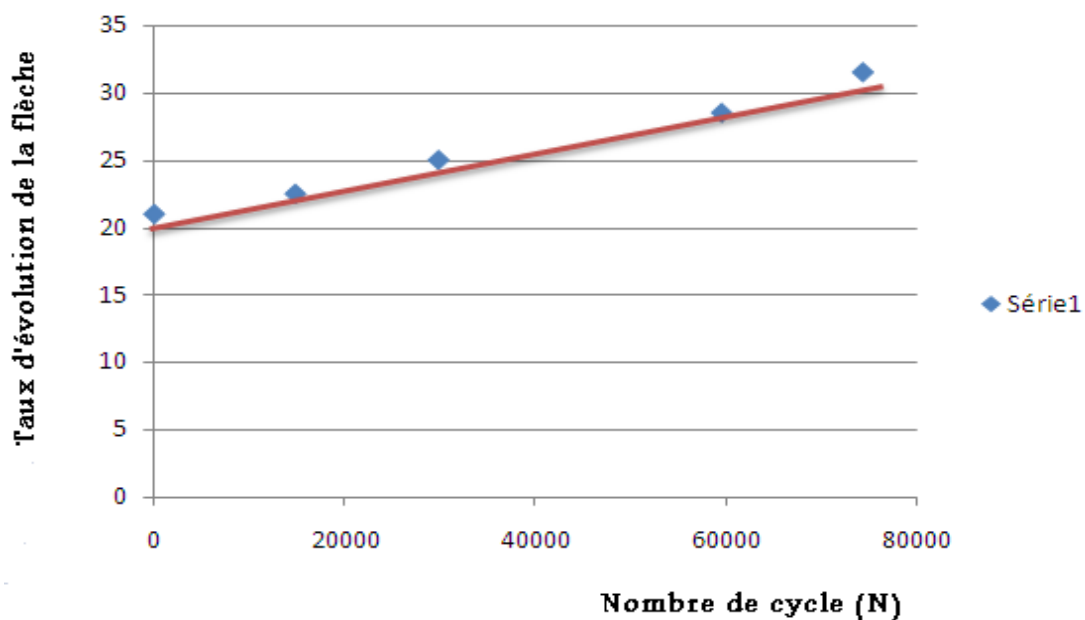


Figure IV.4: Evolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour deux éprouvettes en XC48 (X = 25 mm).

II.4.3. Évolution de la flèche pour X=30

Comme le cas de 25 mm, 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.

Tableau IV-5- : Taux d'évolution de la flèche en fonction du nombre de cycle (N) sur éprouvette en acier XC 48, pour X=30.

σ (MPa)	La distance entre entaille X	La flèche δ (10^{-2})	Nombre de cycle (N)	Evolution de la flèche ()
180	X = 30	27	0	0
		28.5	15100	5.55
		29	30200	7.4
		30	45200	11
		34	71000	25.9

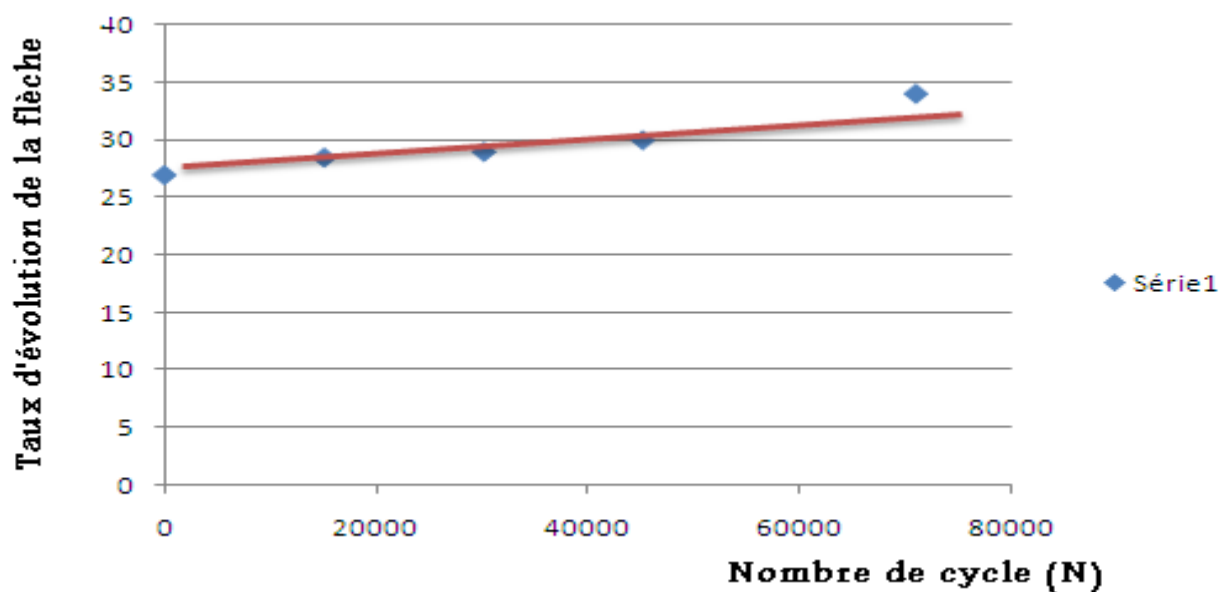


Figure IV-5:-Evolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour deux éprouvettes en XC48 (X = 30 mm).

