

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**



## **ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

**Département de Génie Mécanique**

### **PROJET DE FIN D'ETUDES**

En vue de l'obtention du diplôme  
D'ingénieur d'état en Génie Mécanique

**Thème**

**Fatigue en flexion plane à l'air libre: expérimentation et  
simulation**

**Proposé et Dirigé par :**

**Mr. GUERGUEB Brahim**  
**Mr. BELKACEMI Yacine**

**Etudié par :**

**MANSOURI Abdelatif**

**Promotion: Juin 2014**

10, Avenue des frères Ouddek, Hassen Badi, BP182 El-Harrach, 16200 Alger (Algérie)  
Tel : 213 21 52 53 01/03 – Fax : 213 21 52 29 73 [www.enp.edu.dz](http://www.enp.edu.dz)

## ملخص:

يهدف هذا المشروع بدراسة ظاهرة التعب الميكانيكي وإبراز تأثير المسافة بين الخدشين على مدة الإستعمال من

أجل هذا قمنا بإجراء بحث نظري فيما يخص هذه الظاهرة ثم تجارب على مجموعة من العينات في نموذج

تجريبي ومن ثم التحقق من نتائج التجارب عن طريق محاكاة بإستعمال برنامج SOLIDWORKS

وفي الأخير رسم المنحنيات والتعليق عليهما .

كلمات مفتاحية : التعب الميكانيكية، المسافة بين الخدشين، محاكاة.

## Résumé:

Ce projet vise à étudier le phénomène de fatigue en flexion plane et mettre en évidence l'impact de la distance entre deux entailles sur la durée de vie. Une série tests expérimentaux a été réalisée sur des éprouvettes de section droite et d'égale résistance. Les éprouvettes testées présentent deux entailles parallèles et traversantes perpendiculaires à l'axe de celle ci. La simulation du phénomène a été faite en utilisant le logiciel Solidworks en s'intéressant au nombre de cycles à rupture et distance entre entailles.

Mots clés :fatigue, flexion plane ,distance entre deux entailles,simulation

## Abstract:

This project aims to study the phenomenon of mechanical fatigue and highlight the impact of the distance between two parallel notches on the duration of the life. An experimental test series was performed on samples. The samples tested have two parallel slits and perpendicular to the axis. The simulation of the phenomenon was made using SolidWorks software.

Kaywords:fatigue,highlight,distance between two parallel notches,simulation.

## ***Remerciements:***

*Je remercie ALLAH de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme ce travail.*

*Le présent mémoire a été dirigé par Mr. Yacine BELKACEMI et Mr. Brahim GUERGUEB. C'est grâce à eux, à leurs remarques, conseils et soutien que j'ai pu le finaliser. Je leur exprime mes gratitude, mes reconnaissances et mes sincères remerciements.*

*Mes vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont apporté à ma recherche en acceptant d'examiner mon travail et de l'enrichir par leurs propositions.*

*Je tiens à remercier vivement Messieurs NACER et TOUFIK, techniciens à l'école nationale Polytechnique département génie mécanique pour leur aide pendant les essais sur machine*

*Je tiens à remercier vivement Monsieur ZAHENA Halim, responsable de USIPRECIS pour son concours. Je remercie vivement BOUMARAF Intisar et NADIR Issam pour leur aide précieuse.*

*Je remercie particulièrement mes enseignants du département de génie mécanique pour leurs contributions, leurs précieux conseils durant ma formation.*

*Merci aussi à tous mes collègues et amis de longue date des deux laboratoires qui se reconnaîtront ici. Je leur exprime ma profonde sympathie et leur souhaite beaucoup de bien.*

## Table des matières

Introduction générale.....	1
Chapitre 1: recherche Bibliographie.....	3
1.1 Introduction .....	4
I.2. Fatigue .....	4
I.2.1 Définition :.....	4
1.2.2. Phases de fatigue : .....	5
1.2.3 Paramètres de chargement .....	5
1.2.4. Courbe SN .....	7
I.2.5. Régimes de fatigue .....	7
1.3.1. Classification des sollicitations.....	8
1.3.2 Fatigue-corrosion .....	8
1.5. Facteurs influant la durée de vie en fatigue .....	9
1.5.2. Influence de la contrainte moyenne .....	9
1.5.4. Qualité de l'usinage .....	10
1.5.5. Paramètres d'ordre métallurgique .....	11
1.5.6. Traitement thermique .....	11
1.5.7. Nature du chargement .....	11
1.5.9 Influence des entailles .....	11
1.6. Fatigue des pièces entaillées .....	12
1.6.1 Qu'est ce qu'une entaille ?.....	12
1.6.2 Les différents types d'entaille .....	12
1.6.3. Coefficient de réduction de la résistance en fatigue <b>kf</b> (fatigue notch factor).....	13
1.6.4. Coefficient de sensibilité à l'entaille <b>q</b> .....	15
1.6.5. Influence de la sévérité d'entaille .....	15
1.7. Conclusion .....	16
Chapitre 2 : Montage expérimental.....	17
2.1. Introduction: .....	18
2.2. Machine d'essai de fatigue : .....	18
2.2.1. Généralité:.....	18
2.2.2. Essais de fatigue par flexion plane : .....	18
2.2.3. Description du banc d'essai utilisé : .....	19
2.2.3.1. Caractéristiques techniques: Machine motrice .....	20
2.2.4. Les composants :.....	20
2.2.4.1 Accouplement élastique : .....	21
2.2.4.2. Le raccord : .....	22
2.2.4.3. Moteur : .....	22
2.2.4.4. Cellule de corrosion : .....	22
2.2.4.5. Le capteur de mouvement : .....	23
2.4.6. vis de pression : .....	23

2.2.4.7. Barre de fixation :	23
2.2.4.8. Compteur électrique :	24
2.2.5. Difficultés rencontrées:	25
2.2.6. Exploitations pédagogiques :	25
2.3. Éprouvettes et essais :	25
2.3.1. Choix de l'éprouvette :	26
2.3.2. La forme de l'éprouvette utilisée:	26
2.3.3. Dimensionnement de l'éprouvette :	26
2.3.4. Caractéristiques de l'éprouvette :	27
2.5. Conclusion :	28
Chapitre 03 : Essais de fatigue en flexion plane et simulation	28
3.1. Introduction:	29
3.2. Essai de fatigue :	29
3.2.1. Essais de fatigue sur éprouvettes entaillées :	29
3.2.2. Analyse de l'essai de fatigue. (Présentation simplifiée)	30
3.2.2.1. Principe :	30
3.2.2.2. Description fonctionnelle du procédé :	31
3.2.2.3. Vérification de la flèche sur machine :	32
3.2.2.3.1. Vérification sous solidworks	32
3.2.2.3.1.1. Analyse statique	32
3.2.2.4. Vérification de dimension d'entailles :	34
3.2.2.5. Les éprouvettes entaillées avant la rupture :	35
3.2.2.6. Les éprouvettes après la rupture :	35
3.2.3. Les résultats des essais de fatigue:	36
3.2.4. Observations et interprétations	37
3.3.1. But de simulation:	37
3.3.2. Présentation de SolidWorks simulation:	38
3.3.3. Définition de l'essai :	38
3.3.3.2. Calcul :	38
3.3.3.3. Paramètres géométriques	38
3.3.4. Méthodes numériques : aspects généraux	38
3.3.5. Démarche :	38
3.3.6. Géométrie :	39
3.3.7. Données du matériau	40
3.3.8. Condition aux limites	40
3.3.8.1. Déplacement :	40
3.3.8.2. Chargement :	40
3.3.9. Simulation	41
3.3.9.1. Maillage :	41
3.3.9.2. Analyse de fatigue :	42
3.3.10. Résultats	42
3.3.10.1.Éprouvette avec entailles traversantes	42
3.3.11. Récapitulatif des résultats précédents	45
3.3.12. Observations et interprétations	46
3.3.13.Éprouvette avec entaille elliptique d=10 mm	46
3.3.14. Observations et interprétations pour les entailles traversantes	48
3.3.15. Observations et interprétations	49
Conclusion générale :	51
Référence Bibliographiques	52

## LISTE DES FIGURES :

Fig. 1.1: Rupture d'une pièce [1].....	4
Fig. 1.2: Phases de la fatigue[1].....	5
Fig. 1.3 : Sollicitation cyclique sinusoïdal.....	5
Fig. 1.4 : Paramètres de chargement .....	6
Fig. 1.5 – Courbe de Wöhler et les différents domaines de fatigue[4].....	7
Fig. 1.8: Influence de la contrainte moyenne.....	9
Fig. 1.7 :Concentration de contrainte .....	9
Fig. 1.9 : Nature du chargement.....	11
Fig. 1.10 – Définition du coefficient théorique de concentration de contrainte $k_t$ .....	11
Fig.1.11.Entaille sur une éprouvette lisse.....	12
Fig. 1.12 – Exemple de l'évolution du facteur d'intensité des contraintes de fissures amorcées.....	13
Fig. 1.13 : Effet d'entaille sur le comportement en fatigue en flexion rotative [13].....	14
Fig 1.14 : Coefficient effectif de concentration de contraintes $k_f$ en fonction du rayon en fond de l'entaille [15]..	.....
Fig. 1.15 Éprouvette entaillée utilisée à section droite rectangulaire et à profil triangulaire d'égale Résistance.....	16
Fig.2.1: Dispositif d'essai en flexion plane monté sur la machine de torsion Schneck « Flato ».....	18
Fig. 2.2 : Dispositif d'essai en flexion plane.....	19
Fig.2.3.la machine de fatigue en flexion plane.....	19
Fig.2.4. Machine de fatigue en flexion plane utilisée.....	20
Fig. 2.5. Accouplement élastique.....	21
Fig.2.6.Raccord bielle-éprouvette.....	21
Fig.2.7.Moteur.....	21
Fig.2.8. Cellule de corrosion.....	22
Fig.2.9. capteur de mouvement pour l'arrêt automatique.....	22
Fig.2.10. vis de pression.....	22
Fig.2.11. Barre de fixation.....	23
Fig.2.12. Capteur et écran LCD affichant nombre des cycles.....	23
Fig.2.13. Bielle montée.....	23
Fig.2.14.forme des éprouvettes standard.....	25
Figure 2.15 : Éprouvette entaillée utilisée à section droite rectangulaire et à profil triangulaire d'égale résistance.....	25
Figure 2.16 : Éprouvette normalisée.....	26
Fig. 3.1. Distribution des contraintes au droit de la section droite d'une éprouvette lisse soumise à flexion.....	29
Fig. 3.2.Éprouvette entaillée.....	29
Fig. 3.4. Vérification de l'excentricité avec un comparateur.....	30
Fig.3.5. Le déplacement .....	31
Fig.3.6 : Variation de la flèche en fonction de la distance entre les entailles traversantes.....	32
Fig.3.7. Microscope pour vérifier les entailles.....	32
Fig.3.8. Éprouvettes entaillées avant la rupture.....	32
Fig.3.9. A Partie d'éprouvettes après la rupture fixées sur le bâti.....	34
Fig.3.10. B Partie d'éprouvettes après la rupture fixées sur le raccord.....	35
Fig.3.11. Variation de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles.....	35
Fig.3.12.éprouvette avec deux entailles traversantes.....	36
Fig.3.13.éprouvette avec deux entailles elliptiques.....	38
Fig. 3.14 : vu en coupe de l'éprouvette entaillée.....	38
Fig.3.15.Configuration de encastrement.....	39

Fig.3.16. Configuration de chargement.....	40
Fig.3.17. Configuration de l'éprouvette.....	40
Fig.3.18. Configuration de l'éprouvette.....	41
Fig.3.19. Nombre de cycle à la rupture.....	42
Fig.3.20. Nombre de cycle à la rupture.....	42
Fig.3.21. Nombre de cycle à la rupture.....	43
Fig.3.22. Nombre de cycle à la rupture.....	43
Fig.3.23. Nombre de cycles avant la rupture.....	44
Fig.3.24. Variation de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles traversantes.....	45
Fig.3.25. Nombre de cycles à la rupture.....	45
Fig.3.26. Nombre de cycles à la rupture.....	46
Fig.3.27. Nombre de cycles à la rupture.....	46
Fig.3.28. Nombre de cycles à la rupture.....	46
Fig.3.29. Nombre de cycles à la rupture.....	47
Fig.3.30. Variation de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles elliptiques.....	47
Fig.3.31. Comparaison de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles traversantes.....	48

## **LISTE DES TABLEAUX**

Tableau.3.1. Variation de la flèche en fonction de la distance entre les entailles traversantes.....	35
Tableau.3.2. résultat de l'observation des entailles.....	36
Le tableau 3.3 : Distance entre entaille- nombre de cycles à rupture.....	38
Le tableau 3.4. Données du matériau.....	41
Tableau 3.5. Variation de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles traversantes.....	45
Tableau 3.5. Variation de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles elliptiques.....	48

## NOMENCLATURE :

$d$	Profondeur en fond d'entaille
$\varepsilon$	Déformation nominale
$E$	Module de Young
$k_{\sigma}$	Coefficient de concentration de contrainte en régime élasto-plastique
$k_f$	Coefficient de réduction de la résistance en fatigue
$k_n$	Facteur d'intensité de contrainte normalisé
$k_t$	Facteur de concentration de contrainte
$K$	Facteur d'intensité de contrainte d'une fissure
$k_n$	Facteur d'intensité de contrainte d'une entaille en V
$k_s$	Facteur d'intensité de contrainte, au seuil de propagation
$m_d$	Facteur de correction pour l'effet d'échelle
$m_e$	Rapport entre la limite d'endurance sur bord lisse et la résistance à la traction
$m_s$	Facteur de correction pour le fini de surface
$m_t$	Facteur de correction par rapport au type de chargement
$q$	Facteur de sensibilité à l'effet d'entaille
$r$	Rayon en fond d'entaille
$R$	Rapport de contrainte (min/max)
$Re$	Contrainte d'écoulement
$R_m$	Résistance à la traction
$N$	Coefficient de consolidation plastique
$N_e$	Nombre de cycles à la limite d'endurance
$N_r$	Nombre de cycles jusqu'à la rupture finale
$S$	Contrainte nominale
$N_a$	Amplitude de contrainte nominale
$\Delta\sigma_D$	Variation totale de contrainte à l'endurance
$\Delta K_s$	Amplitude du facteur d'intensité de contrainte au seuil de propagation
$\varepsilon_a$	Amplitude de déformation locale
$\varepsilon_e$	Composante de déformation élastique
$\sigma$	Contrainte locale
$\sigma_a$	Amplitude de contrainte
$\sigma_{ar}$	Amplitude de contrainte à $R = -1$
$\sigma_m$	Contrainte moyenne
$\sigma_{max}$	Contrainte nominale maximale
$\sigma_{min}$	Contrainte nominale minimale
$\sigma_D$	Limite d'endurance d'une éprouvette avec bord lisse
$\sigma_D^E$	Limite d'endurance d'une pièce entaillée
$\sigma_x$	Contrainte locale dans la direction x
$\sigma_y$	Contrainte locale dans la direction y

# Introduction

Dès le milieu du 19<sup>ème</sup> siècle plusieurs structures réalisées ont connu des accidents importants et l'origine de ces accidents était la rupture inattendue de composants critiques de ces structures. L'un des premiers incidents enregistré sur une structure importante fut la rupture d'une chaîne du pont suspendu du Montrose en Mars 1830 en Grande Bretagne. Depuis, il y a eu un nombre important d'effondrements de ponts, dont le Kings Bridge à Melbourne (1962) ou encore le Point Pleasant Bridge en Virginie (1967). Les accidents ferroviaires dus à une rupture brutale des essieux, des roues ou encore des rails ont également été très nombreux. Entre 1860 et 1870, le nombre de personnes victimes d'accidents de train en Grande Bretagne s'élevait environ à 200 par an. De nombreux accidents interviennent également sur des pipelines, des pétroliers, ou encore sur des avions.

En 1950, deux avions se sont brisés à haute altitude à cause d'un problème de rupture par fatigue sur les trous des rivets près des hublots, lesquels étaient de forme carrée.

Donc la demande de fiabilité, de sûreté et de sécurité d'utilisation est devenue un élément important de la compétitivité et de l'attente des utilisateurs, Cette demande est aussi associée à un souci d'allègement des structures qui se traduit par l'utilisation de différents matériaux. Les matériaux utilisés doivent répondre à des exigences en statiques et dynamiques à l'état initial mais aussi après une durée de fonctionnement pouvant être élevée.

Il est nécessaire de prendre en compte le phénomène de fatigue afin de garantir la fiabilité et la sécurité d'un composant dès sa phase de conception. La tendance est aujourd'hui à une diminution du nombre d'essais en service des nouvelles solutions. La démarche classique, une fois la phase de conception d'un nouveau produit achevée, consiste à réaliser un prototype. Ce dernier est ensuite validé en endurance par les essais sur banc ou in situ.

Pour le phénomène d'entaille, plusieurs explications sont avancées pour expliquer ce phénomène. Globalement, on distingue trois groupes :

- Neuber [21] avance l'hypothèse d'un écart entre la contrainte calculée en fond d'entaille et la contrainte réellement supportée par la matière à cause d'une plastification en fond d'entaille. Bertolino [20] montre qu'on peut observer un écart entre dans la contrainte macroscopique et la contrainte microscopique en présence de gradient de contrainte dans même dans si l'état de contrainte macroscopique est élastique.
- Miller (1993) introduit le concept de barrières microstructurales qui retarderait l'amorçage d'une macro-fissure et donc la rupture. Cette hypothèse est reprise dans les travaux de Vallellano et al. Pour calculer les seuils de non propagation de fissures dans des éprouvettes entaillées.
- Waryoba [19] suggère que l'écart entre le nombre de cycles à rupture observé sur des éprouvettes de  $K_t$  différents mais soumises à la même contrainte en fond d'entaille s'explique par des vitesses de propagation de fissures différentes induites par les différentes distributions de contraintes. On détaille dans la suite ces hypothèses.

Le contenu de ce mémoire est présenté en trois chapitres :

Le chapitre 1 présente les concepts de base et les définitions fondamentales utilisés dans l'analyse de l'endommagement par fatigue et les concepts des lois constitutives sous sollicitations dynamiques. Il rappelle les fondements théoriques de la fatigue, du comportement mécaniques et les moyens expérimentaux d'analyse en fatigue.

Dans le chapitre 2, une description de la machine d'essai de fatigue en flexion plane sur douze éprouvettes simultanément est faite.

## ***Chapitre 1: Recherche Bibliographique***

---

Le chapitre 3 est consacré aux essais sur machine ainsi que les différents problèmes survenus en cours d'essai. Ce travail est en quelque sorte une mise en conformité de la machine pour réaliser des essais représentatifs. Les essais concernent des éprouvettes présentant deux entailles parallèles et traversantes. Ces éprouvettes répondent aux normes. Elles sont d'égale résistance.

Ce chapitre rassemble aussi les simulations numériques obtenues avec Solidworks. Les résultats des calculs, établis dans le cas de chargements à déplacement constant, sont présentés pour plusieurs entailles traversant l'éprouvette. L'influence de la distance entre deux entailles parallèles est étudiée.

Une conclusion générale et des recommandations pour l'utilisation de la machine sont données à la fin de cette étude.

# Chapitre 1: **Recherche Bibliographique**

## 1.1 Introduction

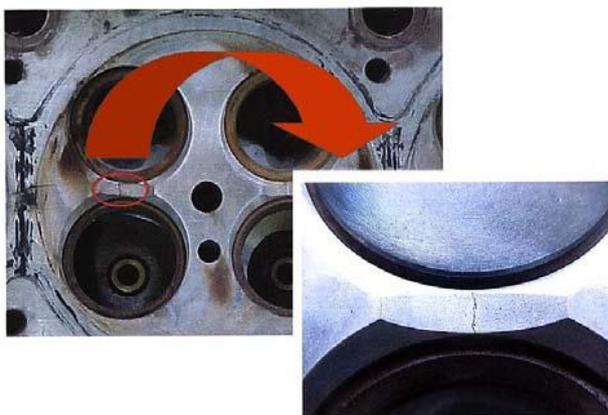
Les industriels cherchent à optimiser leurs solutions pour assurer la durée de vie ou le coefficient de sécurité escomptés de leurs composants.

Dans un contexte de dimensionnement en fatigue, la plupart des structures mécaniques sont confrontées au problème de fatigue à grand nombre de cycles, et plus précisément de l'endurance limitée (on parle de durée de vie finie). Les industriels se trouvent devant des composants de plus en plus complexes subissant de chargements complexes, ils recherchent un modèle de prédiction de durée de vie de leurs composants qui traite presque tous les cas de charges possibles.

## I.2. Fatigue

### I.2.1 Définition :

La fatigue est un processus qui sous l'action de contraintes ou déformations cycliques, répétées ou alternées modifie les propriétés locales d'un matériau et peut entraîner la formation de fissures et éventuellement la rupture de la pièce. La fatigue laisse des marques caractéristiques sur la surface rompue (stries) [1].



**Fig. 1.1: Rupture d'une pièce [1]**

L'endommagement intervient même si l'amplitude des efforts reste bien inférieure à la limite élastique du matériau. Au niveau microscopique, la fatigue est toujours associée à un certain degré de plasticité localisée. La fissure de fatigue s'amorce toujours aux endroits où on a une concentration de contrainte.

La rupture en fatigue d'un matériau se définit comme étant la fracture d'un matériau soumis à des contraintes cycliques en dessous de celles causant la rupture en statique. Pour qu'il y ait rupture par fatigue, au moins une partie de la sollicitation doit se faire en tension. Lorsque la contrainte principale demeure toujours négative, c'est-à-dire une contrainte en compression, il ne peut y avoir de rupture en fatigue.[2]

### 1.2.2. Phases de fatigue :

La fatigue passe par trois phases:

- **Phase I:** l'amorçage de la fissure (Figure. I.2.a) qui représente 80 à 90% de la durée de vie de la pièce. Toute discontinuité de surface favorise l'amorçage (piqûres de corrosion, entailles, congés de raccordement, usinages, inclusions de surface).
- **Phase II:** Propagation de la fissure (Figure. I.2.b)
- **Phase III:** Rupture finale (Figure. I.2.c)

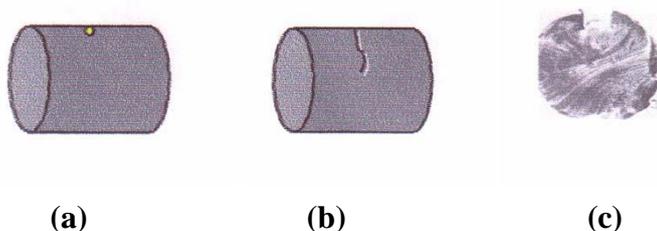


Fig. 1.2: Phases de la fatigue [1]

### 1.2.3 Paramètres de chargement

On considère les charges cycliques les plus simples [3].

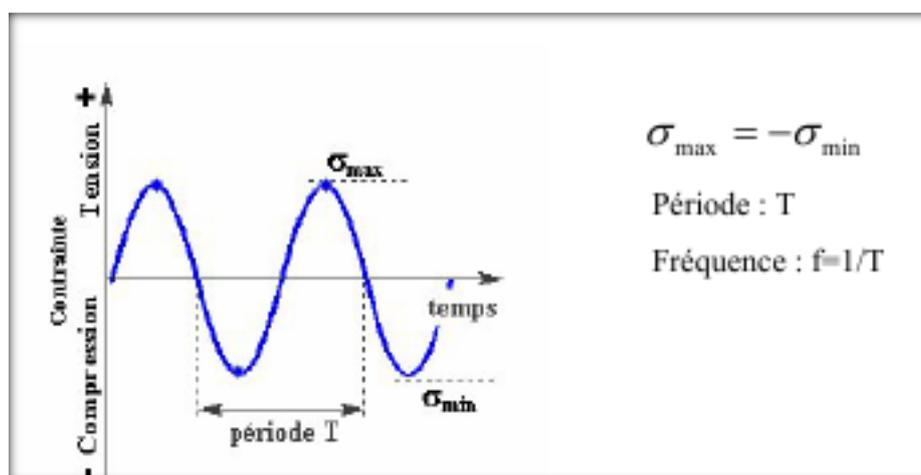


Fig. I.3 : Sollicitation cyclique sinusoïdale

Pour le cas des charges sinusoïdales, on définit le domaine de contrainte comme la différence entre les contraintes maximale et minimale. L'amplitude de contrainte est alors la moitié du domaine de contrainte, alors que la contrainte moyenne est la demi-somme de la contrainte maximale et de la contrainte minimale. Enfin, le taux de variation de contrainte est le rapport entre contrainte minimale et contrainte maximale (Figure. I.4).

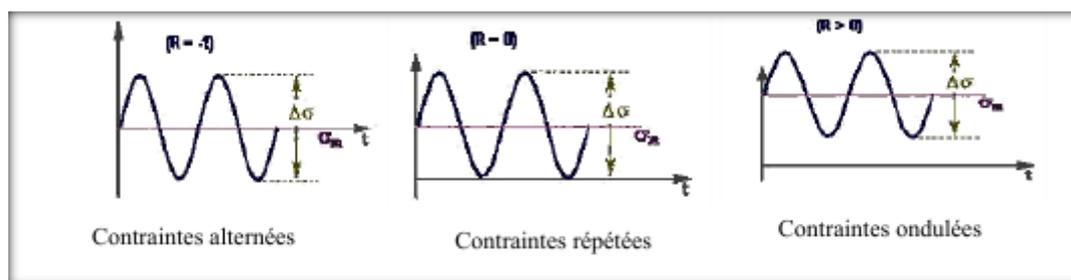


Fig. 1.4 : Paramètres de chargement

Les définitions utilisées dans ce manuscrit sont :

- $\sigma_{\min}$  et  $\sigma_{\max}$  les contraintes minimales et maximales pour un chargement cyclique
- $\sigma_a$  l'amplitude de la contrainte ( $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ ),
- $\Delta\sigma$  la variation de contrainte sur un cycle ( $\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ ), ou amplitude crête à crête de la contrainte,
- $\sigma$  la contrainte moyenne ( $\sigma = (\sigma_{\min} + \sigma_{\max})/2$ ).
- Taux de variation de contrainte  $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$

Le taux de variation de contrainte R donne une indication du niveau de la Contrainte moyenne.

- Si R est égal à -1, la contrainte moyenne est nulle et l'on parle de contraintes alternées, La contrainte appliquée varie dans le temps entre une valeur en compression et une valeur en traction, les deux étant de même amplitude en valeur absolue.
- Si R est égal à 0, la contrainte demeure positive ou nulle dans le temps et l'on parle de contraintes répétées.
- Si R varie entre 0 et 1 indique une contrainte qui reste toujours positive et que l'on nomme contrainte ondulée (Figure. I.5).

### 1.2.4. Courbe SN :

La courbe de Wöhler est appelée courbe S-N (Stress - Nombre of cycles) dans les pays anglo-saxons. Universellement connue, la courbe de Wöhler est la plus ancienne et la seule qui permet de visualiser la tenue de la pièce ou des matériaux dans le domaine de fatigue. Elle définit une relation entre la contrainte appliquée  $\sigma$  (parfois notée S) et le nombre de cycles à la rupture  $N_R$  (en fait nombre de cycles pour lequel on observe P% de ruptures). En pratique, la courbe de Wöhler est généralement donnée pour une probabilité de rupture  $p = 0.5$ . Pour la tracer, on réalise généralement des essais simples qui consistent à soumettre chaque éprouvette à des cycles d'efforts périodiques, d'amplitude de chargement constante fluctuant autour d'une valeur moyenne fixée, et à noter le nombre de cycles au bout duquel l'amorçage d'une fissure est observé, appelé ici nombre de cycles à rupture  $N_R$ .

Pour plus de commodité, ce nombre  $N_R$  est reporté en abscisse sur une échelle logarithmique, et l'amplitude de contrainte  $\sigma$  est reportée en ordonnée sur une échelle linéaire. Ainsi, à chaque pièce essayée, correspond donc un point du plan  $(N, \sigma)$  et à partir d'un certain nombre d'essais à contrainte généralement décroissante, on peut établir la courbe de Wöhler (Fig.1.1) qui a l'allure suivante:

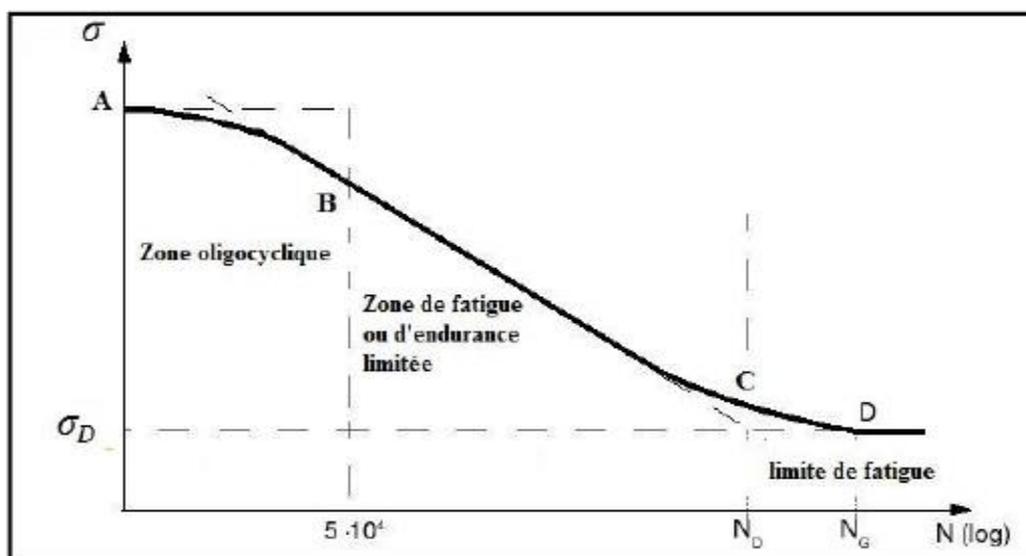


FIG. 1.5 – Courbe de Wöhler et les différents domaines de fatigue[4]

### I.2.5. Régimes de fatigue :

Sur la courbe de Wöhler, on distingue trois domaines :

- **Domaine oligocyclique** : qui correspond aux contraintes les plus grandes ( $>Re$ ) où le nombre de cycles à la rupture s'étend jusqu'à  $10^4$  ou  $10^5$  (pour les aciers doux).
- **Domaine d'endurance** : Domaine où la rupture est atteinte après un nombre limité de cycles compris approximativement entre  $10^5$  à  $10^7$ . La rupture n'est pas accompagnée d'une déformation plastique d'ensemble mesurable. La réponse de l'éprouvette atteint dans ce cas un régime adapté élastique, il peut y avoir de la déformation plastique due aux premiers cycles, mais au bout d'un certain nombre de cycles, elle reste constante.
- **Domaine d'endurance illimitée** : Dite également zone de sécurité. La courbe de Wöhler présente généralement (mais pas toujours) une limite asymptotique parallèle à l'axe des  $N$ . En dessous de cette valeur limite  $\sigma_D$ , il n'y a jamais rupture par fatigue quel que soit le nombre de cycles appliqué.
- **Limite de fatigue** : Pour certains matériaux, il est difficile d'évaluer la limite de fatigue  $\sigma_D$  on introduit la notion de limite de fatigue conventionnelle  $\sigma_D(N)$  (ou limite d'endurance). Il s'agit de la plus grande amplitude de la contrainte pour laquelle on constate 50% de rupture après  $N$  cycles de la sollicitation. Selon le cas  $N$  varie entre  $10^6$  à  $10^9$  cycles ( $>$ supérieur à la durée de vie envisagée pour la pièce) [4]. Voir (Fig.1.5).

### **1.3.1. Classification des sollicitations**

On peut classer, pratiquement, les sollicitations cycliques selon la nature des efforts exercés par les machines sur les pièces ou les éprouvettes. On distingue ainsi :

- Les essais de flexion plane où toutes les fibres à la même distance de la fibre neutre sont simultanément dans le même état de traction ou de compression.
- Les essais de flexion rotative où toutes les fibres (sauf la fibre neutre) sont successivement tendues puis comprimées, la valeur de la contrainte exercée sur chaque fibre variant linéairement, dans le domaine élastique, avec sa distance à la surface où la fibre externe supporte la contrainte maximale.
- Les essais sous efforts axiaux, traction ou compression, ou, en l'absence de discontinuité géométrique, la contrainte est constante dans toute section droite.
- Les essais de torsion.
- Les essais sous contraintes combinées, statiques et cycliques, torsion et flexion, traction et torsion, etc.

Des éprouvettes et machines d'essais de types différents permettent d'effectuer ces divers essais : machines de flexion plane, de flexion rotative, de torsion [17].