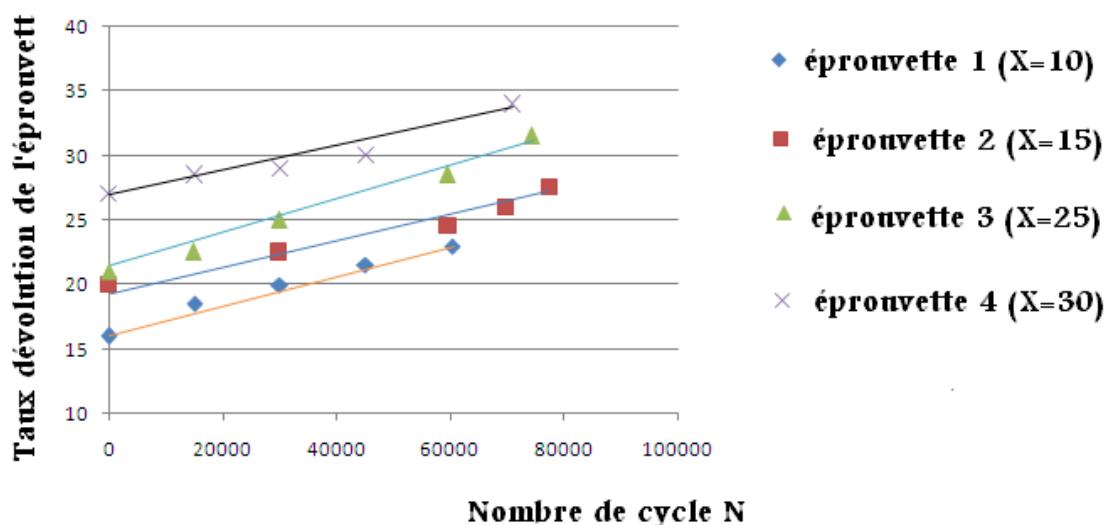


Figure IV.6:Evolution de la flèche en fonction du Nombre des cycles pour des éprouvettes en XC48 (X = 10, 15, 25,30 mm).

Ce graphe montre les résultats des flèches mesurées pendant la durée choisie de l'essai de flexion rotative pour les éprouvettes de distance X=10, X=15, X=25 et X=30.

On conclue que le taux d'augmentation de la flèche est linéairement proportionnel au nombre de cycles.

Ces résultats vont de pair avec les résultats obtenus précédemment, et qui permettent de conclure que la durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre entailles.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté et expliqué les différents résultats obtenus. Ces résultats permettent de conclure que la durée vie est inversement proportionnelle à la distance entre les entailles pendant la phase de mesure choisie. Ceci peut s'expliquer par le fait que l'éprouvette perd plus vite de sa rigidité en ayant des entailles éloignées.

On a distingué deux zones sur la surface de rupture, une zone de propagation de fissure et une zone de rupture finale.

Les surfaces de rupture au niveau de l'entaille sont planes.

On a conclu aussi que l'évolution de la flèche est linéairement proportionnelle au nombre de cycles. Pour la phase de rupture finale, nous ne pouvons conclure sur la loi d'évolution de la flèche.

Conclusion **g**énérale.

CONCLUSION GENERALE

L'étude du phénomène de la fatigue, sous entaille en flexion rotative, a été menée sur l'acier XC 48. Les essais ont été effectués sur des éprouvettes présentant une double entaille de diamètre 8mm de forme en «V» et de rayon en fond d'entaille égal à 0,4mm ; ces dernières ont permis les conclusions suivantes :

- ✓ La durée de vie de l'éprouvette est inversement proportionnelle à la distance entre entailles.
- ✓ L'évolution de la flèche par rapport à la durée de vie de l'éprouvette était linéairement proportionnelle.
- ✓ L'interaction entre les deux entailles est négligeable.
- ✓ Les surfaces de rupture au niveau de l'entaille sont planes.
- ✓ On a distingué deux zones sur la surface de rupture, une zone de propagation de fissure et une zone de rupture finale.

Ces essais, nous ont permis d'en tirer les recommandations suivantes :

- Fixer la machine sur des supports pour limiter les vibrations
- Remplacer l'accouplement élastique.
- Disponibilité des pinces.
- Il est recommandé d'avoir un projecteur de profil pour mesurer le diamètre de l'entaille de façon précise car il s'agit d'un paramètre très important.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] C. Bathias, J.P.Bailon, La fatigue des matériaux et des structures –presse de l'université de Montréal -1980.
- [2] Cazaud –Edition Dunod La fatigue des matériaux – 1969
- [3] Neuber, N.E. Frost, K. Marsh, L.P. Pook. « Metal fatigue. » Editions: Oxford University, London 1974.
- [4] A.Brand, « Fatigue des alliages ferreux », Technique de l'ingénieur, BM 5042.
- [5] A.Brand, « Les essais de fatigue», Technique de l'ingénieur, BM 5067.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] T. Boudaoud, A.chabane, « Etude expérimentale du phénomène de fatigue sous entaille en flexion rotative », PFE/E.N.P, 1997
- [9] S, DOUMI «quantification de l'endommagement en fatigue sous corrosion sous entaille par essais de traction », magister/U.S.T.H.B, 2006
- [10] A. BRAHIMI «Les essais de fatigue par flexion rotative sur éprouvette avec double entailles parallèles », PFE/E.N.P, 2009
- [11] A.SAIFI «Conception et réalisation d'un système de fixation d'éprouvette pour la machine de flexion rotative et validation expérimentale», PFE/E.N.P, 2008