### **1.3.2 Fatigue-corrosion**

Lorsqu'un matériau est soumis à une atmosphère corrosive, il peut y avoir formation de piqûres de corrosion. Ces piqûres servent alors de sites préférentiels à l'amorce de fissures. La croissance de fissures se fait beaucoup plus rapidement lorsque celle-ci s'effectue dans un environnement corrosif. [7]

La propagation de fissures fatigue-corrosion s'explique selon trois théories. La première théorie fait référence à la dissolution du métal qui se produirait à la pointe de la fissure. Ce métal serait dissout électro chimiquement ce qui entraîne une faiblesse dans le matériau. La deuxième théorie fait plutôt référence à la formation d'oxydes en pointe de la fissure.

L'environnement corrosif peut rendre les oxydes fragiles et ainsi favoriser la formation de microfissures dans l'oxyde et donc fragiliser les métaux en ces endroits. La dernière théorie concerne les changements dans les modes de déformation locale à la pointe des fissures. [1]

Les fissures formées lors de la fatigue-corrosion se propagent souvent de manière trans-granulaire, qui plus est, elles sont beaucoup plus larges en surface que les fissures formées dans un environnement inerte. Leur taille diminue graduellement avec la profondeur. La corrosion a ainsi peu d'effet sur la propagation de la fissure, elle en a surtout sur l'initiation. [9] La résistance à la corrosion du métal soumis à la fatigue est toutefois le facteur le plus important à considérer en fatigue-corrosion.

### I.5. Facteurs influant la durée de vie en fatigue :

La fatigue est un phénomène très complexe qui dépend de nombreux paramètres. Pour en tenir compte on introduit des facteurs de correction. Ces paramètres sont :

#### 1.5.1. Concentrations de contrainte :

Une concentration de contrainte est provoquée par une discontinuité géométrique ou une inhomogénéité du matériau qui entraîne une élévation de la contrainte maximale et du tri axialité par rapport aux valeurs moyennes calculées sur la base d'une section nette. Les concentrations de contrainte sont à l'origine de fissures de fatigue et des ruptures (Figure. 1.7)

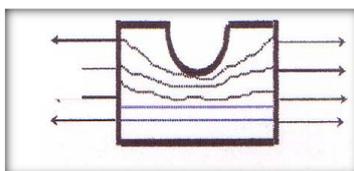


Fig. 1.7 : Concentration de contrainte

#### 1.5.2. Influence de la contrainte moyenne :

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

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

La limite d'endurance  $\sigma_D$  est aussi modifiée par la superposition d'une contrainte moyenne non nulle (Figure. 1.8).

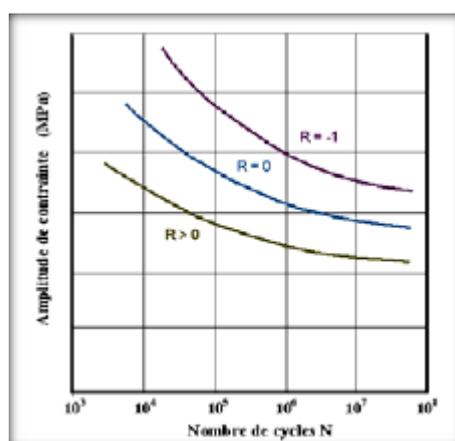


Fig. 1.8: Influence de la contraint moyenne

### 1.5.3. Effet d'échelle :

A niveau de contrainte égale, deux pièces de même géométrie mais de dimensions différentes n'auront pas la même tenue en fatigue. Plus les dimensions d'une pièce croissent, plus sa résistance à la fatigue diminue.

On caractérise la sensibilité à la taille de la pièce ou à l'échelle par le coefficient d'échelle  $C_{ech}$  (ou  $C_c$ ) qui est le rapport de l'endurance d'une éprouvette de taille et de géométrie donnée à l'endurance d'une éprouvette circulaire polie miroir de 10 mm de diamètre.

Facteur d'échelle :

$$C_{cech} = C_c = \frac{S_{NH}}{S_{10}}$$

### 1.5.4. Qualité de l'usinage :

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

- État de surface : L'état de surface est quantifié par sa rugosité, une surface rugueuse présente des concentrations de contrainte plus élevées qu'une surface lisse. On polit donc les éprouvettes afin de minimiser au mieux l'influence de l'état de surface sur les résultats d'essais standards de fatigue.

Dans l'analyse, on tient compte d'états de surface différents au moyen d'un coefficient  $C_s$  donnant le rapport entre la limite d'endurance d'une éprouvette avec un état de surface donné à celle pour une éprouvette polie miroir.

- Contraintes résiduelles: l'usinage peut introduire des contraintes résiduelles de traction en surface (équilibrées en profondeur par des contraintes résiduelles de compression) qui se superposent au chargement mécanique.

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

### 1.5.5. Paramètres d'ordre métallurgique :

- Taille des grains : Les structures à grains fins présentent une meilleure tenue en fatigue que les structures à gros grains.

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

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

- Défauts métallurgiques: Lacunes, défauts interstitiels, précipités et inclusions peuvent être à l'origine de l'endommagement par fatigue [8].

### 1.5.6. Traitement thermique :

Suivant que le traitement thermique provoque un adoucissement ou un durcissement du matériau, la tenue en fatigue sera diminuée ou augmentée. De plus, le traitement thermique peut modifier la taille des grains. On distingue généralement deux types de traitements :

- Traitements mécaniques: galetage => contraintes résiduelles de compression.

- Traitements métallurgiques et chimiques: trempe superficielle, cémentation et trempe, nitruration [5].

## 1.5.7. Nature du chargement :

On distingue les chargements suivant :

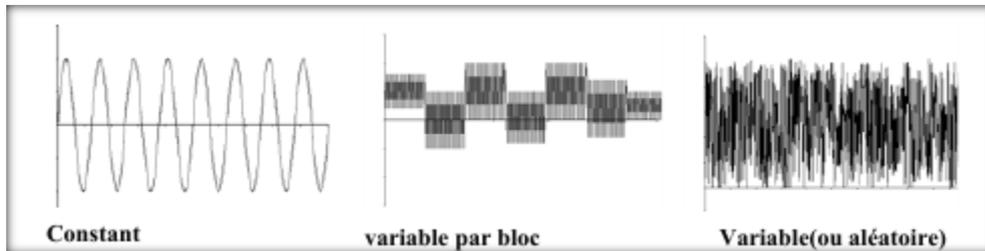


Fig. 1.9 : Nature du chargement

## 1.5.9 Influence des entailles :

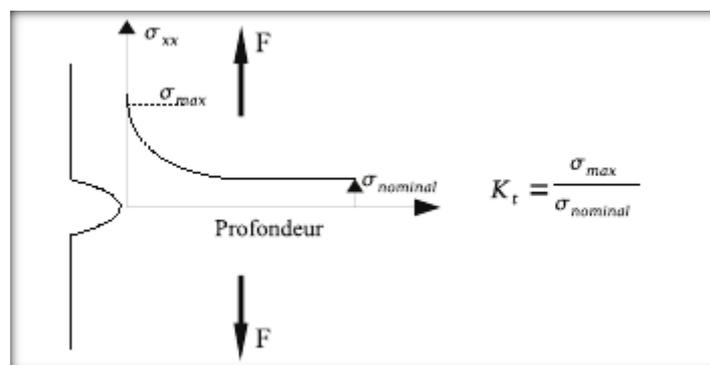
La fatigue est un phénomène de détérioration en chaîne qui dépend des contraintes locales dans une petite section. Alors que des déformations élevées près d'une entaille n'influencent pratiquement pas les déformations globales, elles peuvent, par contre, être le point de départ d'une fissure qui peut finalement ruiner l'élément de la construction. Il est donc nécessaire de calculer les contraintes locales pour évaluer le comportement à la fatigue des composants entaillés. Une première approximation consiste à utiliser la courbe S-N relative aux éléments non-entaillés et à diviser la contrainte par le facteur  $k_t$  .

en réalité, la réduction de la résistance à la fatigue est moindre que celle qui est donnée par le coefficient de concentration de contrainte. C'est en effet le coefficient  $k_f$  qui est utilisé pour considérer l'effet des entailles sur la résistance à la fatigue

## 1.6. Fatigue des pièces entaillées

### 1.6.1 Qu'est ce qu'une entaille ?

Dans une structure plane de taille infinie soumise à un champ de contrainte homogène, une entaille est une discontinuité géométrique générant localement une distorsion du champ de contrainte. En contraintes planes élastiques, les singularités sont caractérisées par un coefficient théorique de concentration de contraintes  $k_t$  (figure .1.10).



## Chapitre 1: Recherche Bibliographique

Fig. 1.10. Définition du coefficient théorique de concentration de contrainte  $k_t$

Une entaille en surface d'une structure est souvent caractérisée par sa profondeur  $D$  et son rayon  $r$ . Une éprouvette lisse possède un  $k_t$  proche de 1 car le champ de contrainte est supposé homogène et uniaxial tandis qu'une entaille ayant un rayon  $r$  qui tend vers 0 (géométrie proche de la fissure) a un  $k_t$  tendant vers l'infini (figure 1.11).

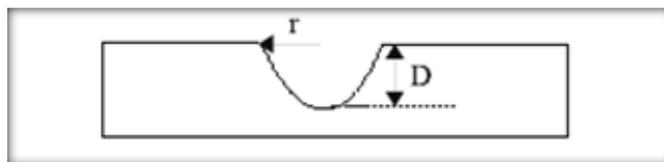


Fig.1.11. Entaille sur une éprouvette lisse

La connaissance du  $k_t$  permet une estimation du niveau de la contrainte maximale locale, appliquée au fond d'entaille, tant que la structure reste élastique pour un mode de sollicitation donné. Toutefois les informations tirées de la connaissance du  $k_t$  sont très limitées : il est important de souligner que la notion de  $k_t$  ne reste valable qu'en élasticité, de plus elle ne permet que l'estimation d'une grandeur locale, et ne renseigne en rien sur le champ de contrainte distordu relatif à la présence de l'entaille. Il ne reste d'ailleurs utilisable que sous un seul type de chargement uniaxial, et il n'existe pas de corrélation entre la valeur du  $k_t$  et l'écart de tenue en fatigue par rapport à une éprouvette lisse.

### 1.6.2 Les différents types d'entaille :

Plusieurs auteurs ont divisé les différents types d'entailles en deux catégories : les entailles aiguës (sharp notch) ayant des  $k_t$  élevés (généralement supérieurs à 3) et les entailles douces (blunt and shallow notches) aux  $k_t$  généralement inférieurs à 3. La valeur du  $k_t$  n'est cependant pas le facteur le plus significatif en terme d'impact sur la tenue en fatigue. La différence la plus flagrante entre ces deux types d'entailles venant de la présence ou non de plasticité confinée en fond d'entaille pour des niveaux de contraintes correspondant à l'endurance illimitée, et dans certains cas de la taille relative des grains. Cette zone de plasticité confinée, sollicitée cycliquement dans le domaine élasto-plastique subit par le reste de la structure, une compression hydrostatique. Aussi Sadananda et al. [11] ont observé, sur des éprouvettes possédant des entailles aiguës, la présence de fissures de plusieurs millimètres pour des niveaux de contraintes inférieurs à la limite d'endurance. La forte activité plastique cyclique permet d'amorcer une fissure dans le fond de l'entaille. La pression hydrostatique générée par le reste de la structure sur la zone de plasticité confinée a pour effet de créer un effet de fermeture empêchant la propagation de la fissure longue en maintenant la valeur de  $\Delta K$  effectif sous la valeur de  $\Delta K_{\text{seuil}}$ . Dans le cas des entailles douces, bien que les zones de plasticité soient de tailles moins importantes voire parfois inexistantes, la présence de gradients de contraintes aura une influence non négligeable sur la tenue en fatigue et principalement, sur la propagation de fissures courtes.

La singularité créée par l'entaille localise le site d'amorçage à fond (ou proche du fond) d'entaille.

Toutefois le facteur d'intensité des contraintes étant une fonction croissante de la longueur de fissure et de l'amplitude de contrainte, au fur et à mesure de l'avancé de la fissure, le facteur d'intensité des contraintes peut diminuer à cause de l'effet d'entaille (gradient de contrainte).

Ainsi, à une distance critique de l'entaille, le facteur d'intensité des contraintes peut passer par un minimum local. Si cette valeur minimale est inférieure au seuil de propagation du matériau ou inférieure à la valeur

nécessaire de propagation au travers des barrières microstructurales, alors la fissure se bloque. La figure (1.12) montre l'évolution du facteur d'intensité des contraintes pour deux fissures amorcées depuis une entaille aigue.

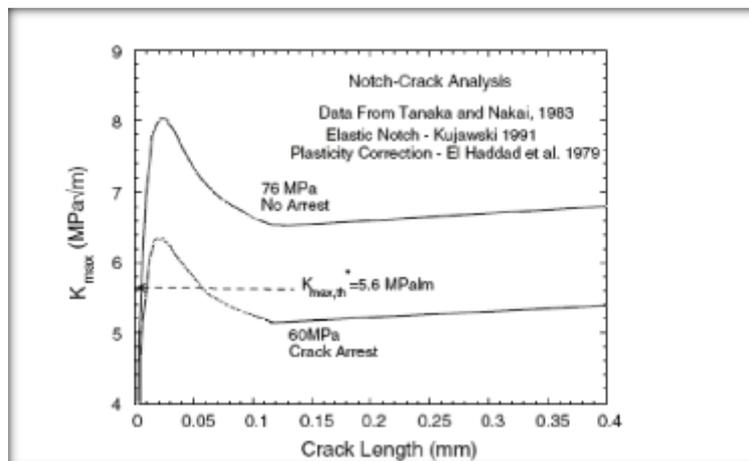


Fig. 1.12 – Exemple de l'évolution du facteur d'intensité des contraintes de fissure amorcées [11]

Pour une entaille aigue, la fissure amorcée sous le chargement nominal ( $\Delta\sigma = 60$  MPa) se bloque à 0,05 mm du fond d'entaille car le facteur d'intensité des contraintes est inférieur à la valeur seuil [11].

Cette constatation est à l'origine de l'approche distance critique développée par Taylor [12] ou la limite d'endurance est considérée comme la contrainte minimale à appliquer pour que la fissure traverse la plus forte barrière microstructurale située à une distance précise.

A travers le début de cette étude, quelques comportements phénoménologiques pouvant expliquer le comportement en fatigue de structures entaillées ont été étudiés. Leur tenue en fatigue est liée à l'influence de trois facteurs :

- i) Le chargement (rapport de charge, multiaxialité).
- ii) La microstructure (taille et comportement mécanique des grains, population inclusionnaire).
- iii) La géométrie de la structure (zone de plasticité confinée, gradient de contrainte).

On comprend que la seule connaissance de l'état de contrainte défini analytiquement ou numériquement à fond d'entaille, n'est pas suffisante pour estimer la durée de vie d'amorçage.

### 1.6.3. Coefficient de réduction de la résistance en fatigue $k_f$ (fatigue notch factor):

Le coefficient de réduction de la résistance en fatigue est défini comme le rapport entre la limite d'endurance d'un échantillon lisse et celle d'un échantillon entaillé [15].

$$k_f = \frac{\sigma_D}{\sigma_D^E}$$

Les deux résistances en fatigue sont considérées pour une même durée de vie et pour le même rapport de contrainte R. L'expérience montre que le coefficient de réduction de résistance  $k_f$  est moins élevé que  $k_t$  notamment pour les entailles sévères et pour les matériaux à faible résistance [14].

La figure(1.13) montre l'effet d'entaille obtenu sur la courbe S-N d'un alliage 2024-T4 avec une éprouvette présentant un rayon en fond d'entaille de 0,25 mm et soumise à la flexion rotative. La courbe en pointillés longs représente la diminution de la résistance en fatigue d'une éprouvette entaillée, basée sur le facteur  $k_t$ . La courbe en pointillés courts représente la vraie réduction de la résistance en fatigue qui définit le facteur  $k_f$  Pour des durées de vie jusqu'à 105, l'écart entre les deux facteurs est plus important que pour des durées de vies supérieures à 106.

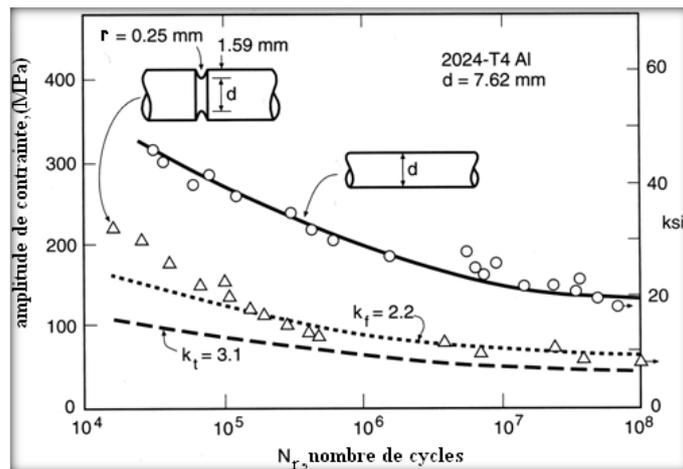


Fig. 1.13 : Effet d'entaille sur le comportement en fatigue en flexion rotative [13]

La valeur du facteur  $k_f$  dépend de plusieurs paramètres:

- Les propriétés mécaniques du matériau.
- le type de chargement.
- la grandeur et la géométrie de la pièce.
- la durée de vie de la pièce (en nombre de cycles).
- la présence de défauts.

### 1.6.4. Coefficient de sensibilité à l'entaille q

Pour le dimensionnement des pièces en fatigue, les bureaux d'études utilisent le concept de coefficient de sensibilité à l'entaille. Celui-ci est défini par la formule suivante[16]:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$$

Les pièces étant dimensionnées pour une résistance illimitée en fatigue conduit à associer à cette définition  $k_f$  et la limite d'endurance. Dans la littérature, des modèles anciens permettent de relier le rayon d'entaille, une caractéristique du matériau et le facteur de réduction en fatigue. Certains de ces modèles prennent en compte le gradient de contrainte induit à la fois par le mode de chargement et l'effet d'entaille.

La valeur du facteur q varie entre 0 et 1. S'il n'y a pas de sensibilité à l'effet d'entaille, sa valeur est 0 et  $k_f = 1$ . Si  $q=1$ , alors  $k_f = k_t$ . Les matériaux ductiles sont en général des métaux peu sensibles à l'effet d'entaille. Une déformation plastique en fond d'entaille permet de diminuer l'amplitude de contrainte locale. Les matériaux plus durs ne permettent pas cette plasticité en fond d'entaille. Selon (Schijve, 1980), la sensibilité à l'effet d'entaille dépend aussi du gradient de contrainte en fond d'entaille. [16]

### 1.6.5. Influence de la sévérité d'entaille :

Pour un matériau donné, l'écart entre  $k_f$  et  $k_t$  est d'autant plus grand que l'entaille est sévère.

La figure (1.14) montre l'évolution des facteurs  $k_f$  et  $k_t$  en fonction du rayon en fond d'entaille, avec une éprouvette soumise à la flexion rotative, faite d'acier au carbone AISI 1045 avec une résistance à la traction de 400 MPa. En modifiant le rayon, on change le degré de sévérité d'entaille. Plus le rayon est petit, plus l'entaille est sévère.

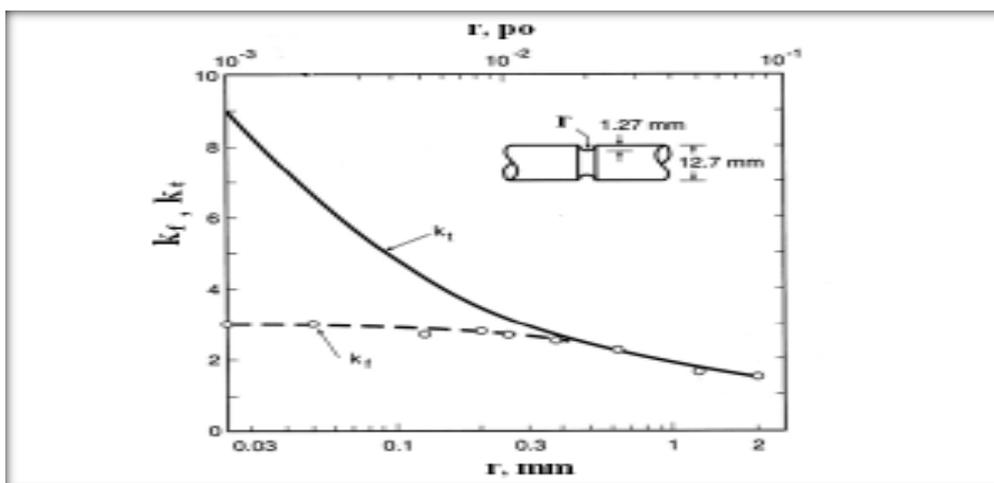


Figure 1.14 : Coefficient effectif de concentration de contraintes  $k_f$  en fonction du rayon en fond de l'entaille [15]

On remarque que pour des entailles moins sévères présentant un rayon en fond d'entaille de 0,3 mm et plus, le facteur  $k_f$  se rapproche du facteur  $k_t$ , tandis que pour des entailles sévères, la différence entre  $k_t$  et  $k_f$  est beaucoup plus importante.

Pour une profondeur d'entaille donnée, mais pour des rayons de courbure décroissants, le volume de matériau sollicité, et donc la probabilité d'avoir un site d'amorçage favorable diminue. Ceci donne une explication pour l'augmentation de l'écart entre  $k_f$  et  $k_t$  avec une croissance de la sévérité d'entaille. On utilise aussi le rapport  $k_f / k_t$  (nommé coefficient d'adaptation) pour représenter l'influence de la sévérité d'entaille.

### **I.7. Conclusion :**

Le problème de la fatigue est un problème important, il a fait, depuis bien longtemps l'objet de plusieurs recherches et publications.

Dans ce chapitre, nous avons vu des généralités sur le phénomène de la fatigue. Les différents modes d'endommagement sont représentés. Parmi les facteurs influençant sur la durée de vie, la fatigue sous entailles est très importante.

Dans cette étude, une part importante est consacrée à la fatigue plane sous entailles. Des éprouvettes tel que représentée sur la figure (1.15) montre un moyen de caractériser le phénomène.



**Fig. 1.15 Éprouvette entaillée utilisée à section droite rectangulaire et à profil triangulaire d'égale résistance**

**Chapitre 2 : Machine de fatigue et montage expérimental**

### **2.1. Introduction**

Depuis les deux accidents du Comet en 1954, la certification d'un nouvel avion commercial nécessite la réalisation d'essais de fatigue sur la structure complète de l'appareil.

Ceci a pour but de vérifier le comportement naturel de la structure et d'étudier la propagation d'éventuelles fissures afin de garantir la durée de vie objective de l'avion (DSG) toutes les méthodes de dimensionnement destinées à éviter les ruptures par fatigue sont basées sur la connaissance de la résistance à la fatigue dans des composants et des structures.

L'exécution d'essais de fatigue est donc essentielle pour permettre un dimensionnement. L'essai de fatigue idéal est donc celui qui consiste à soumettre une structure réelle aux charges de service qu'elle devra reprendre.

### **2.2. Machine d'essai de fatigue :**

#### **2.2.1. Généralité:**

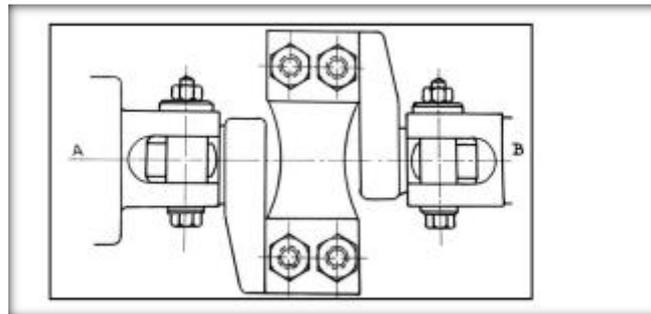
La méthode d'essai la plus répandue pour le tracé des courbes d'endurance est celle de la flexion rotative ou de flexion plane. Les machines mécaniques utilisées pour ces essais permettent d'atteindre des fréquences voisines de 20 Hz [13].

Ces machines sont simples et relativement peu coûteuses. On a aussi parfois recours à des essais de traction/compression qui présentent l'avantage de conduire à une contrainte constante à travers la section de l'éprouvette. Le choix du type d'éprouvette et du mode de sollicitation est important dans la mesure où il existe un effet d'échelle et de gradient de contrainte en fatigue.

Les essais sont réalisés à déplacement ou contrainte imposés dans le domaine de l'élasticité.

#### **2.2.2. Essais de fatigue par flexion plane :**

Sur la machine Schenck « Flato », qui est aussi une machine de torsion, un montage à leviers coudés permet de fléchir une éprouvette plane. Pour cela, l'un des leviers est solidaire d'une tête A soumise à une torsion alternative, tandis que l'autre tête B est fixe pendant l'essai, [15].



**Fig.2.1: Dispositif d'essai en flexion plane monté sur la machine de torsion Schneck « Flato »**

Berchem & Hocking [3] ont réalisé une machine d'essai des tôles par flexion symétrique permettant d'essayer 10 éprouvettes, montées en porte-à-faux, à la fois, avec une fréquence de 10Hz. Cette dernière effectue aussi un essai de fatigue corrosion.

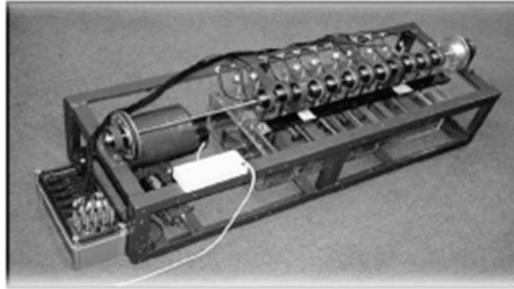


Fig. 2.2 : Dispositif d'essai en flexion plane

### 2.2.3. Description du banc d'essai utilisé:

Cette machine a été conçue par Boumaraf & Nadir dans le cadre de leur PFE. Elle a été réalisée par USIPRECIS. La machine peut réaliser des essais de fatigue en flexion plane sur 12 éprouvettes simultanément. Des essais de fatigue à l'air libre sur 6 éprouvettes et 6 autres sur corrosion peuvent être menés en même temps. Ce qui est un avantage. Les éprouvettes métalliques planes sont encastrées d'un côté et un déplacement est imposé à l'autre extrémité.

Une contrainte due à la flexion homogène est ainsi produite sur une certaine longueur de l'échantillon. Après un certain nombre de cycles de charge, les éprouvettes se rompent en raison de la fatigue du matériau. Dans ce cas, la machine est arrêtée automatiquement par l'interrupteur d'arrêt. Le nombre de cycles d'effort est enregistré par un compteur électronique et visualisé par un afficheur numérique.

Des spécimens de différentes formes permettent de montrer l'influence de l'effet d'entaille et de la qualité de surface sur la résistance à la fatigue.



Fig.2.3.la machine de fatigue en flexion plane

### 2.2.3.1. Caractéristiques techniques du moteur:

Puissance : 0,17 kW.

Vitesse : 1480 tr /min.

Machine réceptrice :(ARBRE).

Un seul démarrage par heure.

16-24 heures de fonctionnement par jour.

### 2.2.4. Les composants essentiels :

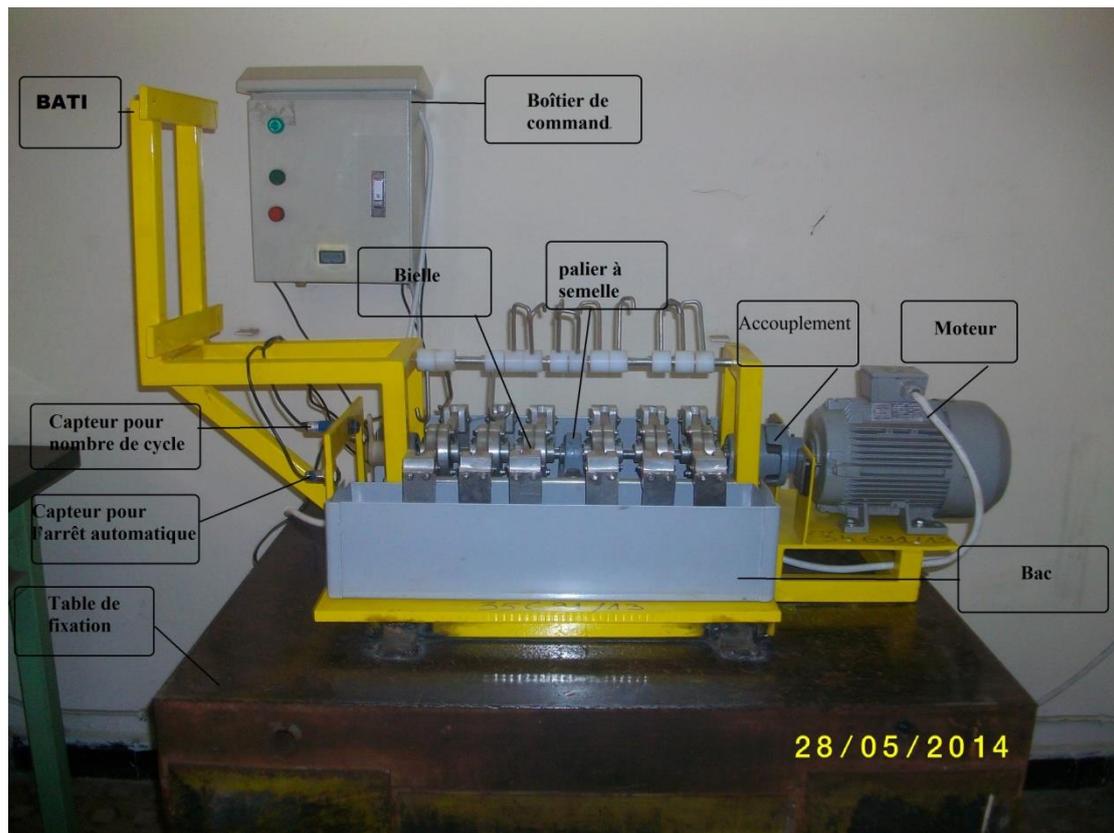


Fig.2.4. Machine de fatigue en flexion plane utilisée

## ***Chapitre 2 : Machine de fatigue et montage expérimental***

### **2.2.4.1 Accouplement élastique :**

Un accouplement peut être rigide, semi-élastique, élastique ou articulé selon les défauts d'alignement du montage qui peuvent être de différentes natures :

- Lié au montage ;
- Les déformations des arbres et des liaisons pendant le fonctionnement sous charge ;
- Les modifications dimensionnelles liées aux évolutions thermiques.

L'accouplement représenté sur la photo est un accouplement élastique permettant de rattraper un éventuel défaut d'alignement.



**Fig. 2.5. Accouplement élastique**

### **2.2.4.2. Le raccord :**

Est une pièce sur laquelle est liée la bielle par une liaison pivot. L'autre extrémité de la bielle est généralement reliée à une pièce guidée linéairement appelée l'oscillateur, schématisé dans la figure (2.6). Ce dernier est lié à l'éprouvette par éléments filetés, en imposant un déplacement on provoque la déformation souhaitée. C'est ce procédé, dénommé « pilotage en déplacement » qui a été retenu pour la machine considérée.



**Fig.2.6.Raccord bielle-éprouvette**

### **2.2.4.3. Moteur :**

Le moteur asynchrone est largement utilisé dans l'industrie, sa robustesse et sa simplicité de construction en fait un matériel très fiable qui demande peu d'entretien. Il est constitué d'une partie fixe, le stator qui comporte le bobinage, et d'une partie rotative, le rotor qui est bobiné en cage d'écureuil. Les circuits magnétiques du rotor et du stator sont constitués d'un empilage de fines tôles métalliques pour éviter la circulation de courants de Foucault.



**Fig.2.7.Moteur**

### ***2.2.4.4. Cellule de corrosion :***

Afin d'effectuer l'essai de fatigue sous corrosion, il est essentiel que l'éprouvette soit immergée dans le liquide corrosif. Pour que les pièces de la machine aient une durée de vie acceptable, il faudrait qu'un minimum d'organes de la machine soit en contact avec le liquide corrosif.



**Fig.2.8. Cellule de corrosion**

### ***2.2.4.5. Le capteur de mouvement :***

Est une technique permettant d'enregistrer les positions et rotations d'objets. Le rôle de ce capteur est d'arrêter l'essai dès rupture d'une des éprouvettes



**Fig.2.9. capteur de mouvement pour l'arrêt automatique**

### ***2.4.6. vis de pression :***

La vis de pression est une vis servant à assurer une liaison entre deux pièces mécaniques.



**Fig.2.10. vis de pression**

### ***2.2.4.7. Barre de fixation :***

Les barres de fixation permettent de réaliser l'encastrement des éprouvettes.



**Fig.2.11. Barres de fixation des éprouvettes**

### ***2.2.4.8. Compteur de tours optique:***

Dès rupture d'une des éprouvettes, la machine est arrêtée automatiquement. Le capteur représenté sur la photo permet d'enregistrer le nombre de cycle à rupture. Celui-ci est affiché sur écran LCD.



**Fig.2.12. Capteur et écran LCD affichant nombre des cycles**

### ***La bielle:***

En mécanique, une bielle est une pièce dotée de deux articulations, une à chaque extrémité, dans le but de transmettre une force, un mouvement ou une position. Le rôle de cet élément est de transmettre le mouvement pour appliquer un déplacement imposé à l'extrémité de l'éprouvette.



**Fig.2.13. Bielle montée**

### **2.2.5. Difficultés rencontrées:**

Parmi les difficultés rencontrées dans notre étude :

- Le grand nombre des facteurs à modifier tels que l'état métallurgique du matériau et les paramètres de coupe conduisant à la préparation d'un nombre important d'éprouvettes et aussi à la réalisation d'un nombre important des essais de fatigue, ceci nécessitant ainsi un temps de travail très important.
- Le manque des moyens pour usiner des éprouvettes d'égale résistance et réaliser les entailles.
- La vitesse de rotation maximale en tour utilisé est de 1480 tr/min et la faible épaisseur des éprouvettes de fatigue ( $\varnothing$  2mm) limite le champ d'application de la machine.

### **2.2.6. Exploitations de la machine :**

Le banc permet de réaliser des travaux didactiques et de recherche.

Il permet d'aller jusqu'à la rupture pour différents matériaux ou différentes formes d'éprouvette. Réaliser des essais de fatigue à l'air libre et sous corrosion.

### **2.3. Éprouvettes et essais :**

Du fait qu'il existe plusieurs sortes d'éprouvettes normalisées, le problème de leur comparaison se pose souvent. Nous considérons ici seulement le point de vue européen. Les Américains ne suivent évidemment pas les normes européennes, mais pas non plus les normes ISO. Ils ne connaissent que les normes ASTM dans le domaine des essais mécaniques. La situation est variable pour les autres contrées, notamment au Japon, en Chine, en Inde...

Les éprouvettes peuvent être de géométries variées, en fonction de ce que l'on cherche à caractériser. Classiquement, elles peuvent être à section circulaire ou parallélépipédique, et d'épaisseur constante ou variable. Les plus générales sont les éprouvettes toroïdales. Les éprouvettes peuvent être lisses ou entaillées. L'état de surface doit être particulièrement soigné et répétitif, et l'usinage ne doit pas introduire de contraintes résiduelles importantes. L'étalonnage dynamique des dispositifs de fatigue est crucial, les efforts indiqués en essai quasi-statique ou dynamique pouvant différer sensiblement pour une même indication du dynamomètre. La co-axialité des têtes d'amarrage est également un paramètre essentiel pour obtenir une répartition homogène des contraintes dans les éprouvettes.

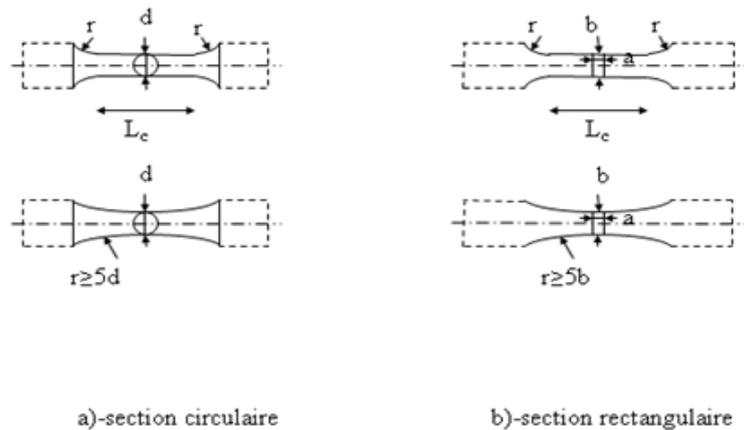


Fig.2.14. forme des éprouvettes standard

### 2.3.1. Choix de l'éprouvette :

Dans notre cas de machine, l'éprouvette d'essais doit être adaptée à celle-ci.

### 2.3.2. La forme de l'éprouvette utilisée:

Le type de l'éprouvette utilisée dépend des renseignements que l'on désire obtenir de l'essai de fatigue et de la forme sous laquelle le métal est disponible.

L'éprouvette réalisée a une section droite rectangulaire présentant un profil triangulaire d'égale résistance.



Figure .2.15 : Éprouvette entaillée utilisée à section droite rectangulaire et à profil triangulaire d'égale résistance

### 2.3.3. Dimensionnement de l'éprouvette :

La forme et les dimensions s'inspirent d'éprouvettes normalisées en respectent les proportions et sont adaptées au problème particulier, pour être représentatives de l'échelle des pièces réelles et être adaptées aux moyens de fabrication [17]. La figure 3.1, empruntée partiellement à [19], illustre une éprouvette normalisée.



### **2.5. Conclusion :**

Dans ce chapitre, une présentation de la machine de fatigue en flexion plane est faite. La machine présente l'avantage de faire des essais sur 12 éprouvettes simultanément. Elle permet de faire des essais soit à l'air libre soit sous corrosion. Le manipulateur peut choisir aussi de faire des essais sur 6 éprouvettes à l'air libre et 6 autres sous corrosion en même temps. La machine est compacte et non encombrante. La machine est munie d'un système d'arrêt automatique de l'essai grâce à deux capteurs est combiné avec un capteur qui permet de capter le nombre de cycles appliqué. Cette combinaison permet d'avoir le nombre de cycles à rupture.

**Chapitre 03 : Essais de fatigue en flexion plane et simulation**

### 3.1. Introduction:

Ce chapitre regroupe l'ensemble des essais de fatigue en flexion plane réalisés dans le cadre de ce mémoire d'ingénieur. Les éprouvettes sont usinées pour obtenir une section d'égale résistance. Deux entailles parallèles ont été réalisées sur chaque éprouvette. La distance entre ces éprouvettes est variable. Ce paramètre est considéré pour étudier son influence sur l'endurance.

### 3.2. Essai de fatigue :

L'essai de fatigue est un essai normalisé qui consiste à appliquer à une éprouvette lisse ou entaillée de forme cylindrique ou prismatique un nombre de cycles identiques de charge ou de déformation imposées. Dans ce chapitre, le but est de trouver, pour un déplacement imposé, le nombre de cycles à rupture de l'éprouvette testée.

#### 3.2.1. Essais de fatigue sur éprouvettes entaillées :

Des essais de fatigue sur éprouvettes entaillées sont réalisés. La Figure.3.3. donne des dimensions caractérisant les éprouvettes de fatigue entaillées.

Huit essais ont été menés jusqu'à rupture et donnent donc accès à la durée de vie.

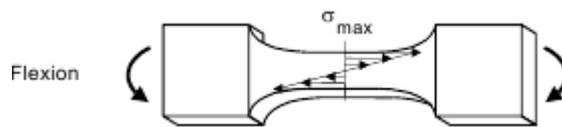


Fig. 3.1. Distribution des contraintes au droit de la section droite d'une éprouvette lisse soumise à flexion



Fig. 3.2.Éprouvette entaillée

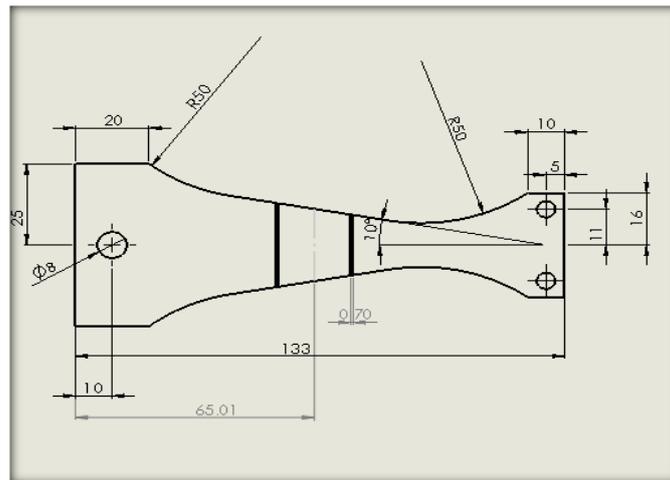


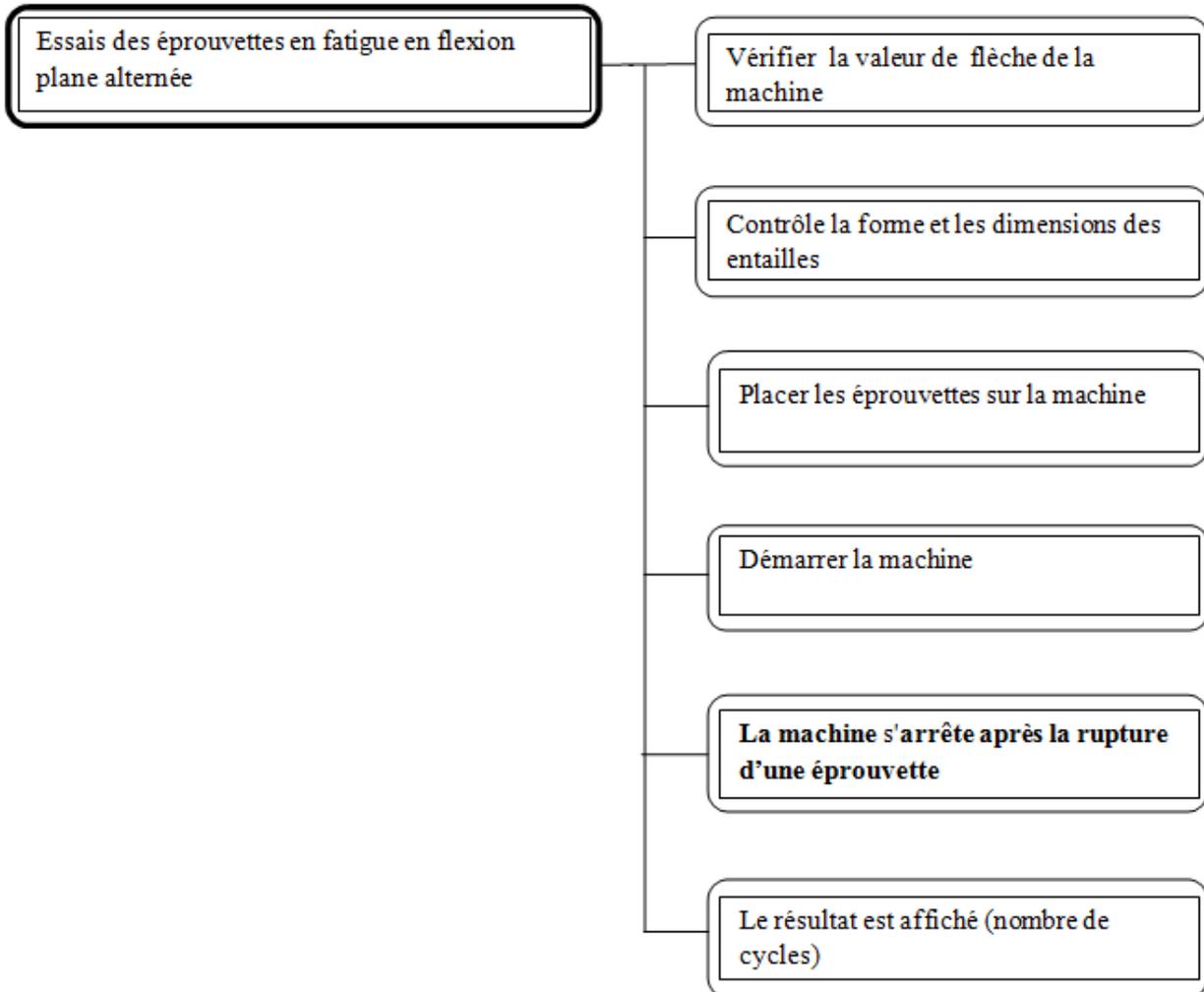
Fig. 3.3.Éprouvette entaillée

### 3.2.2. Analyse de l'essai de fatigue. (Présentation simplifiée)

#### 3.2.2.1. Principe :

Pour appliquer la sollicitation de flexion à l'éprouvette, l'éprouvette est montée en porte-à-faux grâce à une fixation au bâti de la machine réalisant un encastrement à une de ses extrémités. Un effort  $F$  exercé transversalement à l'éprouvette à son autre extrémité lui impose la sollicitation de flexion souhaitée, de laquelle résulte une déformation d'ensemble de l'éprouvette, en particulier perceptible au niveau du point d'application de l'effort sous forme d'un déplacement (ou flèche) dans la direction et le sens de l'effort  $F$ . La théorie des poutres permet d'établir des relations entre l'effort appliqué  $F$ , la valeur du moment fléchissant tout au long de l'éprouvette, la valeur maximale des contraintes normales en chaque section et la valeur de la flèche. Le détail de ces relations n'est pas utile. Retenons que l'éprouvette est une éprouvette d'égale résistance.

### 3.2.2.2. Description fonctionnelle du procédé :



### 3.2.2.3. Vérification de la flèche sur machine :

La machine a été réalisée selon une conception établie dans le cadre du projet d'ingénieur de [18]. Il nous a semblé utile de faire une vérification de la flèche provoquée par la machine. Un comparateur au 1/100 mm a été utilisé. Cette vérification a abouti à une flèche égale à 3.5 mm. Ce qui donne une force à 24.5 N



Fig. .3.4. Vérification de l'excentricité avec un comparateur

### 3.2.2.3.1. Vérification sous solidworks

#### 3.2.2.3.1.1. Analyse statique

Afin d'avoir une idée sur l'évolution du nombre de cycles à rupture en fonction de la distance entre entaille, une étude statique est faite en travaillant sur une barre encastree de même caractéristique soumise à une force à son autre extrémité. Nous pouvons avoir alors la flèche en fonction de la distance.

#### Éprouvette avec entaille traversante

Distance entre entailles  $X=25$  mm

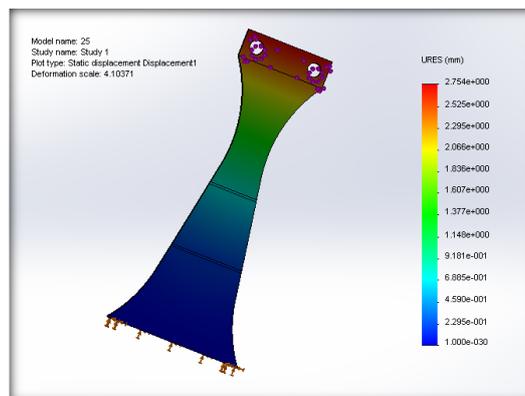


Fig.3.5. Le déplacement

En reprenant le calcul pour chaque distance, nous trouvons les résultats regroupés dans le tableau N° ci-dessous.

Résultats :

Tableau.3.1. Variation de la flèche en fonction de la distance entre les entailles traversantes

Distance $X$ (mm)	La flèche
5	1.65
10	1.9
15	2.12
20	2.31
25	2.75

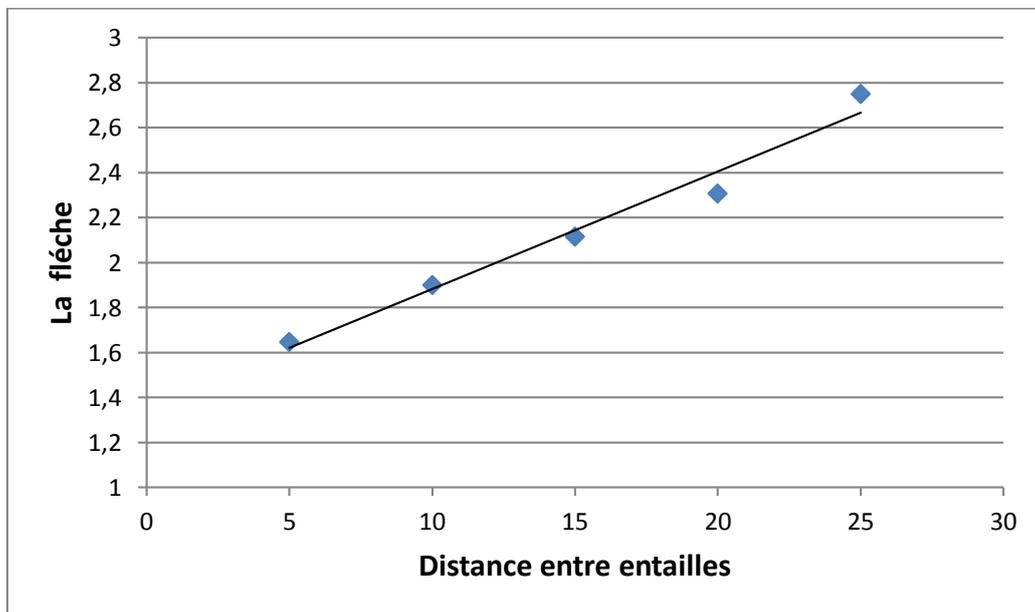


Fig.3.6 : Variation de la flèche en fonction de la distance entre les entailles traversantes

Comme nous pouvons le remarquer, la flèche augmente avec la distance entre entailles. Ceci montre qu'il y'a perte de rigidité flexionnelle en éloignant les entailles. Nous pouvons nous attendre donc que la durée de vie diminuera avec l'augmentation de la distance entre entailles.

### 3.2.2.4. Vérification de dimension d'entailles :

L'entaille est un paramètre d'influence important sur l'endurance. Sa géométrie doit être vérifiée. Pour cela, un microscope disponible au laboratoire de métrologie a été utilisé.

Le microscope utilisé permet d'observer la qualité de l'entaille et d'obtenir sa profondeur.



Fig.3.7. Microscope pour vérifier les entailles

Pour chaque distance entre les entailles on fait les essais a deux éprouvette A et B

Tableau.3.2. résultat de l'observation des entailles

Distance (mm)	Éprouvette A		Éprouvette B	
	profondeur d'entaille 1(mm)	profondeur d'entaille 2(mm)	profondeur d'entaille 1(mm)	profondeur d'entaille 2(mm)
5	0.4	0.45	0.28	0.3
10	0.45	0.2	0.35	0.22
15	0.3	0.45	0.2	0.38
20	0.25	0.55	0.6	0.4

Comme nous pouvons le remarquer, une dispersion des mesures des profondeurs d'entaille est assez notable. Ceci peut avoir des conséquences sur le nombre de cycles à rupture.

### 3.2.2.5. Les éprouvettes entaillées avant la rupture :

La figure (3.5) montre les éprouvettes utilisées pour les essais de fatigue en flexion plane. Les distances entre entaille varient de 5 à 20 mm par pas de 5 mm. Elles sont localisées dans la partie d'égale résistance.

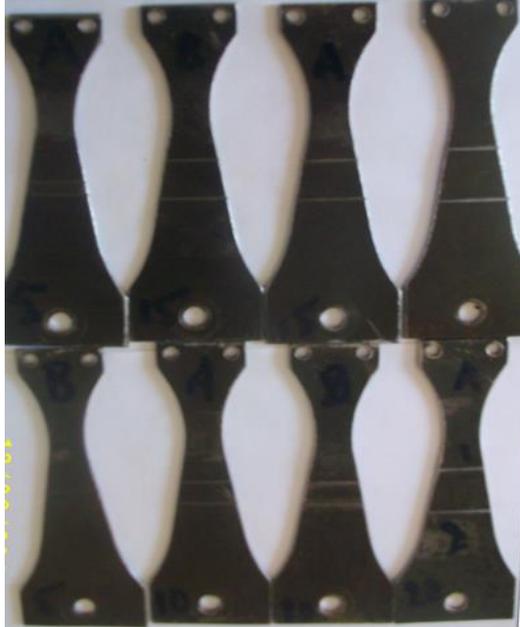


Fig.3.8. Éprouvettes entaillées avant la rupture

### 3.2.2.6. Les éprouvettes après la rupture :

La figure montre les éprouvettes montées sur la machine après rupture. Nous pouvons remarquer que les ruptures ont été provoquées indifféremment au niveau de l'entaille a ou B.



Fig.3.9. A Partie d'éprouvettes après la rupture fixées sur le bâti



Fig.3.10. B Partie d'éprouvettes après la rupture fixées sur le raccord

### 3.2.3. Les résultats des essais de fatigue:

Le tableau 3.2 regroupe le nombre de cycle à rupture des éprouvettes entaillées testées sur la machine.

Le tableau 3.3 : Distance entre entaille- nombre de cycles à rupture

Distance	Nbr. De cycles à rupture pour l'éprouvette A	Nbr. De cycles à rupture pour l'éprouvette B
5	72354	65660
10	65545	92811
15	91845	184581
20	75043	105319

A partir des résultats des essais, une relation entre la distance entre entaille et le nombre de cycles peut être établie.

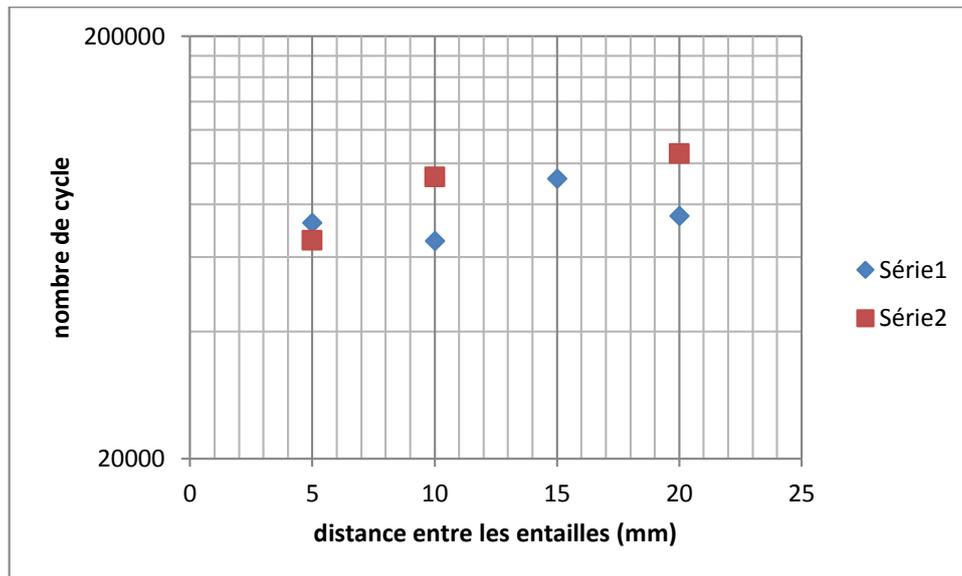


Fig.3.11. Variation de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles

### 3.2.4. Observations et interprétations

Le graphe proposé présente l'évolution du nombre de cycles à rupture en fonction de la distance entre entailles. Les résultats sont assez dispersés. Ce cis est normal pour ce type d'essais. Mais il reste que la loi linéaire n'est pas obtenue. Ces résultats préliminaires sont liés à la qualité des entailles réalisées.

### 3.3. Simulation sous solidworks

Toutes les structures présentent des variations plus ou moins brutales de géométrie qui génèrent des concentrations de contraintes. Le champ des contraintes/déformations au voisinage de ces discontinuités conditionne la durée de vie en fatigue de toute la structure.

Ce travail a pour objectifs d'améliorer la compréhension des mécanismes qui régissent le phénomène de fatigue dans les structures d'éprouvette, et de développer une simulation de prévision par solidworks.

#### 3.3.1. But de simulation:

L'objectif de cette expérience est de simuler le chargement en fatigue en flexion plane sur des éprouvettes en carbone 5 à double entailles parallèles à en faisant varier la distance entre entailles dans le but d'étudier leur effet sur la durée de vie en fatigue.

### 3.3.2. Présentation de SolidWorks simulation:

SolidWorks Simulation est un logiciel de calcul par éléments finis intégré à SolidWorks. Il utilise les fichiers pièces et assemblages auxquels il intègre des études dans chacune desquelles sont définis les matériaux, les chargements, les conditions aux limites ainsi que les paramètres de maillage et d'analyse.

La mise en œuvre d'un problème d'analyse par la méthode des éléments finis sous

SolidWorks simulation nécessite la réalisation des tâches suivantes :

- Modélisation géométrique de la pièce,
- Définition des propriétés mécaniques et physiques du matériau,
- Mise en place des conditions frontière,
- Application du chargement,
- Création d'un maillage,
- Exécution de la solution,
- Analyse des résultats.

Cependant pour simuler un essai de fatigue, il faut procéder à deux types d'analyse l'une statique et l'autre de fatigue pour chaque valeur de chargement et pour chaque type d'éprouvettes.

### 3.3.3. Définition de l'essai :

**3.3.3.1. Type d'essai :** C'est un essai de fatigue en flexion plane alterné sur éprouvettes planes avec un rapport de chargement  $R = -1$ .

#### 3.3.3.2. Calcul :

Pour trouver le nombre de cycle à rupture des éprouvettes, nous avons donc utilisé solidworks

#### 3.3.3.3. Paramètres géométriques

Les paramètres géométriques concernent la définition de la structure sur laquelle est effectuée l'étude. Avant de considérer des structures de forme complexe, nous avons décidé d'appliquer ce travail à une forme d'éprouvette choisie en présence d'entaille.

### 3.3.4. Méthodes numériques : aspects généraux

De nombreuses méthodes numériques sont appliquées à la fatigue. Pour toutes ces méthodes, il est nécessaire de pouvoir définir correctement les conditions aux limites en terme de chargement afin d'obtenir des résultats fidèles à la réalité. Le cas le plus répandu consiste en un chargement cyclique à amplitude constante qui permet d'étudier un certain nombre de phénomènes.

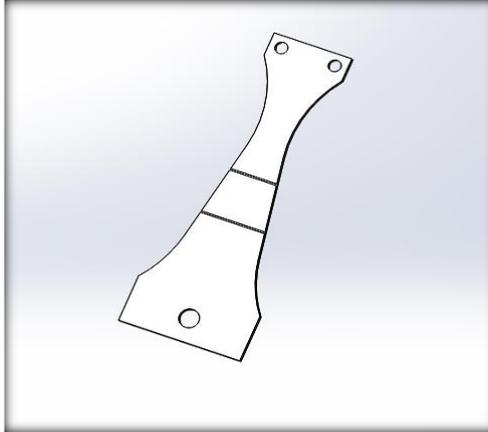
### 3.3.5. Démarche :

L'éprouvette pour laquelle on a fait l'analyse est une éprouvette plane parallélépipédique à section rectangulaire constante présentant un profil triangulaire d'égale résistance.

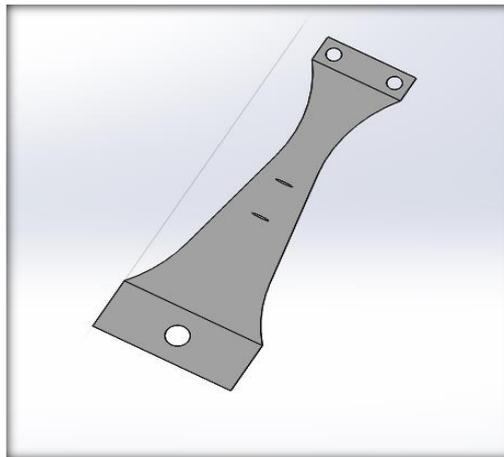
### 3.3.6. Géométrie :

Nous avons fait les calculs sur des éprouvettes pour deux formes d'entailles.

La première éprouvette présente deux entailles traversantes et parallèles. La deuxième éprouvette est entaillée avec deux entailles parallèles elliptiques. Les entailles sont localisées dans la partie d'égale résistance.



**Fig.3.12.éprouvette avec deux entailles traversantes**



**Fig.3.13.éprouvette avec deux entailles elliptiques**

Pour étudier l'influence de l'entaille, il est primordial que les dimensions de fond d'entaille de l'éprouvette entaillée soient bien définies.

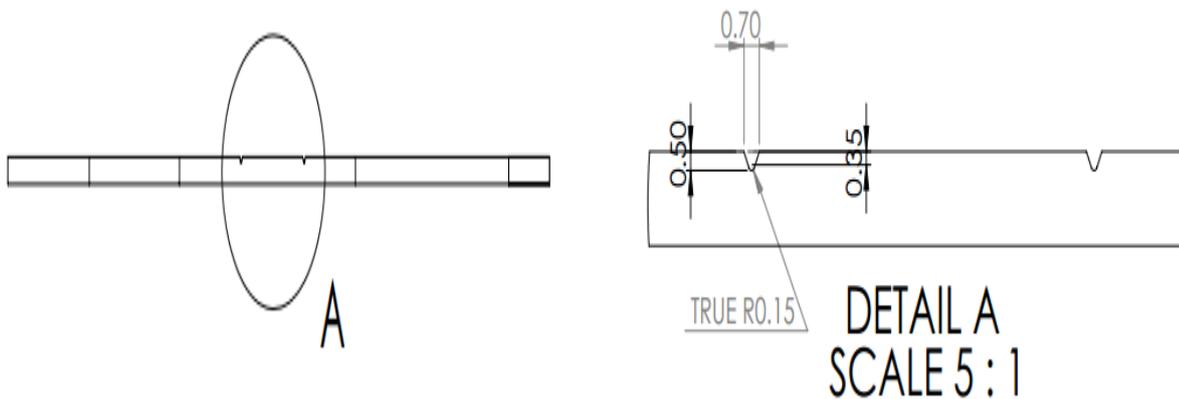


Fig. 3.14 : vu en coupe de l'éprouvette entaillée

### 3.3.7. Données du matériau

Le tableau 3.4. Données du matériau

Module d'élasticité	210	GPa
Coefficient de Poisson	0.28	.
Module de cisaillement	79	GPa
Masse volumique	7740	kg/m <sup>3</sup>

### 3.3.8. Condition aux limites

#### 3.3.8.1. Déplacement :

L'éprouvette est encastree à sa base

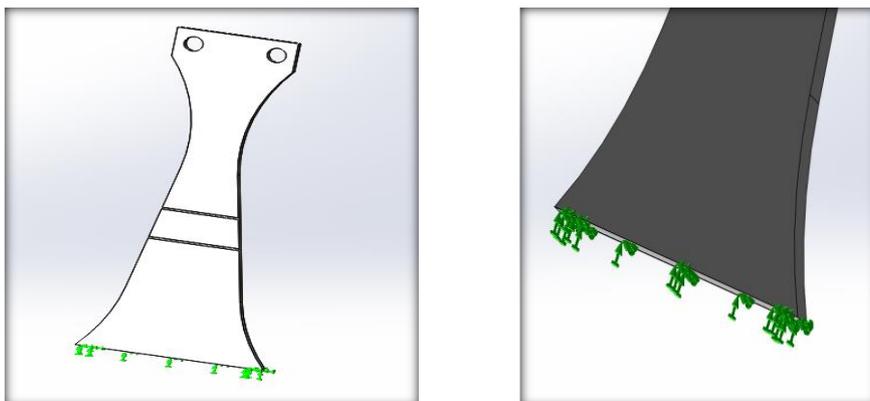


Fig.3.15. Configuration d'encastrement

### 3.3.8.2. Chargement :

Pour modéliser le chargement, on a considéré la surface sur laquelle la force est active et on a appliqué une pression équivalente en considérant la force totale. Il a fallu créer une pièce solidworks constituée de deux corps volumétriques. Cette force est estimée à  $F=24.5N$

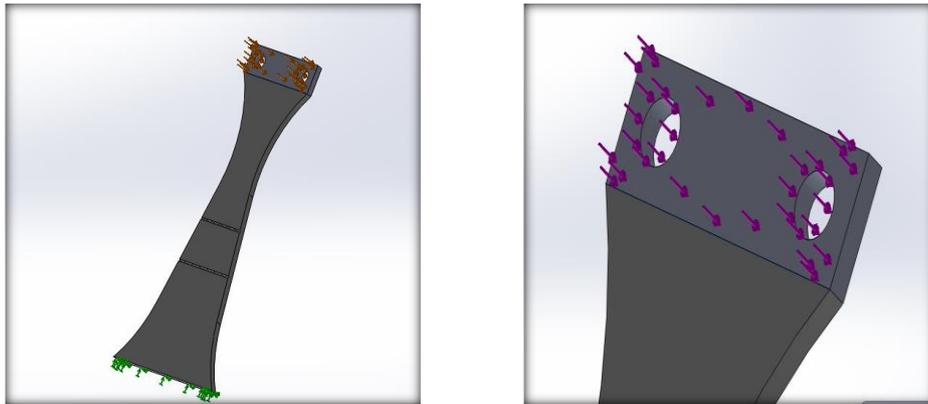


Fig.3.16. Configuration de chargement

### 3.3.9. Simulation

Après avoir activé le complément SolidWorks simulation, on procède à une analyse statique. Pour ce on définit, les conditions frontières (déplacements imposés, le chargement imposé et le maillage). La figure suivante illustre la configuration choisie.

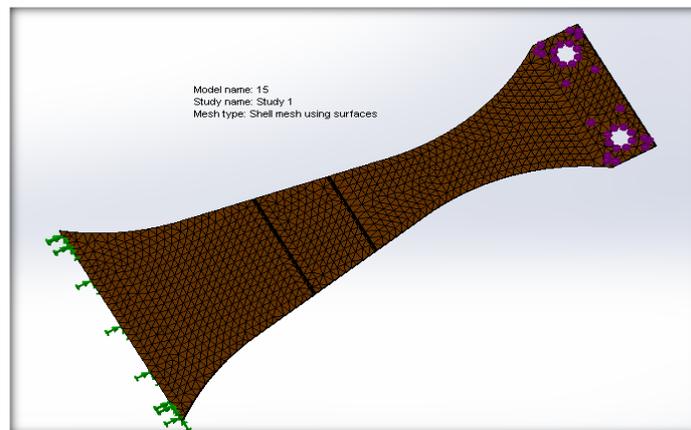


Fig.3.17. Configuration de l'éprouvette

### 3.3.9.1. Maillage :

Après avoir activé le complément solidworks simulation, nous avons procédé à une analyse statique ,pour ce faire, nous avons imposé les conditions aux limites(déplacement, chargement). La figure suivante illustre la configuration choisie.

**Tôles métalliques.** Les tôles métalliques d'épaisseur uniforme (sauf pour les études d'essai de chute) sont traitées automatiquement comme des coques par le programme. Le logiciel extrait les surfaces médianes et génère un maillage de coque sur la surface médiane donc il faut modifier l'épaisseur de la coque dans le PropertyManager Définition de coque. Nous pouvons aussi choisir entre les formules de coque mince et de coque épaisse.

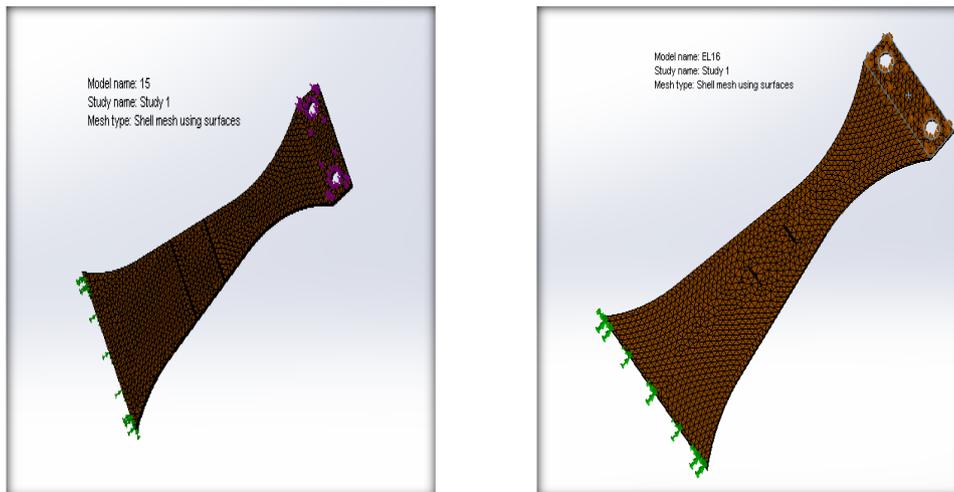


Fig.3.18. Configuration de l'éprouvette

### 3.3.9.2. Analyse de fatigue :

Pour faire une analyse en fatigue, il faut :

- Créer une étude de fatigue et définir ses conditions ;
- Définir le type d'événements ;
- Définir le chargement ;
- Afficher les résultats.
- Exécuter l'étude de fatigue ;

A partir de l'analyse statique, nous avons défini l'analyse de fatigue en précisant le type de chargement tel que  $R = -1$ . Notons qu'on procédera de la même manière pour chaque type d'entailles.

### 3.3.10. Résultats

#### 3.3.10.1.Éprouvette avec entailles traversantes

##### 3.3.10.1.1. Distance entre entailles $X=5\text{ mm}$

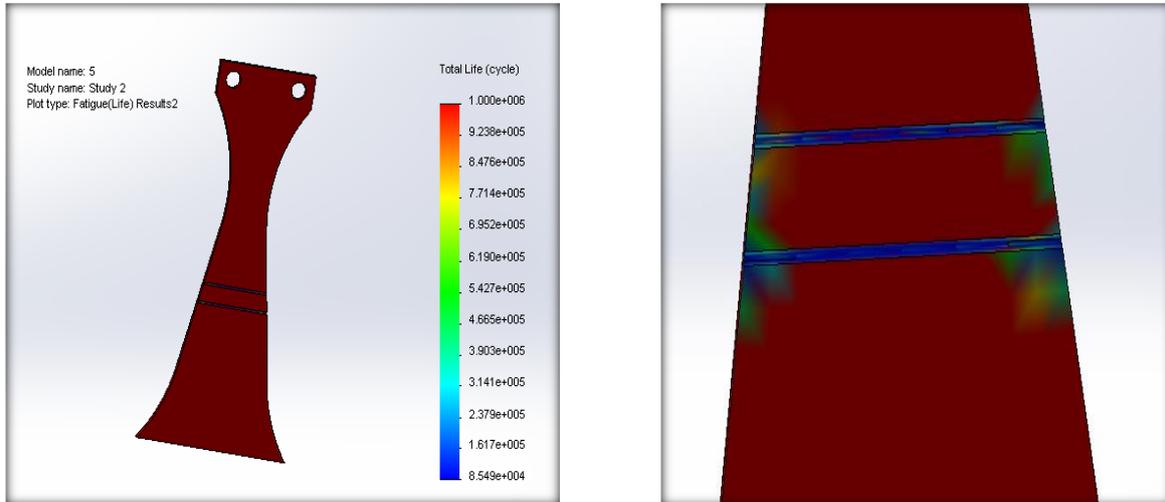


Fig.3.19. Nombre de cycles à la rupture

##### 3.3.10.1.2. Distance entre entailles $X=10\text{ mm}$

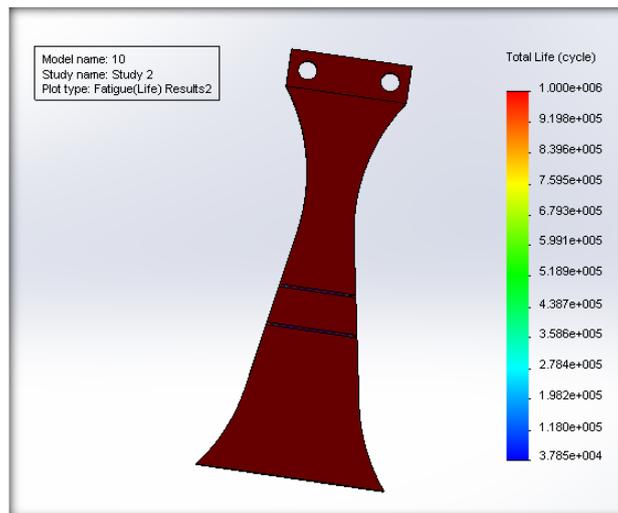
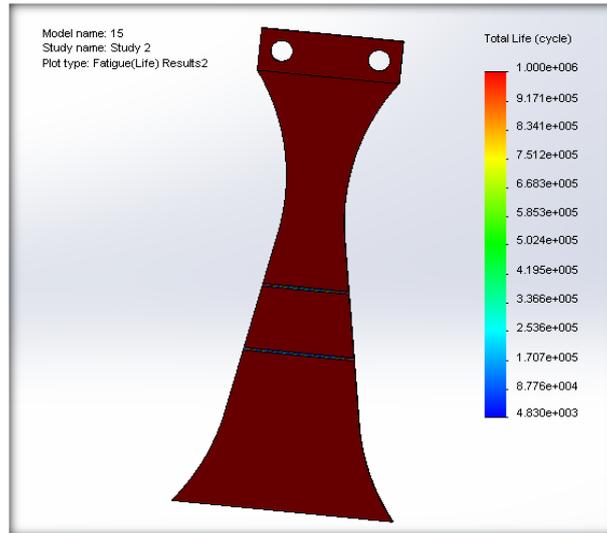


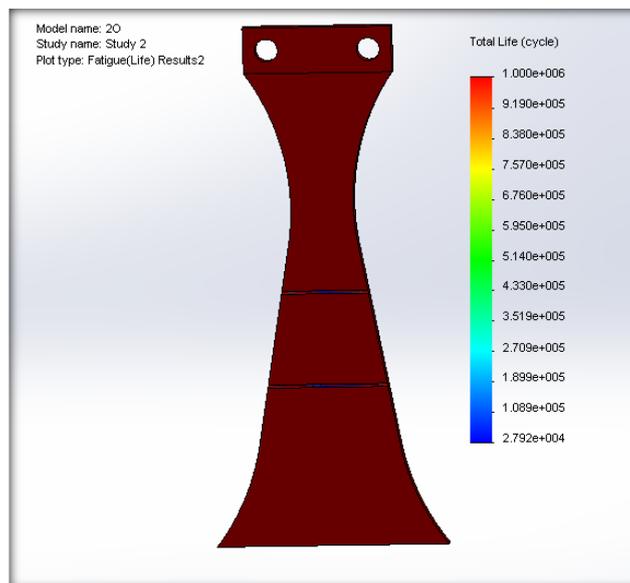
Fig.3.20. Nombre de cycles à la rupture

### 3.3.10.1.3. Distance entre entailles $X=15\text{ mm}$



**Fig.3.21. Nombre de cycles à la rupture**

### 3.3.10.1.4. Distance entre entailles $X=20\text{ mm}$



**Fig.3.22. Nombre de cycles à la rupture**

### 3.3.10.1.5. Distance entre entailles $X=25\text{ mm}$

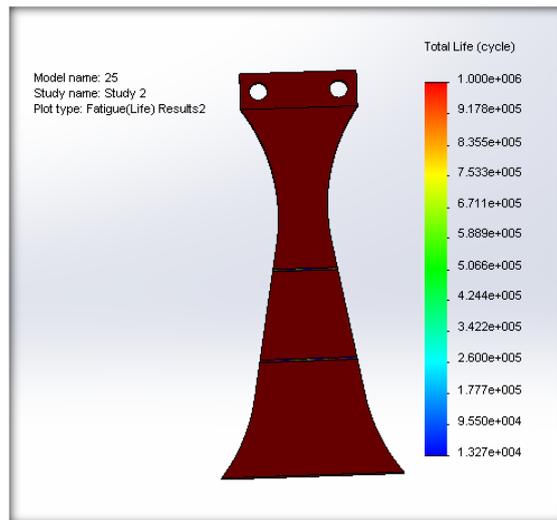


Fig.3.23. Nombre de cycles à la rupture

### 3.3.11. Récapitulatif des résultats précédents

Tableau 3.5. Variation de la durée de vie  $N$  en fonction de la distance entre les entailles traversantes

Distance X (mm)	Cycles
5	85490
10	69790
15	43650
20	27920
25	13270

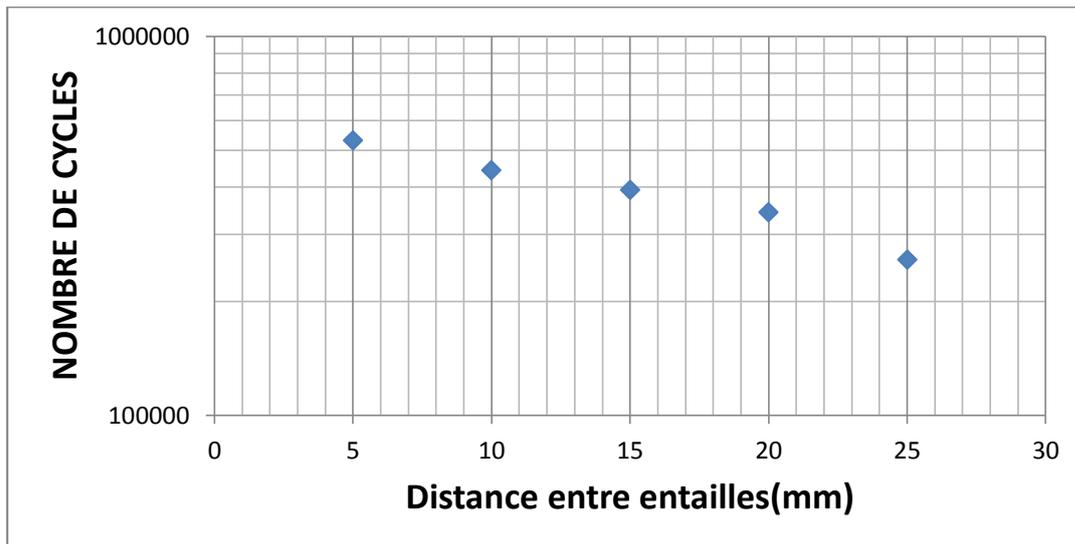


Fig.3.24. Variation de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles traversantes

### 3.3.12. Observations et interprétations

Le graphique établi présente l'évolution du nombre de cycles à rupture en fonction de la distance entre entailles. L'allure de la courbe est décroissante et linéaire. Pour un espacement compris entre 5 et 25 le nombre de cycles est compris entre 13270 et 85490.

Le graphe montre que la durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre les entailles. Cette simulation est en accord avec le test réalisé sur l'évolution de la flèche en fonction des distances entre entailles.

### 3.3.13.Éprouvette avec entaille elliptique $d=10\text{ mm}$

#### 3.3.13.1. Distance entre entailles $X=5\text{ mm}$

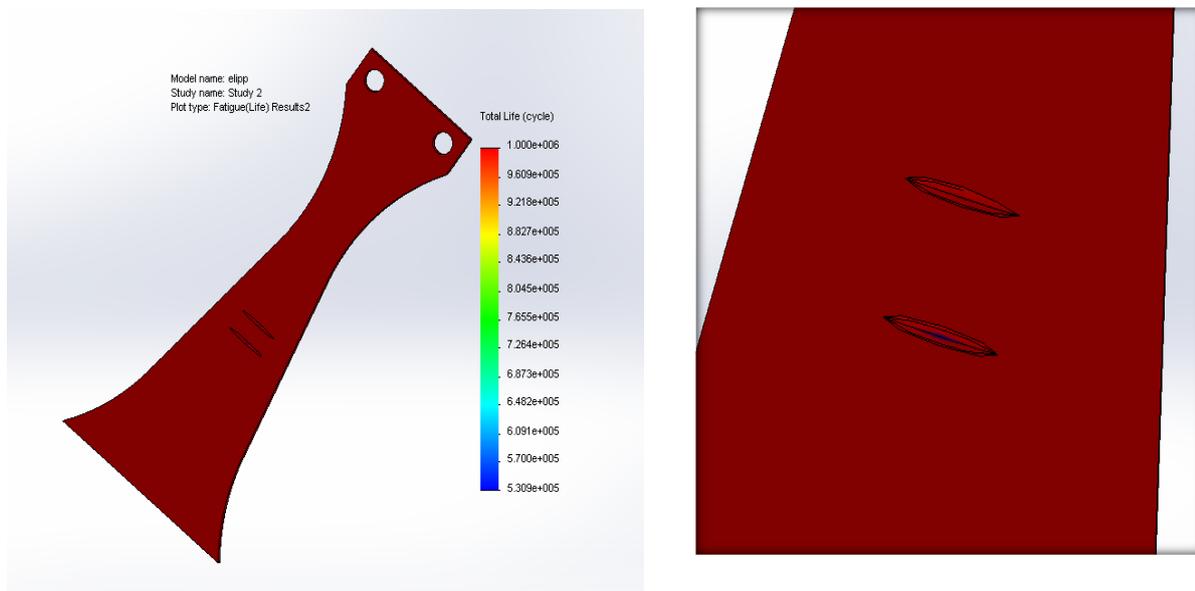
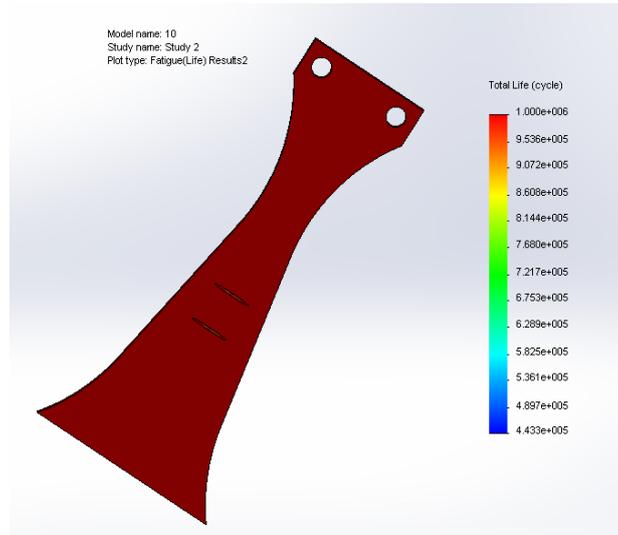


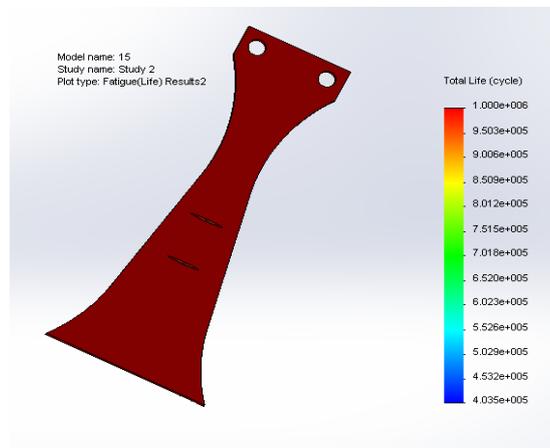
Fig.3.25. Nombre de cycles à la rupture

## 3.3.13.2. Distance entre entailles $X=10\text{ mm}$



**Fig.3.26. Nombre de cycles à la rupture**

## 3.3.13.3. Distance entre entailles $X=15\text{ mm}$



**Fig.3.27. Nombre de cycles à la rupture**

## 3.3.13.4. Distance entre entailles $X=20\text{ mm}$

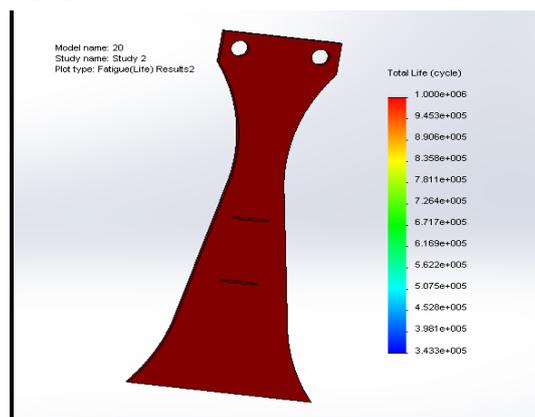


Fig.3.28. Nombre de cycles à la rupture

### 3.3.13.5. Distance entre entailles $X=25\text{ mm}$

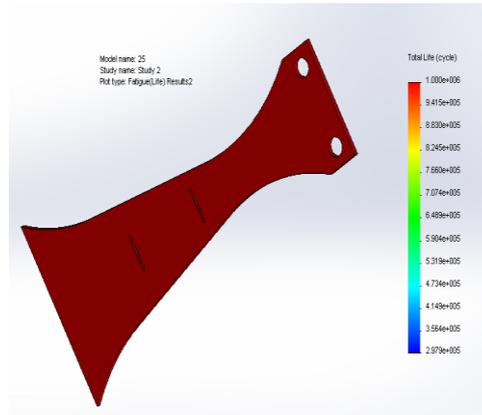


Fig.3.29. Nombre de cycles à la rupture

Tableau 3.5. Variation de la durée de vie  $N$  en fonction de la distance entre les entailles elliptiques

Distance X (mm)	Cycles
5	530900
10	443300
15	393500
20	343300
25	257900

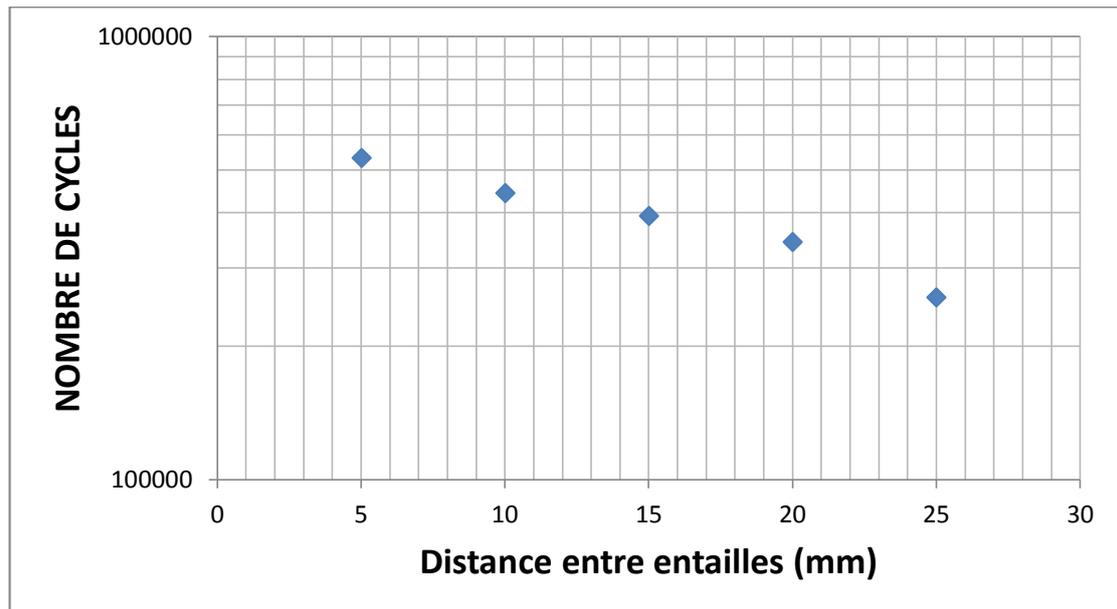


Fig.3.30. Variation de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles elliptiques

### 3.3.14. Observations et interprétations pour les entailles elliptiques

Le graphique présenté l'évolution du nombre de cycles à rupture en fonction de la distance entre entailles. L'allure de la courbe est décroissante et linéaire. Pour un espacement compris entre 5 et 25 le nombre de cycles est compris entre 29790 et 530900.

Le graphe montre que la durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre les entailles. Cette décroissance est expliquée par la diminution de la rigidité flexionnelle globale en éloignant les entailles. De plus, la durée de vie est bien supérieure par rapport aux éprouvettes présentant des entailles traversantes.

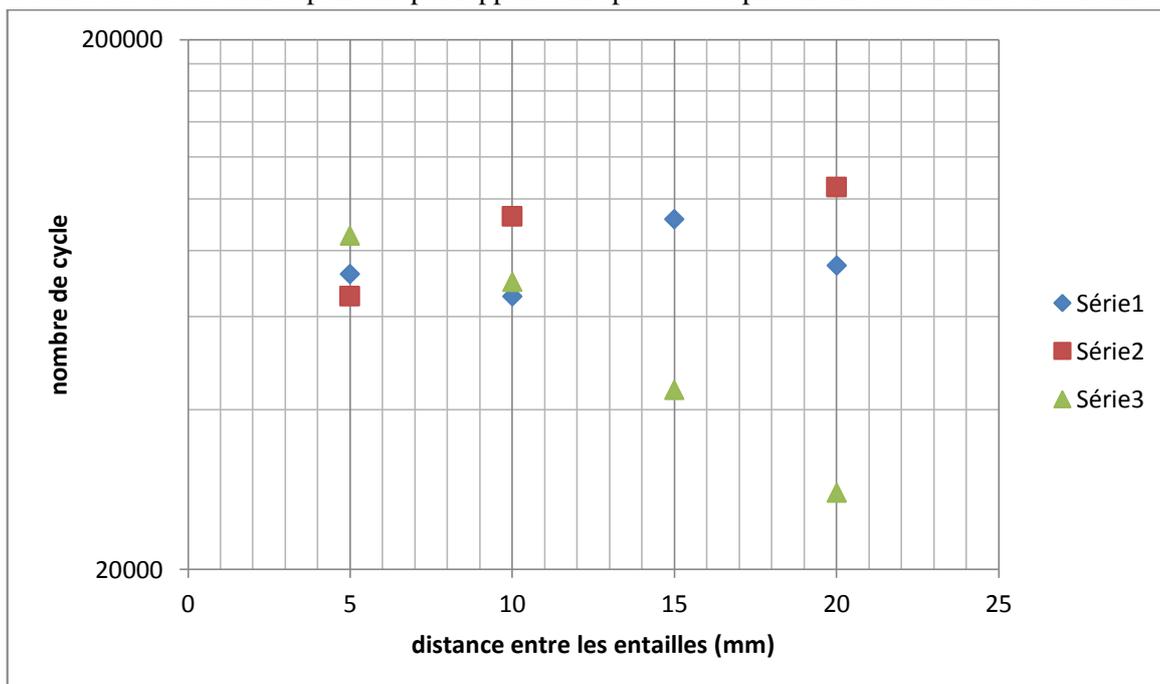


Fig.3.31. Comparaison de la durée de vie N en fonction de la distance entre les entailles traversantes

Sérié 1 et série 2 : résultats expérimentaux

Sérié 3 : résultat de simulation

### *Conclusion*

La durée de vie est inversement proportionnelle à la distance entre entailles. La mesure de la flèche statique permet de déduire que la rigidité flexionnelle diminue en éloignant les entailles. Numériquement, ce phénomène est bien montré par la simulation dans le cas d'entailles traversante ou elliptiques. Les essais n'ont pu être menés que sur des éprouvettes traversantes. Ce résultat n'est pas bien mis en évidence. Mais n'est pas complètement en contradiction avec la simulation. La qualité des entailles réalisées est le facteur le plus important sur la qualité des résultats.

### Conclusion générale :

Bien qu'il existe différents types de logiciels de simulation numérique notre choix s'est porté sur SolidWorks. Cette étude nous a permis de comparer le résultat expérimentaux et ceux obtenus par la de simulation sur des éprouvettes entaillée par fatigue en flexion plane.

Cette dernière nous a permis d'étudier l'influence de la distance entre entailles sur la durée de vie en fatigue pour un niveau de contrainte fixé donné et ceci sur différents types d'entailles.

En simulation, la durée de vie en fatigue est inversement proportionnelle à la distance entre entailles et ceci quel que soit le type d'entailles.

On remarque que pour chaque type d'entailles, la plage du nombre de cycles à rupture diffère. Les éprouvettes contenant des entailles traversante ont clairement une durée de vie plus faible par rapport aux éprouvettes elliptiques.

Les essais n'ont pu être réalisés que sur des éprouvettes ayant des entailles traversantes ; L'évolution de la durée de vie obtenue par les essais est quasi constante. Ce résultat peut être expliqué par les qualités des entailles réalisées. Des essais complémentaires doivent être réalisés en veillant à faire des entailles de meilleure qualité.

Globalement, l'essai de mesure de flèche de l'extrémité de l'éprouvette en fonction de la distance des éprouvettes montre que cette flèche augment en éloignant les entailles. Ce qui montre qu'en éloignant les entailles, la rigidité flexionnelle diminue.

Cette décroissance de la durée de vie pour des distances entre entailles plus grande est expliquée par la diminution de la rigidité flexionnelle globale en éloignant les entailles.

La simulation reste en accord avec la physique du problème. Qualitativement, les essais expérimentaux ne sont pas complètement en contradiction avec ce résultat.

La dispersion des résultats est inhérente aux essais de fatigue. Pour améliorer les résultats obtenus par l'expérience, une attention particulière doit être concentré sur la qualité du rayon en fond d'entaille, sa profondeur et que les entailles soient bien parallèles entre elles et perpendiculaire à l'axe de l'éprouvette.

De même, pour obtenir une section d'égale résistance, la forme triangulaire doit être soignée.

Concernant, la machine d'essai, nous recommandons un bon entretien des organes de machine.

L'excentricité provoquée par la machine pour charger les éprouvettes n'est pas uniforme sur toutes les éprouvettes. Ce problème peut être lié à un défaut de parallélisme entre la base de fixation des éprouvettes et les raccords pour fixer les éprouvettes à leur extrémité.

### Références Bibliographiques:

- [1] Barlas Bruno, Etude du comportement et de l'endommagement en fatigue d'alliages d'aluminium de fonderie, Doctorat Sciences Génie des Matériaux, ENSMP – Centre des Matériaux P.M. Fourt, ENSMP, p.224, 2004.
- [2].T.H.Courtney,Mechanical, Behavior of Materials, McGraw-HillSéries,Second Edition,1990,710p
- [3] La fatigue, [en ligne], [http://materiaux2005.free.fr/2006/MDM3/MDM3\\_1.pdf](http://materiaux2005.free.fr/2006/MDM3/MDM3_1.pdf)
- [4] C OFFIN, L.F.J R, Internal stresses and fatigue in metals. Elsevier Publishing, 1959
- [5] Jabbado Mohamed, Fatigue polycyclique des structures métalliques: durée de vie sous Chargements variables, Doctorat LMS, EP-LMS Laboratoire de Mécanique des Solides. EP/X, p.148, 2006.
- [6] R.Swanson, Handbook of Fatigue Testing, ASTM: American Society for testing and materials, Baltimore,212p., 1974
- [7] Jean Barralis, Précis de métallurgie, Edition Nathan, 1998.
- [8] Jean Barralis, Gérard Maeder, Métallurgie : élaboration, Structures, propriétés, normalisation, AFNOR, p. 232, Thèse de Doctorat, Institut national des sciences appliquées de Rennes, 2000.
- [9] Fabien Guillemot, Etude métallurgique d'alliage de titane pour application biomédicale,
- [10] O.O rjasaeter et al, « Effect of Plate Thickness on the Fatigue Properties of a Low Carbon Micro-Alloyed Steel », Proc. 3rd Int. ECSC Conf. on Steel in Marine Structures (SIMS'87), Delft, 15-18 June 1987
- [11] K. Sadananda and A.K. Vasudevan. Nonpropagating incipient crack from sharp notches under fatigue. Acta materialia, 52 :4239–4249, 2004.
- [12] D. Taylor, Analysis of fatigue failures in components using the theory of critical distances.
- [13] Dowling, N. E., Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue (3<sup>rd</sup> éd.). Upper Saddle River, N.J.: Pearson Prentice Hall., 2007
- [14] Schijve, J., Stress gradients around notches. Fatigue of engineering materials and structures, 3(4), 325-338., 1980
- [15] Yao, W., Xia, K., &Gu, Y., On the fatigue notch factor, K International Journal of Fatigue, 17(4), 245-251, 1995.
- [16] BATHIAS, C., PINEAU, A., Fatigue des matériaux et des structures, vol.1. Introduction, endurance, amorçage et propagation des fissures, fatigue oligocyclique et gigacyclique. Paris : Hermes science publ.294 p., 2008.
- [17] RABBE, P., LIEURADE, H. P., GALTIER, A. Essais de fatigue, partie 1. M4170,
- [18] BOUMARAF Intisar NADIR Issam , Etude et conception d'une machine de fatigue sous corrosion en flexion plane pour multi-éprouvettes, Projet de fin d'études, ENP, Alger, 2013.
- [19] Waryoba, D.C.R.; Mshana, J.S.; Effect of size and stress gradient on fatigue behaviour. International Journal of Pressure Vessels and Piping Vol. 60, No. 2, 1994, pp. 177-182
- [20] Bertolino et al. G. Bertolino, J. Crepin, and N. Bilger, "Modeling microstructures and microstructural effects on macro-scopic and intragranular mechanical behavior", Comput. Mater. Sci. 40:3, 408–416 (2007).
- [21]Neuber H, Theory of notch stresses: principles for exact calculation of strength with reference to structural form and material. 2<sup>nd</sup> ed Berlin: Springer Verlag; 1958
- [22]. ASM Handbook volume19: Fatigue and Fracture, ASM International, 1996.